



AMALIY MEXANIKA

N.S. BIBUTOV



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

**BUXORO MUHANDISLIK-TEXNOLOGIYA
INSTITUTI**

N.S.BIBUTOV

AMALIY MEXANIKA

O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan o'quv yurtlarining 5320400 – Kimyoviy texnologiya, 532100– oziq-ovqat texnologiyasi, 5540600– engil sanoat mahsulotlari texnologiyasi bakalavriat ta'lim yo'nalishlari uchun darslik sifatida tavsiya etilgan

**BUXORO-2020
"DURDONA" NASHRIYOTI**

66.0:664(075)

КБК 35я7

B 66

Bibutov N.S.

Amaliy mexanika [Matn]: darslik / N.S. Bibutov.-Buxoro: OOO "Sadriddin Salim Buxoriy" Durdona nashriyoti, 2021.-556 bet.

ISBN 978-9943-6988-5-7

УДК 66.0:664(075)

Taqrizchilar: N.M.Murodov

Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash injenerlari instituti Buxoro filiali direktorii, «Umumkasbiy fanlar» kafedrası professori, t.f.d

X.Q.Raxmonov

Buxoro muxandislik-texnologiya instituti " Texnologiyalar va jihozlar " kafedrası professori, t.f.d t.f.d

«Amaliy mexanika» - oliy o'quv yurtlarining oziq-ovqat mahsulotlari texnologiyasi va boshqa texnologik yo'nalishlari bo'yicha ta'lim olayotgan bakalavrlarga umum-muxandislik fanlarining asoslari – «Nazariy mexanika», «Mexanizm va mashinalar nazariyasi», «Materiallar qarshiligi», «Mashina detallari » da bayon qilinadigan – mexanizm va inshoot qismlarini kinematikasi, ta'sirlashuvi, mustahkamligi, yuritmalari, ko'tarish – tashish va tushirish mexanizmlarini hisoblash va loyihalash usullarini o'rganishda yordam beradi.

«Amaliy mexanika» fanini o'rganishdan maqsad talabalarni mutaxassislik fanlariga tayyorlashda, olgan bilimlarini ishlab chiqarishda texnolog yoki tadqiqotchi sifatida tadbir qilishiga yordamlashishdir. Darslikni yozishda nazariy mexanika va mexanizm va mashinalar nazariyasi fanlarini bitta fan sifatida o'rganilishiga imkon yaratildi.

« Prikladnaya mexanika » prednaznachena dlya podgotovki bakalavrov v vysshix uchebnykh zavedeniyaх po napravleniyam pishhevaya texnologiya i drugie. Kniga predusmatrivaet izuchenie osnovnykh razdelov prikladnoy mexaniki: «Teoreticheskaya mexanika», «Teoriya mexanizmov i mashin», «Soprotivlenie materialov» i «Detali mashin», gde izlagayutsya zakonomernosti rascheta napryazhenno – kinematicheskix sootnosheniy i rabotospособnosti detaley mashin i sooruzheniy.

Tselyu izucheniya uchebnika podgotovka studentov k premetam po spetsialnosti i ispozovanie poluchennoy znanii v proizvodstve.

«Applied mechanist» will help to the bachelors of higher institutions on specially of food technology to study the principles of general engineering in sphere of «Theoretical mechanics», «Theory of mechanisms and machines», «Material resistance», «Details of machine» It will help to learn the ways of projecting and calculating of mechanisms and constructive parts: kinematics; influencing, steadiness, gears, lifting – transporting and unloading mechanisms. «The aim of studying the "applied mechanics" is to prepare students to their subjects on their specialty, to implement their knowledge as a technologist or investigator into practice.

The book will give the possibility to study the theoretical mechanics and theory of machines as a single subject.

Darslik Buxoro muxandislik - texnologiya instituti ulmuy kengashida (10.07. 2019 yil, bayon №8) nashrga tavsiya etilgan.

SHARTLI BELGILAR.

F - kuch;
 F_u - inertsiya kuchi;
 N - bo'ylama kuch;
 N_k - quvvat;
 Q - ko'ndalang kuch;
 M_3 - eguvchi moment;
 M_δ - burovchi moment;
 M - aylantiruvchi moment;
 M_{kel} - keltirilgan moment;
 σ - normal kuchlanish;
 τ - urinma kuchlanish;
 l - uzunlik;
 B, B - kenglik;
 h - balandlik;
 $\frac{1}{\rho}$ - egrilik radiusi;
 I_x, I_y - tegishlicha, x va y o'qlarga nisbatan inertsiya momenti;
 I_ρ - qutb enertsiya momenti;
 W_ρ - qutb qarshilik momenti;
 W_x, W_y - o'qlarga nisbatan qarshilik moment
 x_o, y_o - bosh inertsiya o'qlari;
 n_0 - mustahkamlikning ehtiyotlik koeffitsienti;
 n - valning aylanish chastotasi;
 φ - buralish burchagi;
 φ_0 - bo'ylama egilish koeffitsienti;
 μ - Puasson koeffitsienti;
 μ_0 - uzunlikni keltirish koeffitsienti;
 λ - egiluvchanlik;
 E, G - elastiklik va siljish modullari;
 ε - nisbiy deformatsiya;
 Δl - bo'ylama deformatsiya;
 D, d - diametr;
 ψ - torayish;

W - harakatchanlik daraja;
 H - erkinlik daraja
 N_u - tsikllar soni;
 a - absolyut tezlanish;
 a_n - normal tezlanish;
 a_τ - urinma tezlanish;
 v - tezlik;
 n - harakatlanuvchi bo'g'inlar soni;
 P_5 - quyi kinematik juftlar soni;
 P_4 - oliy kinematik juftlar soni;
 m - ilashma moduli;
 F_a - bo'ylama kuch;
 F_r - radial kuchi;
 R - reaksiya kuchi;
 R_e - konus masofasi;
 ψ_B - tish enining koeffitsienti;
 d_1 - bo'luvchi diametr;
 d_a - tish uchining diametri;
 d_f - tish tubining diametri;
 h_a - tish uchining diametri;
 u - potentsial energiya;
 θ - kesimni aylanish burchagi;
 y - salkilik;
 H_B - qattiqlik;
 ρ - solishtirma og'irlik;
 G - xususiy og'irlik;
 Δt - temperaturalar farqi;
 a_w - o'qlararo masofa;
 $[\sigma]$ - ruxsat etilgan kuchlanish;
 $[\sigma]_y$ - ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish;
 d_K - tishli g'ildirak o'rni diametri;
 d_{cm} - stupitsaning diametri;
 l_{cm} - stupitsaning uzunligi;
 K - koeffitsient;

S - aniqmaslik daraja; P - bosim; R, r - radius; ω - burchak tezlik; z - tishlar soni; σ_t - temperaturali kuchlanish; $[\sigma]_H$ - ruxsat etilgan kontaktli kuchlanish; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - bosh normal kuchlanishlar; σ_{OK} - okuvchanlik chegaradagi kuchlanish σ_n - proportsionallik chegaradagi kuchlanish σ_y - elastiklik chegaradagi kuchlanish σ_B - mustahkamlik chegaradagi kuchlanish	q - chervyak diametrining koeffitsienti S_0, S_1, S_2 - etaklovchi va etaklanuvchi remenlarni dastlabki taranglik kuchlari δ - qoldiq deformatsiya, qalinlik; S_x, S_y - tegishlicha, x va y - o'qlariga nisbatan kesimni statik momenti x_c, y_c - kesim yuzalari og'irlik markazining koordinatalari. l_ρ - remenni hisoblangan uzunligi; δ_0 - obodni qalinligi; D_{OTB} - markaziy aylana diametri; η - foydali ish koeffitsienti; d_B - val kirish qismining diametri; d_n - podshipnik o'ri diametri; i - uzatish nisbati, soni t - vaqt, davr;
---	---

INDEKSLAR

x - x o'qiga nisbatan; y - y o'qiga nisbatan; z - z o'qiga nisbatan; max - maksimal; min - minimal; HOM - nominal;	u - tsikllar soni; kp - kritik mp - ishqalanish; Cm - po'lat; ∂ - dinamik;	1 - etakchi bo'g'in indeksi; 2 - etaklanuvchi bo'g'in indeksi; n - proportsional; cm - statik OK - okuvchanlik;
---	---	---

UMUMIY MA'LUMOTLAR	Po'latning elastiklik moduli	$E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
	Alyuminiyning elastiklik moduli	$E = 0,7 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
	Cho'yaning elastiklik moduli	$E = 1,2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
	Misning elastiklik moduli	$E = 1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$
	Yog'ochning tolalari bo'ylab elastiklik moduli	$E = 1 \cdot 10^4 \text{ MPa}$
	Po'latning siljishdagi elastiklik moduli	$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$
	Po'latning temperaturaviy chiziqli kengayish koeffitsienti	$\alpha = 125 \cdot 10^{-7}$
	Misning temperaturaviy chiziqli kengayish koeffitsienti	$\alpha = 165 \cdot 10^{-7}$

SO'Z BOSHI

Respublikamizda ma'rifat va ma'naviyatni yuksaltirish, ta'lim – tarbiya tizimini shakllantirish, uning milliy zaminini mustahkamlash, zamon talablari bilan uyg'unlashtirish asosida jahon andozalari darajasiga ko'tarish, yosh avlodni yuqori saviyada tayyorlash uchun nafaqat sifatli darslik va o'quv qo'llanmalarni yozish, balki samarali o'quv – uslubiy majmuaga asoslangan o'qitish uslubini yaratish muhim ahamiyatga ega.

Buning uchun, davlat ta'lim standartlari talablari asosida kasbiy va pedagogik mahoratning doimiy ravishda o'sib borishini, o'quv-tarbiya jarayonini yuqori ilmiy-metodik darajada olib borilishini ta'minlaydigan, o'qitiladigan o'quv fani yoki kursni, pedagogik yoki axborot texnologiya va o'qitishning interaktiv metodlari va kasbiy bilimlar, malaka va ko'nikmalarni muntazam ravishda yangilab borishni, o'qitish usullaridan foydalangan holda, zamonaviy innovatsion pedagogika, axborot-kommunikatsiya texnologiyalarini egallashni va ularni o'quv jarayoniga faol tatbiq etishini talab etadi.

Respublikamizdagi barcha oliy ta'lim muassasalarining texnologik yo'nalishida ta'lim olayotgan talabalar umummuxandislik fani "Amaliy mexanika"ni turli tarkibda o'qib o'rganadilar. Lekin, - oliy ta'lim muassasalarining oziq-ovqat mahsulotlari texnologiyasi, ximiyo-viy texnologiya va texnologik jarayonlarni boshqarishning axborot – kommunakatsion texnologiyalari, neft-gaz mahsulotlarini qayta ishlash texnologiyasi yo'nalishlari bo'yicha ta'lim olayotgan bakalavrlarga umummuxandislik fanlarining asoslari—"Nazariy mexanika», «Mexanizm va mashinalar nazariyasi», «Materiallar qarshiligi», «Mashina detallari » tarkibdagi " Amaliy mexanika" fanidan darslik kam.

Ushbu darslik O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan o'quv yurtlarining 5320400 – Kimyoviy texnologiya, 532100- o'zik-ovkat texnologiyasi va 540600-engil sanoat mahsulotlari texnologiyasi bakalavriat ta'lim yo'nalishlari uchun darslik sifatida tavsiya etilgan.

MEXANIKA

Hayot – tabiatni insonga betakror in'omi, lekin u quvonch, baxt keltirishi uchun, mehnat qilishni, jismoniy mehnatni engillashtirish, uning an'anaviy shakllarini takomillashtirishni o'rganish lozim. Jismoniy mehnatni engillashtirish, uning an'anaviy shakllarini takomillashtirishni o'rganish uchun o'ylash va fikrlashni, izlanish va yangiliklar yaratishni, ya'ni ma'lum bir ilm – fanga asoslangan mukammal bilimni talab etadi.

Ilm–fan deb, tabiat va jamiyat rivojlanishining va uni o'rab turgan dunyoga ta'sir etish qonuniyatini ochib beradigan bilimlar sistemasiga aytiladi. Ilm – fan izlanishining natijasini hayotga amaliy tadbiqu sifatida yaratilgan ishlab chiqarish qurollari, jihozlari tushuniladi.

Texnika deb, ishlab chiqarishda tadbiqu etiladigan va uni boshqarishda qatnashadigan mehnat qurollari, jihozlari tushuniladi. Ilm – fanning ilg'or natijalarini ko'plab ishlab chiqarishga tadbiqu etilishida texnika takomillashadi. Buning asosida esa ilmiy–texnika taraqqiyoti kelib chiqadi.

O'rta asrlarda ilmiy – texnika taraqqiyotining ilg'or rayonlari qatoriga Yaqin sharq, O'rta va Janubiy Osiyo mamlakatlari kirgan. XIII–XIV asrlarda ixtiro va yangilikni yaratilishi G'arbiy Evropada yildan–yilga oshib borgan. Buning natijasida Evropada nafaqat etuk texnik xodimlar shakllana boshladi, balki ustolar, qurilish, tog' kon, qishloq xo'jaligi va hokazo sohalarida mutaxassislar « injener» lar paydo bo'la boshlaydi. «Injener» so'zi XIII – XIV asrlarda G'arbiy Evropa mamlakatlarining tillarida paydo bo'ladi. « Injener » so'zi lotincha « ingenium » (ingenium) so'zidan kelib chiqib, « to'g'ma qobiliyat » degan birlamchi ma'noni, keyinroq esa « aql, o'tkirlik, yaratuvchanlik » ni bildiradi. « Injener » so'zi XVII asrda frantsuz va nemis tillaridan Rossiyaga kirib keladi.

Mashina va mexanizmlarni konstruktsiya qiladigan, yaratilgan texnikalarning nosoz joyini tuzatadigan, moylaydigan, ishdan chiqqan detallarini almashtiradigan mutaxassislar– mexaniklar deyiladi. Mashina va mexanizmlar konstruktsiyasini yasaydigan kishilar injener – mexaniklardir. Mashina, mexanizmlarning harakatlanish qonunlarini o'rganuvchi olimlar ham mexaniklar deb ataladi. Shunday fan sohasi **mexanika** deyiladi

Dunyoda uchraydigan hamma hodisalar bepoyon fazo va cheksiz vaqt ichida sodir bo'ladigan uzluksiz harakatlarning turli shakllaridan iborat. Harakat deganda - oddiy ko'chishdan boshlab fizik - kimyoviy, biologik o'zgarishlarda bo'ladigan murakkab jarayon tushuniladi. Harakat turlari va uning xususiyatlarini tabiiy fanlar o'rganadi. Bu harakatlarning eng soddasi hisoblangan mexanik harakatni mexanika fani o'rganadi.

Mexanik harakat – vaqt o'tishi bilan fazoda moddiy jismlarning bir – biriga nisbatan vaziyatlarining o'zgarishi. Bu harakat jismlar o'zaro ta'sirlashuvining natijasidir.

Mexanika – moddiy jismlarning mexanik harakati va o'zaro ta'sirlashuvi haqidagi fan. «Mexanika» iborasi qadimgi filosof Aristotel (eramizdan avval 384-322 y) tomonidan birinchi marotaba ishlatilgan. «Mexanik» va «mexanizm» so'zlari yunoncha «maxina» (mashina) so'zidan kelib chiqqan.

Mexanika fanining asoschisi ingliz olimi I Nyuton edi. O'tmishda yashab o'tgan buyuk yozuvchilar, kompozitorlar, rassomlarni ko'pincha klassiklar deb ataymiz. «Klassik» so'zi eng yaxshi, barkamol, namunali, hamma e'tirof qilgan kabi ma'nolarni anglatadi. Shunday bir alohida fan ham bor-ki, u o'zining barkamolligi tufayli klassik fan deb ataladi. Bu Nyutonning klassik mexanikasidir. Amalda, bolalarning o'yinchoqlarini yasashdan tortib, to ulkan kosmik kemalar konstruksiyasini ishlab chiqishga qadar barcha sohalarida Nyuton mexanikasi hamisha o'z ahamiyatini saqlaydi.

Mexanika qadimiy fanlarning biri bo'lib tabiatning barcha hodisalarida va texnikaning yaratilishida o'z aksini topadi. Chunki biror bir tabiiy hodisani uning mexanik tomonini hisobga olmasdan tushunib bo'lmaydi, mexanikaning u yoki bu qonuniyatini e'tiborga olmasdan texnika yaratilmaydi. Demak mexanika amaliy fandır.

Turmushning barcha sohalarida mashina insonning eng ishonchli yordamchisi bo'lib qoldi. Insonning mehnat va turmush sharoitlari mashinalarning miqdoriga va ularning texnik mukammalligiga bog'liq. Ishlab chiqarishni har tomonlama rivojlantirish, mehnat unumdorligini oshirish mahsulot sifatini yaxshilash, mumkin qadar engil etarli darajada mustahkam yangi texnika va texnologiya, ishqalanishga chidamli, ishonchli mashina, mexanizm va inshootlar fan yutuqlari asosida yaratiladi. Mashina insonning jismoniy va aqliy mehnatini butunlay o'z zimmasiga olishi yoki engillashtirishi maqsadida energiyani, materiallarni va axborotlarni bir turdan boshqa turga o'zgartirish uchun

mexanik harakatlar qiluvchi qurilmadir

Mashina qismlarining mexanik harakatini o'rganish mexanizmlar kinematikasining predmetini tashkil etadi. Harakatni keltirib chiqaruvchi ta'sirlashuvlar majmuasi, mexanizmlar dinamikasini ifoda etadi.

Bu muammolar qattiq jism mexanikasiga tegishli. Lekin, mashina va inshootlar tayyorlanadigan materiallar elastiklik xossasiga ega. Shuning uchun mashina va inshoot qismlari tashqi ta'sir ostida deformatsiyalanadi va bu deformatsiya juda sezilarli bo'lishi mumkin. Bunday deformatsiyaga uchragan mashina yoki inshoot qismida hosil bo'lgan ichki kuchlanish ham o'zining chegaraviy qiymatiga erishib, uning ta'sirida emiriladi. Shuning uchun, elastik jismning mexanikasi va mustahkamligi muammolari «Amaliy mexanika» fanida muhim ahamiyatga ega.

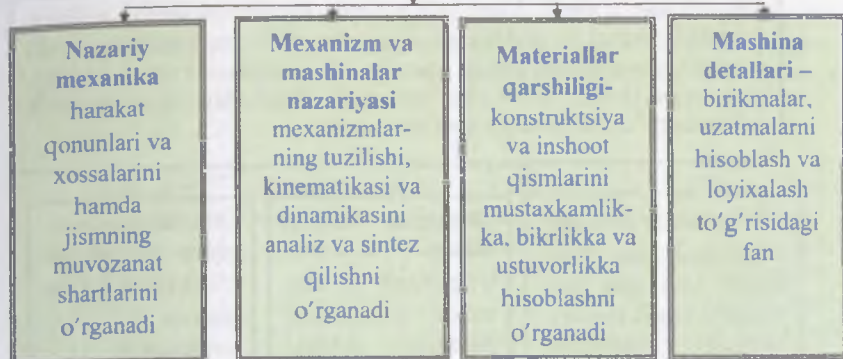
Har xil mashina va inshoot qismlarida o'zaro o'xshash va xizmat vazifasi bir xil bo'lgan standart detallar va ularning yig'ma birliklari - birikmalar mavjud. Ishlash sharoitlari va tuzilishi bir xil bo'lgan bunday mashina va inshoot qismlarini tahlili, hisoblash va loyihalash usullari ham bir xil

«Amaliy mexanika» – oliy o'quv yurtlarida ta'lim olayotgan bakalavrlarga umummuxandislik fanlarining asoslari – mashina va mexanizmlarning tuzilishi, kinematikasi va ta'sirlashuvi, mustahkamligi va birkrligi, uzatmalar va ularning birikmalarini hisoblash va loyihalash usullarini o'rganishda yordam beradi.

Amaliy mexanikaning vazifasi – mashina, mexanizm va muxandislik inshootlari tushunchalari, ularning turlari va tuzilishi, ta'sirlashuvi va kinematikasi, mustahkamlikka va birklikka hisoblash, detallarning kesimi va birikmasini xamda materialni to'g'ri tanlash, konstruktsiyasi oddiy va kam harajatli bo'lishini ta'minlash usullarini hamda harakatni amalga oshirishda qatnashadigan uzatmalarni o'rgatish

Muxandis-texnolog kasbiga kirish va texnikaviy muammolarni yechishni o'rganish uchun talabalarga «Nazariy mexanika», «Materiallar qarshiligi» va «Mashina detallari» kabi umummuxandislik fanlaridan tashkil topgan «Amaliy mexanika» fani o'qitilib kelinmoqda.

Amaliy mexanikaning tarkibi



AMALIY MEXANIKA	NAZARIY MEXANIKA	STATIKA
		KINEMATIKA
		DINAMIKA
	MASHINA VA MEXANIZMLAR NAZARIYASI	STRUKTURAVIY TAXLILI
		KINEMATIKASI
		DINAMIKASI
	MATERIALLAR KARSHILIGI	MUSTAXKAMLIK
		BIKRLIK
		USTUVORLIK
	MASHINA DETALLARI	UZATMALAR
		BIRIKMALAR

« Amaliy mexanika » fanininng boshqa fanlar bilan bog'liqligi

Matematika – inshoot konstruksiyalarini hisoblash va loyihalashda matematik amallar va tenglamalarni tadbiq etish

Fizika - materiallarni fizikaviy xossalarini tahlili

Chizmachilik - inshoot konstruksiyalarini kinematik va yuklanish sxemalarini chizish va ichki faktorlarining epyuralarini qurish

Materialshunoslik - inshoot konstruksiyalarini tayyorlashda ishlatiladigan materialarni tarkibi, mexanikaviy xossalari va ularga mexanik va termik ishlov berish asoslari

Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlari

Mexanikada o'rganiladigan ob'ektlarni kuchlar ta'sirida o'zining dastlabki vaziyati va shaklini osongina o'zgartiradigan **harakatlanuvchi mexanik sistemalar**ga kiritish mumkin. Mexanikada: harakatga, kuchga, energiyaga (ishga) ustuvorlik berilganda, harakatlanuvchan mexanik sistemalarni uchta guruhga ajratish mumkin

Asboblar harakatni o'zgartirish bilan ifodalanadi. Ular fizik jarayonlarni texnik registratsiyasida, ulchashda, matematik hisoblashda, chizmachilikda va h.k. qo'llaniladi. Soatlar, ellipsograflar, hisoblash moslamalari priborlar sifatida misol bulishi mumkin.



Mexanik moslamalar kuchlarni o'zgartirish va uzatishda qo'llaniladi. Richaglar, polispastlar, dinamometr va tarozilar mexanik moslamalarga misol bo'ladi.



Mashinalar energiyani uzatadi va o'zgartiradi. Ular mehnat jarayonlarini mexanizatsiyalash va avtomatlashtirish, qul mehnatini mashina xizmati bilan almashtirish vositasi hisoblanadi



Juda ko'plab mexanizmlar qattiq jismlarning mexanik harakatini o'zgartirib berish kabi vazifani bajaradi.

Mexanizm – barcha mashina va sanoat robotlarining kinematik asosi. Mexanizm bir yoki bir nechta bo'g'inlar harakatini boshqa bo'g'inlarning talab etiladigan harakatiga aylantirib beruvchi bo'g'inlar sistemasidir

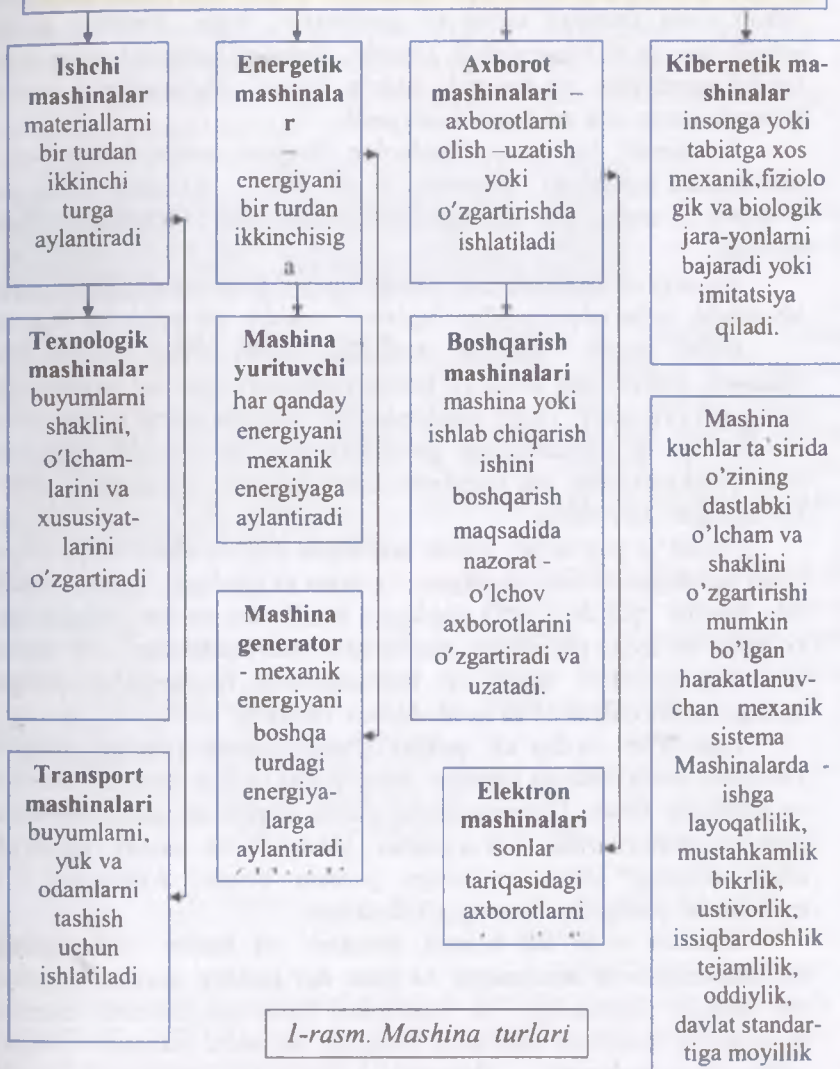
robot



uzatish mexanizmi



Mashina – bu quvvat, materiallar va axborotni o'zgartirishda harakat bilan ta'minlovchi mexanik qurilma. Energiya hosil qilish uchun harakatlanadigan, material va axborot to'playdigan yoki ishlab chiqadigan, odamni aqliy va jismoniy mehnatini engillashtiradigan mexanik qurilma mashina deyiladi.



I-rasm. Mashina turlari



Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlarining elementlari

Samolyot va ko'tarish krani, kombayn va to'quv stanogi, chang yutgich va uch g'ildirakli velosiped, avtomobil ham mashinadir. Nima uchun ana shunday xilma-xil qurilmalar bitta umumiy nom – «mashina» so'zi bilan ataladi. Chunki, ularning hammasi inson uchun foydali qandaydir ish bajaradi. Bunda asosiy ish jarayonini mashina bajaradi, inson esa uni faqat boshqaradi.

Mashinani boshqa qurilmalardan farqlash uchun imkon beradigan muhim xususiyati shundaki, u uch asosiy qismdan: ish organi, dvigatel va undan ish organiga harakat uzatuvchi mexanizmdan iborat bo'ladi.

Ish organi mashinaning asosiy qismi hisoblanadi. Uni qanday ish qilishi va bu ishni qanday bajarishi ana shu ish organiga bog'liq.

Ishlab turgan tokarlik stanogida detal o'tkir keskich bilan ishlanadi. Stanokning detal va keskich mahkamlanadiga moslamalari uning ish organidir. Tikuv mashinasining chokni uning mokisi bilan naychasi va ip o'tkaziladigan ignali oyoqchasi hosil qiladi. Ana shular tikuv mashinasining ish organidir. Ekskavatorning ish organi uning er kovlaydigan kovishidir.

Metall va yog'ochga ishlov beradigan, qog'oz ishlab chiqaradigan, kitob bosadigan, kiyim tikadigan va mato to'qiydigan, kolxoz dalalarida hosilni yig'ib – terib oladigan, kanal va yo'llar o'tkazadigan, ko'prik va uylar quradigan mashinalar ish mashinalari deb ataladi. Ularning ayrimlari zavod va fabrikalarning tsexlariga o'rnatilgan, boshqalari esa dalalarda va qurilishlarda ishlaydi.

Passajirlar va har xil yuklar transport mashinalarida tashiladi. Transport mashinalariga kemalar, samolyotlar, teplovozlar, avtomobillar va boshqalar kiradi. Ularning «ishi» yurish, suzish va uchishdan iborat. Bunday mashinalarning ish organlari –yuritgich deb ataladi, chunki ular mashinalarning harakat qilishiga yordam beradi. Avtomobil va teplovozda yuritgich ularning g'ildiraklari.

Shunday qilib, *ish organi, dvigatel va undan ish organiga harakat uzatuvchi mexanizmi bo'lgan har qanday qurilma mashina* deb ataladi. Insonning o'zi mashinani harakatga keltirishi mumkin, ya'ni uning dvigateli vazifasini bajarishi mumkin, masalan velosiped, oddiy tikuv mashinasi. Dvigatel – energetik mashinadir, chunki

bunday mashinalar energiyaning biror turini boshqa turdagi energiyaga aylantiradi. Masalan, elektr energiyasi mexanik energiyaga aylanadi.

Mexanikada o'rganiladigan ob'ektlarni kuchlar ta'sirida o'zining dastlabki o'lchami va shaklini o'zgartirishi mumkin bo'lgan harakatlanuvchan (mashina, mexanizm) yoki harakatlanmaydigan (bino, ko'priklar, rezervuar) mexanik sistemalarga kiritish mumkin. Mashina va mexanizmning ishchi organi harakatlanadi. Bu faktor mashina yoki mexanizmni muxandislik inshootidan farqini belgilaydi.

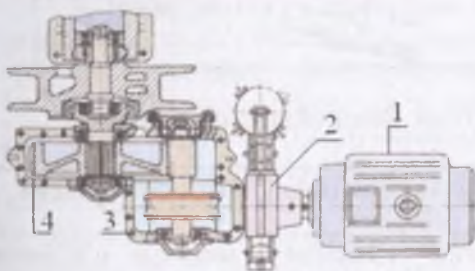
Muxandislik inshootlariga binolar, ko'priklar, tonnellar, rezervuar va hokazolar misol bo'ladi.



2 – rasm
Muxandislik
inshootlari



Vaziyati va harakati boshqa jismlarning vaziyati va harakatiga bog'liq bo'lgan qattiq jismlarning to'plamiga mexanik sistema deyiladi. Sistemani tarkibiga kiruvchi qattiq jismlarni, uning elementlari deyiladi.



3– rasm

Energiya ishlab chiqaruvchi mashina, turli uzatish mexanizmlari va boshqarish apparatidan tashkil topgan qurilma **yuritma** deyiladi.

3– rasm. Yuk ko'taruvchi kran strelasini aylantiruvchi mexanizm yuritmasining tarkibi:

1. elektrodvigatel,
2. mufta, 3. chervyakli uzatma,
4. tsilindrik tishli uzatma

Uzatish mexanizmlarining asosiy vazifasi: harakatni uzatish va o'zgartirish; tezlikni nazorat qilish; mashinani turli ishchi qismlari orasida quvvatni taqsimlash va h.k.

Detal – yig'uv uslublari qo'llanilmasdan bir xil materialdan ishlab chiqilgan mashinaning qismidir.

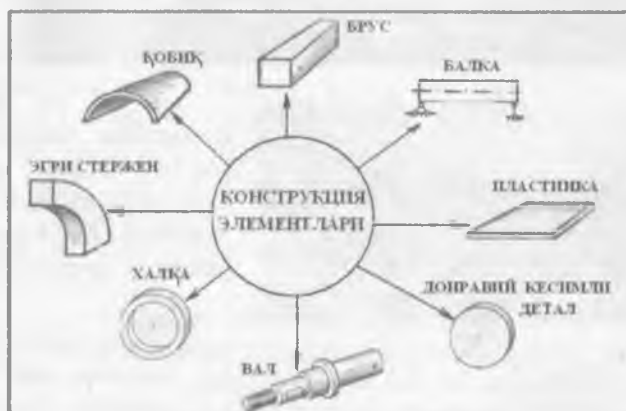
Val- burovchi momentni uzatadigan, buralish va egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus.

O'q-mashina qismlarini aylanishiga yordam berib faqat eguvchi moment ta'siriga uchraydigan brus.

Brus deb, uzunligi boshqa o'lchamlaridan katta bo'lgan elementga aytiladi. Ingichka brus **sterjen** deyiladi.

Qalinligi boshqa o'lchamlaridan kichik bo'lgan element **plastinka** deyiladi. Egri plastinka **qobiq** deyiladi.

Ikkita tayanchga tiraluvchi va egilishga qarshilik ko'rsatuvchi brus **balka** deyiladi



4- rasm. Konstruktsiya elementlari.

Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlariga qo'yiladigan talablar.	
Ishga layoqatlilik	- texnik shartlar va hujjatlar va tanlangan o'lchamlar asosida talab qilingan xizmat vazifasini bajarish qobiliyati.
mustahkamlik	– material (<i>detal</i>) tashqi kuch ta'siriga emirilmasdan qarshilik ko'rsata olishlikdir. Mustahkamlikga hisoblashdagi talab kam material sarflab detallarni berilgan yukga bardosh berishlik qobiliyatini oshiradigan o'lchamlari va shaklini aniqlash imkoniyatini beradi.

bikrlik	– konstruktsiya elementlarini deformatsiyasi juda kichik bo'lib, oldindan berilgan qiymatidan oshmasligi
ustivorlik	–konstruktsiyaning (<i>inshoot</i>) detali o'zining to'g'ri chiziqli holatini yoki shaklini yo'qotmaslik qobiliyati.
issiqbardoshlik	– yuqori temperatura ta'sirida detallarning o'z mustahkamligi va xususiyatlarini saqlash qobiliyati.
tejamliiligi	– detallarni narxi va ekspluatatsion xarajatlari kam bo'lishi
oddiyligi	– konstruktsiya detalini shakli va o'lchamlari shunday tanlanishi kerakki, ularni tayyorlash vaqti va mehnati kam sarflanishi
davlat standartiga moyilligi	– alohida detallarni shakli va o'lchami umumiy normativga mos tushishi kerak.

Yuqoridagi barcha talablar hisobga olingan holda konstruktsiya qismlarini loyihasi tuziladi. Loyihalash bir necha etapda bajariladi:

1. **Eskizli loyihalash** – bo'lajak mashinaga tushadigan kuchlarni hisobga olgan holda konstruktor mashina yoki inshoot qismlarining o'lchamlarini hisoblaydi va tanlaydi;

2. **Texnik loyihalash** – hisoblashlar asosida mashina umumiy ko'rinishining chizmasi tuziladi.

3. **Ishchi loyiha** – tekshirilgan va oxirgi hisoblashlar asosida mashinaning alohida detallari va mexanizmlari umumiy ko'rinishining chizmasi tayyorlanadi; ishchi loyiha mashinani yig'ish uchun kerak bo'lgan barcha ma'lumotlarga ega bo'ladi.

Loyihalash va konstruktsiyalash to'g'risida ma'lumot.

Yaratiladigan mashina ishlab chiqarish talablariga javob berishi, yuqori iqtisodiy samara va ekspluatatsiya ko'rsatkichlariga ega bo'lishi lozim. Mashinaga qo'yilgan talablarni hammasi loyihalash va konstruktsiyalash jarayonida e'tiborga olinadi.

Loyihalash–buyumni umumiy konstruktsiyasini ishlab chiqish

Konstruktsiyalash–printsipial sxemadan real konstruktsiyaga o'tish uchun barcha savollarga ketma-ket javob berish (ishlab chiqish

Loyiha – loyihalash va konstruktsiyalash natijasida hosil bo'ladigan hujjat.

Loyihaga texnik topshiriq–yaratiladigan konstruktsiyaning vazifasi va ekspluatatsiya qilish, ishlash rejimi, uning asosiy xarakteris-

tikalariga (geometrik, yuklanish va kinematik) qo'yiladigan talablarni ishlab chiqish.

Eskizli loyiha—bir necha variantda bajarilishi mumkin, bunda to'liq va aniq hisoblash asosidagi tahlili bajariladi va eng qulay variant qabul qilinadi.

Texnik loyiha — optimal eskizli loyiha variantini konstruktiv ishlab chiqish va ayrim aniqlashtirilgan o'zgartirishlar kiritish. Ishchi hujjatlashtirish—konstruktsiyalashni oxirgi etapi, barcha detallarni va yig'ma birliklar ishlab chiqarish uchun chizmalarni tayyorlash

MEXANIKANI RIVOJLANISHIGA HISSA QO'SHGAN OLIMLAR

Mexanika qadimiy fan. Manbalarga ko'ra bu fanga asos solinganiga 2500 yilga yaqin bo'lgan. O'tgan davrda qishloq xo'jaligi, qurilish, to'qimachilik va engil sanoat mashina va mexanizmlari oddiy ko'rinishdan mustahkam va takomillashgan shakldagi ko'rinishga ega bo'lib rivojlanib kelmoqda. Bunday rivojlanish mexanikaviy fanlarni ishlab chiqarish bilan o'zaro hamkorlikda taraqqiyot etib kelayotganligidir.

Mexanika fanining tarixi, unga asos solingan vaqtdan fan sifatida shakllanganiga qadar, taraqqiyot yo'li esa uning nazariy- ilmiy asoslari va qonunlarini yaratilishi hamda ularni hayotga tadbiiq etilishi bilan bog'liq.

ARXIMED

(eramizgacha 287-212 y)



Buyuk matematik va mexanik Arximed eramizdan 287 yil avval Sitsiliya orolidagi Sirakuzi shaxrida tug'ilgan. Iskandariyada ta'lim olgan, qirqqa yaqin har xil mexanizm va mashinalar yaratdi.

Polispast, ekin maydonlarini sug'orish mashinalari, tishli g'ildirakni harakatga keltiruvchi cheksiz vintlar, Arximed

vinti va richagli har xil mexanizmlar shular jumlasidandir. Arximed richaglar nazariyasini yaratdi. Uning bu sohadagi kashfiyoti mexanika-
kada «oltin qoida» nomi bilan yuritiladi. Arximedning injeneriya haqidagi qarashlari bor. Arximed injenerlikda nafaqat o'zining harbiy mashinalari bilan balki vintli suv ko'targich va ko'p bo'limli reduktorini yaratdi. Vintli suv ko'targich sal kam 2000 yil foydalanib kelindi. Arximedning vint suv ko'targichi hozirgi aviatsiyada propeller, kemasozlikda vintning prototipi hisoblanadi. Suv qirg'oqida aylanuvchi strelali kranlar, katapult, tosh igr'atuvchi mashinalar, kryuchoklar, egri oynalar va Arximed spirali yaratildi.



XORAZMIY (780 – 850)

Abu Abdulloh (Abu Ja'far) Muham-mad ibn Muso al-Xorazmiy – matematik, astronom, geograf; mustaqil «Aljabr» (algebra) fani va «algoritm» tushunchasiga asos solgan. Taxminan 780 yilda Xivada to'g'ilgan, 850 yilda Bag'dodda vafot etgan. «Kitob aljabr val-muqobala» (Tiklash va qiyoslash), «Hisob al -

Hind » asarlari va « Astronomik jadvallar» XII asrdayoq lotin tiliga tarjima qilinib, Evropada keng tarqalgan, o'nli sanoq sistemasi va algoritm (Al – Xorazmiy nomining lotincha transliteratsiyasi) tushunchasi yoyilishiga olib keldi. Kitob nomidagi «al-jabr» so'zi Evropada «algebra» atamasi ko'rinishida qabul qilingan. «Kitob surat – al – arz » (« Er surati») risolasi geografiyaga oid arab tilidagi birinchi asar bo'lgan. Xorazmiy Bag'dod akademiyasi – «Bayt ul-Hikmat» (« Donolar uyi ») ning rahbarlaridan biri bo'lgan. Er meridiani uzunligini o'lchashda ishtirok etgan. U usturlab (astrolyabiya) va Quyosh soati yasash, tarix, musiqaga oid risolalar yozgan.



AHMAD al - FARG'ONIY (790 – 865)

Abdul Abbos Ahmad ibn Muhammad ibn Kasir al – Fargʻoniy-
astronom, geograf, matematik:
sferik trigonometriya asoschi-
laridan biri.

Taxminan 790 yilda Fargʻona vodiysida toʻgʻilgan va 865 yilda Bagʻdodda vafot etgan. Nil daryosining oqimini oʻlchash uchun asbob yasagan, usturlab (astrolyabiya) yasashga oid bir necha risolasi mashhur boʻlgan. «Samoviy harakatlar va umumiy ilmi nujum kitobi» asri «Astronomiya asoslari haqidagi kitob» nomi bilan ham maʼlum boʻlib 1145 va 1175 yillarda Evropada lotin tiliga tarjima etildi va bir necha asrlar davomida Evropa universitetlarida asosiy darslik sifatida qoʻllanildi. Asarni lotincha tarjimasi 1493 yilda tosh bosma usulida, 1669 yil mashhur golland matematigi va arabshunosi Yakob Golius yangi tarjimasini chop etdi.



FOROBIY (873 – 950)

Abu Nasr Muhammad ibn Muhammad ibn Ullugʻ Tarxan al – Forobiy 873 yil Forob hozirgi Chimkent viloyatida tugʻilgan, 950 yilda Damashqda vafot etgan faylasuf, mutafakkir, qomusiy olim.

Forob, Toshkent, Buxoro va Samarqandda oʻqigan. Bagʻdodda yashab Yunon olimlarining asarlarini oʻrgangan. Forobiy 70 dan ortiq tilni bilgan 940 yilda asosan Damashqda gʻaribona yashab, umrini ilm – fanga bagʻishlagan. Olim fanning turli sohalariga oid 160 dan ortiq asarlar yozganligi maʼlum. Zamondoshlari tomonidan «Sharq Arastusi», «al-Muallim – as – Soniy» («Ikkinchi muallim» Aristoteldan keyin) deb atalgan. Aflotun (Platon), Arastu (Aristotel), Uqlidus (Evklid), Botlimus (Ptolemey) asarlariga yozgan sharhlari, falsafa va mantiqqa oid risolalari Sharqda ham, Gʻarbda ham mashhur boʻlgan. Forobiy asarlari oʻsha davr fanining barcha sohasini qamraydi. «Kitob al –

burxon » (Isbot kitobi), « Ixso al – ulum » (Ilmlarning kelib chiqishi va tasnifi) va boshqa asarlari mavjud. Adolatli jamiyat, olamning abadiyligi haqidagi g'oyalari Evropa Uyg'onish davriga ta'sir qilgan. Forobiy Bekon dunyoqarashi va eksperimental fan uslubi shakllanishida muhim rol o'ynagan.

Forobiy geometriyaga va geometrik yasashga doir takrorlanmas ma'lumotlar qoldirgan. Uning «Matematik traktatlar» kitobining « Geometriya figuralarining nozikligi haqidagi tabiiy jumboqlar va yasash usullarining ilohiyligi » bo'limida oddiy va murakkab shakllarning hosil qilinishi va ularga geometrik jismlarning ishtiroki tadbiq qilinadi.



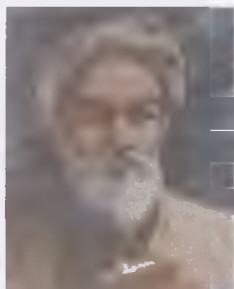
BERUNIY (973 – 1048)

Abu Rayhon Muhammad ibn Ahmad al – Beruniy – qomusiy olim, mutafakkir. 973 yil 4 sentyabr Kat (Xorazm poytaxti) shahrida tug'ilgan, 1048 yil 11 dekabrda Faznada vafot etgan. Uning nasl-nasabida «berun » so'zi

«tashqi shahar», Beruniy esa «tashqi shaharda yashovchi» ma'nosini bildiradi. Arab, sug'diy, fors, suryoniy, yunon, qadimiy yahudiy, hindistonda sanskrit tillarini bilgan.

16 yoshidan astronomik kuzatishlar olib borgan. Ustozi xorazmlik atoqli olim Abu Nasr ibn Iroq al – Mansur XII asarini Beruniyga bag'ishlagan. Dunyoda birinchi globus (diametri 5 m.li yarim shar) yasagan. Xorazmda « Ma'mun akademiyasi » rahbarlaridan biri. 1017 yilda Mahmud Faznaviy uni Faznaga olib ketadi. Bu davrda Beruniy Hindistonga ilmiy safarga boradi. Ilmiy merosi 150 dan ortiq kitob va risolalardan iborat. Qisqacha « Al– Qonun al Ma'sudiy », «Hindiston», «Geodeziya», «Xronologiya» va boshqa asarlarining tarixdagi roli katta, geliotsentrik sistema, tajriba va kuzatuv ilmiy xulosalari fan taraqqiyoti uchun katta ahamiyatga ega. O'z zamonasining hamma fanlarini, birinchi navbatda falakiyot (astronomiya) fizika, riyoziyot va boshqa fanlarni puxta egallagan. 1035 – 1036 yillarda Beruniy o'z ilmiy ishlari-ning ro'yxatini tuzadi. Bunda shu vaqtgacha yozgan kitob, risola, ilmiy

ishlarining soni 113 taga etganligini aniqlaydi. Asarlarining 70 tasi falakiyot, 20 tasi riyoziyot, 12 tasi geologiya va geodeziya, 3 tasi ma'danshunoslik, 4 tasi xaritografiya, 3 tasi iqlim shunoslik, biri fizika, biri dorishunoslik, 15 tasi tarix va elshunoslik, 4 tasi falsafa, 18 tasi adabiyot va boshqa fanlar. Uning geodeziyaga tegishli asari « Tahdid nihoyot il-amokin li- tashih masofiy il-masokin » («Turar joylar masofalarni aniqlash uchun manzillarning chegaralarini belgilash ») 1025 yil 18 noyabrda yozib tugatilgan. Beruniy 1029 ta yulduzning koordinatalari va yulduz kattaliklari qayd etilgan yulduzlar jadvalini tuzgan. Erning harakati, dunyo xaritasini tuzgan, Er meridiani yoyining bir darajasi 110295 *m.* ga teng deb topdi.



IBN SINO (980 – 1037)

Abu Ali Husayn ibn Abdullo ibn Sino - qomusiy olim, mutafakkir, tabib, faylasuf, shoir. 980 yil avgustda Buxoro yaqinidagi Afshona qishlog'ida tug'ilgan. 1037 yil 18 iyunda Isfaxonda vafot etgan. «Olimlar olimi » unvoni bilan atalgan. Evropada Avitsenna nomi bilan mashhur.

Ibn Sinoning «Aql mezoni» kitobida vint turlari hamda vintli uzatma, mashina va mexanizmlarning tuzilishi, ularning birikmalari, charx, bloklarni tasvirlab, ularni yig'ish chizmalarini ham chizgan. Ibn Sinoning «Donishnoma » kitobining to'rt bobi chizma geometriyaga bag'ishlangan

ULUG'BEK (1394 – 1449)



Ulugbek – buyuk olim, astronom va matematik, davlat arbobi. Amir Temurning nabirasi. Ulugbek O'rta Osiyo xalklari ilm – fani va madaniyatiga katta hissa qo'shgan. Har sohadan keng bilim olgan Ulugbek 1420–29 yillari Samarkand yaqinidagi Obi - Raxmat tepaligida rasadxona qurdirdi. Bino uch qavatli tugarak shaklida bo'lib, diametri 46-40 metr, balandligi 30 metrcha edi. Rasadxonaning asosiy quroli – burchak o'lchaydigan juda o'lkan asbob (vertikal

doira)dan iborat, uning radiusi 40,212 metr, yoyining uzunligi 63 metrga teng edi. Ulug'bek qalamiga mansub ilmiy asarlardan biri uning ziji. Bu asar «Ulug'bek ziji» yoki «Ziji Kuragoniy» nomlari bilan mashhur. «Zij» forscha «Zik» so'zidan olingan va u «jadval» degan ma'noni bildiradi

JAMSHID G'IYOSIDDIN AL – KOSHIY

Ulug'bekning akademiyasi haqida gapirganda akademiya namoyandalaridan G'iyosiddin Jamshid al-Koshiy (Koshoniy) ga alohida to'xtash lozim bo'ladi, chunki agar Kozi Zoda Rumiyni Ulug'bek o'z ustoz sifatida tan olgan bo'lsa, al-Koshiy Samarqandga keyinroq (1417 yildan) kelgan. Bizgacha etib kelgan asarlari «Arifmetika kaliti» («Miftax al-hisob») va «Aylana haqida risola» («Risola filmuhitiya»). Al-Koshiyning ilmiy ishlar qo'lyozmalari Berlin, Qoxira, Leyden, Sankt – Peterburg, London kutubxonalarida saqlanmoqda.

G'iyosiddin Jamshidning fikricha, «Arifmetika kaliti» ni 1427 yil yozgan va Ulug'bekning kutubxonasiga sovg'a qilgan. Bu risolani arab tilidan rus tiliga tarjimasi 1956 yilda chop etildi. Al-Koshiy arifmetikani juda keng ma'noda amaliy hisob masalalarida ishlatishni er o'lchov, me'morchilik va boshqalarda foydalana bilishni tavsiya etdi. Bu risola hisoblash usullari, tekis geometrik shakllarning turlari va ularning yuzasini, fazoviy geometrik jismlarning turlari va ularning hajmini aniqlashga bag'ishlangan. «Arifmetika kaliti» risolasi 5 ta kitobdan iborat bo'lib, to'rtinchi kitobi o'lchash usullariga bag'ishlangan. Ushbu kitobning 1 – 5 boblari tekis geometrik shakllar haqida tushunchalar, yuzani aniqlash va chizmalar berilgan 6–7 boblari fazoviy geometrik jismlar haqida tushunchalar, ularning hajmlarini aniqlash haqida so'z yuritilgan. Ushbu risolaning 9–bobi «Bino va inshootlarning o'lchami haqida.». «Arifmetika kaliti» risolasining me'morchilikka bag'ishlangan ushbu bobi nafaqat riyoziyot fanining tarixi uchun, balki me'morchilik va grafikaviy fanlar uchun ham katta ahamiyatga ega. Ushbu bobda Yaqin va O'rta Sharq me'morchiligida keng tarqalgan arkalar, gumbazlar va boshqa shakllarning elementlari haqida gapirilgan.

LEONARDO DA VINCHI (1452 - 1519)



Mashhur Italyan olimi – rassom, prokat stanlari, tokarlik stanoki, qurilish va harbiy suv dvigateli mashinalarining mexanizmlari, uzatish mexanizmlarini yaratdi. Nazariy va Amaliy mexanika sohasida ishlar olib bordi. Richaglar nazariyasi, jismlarning og'irlik markazini topish, jismlarning qiya tekislikdagi harakati, kuchlarni qo'shish va ajratish, ishkalanish koeffitsienti, zarb nazariyasi, jismlar harakati inertsiasiga oid ishlar qildi. XV asr 80–90 yillarda parashyut loyihasini ishlab chiqdi.

Leonardo Da Vinchining qo'l yozmasida mexanika, konstruktsiyalar mustahkamligi masalalari uchraydi. Masalan, cho'zilishga sinash. Bir uchi mahkam bog'langan sim qancha yukni ko'tara oladi. Simni ikkinchi uchiga osilgan yashikga voronka yordamida sim uzilgunga qadar qum solinadi. Voronkani teshigi unga o'rnatilgan prujina yordamida bekiladi. Qumni og'irligi va simni uzilish nuqtasi belgilanadi. Moment tenglamalarini tadbiq etib, Leonardo Da Vinchi arkada hosil bo'ladigan kuchlarni aniqlash masalalarini echdi.

ISAAC NYUTON (1642 – 1727)



I.Nyuton ta'limni (1209 yilda tashkil etilgan) Kembridj universitetida oladi. 1687 yil Londonda « Tabiiy filosofiyani matematik boshlanishi» nomli mexanika sohasida o'zining mashhur asarini chop etdi.

Bu asarda mexanik harakatning asosiy qonunlari berilgan. 1713 va 1726 yillarda chop etilgan ushbu asarda ilgari surgan nazariyalarini takomillashtirdi. Massa, harakat miqdori, kuch, fazo va vaqt tushunchalarini tahlil qildi.

I - QONUN

Har qanday jism tashqi kuch ta'sirida bo'lmasa, u o'zining tinch yoki muvozanat va to'g'ri chiziqli harakatini saqlaydi

II - QONUN

Harakat miqdorining o'zgarishi qo'yilgan tashqi kuchga proportsional va kuchni ta'sir chiziqli bo'ylab kuch yo'nalishida sodir bo'ladi

III - QONUN

Ta'sirga hamisha teng va aks ta'sir mavjud, shuning uchun ikki jismning o'zaro ta'sirlari teng va bir to'g'ri chiziqli bo'ylab qarama – qarshi tomonga yo'nalgan



D.ALAMBER (1717 – 1783)

1717 yil 16-17 noyabrga o'tar kechasi Parijda tug'ildi

D.Alamber printsiptini $\overline{F} + \overline{N} + \overline{F}'' = 0$ dinamika haqidagi traktlarda (1743y) bayon etdi. Zamonaviy darslarda D. Alambarning bir qancha qoidolari va formulalarini uchratish mumkin. D.Alamber olim va entsiklopedist edi

Agar aktiv kuch va bog'lanish reaksiya kuchi ta'siridagi nuqtaga har onda uning inertiya kuchini qo'ysak, bu kuchlar o'zaro muvozanatlashadi.

I. P. KULIBIN (1735 - 1818)



Asbobsozlik, soatsozlik, yogoch va metall ko'priklari, optik telegraf va paraxodsozlik mashinalari bilan shug'ullandi. 1769 yil I.P Kulibin akademik ustaxonani boshqardi. Ustaxonada instrumental, optik, barometrik, tokarlik va stolyarlik bo'lim lari bo'lgan. Teleskop, mikroskop, termo metr, barometr,

havo nasosi, aniq tarozilar, soatlar, elektrik priborlar ishlab chiqilgan. 70 yillarda juda katta o'lchamli va quvvatga ega elektrofor quriladi.

P. L. CHEBISHEV
(1821 - 1894)



Mashxur rus matematigi va mexanigi akademik Pafnutiy Lvovich Chebishev mexanizmlar nazariyasi fanining «Parallelogrammlar nomi bilan mashxur bo'lgan mexanizmlar nazariyasi», to'g'ri chiziqli yo'naltiruvchi mexanizmlar sohasidagi asarlari bilan boyitdi. P.L. Chebishev mexanizmlar apparatini – mexanizmlar nazariyasiga tadbqiq etdi. Uning mexanizmlar strukturasi aniqlovchi formulasi (1869 yil.)

$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

hozirgi vaqtda ham mexanizmlarni harakatchanlik darajasini aniqlashda qo'llanilmoqda.

N. E. JUKOVSKIY
(1847 – 1921)



Nikloay .Evgenevich Jukovskiy 50 yilga yaqin Moskva universitetida (1886) va Moskva oliy texnika bilim yurtida (1874 yildan) nazariy mexanikadan dars bergan.

N.E.Jukovskiy ta'biriga muvofiq, mexanik uchun: mexanikani masalalarini yechish; narsalarni o'zligicha o'rganish; kuzatish va

tajribadan nazariyani asoslash; analiz va geometriyaga tayanish lozim.

Moskva universiteti talabalari uchun N.E.Jukovskiy nazariy mexanikani kinematikadan boshlaydi. U «Mexanika jismlarni harakati va ta'sirlashuvi to'g'risidagi fan » bo'lganligi uchun masalani qanday qo'yilishidan qat'iy nazar, u uch qismga: kinematika, statika va dinamikaga bo'linadi» deb aytgan

I.V. MESHERSKIY **(1859 – 1935)**



Ivan Vasilevich Mesherskiy 10 avgust 1859 yil Arxangelsk shahrida tug'ilgan. Sankt Peterburg universiteti va Politehnika institutida nazariy mexanikadan ma'ruzalar o'qiydi. nazariy mexanikadan darslik yozdi va bu fanni rivojlanishiga salmoqli hissa qo'shdi. Uning nazariy mexanikadan masalalar to'plami hozirgi kunda ham institutlarda qo'llanilib kelmoqda. Nazariy mexanikadan masalalar to'plamining birinchi nashri 1914 yilda va 3 nashri 1972 yilda chop etildi.

Buyuk pedagog I.V. Mesherskiy mexanika qonunlarini o'rganish asosida muxandislik faoliyatini takomillashtiradi va mustahkamlaydi. Shuning uchun matematika, mexanika, fizika va ximiya barcha texnik bilimlarning asosini tashkil etadi deb o'rgatar edi.

Uyg'onish davrining olimi Italiyalik D.Kardan (1501-1576) soat va tegirmon mexanizmlarining harakatini o'rgandi. Italiyalik olim Galileo Galiley (1546–1642) mayatnikning tebranish qonunini, jismning o'z og'irligi ta'sirida harakatlanish qonunini kashf etib mexanikaning dinamikasiga asos soldi. Galiley bir tekis harakatlanmaydigan nuqtaning to'g'ri chiziqli harakati vaqtida tezlik va tezlanishlar bo'lishini birinchi bo'lib mexanikaga kiritdi, dinamikaning birinchi qonuni bo'lgan inertsia qonunini ta'riflab berdi va bo'shliqda gorizontga nisbatan ma'lum burchak ostida otlangan jism traektoriyasining paraboladan iborat bo'lishini ko'rsatdi.

Materiallar qarshiligi fanining tarixiy taraqqiyotida italiya olimi G.Galiley sterjenlarning qarshilik ko'rsata olishini baholashni analitik ravishda hisoblanishi zarurligini ko'rsatdi. Materiallar qarshiligi to'g'risidagi birinchi kitobni ham Galiley 1638 yilda nashr etdi.

Galiley Stivenning (1548–1620) mumkin bo'lgan ko'chishlar nazariyasiga o'laroq, qiya tekislik ustida yuritilgan mulohazalari asosida – nimaiki kuchdan yutsa, u tezlikdan yo'qotadi, degan mexanikaning oltin qoidasi ta'rifini yaratdi. Frantsuz olimlari G.Amonton (1663-1705)

va Sh.Kulon (1736-1806) birinchi bo'lib tinch holatdagi va sirpanishdagi ishqalanish kuchlarini aniqlash formulalarini taklif etdilar.

XVIII asrda Frantsiyada Vokanson, Shvetsiyada ota – bola Dro, Rossiyada Kulibin yaratgan mexanizmlar o'sha davr olimlarining mashinalar barpo etishiga asos bo'ldi.

Kinetik energiyaning o'zgarishi to'g'risidagi teorema qonunining Iogann Bernulli (1667–1748) va Daniil Bernulli (1700 – 1782) lar tomonidan ishlab chiqilishi mexanik sistema dinamikasini rivojlantirdi

Peterburg Fanlar akademiyasining akademigi Ya. German dinamika masalalarini statika masalalariga keltiruvchi mexanika printsipini ishlab chiqdi. Ya.German tomonidan 1716 yilda topilgan bu printsip kinetostatikaning o'zidir. 1737 yil L.Eyler bu printsipni rivojlantiradi va egiluvchan jismlar tebranishlarini o'rganadi. Dalamber printsipi German va Eyler metodlarini rivojlantirdi va mexanikaviy sistemalar dinamikasini o'rganishga yo'l ochdi.

1771 yilda fratsuz olimi Kulon «Oddiy mashinalar nazariyasi » asarini yozdi. 1794 yil frantsuz olimi Gaspar Monj Parijda politexnika maktabini tashkil etdi va u erda birinchi marta mexanizmlar nazariyasi o'qitila boshlandi. 1722 yil Rossiyada G.G. Skornyakov – Pisarevning « Statika fani, ya'ni mexanika» degan kitobi bosilib chiqdi. 16 yil o'tgach Peterburgda akademik I.V. Kraftning «Rossiya yoshlarining o'rganishi uchun oddiy va murakkab mashinalar to'g'risida » nomli kitobi nashr qilindi. 1774 yil rus mexanigi S.K.Kotelnikovning «Jismlar harakati va muvozanati to'g'risidagi ta'limot » kitobi bosilib chiqdi. Mumkin bo'lgan ko'chishlar nazariyasi mashina va mexanizmlar dinamikasini o'rga-nishda juda qulaydir. Lagranj (1736 – 1813) German, Eyler va Dalamber printsiplarini birlashtirib, ularni statikaning umumiy printsipi bilan bog'lab amaliy masalalarni hal etishda qulay ko'rinishga keltirdi. Galiley o'zgaruvchan harakat dinamika qonunlarini, Langranj virtual ko'chishlar printsipini, Koriolis mexanik harakatlardagi o'zaro ta'sirning chuqurroq tushuntirib berdi.

Rus mexanigi I.I.Polzunov (1728-1766 y) birinchi bo'lib ikki tsilindrli bug' dvigatelining loyihasini ishlab chiqdi. Yuqoridagi izlanishlar «Amaliy mexanika» nomi bilan XIX asr boshida shakllana boshladi. V.L. Kirpichev (1845–1913) tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlar kinematikasi sohasida ish olib bordi «Mexanika haqida suhbatlar» asarida mexanikaning asosiy masalalari oddiy va tushunarli bayon etilgan.

N.E.Jukovskiy (1847 – 1921) ning « Dinamikaning kinematik zanjirlar haqidagi masalalarini richag ko'rinishidagi masalalarga keltirish », «Assur mexanizmi to'g'risida», «Vint va gayka kesimlarida bosimning tarqalishi » asarlari mexanizm va mashinalar nazariyasi faniga katta hissa qo'shdi. Rus olimi L.V.Assur (1878-1920) – mexanizmlarni tahlil va sintez qilishda tadbiq etilayotgan ko'p bo'g'inli mexanizmlar tuzilishining umumiy qonuniyatini ochdi. V.P.Goryachkin (1868-1935) qishloq xo'jaligi mashinalari mexanikasini ishlab chiqdi. N.I. Artobolevskiy (1905-1977)–mexanizmlarning strukturasi, kinematikasi va sinteziga, mashinalar dinamikasiga oid darslik yozdi.

Tishli g'ildiraklarning bundan 200 yil oldin L.Eyler taklif etgan evolventali ilashuvi tishli uzatmalarda butun dunyoda hozirga qadar ishlatilib kelinmoqda. Tishli ilashishning katta kuchlarga bardosh beruvchi ixcham mexanizmlar qurishga imkon beruvchi yangi ratsional shaklini M.N Novikov (1915–1957) topdi. Ilashishning M.N.Novikov topgan shakli evolventa bo'yicha ilashishga qaraganda 2 – 3 marta ko'p kuchga bardosh beradi, ixcham va metallarni tejashga imkoniyat beradi.

S.P.TIMOSHENKO (1878-1972)

Stefan Timoshenko injenerlik ishi va materiallar karshiligi buyicha yirik mutaxassis. S.P. Timoshenko 1901 yil Peterburg yo'llar aloqasi injenerlar institutini tugatgan. Inshootlarning mustahkamlik, ustuvorlikka va dinamikasini juda ko'plab original izlanishlarini o'tkazgan.



S.P. Timoshenko kitobida yuzlab olimlarning tajribalari umulashtirilgan va bu kitob butun dunyoda e'tibor qozondi. 1922 yildan AKSh da yashaydi, Michigan universiteti professori, 1944 Stanford universiteti professori. Mexanika materialov kitobining muallifi. Dinamik va statik masalalarda «Timoshenko balkasi» nomli sterjenni modeli tadbiq etiladi

L. V. ASSUR



Assur Leonid Vladimirovich 1878 yil 31 mart Rybinsk shaxrida xizmatchi oilasida to'g'ilgan. 1897 yil Grodnen gimnaziyasini oltin medal bilan tugatishida lotin, grek, frantsuz, nemis va ingliz tillarini bilgan. 1897 yil L.V.Assur Moskva universitetining

fizikamatematika fakultetiga o'qishga qabul qilinadi va uni kandidat lavozimida tugatadi. O'sha yil universitetning mexanika bo'limiga ikkinchi kursdan qabul qilinadi. 1906 yil ushbu bo'limni tugatib injener mexanik lavozimini oladi. 1906 yildan Peterburg ko'priksizlik ustaxonasida injener bo'lib ishlaydi va bir qancha ko'priklarni (Alanchina, Pateleymonov, Mixaylov va Vvedenskiy ko'priklari) qurilishida qatgashadi. 1907 yil peterburg politexnika institutiga ishga chaqiriladi va mexanika bo'limida mashinasozlik chizmachiligi fanidan dars beradi. 1908 yildan nazariy va amaliy mexanika (o'sha davrda mexanizm va mashinalar nazariyasi deb atalgan) fanlaridan dars beradi. 1910 yilda Germaniyadagi oliy texnik universitetlarida amaliy mexanika fanini o'qitilish metodikasi bilan tanishadi. 1915 yil Peterburg texnologiya institutida nazariy va amaliy mexanika topshiriqlarining rahbari etib tayinlanadi. L.V.Assur 1916 yil " Issledovanie ploskix sterjnevnyx mexanizmov s nizshimi parami s tochki zreniya ix struktury i klassifikatsii" mavzusida ad'yunktlik dissertatsiyasini himoya qiladi. 1918 yil o'rmonchilik instituti amaliy mexanika va matematika asoslari kafedrasida ekstraordinator professori.

L.V.Assur tekis sharnirli mexanizmlar klassifikatsiyasini yaratdi. Tekis mexanizmlarni qurish metodikasini ishlab chiqqan.

L.V.Assur 19 may 1920 yil Voronejda vafot etadi.



I.I. ARTOBOLEVSKIY

1926 yil K. A. Timiryazev nomidagi Moskva qishloq xo'jaligi akademiyasini tugatadi. 1927 yil eksterna MGU fizika-matematika fakultetining matematika bo'limini tugatadi va o'sha yildan boshlab o'qituvchilik faoliyatini boshlaydi. 1929-1932 yillar D.I.Mendelev nomidagi ximiya-texnologiya institutida nazariy

mexanika kafedrasini boshqaradi. Institut tarixidagi eng yosh professor. 1932-1949 yillar MGU professori (oldin nazariy mexanika kafedrasini ishlaydi). 1941 yil MGU mexanika-matematika fakultetida Amaliy mexanika kafedrasini tashkil etadi (B.V.Bulgakov bilan hamkorlikda) va 1941 yildan 1944 yilgacha ushbu kafedraning vaqtinchalik mudiri bo'ladi. Mexmatdagi mexanika talabalarga "Amaliy mexanika" kursini o'qiydi. 1937 yildan mashinashu-noslik institutida, 1942 yildan Moskva aviatsiya instituti professori. Ikkinchi jahon urushi yillarida injener-mashinasozlik Butunittifoq jamiyatining raisi (VNITOMASH), 1947 yildan rais muovini, 1946 yildan akademik, 1966 yildan "Bilim" jamiyatining raisi. 1969 yil 45 mamlakat a'zolidagi mashina va mexanizmlar nazariyasi Xalqaro federatsiyasini (IFTOMM) tashkillashtirish tashabbuskori va bir necha bor uning prezidenti bo'lgan



I.I. Artobolevskiyning nashr qilgan kitoblaridan namunalari



MIXAIL SAVEL'EVICH MOVNIN (1905—1991)

Mexanik, pedagog, ixtirochi 1927 yil Leningrad o'rmon texnikasi akademiyasini tugatadi.



1936—1978 yy.—Leningrad o'rmon texnikasi akademiyasi mexanizm va mashinalar nazariyasi kafedrasi professori va mudiri. 270 ta ilmiy ishlar, jumladan 5 ta monografiya, 110 ta ilmiy maqolalar, 47 ta avtorlik guvohnomasi va ko'plab darsliklar muallifi. "Amaliy mexanika" kitobi 5 marotaba va "Amaliy mexanikadan misollar yechish qo'llan-masi" nashr etilgan. "Osnovy texnicheskoy mexaniki" darsligi 2011 yil chop etildi

KONSTANTIN IVANOVICH ZABLONSKIY



K. I. Zablonskiy 18 iyun 1915 yil Cherkass oblastining Xristinovka qishlog'ida parovoz mashinisti oilasida to'g'iladi. 1929 yil mexnat maktabini tugatib mashinasozlik texnikumiga o'qishga kiradi. K.I. Zablonskiy diplom ishining mavzusi ko'ndalang – kesuvchi stanokni loyihasi va planetar uzatmalar bo'yicha yozilgan adabiyotni tahlili. Texnika fanlari doktori, professor, Ukrainada xizmat ko'rsatgan fan arbobi, Moldova texnik universitetining faxriy

doktori K.I.Zablon-skiy ilashib ishlaydigan uzatmalarning konstruksiyalarini takomillashtirish va yuklanish qobiliyati hamda birkrligi to'g'risidagi fundamental ishlarining, ingliz, frantsuz, ispan, xitoy, arab tillarida chop etilgan "Mashina detallari", "Mashinalarni loyihalash asoslari", "Mexanizm va mashinalar nazariyasi", "Прикладная механика" darsliklarining muallifi

K. I. Zablonskiy reduktorsozlik sohasidagi amaliy ishlari mashina va detallarini ratsional loyihalashning asosi hisoblanadi. Dumalash podshipniklari; vallar; tishli uzatmalar; chervyakli, planetar va globoid hamda remenli uzatmalarni birklikka hisoblash metodlarini rivojlantirdi.

MARKAZIY OSIYODA MEXANIKANING RIVOJI

Markaziy Osiyoda qadim zamonlardan odamlar daryo sohillarida dehqonchilik qilishgan, chorvachilik bilan shug'ullanganlar, sug'orish inshootlari, turli tuman qurilish inshootlarini qurish bilan shug'ullanganlar, yigiruvchilik, to'quvchilik, kulolchilik qilgan, ma'danlar qazib metall eritishni o'rganib olgan, zargarlik bilan shug'ullanganlar, yo'l qurganlar, osmon yoritgichlarining sirli harakatlari va yulduzlarning harakat qonunlarini o'rganganlar. Bular asosida astronomiya, matematika, tibbiyot, me'morchilik asoslari paydo bo'lgan.

IX–XI asrlarda O'rta Osiyo Sharqning ilmiy va madaniy markazlaridan biriga aylanadi, bu erda akademiya tarzidagi muassasa va jamiyatlar tashkil etilgan. Xorun ar – Rashid hukmronligi davrida (786 – 809 y.) «Bayt ul – Hikmat» («Donishmandlar uyi») ga asos solindi, halifa Ma'mun davrida (813 – 833 y.) bu akademiya yanada rivojlandi. O'rta Osiyolik buyuk olimlar Muso al –Xorazmiy va Muhammad al –Farg'oniy o'z tadqiqotlarini shu akademiya olib borganlar.

XI-asrda Urganch shahrida xorazmshoh Abulabbos ibn Ma'mun «Bilimlar uyi»-«akademiya» tashkil etadi. Buerda buyuk mutafakkirlar Ibn Sino, Beruniy va boshqa bir qancha olimlar o'z izlanishlarini olib borganlar. Urganchdagi kabi akademiyalar Marv, Buxoro, Xo'jand va boshqa shaharlarda ham tashkil etiladi. XV asrda Mirzo Ulug'bek Samarqandda akademiya tashkil etadi. Uning qoshida yaxshi jihozlangan rasadxona, boy kutubxona va oliy o'quv yurti – madrasa bor edi. Ulug'bek akademiyasida mashhur olimlar Qozizoda Rumiy, al – Koshiy va Ali –Qushchi xizmat qilganlar. Qozizoda Rumiy bilan al –Koshiy Ulug'bek rasadxonasining qurilishiga rahbarlik qilgan.

XVI-XVIII asrlarda ilmga qiziqish kuchaydi, bu davrda kasb-hunar rivojlandi, to'qimachilik dastgohlari yasaldi, to'g'on va ko'priklar qurildi, binolar qad ko'tardi. Bularni amalga oshirish uchun ma'lum bilimlar talab qilinardi. Masalan, bino qurish uchun joy tanlash, bino tarxini tuzish, poydevorini hisoblash, gumbazlar shakli chizmasini chizish, matematika, geodeziya, chizmachilikka oid bilim-

larni talab qilardi. O'rta Osiyodagi birinchi ilmiy muassasa – Toshkent astronomiya va fizika observatoriyasi 1873 yil tashkil qilingan.

Mexanika fanini rivojlanishi asosida sug'orish, qurilish, to'quvchilik, kulolchilik, me'morchilik rivojlandi. IX -XV asrlarda aka-uka Banu Musolar, Sobiyy ibn Qurra, Umar Hayyom, Abu Rayhon Beruniy, Abu Ali ibn Sino, al – Xaziniy, al – Xoriniy, Ahmad al-Farg'oniy, Mirzo Ulug'bek va boshqalarning asarlarida moddiy jismlarning mexanik harakati haqidagi ta'limot va amaliy ishlar yoritilgan.

O'rta Osiyo olimlari tomonidan ko'rinishi oddiy, tuzilishi sodda mexanizmlar yaratilgan. Abdul Abbos Axmad ibn Muhammad Qasir al - Farg'oniy tomonidan mexanik kalendar, burchaklarni o'lchash asboblari; Abu Ali al -Husayn ibn Abdulloh ibn Sinoning «Aql mezoni» asarida mexanikadagi oddiy sistemalar-chig'irlar, richaglar, bloklar, vintlar va ponalardan tuzilgan mexanizmlarning ishlash printsiplari bayon etilgan. Ibn Sino harakatlanuvchi jismga qo'yilgan kuch yo'qolmasligini va harakatga biror qarshilik bo'lmasa, harakatning cheksiz uzoq vaqt sodir bo'lishi kerakligini aytgan edi. Abu Yusuf al-Xorazmiyning (X asr) «Ilmlarning kaliti» nomli kitobi, Ismoil al-Jazoirning (XII – XIII asr) «Muxandislik mexanikasini bilish» kitobi va Muhammad al – Xurosonning «Suv g'ildiraklari va suvni yuqoriga chiqarish va amalga oshirishda ishlatiladigan mexanik moslamalari » trak-tatlari e'tiborga sazovordir.

Abu Nasr ibn Muhammad al-Forobiyning «Matematik traktatlar» kitobining « Geometrik figuralarning nozikligi haqidagi tabiiy jumboqlar va yasash usullarining ilohiyligi» bo'limida oddiy shakllardan murakkab naqshlarning hosil qilinishi va ularda geometrik jismlarning ishtirok etishi talqin etildi.

O'ZBEKISTONDA MEXANIKANING TARAQQIYOTI

Mexanika hozirgi zamon fani sifatida O'zbekistonda asosan 1920 – 1930 yillardan rivojlana boshladi. O'zbekistonda mexanika fanining rivojlanish istiqbollari shu hududning dolzarb muammolarini yechish bilan bog'liq. Mamlakatimizning minglab odamlari ixtirochilikda, mehnat qurollarini va ulardan foydalanish usullarini takomillashtirishda ishtirok etadilar.



X. A. RAXMATULIN
(1909 – 1988)

Xalil Axmedovich Raxmatullin 23 aprel 1909 yil Qirg'izistonning Tokmak (oldingi Semirechensk viloyati) shahrida tug'ilgan.

1943 yil mukammal parashyut nazariyasini yaratdi va doktorlik dissertatsiyasini yoqladi. 1945 yil amerikalik olim T.Karman - elastik – plastik sterjenga bo'ylama zarb nazariyasini yaratgan birinchi olim deb aytgan.

X.A. Raxmatulin – elastik muhitda to'lqin tarqalishining nazariyasi, ingichka bog'lanishlarda ko'ndalang zarb nazariyasi, grunt dinamikasi, parashyut va sinuvchi jism aerogazodinamika nazariyalari, ko'p fazali sistemalar aerodinamikasi, gaz-suyuklik nazariyalari va boshka sohalarda ilmiy izlanishlar olib borgan. Uning rahbarligida MDH (O'zbekiston, Ozarbayjon, Qozog'iston, Qirg'iziston, Ukraina, Armeniya, Moldova, Tojikiston) respublikalarida ilmiy maktablar tashkil bo'ldi: MGUning tarkibida mexanika instituti, Ozarbayjonda materiallarni dinamik qarshilik qonuniyatlarini izlash laboratoriyasi, O'zbekistonda to'lqinlar dinamikasi va zarb laboratoriyalari. Chet mamlakatda elastik – plastik to'lqin nazariyasini Raxmatulin – Geylar – Karman nazariyasi deyiladi. 1955 – 1960 yy X.A.Raxmatulin pnevmatik paxta teruvchi mashina va paxtani pnevmatik transportirovka qilish nazariyasini ishlab chikdi.

1977 yildan nazariy va Amaliy mexanika qo'mitasi raisining muovini, Nyu- York, Oksford, Parij, Frankfurt da chop etiladigan « International Journal of Engeniering Science » jurnali tahririyatining a'zosi. Italiya entsiklopediyasida akademiklar Yu.A.Ishlinskiy, M.V. Keldysh, S.P.Korolev, X..A.Raxmatulin va L.I.Sedovlar mexanikaning

yorqin namoyandasi deyilgan. Zarb nazariyasi uchun M.V.Lomonosov nomidagi mukofot laureati (1945), O'zbekistonda xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi (1959), RSFSRda xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi (1967), Beruniy nomidagi O'zbekiston Davlat mukofotining laureati (1968) va sobiq ittifoq Davlat mukofotining laureati (1974)



M. T. O'ROZBOEV
(1906 - 1971)

Muxammad Toshevich O'rozboev 5 may 1906 yil Qo'qon shahrida temir yo'lchi – ishchi oilasida to'g'ildi. 1928 yildan Moskva MVTU ni mexanika fakultetida, keyin Moskva to'qimachilik institutining mashinasozlik, Moskva davlat universitetining mexanika –matematika fakultetlarida o'qiydi.

1932 yil Moskva to'qimachilik instituti materiallar qarshiligi kafedrasida assistent, 1935 yildan dotsent lavozimida ishlaydi. 1936 yil Toshkent to'qimachilik institutiga ishga yuboriladi. 1945 yilgacha ilmiy va o'quv ishlar bo'yicha direktor muovini, materiallar qarshiligi kafedrasining mudiri bulib ishlaydi.

1947 yilda texnika fanlari doktori ilmiy darajasi va professor ilmiy unvoni beriladi. 1947 – 1957 yillar O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi inshootlar institutining direktori, 1957 yildan Davlat fan va texnika komiteti raisi, O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi mexanika institutida, 1963 yildan A.R.Beruniy nomidagi Toshkent politexnika instituti rektori bo'lib ishlaydi. 1956 yil O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi akademigi, 1957 yil sobiq ittifoq qurilish va arxitektura Akademiyasining haqiqiy a'zosi. 1960 yil O'zbekiston respublikasida xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi

1952 yil Davlat mukofotining va 1967 yil A.Beruniy nomidagi O'zbekiston davlat mukofoti lauriyati. O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutiga 1971 yil akademik M.T.O'rozbaev nomi berildi.

M.T.O'rozboev qurilish, mexanikasi va mashinasozlik nazariyasi, elastiklik nazariyasi va gidrotexnika sohalarida katta ilmiy ishlar qilgan

va «Nazariy mexanika», «Materiallar qarshiligi» fanlaridan o'zbek tilidagi birinchi darsliklarni yozgan.



H. H. USMONXO'JAEV

Halim Haydarovich.Usmonxo'jaev 1919 yilning 20 noyabrida Toshkent shahrida tug'ildi. 1950 yil Toshkent to'qimachilik institutini tugatdi

1961 yil O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasining Mexanika institutiga laboratoriya mudiri va akademiya tarkibida birinchi marta « Mexanizm va mashinalar nazariyasi » laboratoriyasini tuzib unga rahbarlik qildi. 1965 yilda «Mexanizm va mashinalar nazariyasi » bo'yicha texnika fanlari doktori. 1967 yili professor, 1968 yili O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi muxbir a'zosi va 1984 yili esa haqiqiy a'zosi etib saylandi.

H.H. Usmonxo'jaev « Mexanizm va mashinalar nazariyasi » darslikining birinchi nashrini 1962 yil, ikkinchi nashrini 1970 yil va uchinchi nashrini 1981 yilda nashr etgan.

H.H. Usmonxo'jaev darslikni yozishda 1950 yildan boshlab Toshkent to'qimachilik va engil sanoat institutida olib borgan ilmiy – pedagogik faoliyati hamda 1961 yildan boshlab O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasining «Mexanika va inshootlar zilzila bardoshligi» institutida mexanizm va mashinalarning umumiy nazariyasi, paxtani mashinada terishning ilmiy asoslarini yaratishdagi tajribalariga asoslanadi.



T. R. RASHIDOV

Tursunboy Rashidovich Rashidov – texnika fanlari doktori, professor, akademik, O'zbekistonda xizmat ko'rsatgan fan arbobi, Abu Rayxon Beruniy nomidagi O'zbekiston Davlat mukofoti lauriyati – mexanika sohasida ko'zga ko'ringan olim.

T.R.Rashidov 27 may 1934 yil Toshkent shahrida to'g'ilgan. 1956 yillarda

O'rta Osiyo Davlat universiteti fizika – matematika fakultetining mexanika bo'limini tugatadi. 1966– 1970 yy – O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi mexanika va seysmik mustahkamligi institutiga rahbarlik qiladi. T.R.Rashidov – 12 monografiya va 200 dan ortiq ilmiy maqola muallifi, 20 dan ko'prok to'plam muxarriri, 40 ta fan nomzodi va 6 ta fan doktori tayyorlagan. «Nazariy mexanika» darsligining muallifi. «Mexanika muammolari» ilmiy jurnalining bosh muhariri. Materiallar qarshiligi, elastiklik nazariyasi va qurilish mexanikasi bo'yicha ilmiy – metodik komissiyalar a'zosi.

T.R.Rashidov – er osti inshootlari murakkab sistemasining seysmodinamik nazariyasining asoschisi va muallifi, respublika antiseysmik ilmiy maktabning rahbari, mexanika sohasidagi kompleks ilmiy izlanishlar o'tkazishning va uning natijalarini xalk xo'jaligiga tadbiq etishning tashkilotchisi. T.R.Rashidov – mexanikaning fundamental va amaliy yo'nalishlari, plastiklik va elastiklik qovushqoqlik nazariyalarining tajriba va nazariy izlanishlari, plastik deformatsiyasini hisobga olib er osti va ustki fazoviy konstruksiyalarni mustahkamlikka va ishonchlilikka hisoblash izlanishlari, to'qimachilik mashinalari elementlarining dinamikasi va mustahkamlikka hisoblash bo'yicha tajribaviy ishlarni yo'lga qo'ydi.

K. M. MANSUROV

20.09.1908

Kamol Mansurovich Mansurov Narimonov nomli pedagogika texnikumini (1928 yil), O'rta Osiyo irrigatsiya injenerlari va texniklari instituti (SANITI, hozirgi TIHMSX) ni (1932 yil) tugatgan. O'rta Osiyo temir yo'llari injenerlari instituti (hozirgi Toshkent temir yo'l injenerlari institutida (1932-37 yy.),



To'qimachilik instituti (hozirgi Toshkent to'qimachilik va engil sanoat instituti) da assistent (1938-52 yy), shu institutda dotsent (1952 yildan), kafedra mudiri (1959 yildan) bo'lib ishlagan. "Ramalarning turli yuklardan ustivorligini hisoblash" mavzusida kandidatlik dissertatsiyasini yoqlagan (1952 yil). Ilmiy ishlari materiallar qarshiligi, xususiy turli nagruzkalar

ta'siridagi elastik sistemalarning statik va dinamik ustuvorligini hisoblashga oid." Materiallar qarshiligi " darsligining (T., 1969 y) muallifi

P. SH. SHOHAYDAROVA



Po'lat Shofayzievna Shohaydarova 1922 yil 7 dekabr Toshkent shahrida dehqon oilasida tug'ildi. 1945 yilda O'rta Osiyo Davlat universitetini tugatdi. 1949 yil nomzodlik dissertatsiyasini yoqladi. 1945 yildan boshlab Toshkent temir yo'l transporti muxandislari va To'qimachilik va engil sanoat oliygohlarida o'qituvchi bo'lib 1956

yildan esa ToshDU « Umumiy mexanika » kafedrasining dotsenti vazifasida ishlagan. Oliy texnika o'quv yurtlari uchun « Nazariy mexanika » darsligining (1981 , 1991) muallifi. P.Sh. Shohaydarova 1972 – 1978 yillar sobiq ittifoq so'ngra O'rta Osiyo respublikalari va O'zbekiston Respublikasi nazariy va tatbiqiy mexanika bo'yicha o'quv uslubiy kengashining a'zosi bo'lgan



A.J. JO'RAEV

A.J. Jo'raev xalqaro informatika akademiyasi akademigi, xalqaro muxandislik akademiyasi muxbir a'zosi, mexanizm va mashinalar nazariyasi xalqaro ilmiy assotsiatsiya a'zosi.

1987 yil «Paxtani qayta ishlovchi texnologik mashinalar ishlovchi mexanizmlarining konstruksiyalarini yaratish va

hisoblash usullarini ishlab chiqish» mavzusida doktorlik dissertatsiyasini himoya qilgan. 875 ta ilmiy ishi: 242 ta ixtiro va patent, 21 ta monografiya va 7 ta darslik muallifi: « Mexanizm va mashinalar nazariyasi» 2003 yil «Mashina detallari », «Amaliy mexanika », pedagogik texnologiyalar, elektron darsliklar kompleksini yaratish bilan-ta'limni takomillashtirish ustida ishladi. Toshkent to'qimachilik va engil sanoat texnologiyasi institutida kafedra mudiri, ilmiy ishlar prorektori lavozimlarida ishlagan.



SH.A.SHOOBIDOV

Shoraxmat Asqarovich Shoobidov 4 dekabr 1957 yil Toshkent shaxrida tug'ilgan. 1975-1980 yillar Toshkent politexnika institutining talabasi, 1992-2005 yillar Toshkent Davlat Texnika universiteti "Mashina detallari" kafedrasida dotsenti, mudiri, professori; TDTU-ilmii ishlar prorektorining muovini, "Fundamental fanlar" fakulteti dekani; 2002-2005 yillar «Mashina detallari» kafedrasida mudiri. Sh.A.Shoobidov 2005 -2010 yillar Toshkent Davlat Texnika universiteti rektori.

10 tadan ko'p ilmiy ishlar muallifi, jumladan 2 avtorlik guvohnomasi, 4 ta monografiya, 10 ta o'quv qo'llanma, 15 uslubiy ishlanma, 1 texnik shart, 1 ta OST. Oliy ta'lim texnik yo'nalishi talabalari uchun "Nazariy mexanika" va "Mashina detallari" darsliklarining muallifi



R. I. KARIMOV

Rasul Ishoqovich Karimov 7 – mart 1948 yil Toshkent shahrida xizmatchi oilasida to'g'ilgan. 1971 yil Toshkent Politehnika institutining «Mexanika» fakultetini tugatdi. 1971-1976 yillar Tosh.Pi stajer-tadqiqotchi, aspirant. 1976 – 1995 yillar O'z RFA "Mexanika va inshootlar sesymik mustaxkamligi" institutida turli lavozimlarda ishladi.

1995 yildan TDTU "Mashinalarni loyihalash asoslari" va 2003 yildan "Materiallar qarshiligi, mexanizm va mashinalar nazariyasi" kafedrasida mudiri.

1993 yil "Paxta sanoati mashinalari misolida tsiklii mexanizmlar yuritmasining dinamikasini modellashtirish" mavzusida doktorlik dissertatsiyasini "Mexanika va inshootlar seymik mustaxkamligi" institutida ximoya qildi

R.I. Karimov "Mexanizm va mashinalar nazariyasi" va "Amaliy mexanika" fanlaridan EXM dasturi yaratildi. Natijada 9 patent va 5 ta

o'quv qo'llanma, 1 ta monografiya, 15 ta ixtiro, "Amaliy mexanika" texnika oliy o'quv yurtlari uchun darslik chop etildi. R.I. Karimov ilmiy ishlarining soni 160 tadan ko'proq, u kishi rahbarligida 7 ta nomzodlik dissertatsiyasi himoya qilindi, 1 ta doktorlik ishi tayyorlandi.



M.M. MURODOV
(1939 – 2009)

Texnika fanlari doktori, professor M.M. Murodov 1939 yil 20 iyunda Buxoro viloyatining Jondor tumanida to'g'ildi. 1962 yilda Toshkent Politehnika institutining «Materiallar qarshiligi» kafedrasida assistentlik lavozimida ishladi. 1972 yildan boshlab Tosh.PI Buxoro filiali, 1977 yildan filiali,

Buxoro oziq – ovqat va engil sanoat texnologiyasi instituti «Mexanika» kafedrasining mudiri, dekan va prorektor lavozimlarida ishlagan. 1970 yil nomzodlik va 1988 yilda M.Murodov doktorlik dissertatsiyasini himoya kildi. 1989 yildan professor.

M.Murodov kafedraning ilmiy yo'nalishi «Tuproq va ayrim materiallarning mexanik ta'sir natijasida kuchlanganlik va deformatsiyalanish holatini o'rganish» buyicha «Materiallarning fizik - mexanik va texnologik xossalarini tekshirish » ilmiy laboratoriyasini tashkil etdi. Izlanishlar asosida nazariy va amaliy mexanikaga asoslangan holda dehqonchilik (tuproq) mexanikasini takomillashtirib, tuproq sharoitidan kelib chiqadigan mashina va mexanizmlarni asoslash va yaratish yotadi. Shuningdek dehqonchilik mexanikasida ishchi organlar ta'siridan tuproq qay darajada zichlanishi fotoelastiklik usuli bilan aniqlangan. Natijada, mexanik ishlov berish yo'li bilan tuproq holatini boshqarish imkoniyati yaratilgan.

M.Murodov ilmiy ishlarining natijalari 6 ta monografiya, 6 ta patent, 1ta o'quv qo'llanma va 200 dan ortiq maqolalarda e'lon qilingan, «Nazariy mexanika» darsligining xammuallifi.

S.M. XASANOV



Saydamin Magrupovich Xasanov 17 fevral 1947 yil Toshkent shaxrida xizmatchi oilasida tug'ilgan. 1964 yili Tula politexnika institutiga kirib 1969 yili Toshkent Politehnika institutining samalyotsizlik fakultetini tugatgan. 1969-1995 yilgacha Toshkent politexnika institutida assistent, katta o'qituvchi va dotsent lavozimlarida "Materiallar qarshiligi" fanidan dars bergan.

1988 yili Leningrad politexnika institutida nomzodlik dissertatsiyasini ximoya qilgan. 1995-2004 yillarda Toshkent Davlat Aviatsiya institutida fakultet dekani, 2004-2008 yilgacha shu institutda "Loyixalash asoslari" kafedrasida institutda kafedra mudiri lavozimida ishladi. 2008-2012 yillar Toshkent avtomobil yo'llar instituti "Nazariy mexanika va materiallar qarshiligi" kafedrasida mudiri. 2012 yildan hozirgi kungacha Toshkent Davlat Texnika universitetining "Materiallar qarshiligi va mexanika" kafedrasida professori.

S.M. Xasanov oliy ta'lim muassasalari uchun "Materiallar qarshiligi" ("Fan va texnologiya" nashriyoti, Toshkent 2005 yil), "Materiallar qarshiligidan masalalar yechish" ("O'zbekiston" nashriyoti, Toshkent 2006 yil) hamda "Materiallar qarshiligi - tajriba ishlari" o'quv qo'llanmalari, elektron darslik muallifi. Uning, ilmiy ishlari mashinasozlikda ishlatiladigan asboblarning detallarning mustahkamligini magnit maydoni yordamida oshirishga karatilgan. S.M. Xasanov ilmiy ishlarining soni 50 dan ortik.

ZOKIR SHOKIROVICH AFZALOV



Texnika fanlari doktori, professor. O'zbekistonda xizmat ko'rsatgan ixtirochi va takomillashtiruvchi, mashinasozlik texnologiyasiga oid 200 ga yaqin ilmiy ishlari bor. Kosmos bilan shug'ullangan, Tunis, Marokash, Liviya, Hindiston, Turkiya,

Saudiya Arabistoni va Xitoy mamlakatlarida bo'lgan. Oliy ta'lim talabalari uchun "Amaliy mexanika" o'quv qo'llanma ham muallifi. Amaliy mexanika. Ozbekiston faylosuflari milliy jamiyati nashriyoti. Toshkent, 2006 y



SADRIDDIN ZAHRIDDINOVICH G'ULOMITDINOV

Texnika fanlari doktori, professor. 70 ga yaqin ilmiy asarlari mavjud. Metall polimer va metall ishlovchi qoplamalar hamda ishqalanish masalalari bo'yicha shug'ullangan. Qator lavozimlarda ishlagan. Oliy ta'lim talabalari uchun "Amaliy mexanika" o'quv qo'llanma ham muallifi. Amaliy mexanika. Ozbekiston

faylosuflari milliy jamiyati nashriyoti. Toshkent, 2006 y o'quv qo'llanmasi ham muallifi



NABIEV ABDIMUTAL

A. Nabiev 1957 yil Samarqand (hozirgi Navoiy) viloyati, Nurota tumanida tavallud topgan. 1973-1978 yillarda Beruniy nomli Toshkent politehnika instituti (hozirgi Toshkent davlat texnika universiteti) mexanika fakultetida tahsil olib, "Qishloq xo'jaligi mashinalari" ixtisosligini egallagan. A. Nabiev 1987-1988

yillar ToshDTU "Materiallar qarshiligi"

kafedrasida assistent, 1988 yilda texnika fanlari bo'yicha nomzodlik dissertatsiyasini himoya qilgach dotsent lavozimida ishlagan. «Materiallar qarshiligidan misollar yechish». O'zbekiston nashriyoti, Toshkent, 2006 yil, lotin alifbosida (ham-muallif S.M.Hasanov), «Amaliy mexanika», Toshkent «Yangi asr avlodi» nashriyoti va «Materiallar qarshiligi». Toshkent «Yangi asr avlodi» nashriyoti. 2008 yil darslik va o'quv qo'llanmalarining muallifi

G'ULOM SHAKIROVICH ZOKIROV

G'.Sh.Zokirov Xalqaro injenerlar akademiyasining akademigi, texnika fanlari doktori, professor. 1955-1960 yillar Toshkent temir yo'l injenerlar institutining mexanika fakultetida o'qidi. 1960 yil O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasining mexanika institutiga ishga yuborildi.



1968 yil sobiq ittifoq Fanlar Akademiya-sining mashinashunoslik institutida «Tekis mexanizmlarni elektron hisoblash mashinalar yordamida sintez qilish» mazusida nomzodlik dissertatsisini himoya qildi. 1981 yil Moskvadagi mashinashunoslik institutida «Алгоритмизация задач синтеза рычажных механизмов» mavzu-sida doktorlik dissertatsiyasini himoya qildi.

2002 yilda O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» kitobi darslik sifatida chop etilgan.

*Kim harakat qonuni bilan tanish
bo'lmasa, u tabiatni o'rgana olmaydi
Galileo Galiley*

NAZARIY MEXANIKA

Har bir fan asoslarini chuqur o'rganish kelajak taraqqiyotini ilmiy ko'z bilan ko'ra bilishni o'quvchilarga o'rgatish jamiyatni tez suratlarda bilan rivojlanishiga yo'l ochadi.

Hozirgi zamon fan – texnikasining taraqqiyoti umumtexnika fanlarining asoslaridan biri bo'lgan nazariy mexanikani puxta o'rganishni talab etadi.

Nazariy mexanika texnika va qurilish oliy ta'lim muassasalarida, hamda pedagogika universitetlarining "Mehnat ta'limi" yo'nalishlarida o'qitiladigan umumiy fanlardan biri. Nazariy mexanika fanining qonunlari tabiat hodisalaridan kelib chiqib – materiallar qarshiligi, qurilish mexanikasi, mashina va mexanizmlar nazariyasi kabi fanlar uchun xilma-xil murakkab texnik masalalarni yechishda nazariy baza sifatida qo'llaniladi. Nazariy mexanika fani bo'lajak mutaxassislariga mashinalarni loyihalashni va modelini yasashni o'rgatadigan muxandislik fani sifatida ham zarur bo'ladi.

Nazariy mexanika moddiy jismlarning bir-biriga ko'rsatadigan ta'siri va harakatining umumiy qonunlari haqidagi fandir.

Tabiiy fanlar materiya harakatini va ularning xususiyatlarini o'rganadi. Tabiiy fanlardan biri bo'lgan nazariy mexanika materiya harakatining eng oddiy hisoblangan mexanik harakatni o'rganadi. Shu bilan birga nazariy mexanika jismlarning muvozanatini o'rganadi, zero ki jism muvozanati mexanik harakatning xususiy holdir. Jismlarning boshqa bir jismga nisbatan tinch holati muvozanat deyiladi.

Moddiy jismlarning o'zaro ta'siri va mexanik harakati o'rganiladigan bir qator fanlar mexanika nomi bilan bog'liq.

Mashina va mexanizmlar harakati o'rganiladigan amaliy mexanika, suyuqliklar va ularga botirilgan jismlarning harakati o'rganiladigan gidromexanika, gazsimon jismlarning harakati va qattiq jismlarning gazsimon muhitdagi harakati o'rganiladigan aeromexanika, tirik organizmlarning mexanik xossalari va ularda sodir bo'ladigan mexanik hodisalar o'rganiladigan biomexanika, turli inshootlar, mashina va mexanizm qismlarini loyihalash hamda tadqiq qilish usullari o'rganiladigan texnika fanlari materiallar qarshiligi hamda mashina

detallari kabi fanlar anashular jumlasida.

Mexanik holatlarning qanday nuqtai nazardan qaralishiga e'tiboran nazariy mexanika uch qismga bo'linadi.

1. Statika. 2. Kinematika. 3. Dinamika.

N.E.Jukovskiy (1847 – 1921) Moskva universiteti talabalari uchun nazariy mexanikani kinematikadan boshlaydi. U «Mexanika jismlarni harakati va ta'sirlashuvi» to'g'risidagi fan bo'lganligi uchun masalani qanday qo'yilishidan qat'iy nazar, u uch qismga: kinematika, statika va dinamikaga bo'linadi» deb aytgan.

Nazariy mexanika fanini rivojlanishiga I.V.Meyerskiy (1859-1921) juda katta hissa qo'shgan. Rus olimi L.Eyler (1707-1783), frantsuz olimi J.L.Lagranj (1736-1813) va rus olimi M.V.Ostrogradskiy (1801-1862) –analitik mexanika sohasida kitob yozganlar. Nazariy mexanika fanidan o'zbek tilidagi birinchi darslikni M.T O'rozboev yozgan.

STATIKA

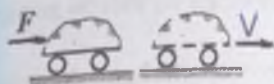
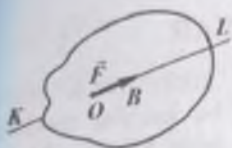
Moddiy jismlarning o'zaro ta'sirlashuvi va muvozanatini tekshiradigan nazariy mexanikaning bo'limi statika deyiladi.

Statikada absolyut qattiq jism o'rganiladi. Jismning ikki nuqtasi orasidagi masofa har qanday kuchlar ta'sir qilganda ham o'zgarmasdan qolsa bunday jismlarga qattiq jismlar deyiladi. Tabiatda absolyut qattiq jism yo'q, chunki kuch ta'sirida barcha jismlarning shakli yoki o'lchamlari o'zgaradi (deformatsiyalanadi). Jismning deformatsiyasi o'lchamlariga nisbatan cheksiz kichik miqdor, shuning uchun, uni nazariy mexanikada e'tiborga olinmaydi

Statikada kuch masalasi o'rganiladi: jismga ta'sir qiluvchi kuchlar sistemasini oddiy ko'rinishga keltirish va ixtiyoriy kuchlar sistemi ta'siridagi jismning muvozanat shartlarini tuzish Bu masalalar grafik yoki analitik usullar bilan echiladi.

Jismning muvozanati deb, uni tinch yoki boshqa jismga nisbatan tekis to'g'ri chiziqli harakatdagi vaziyatiga aytiladi

Kuch haqida umumiy tushunchalar. Mexanikada jismga ta'sir etib, uning tinch holatini yoki to'g'ri chiziqli tekis harakatini o'zgartiruvchi sababga kuch deb ataladi. Kuch – jismlarning o'zaro mexanik ta'sirlashuvining o'lchovi va uchta elementga ega.



Elementlari - kuchning miqdori, yo'nalishi va qo'yilish nuqtasi. Kuch chizmada strelkali to'g'ri chiziq kesmasi shaklida tasvirlanadi. Kuch vektor kattalik bo'lib, uni chizmada uzunligi ma'lum masshtabda kuch miqdorini, strelkaning yo'nalishi kuch yo'nalishini ifodalovchi vektor kesma tarzda tasvirlanadi. Kuch vektori yo'nalgan KL to'g'ri chiziq kuchning ta'sir chizig'i deyiladi.

Jismning bevosita kuch ta'sir etilgan nuqtasi kuch qo'yilgan nuqta deyiladi. Kuchning yo'nalishi deganda tinch holatda turgan erkin jismning mazkur kuch ta'siridan olgan harakat yo'nalishi tushuniladi. Kuch vektori miqdor F bilan belgilanadi. SI sistemasida kuchning o'lchov birligi $1\text{ kH} = 10^3\text{ H}$ qabul qilingan.

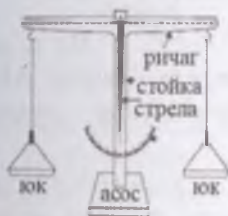


Kuchlar sistemasi. Jismga qo'yilgan $(F_1, F_2, \dots, F_n)$ kuchlar to'plami kuchlar sistemasi deyiladi. Jismga qo'yilgan $(F_1, F_2, \dots, F_n)$ kuchlar sistemasi ko'rsatadigan ta'simi boshqa $(Q_1, Q_2, \dots, Q_m)$ kuchlar sistemasi bera olsa, bu ikki kuch sistemasi ekvivalent kuchlar

sistemasi deyiladi $(F_1, F_2, \dots, F_n) \propto (Q_1, Q_2, \dots, Q_m)$.

Teng ta'sir etuvchi kuch. Kuchlar sistemasining ta'sirini yolg'iz bir kuch beradi. Kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi

$$(F_1, F_2, \dots, F_n) \propto R$$



Muvozanatlashgan kuchlar sistemasi. Tinch turgan jism unga qo'yilgan $(F_1, F_2, \dots, F_n)$ kuchlar sistemasi ta'sirida ham tinch holatda qoladi. Muvozanatlashgan kuchlar sistemasi nolga ekvivalent:

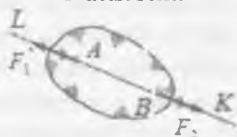
$$(F_1, F_2, \dots, F_n) \propto 0$$

Tarozining ikkita pallasiga ham bir xil yuk qo'yilsa, uning richagi (elkasi) gorizontal holatda bo'ladi. Agar yuklar nisbati o'zgartirilsa strela stoykaga nisbatan og'adi. Bu holat muvozanat yo'qolganini bildiradi.

Mexanikada kuchlarning miqdoriy o'zgarishi asosiy ahamiyatga ega bo'lib, ularning fizik tabiati o'rganilmaydi.

KUCH HAQIDA AKSIOMALAR

1-aksioma



Ikki kuch ta'siri ostidagi erkin qattik jism muvozanatda turishi uchun bu kuchlar moduli jixatdan bir-biriga teng va bitta to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalishi zarur

2-aksioma.



Agar qattiq jismga muvozanatlashgan kuchlar sistemasi qo'yilsa yoki olinsa uning muvozanati buzilmaydi. Jismni A nuqtasiga F kuch qo'yilgan bo'lsin. Jismni B nuqtasiga $F_1 = F_2$ muvozanatlashgan kuchlarni qo'yamiz. Agar, F va F_2 kuchlar nolga ekvivalent $(F_2, F) \propto 0$

bo'lib, ular muvozanatlashsa jismda faqat F_1 kuch qoladi. Unda F kuchni ta'sir chizig'i bo'ylab A nuqtadan B nuqtaga ko'chirilgan F_1 kuch deb qarash mumkin.

3-aksioma

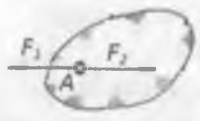


Jismning biror nuqtasiga qo'yilgan turli yo'nalishdagi ikki kuchning teng ta'sir etuvchisi, shu kuchlarning geometrik yig'indisiga teng bo'lib mazkur kuchlarga qurilgan parallelogramning diagonali bo'ylab yo'naladi. Teng ta'sir etuvchi kuchning miqdori kosinuslar teoremasidan topiladi.

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos \varphi}$$



1) Agar $\varphi = 0$ bo'lsa $\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$ Bir to'g'ri chiziq bo'ylab bir tomonga yo'nalgan ikkita kuch teng ta'sir etuvchisining miqdori aniqlanadi.



2) Agar $\varphi = 180^\circ$ bo'lsa, bu kuchlar bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan bo'ladi. U holda $R = F_1 - F_2$ kelib chiqadi.



3) Agar $\varphi = 90^\circ$ bo'lsa, kuchlar o'zaro perpendikulyar yo'nalgan bo'ladi.

U holda $R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$ tengligi olinadi

4-aksioma



5 - aksioma

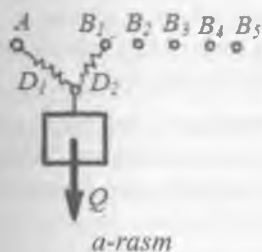
Jismlarning bir-biriga ta'siri o'zaro teng va bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama - qarshi tomonga yo'naladi. $F_A = -F_B$

Berilgan kuchlar ta'sirida deformatsiyalanadigan jism muvozanat holatida absolyut qattiq jismga aylansa, uning muvozanati o'zgarmaydi. Qotish printsiipi

Kuch parallelogrami to'g'risidagi aksiomani tajribada tekshirish

Ishning maqsadi: Jismning biror nuqtaga qo'yilgan har xil yo'nalishdagi ikki kuchning teng ta'sir etuvchisini aniqlash aksiomasini tajribada o'rganish.

Kerakli jihozlar: dinamometrlar, yuk, turli nuqtalarida dinamometr o'rnatish mumkin bo'lgan ilgagichli vertikal doska, qog'oz, lineyka, qalam.



Ishni bajarish tartibi. Buning uchun vertikal vaziyatdagi ramaning A va B nuqtalariga sharnirli biriktirilgan D_1 va D_2 dinamometrlar o'rnatiladi (*a-rasm*). D_2 dinamometrni o'rnatish varianti bir nechta bo'lishi mumkin, masalan B_1 , B_2 , B_3 , va hokazolar. Dinamometrlarning pastki nuqtalari C harakatlanuvchi sharnir bilan tutashtiriladi. C sharnirga Q og'irlikdagi yuk osiladi. Har bir tajriba B nuqtaning

ma'lum vaziyatida bajariladi va dinamometrlarning ko'rsatkichlari F_1 va F_2 kuchlar hamda ular orasidagi α_1 va α_2 burchaklar yozib boriladi. Aksiomaga muvofiq $Q = F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2$ (a)

Dinamometrlarning xususiy og'irligi sharnirli birikmalardagi ishqalanish hisobiga (a) tenglik taqriban bajarilishi mumkin. Shuning uchun (a) tenglikning chap va o'ng tomonlaridagi farqni hisoblaymiz

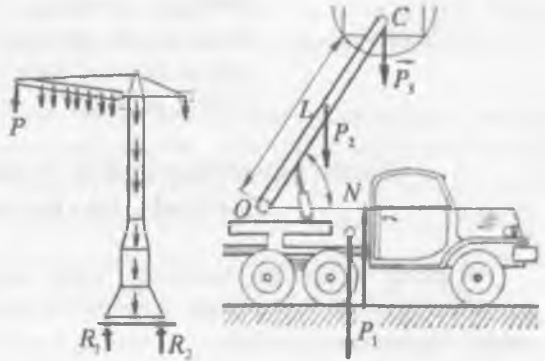
$$\Delta F = Q - F_1 \cos \alpha_1 - F_2 \cos \alpha_2 \quad (b)$$

$$\text{Tajribaning nisbiy xatosi } \Delta = \frac{\Delta F}{Q} \cdot 100\% \quad (v)$$

KUCH TURLARI

Tashqi - jismga ta'sir qiluvchi kuch yoki undagi temperaturani o'zgarishi tashqi faktordir. Jismga qo'yilgan tashqi faktor yuklanish deyiladi

R_1, R_2 tayanch reaksiya kuchlari



To'planma kuch



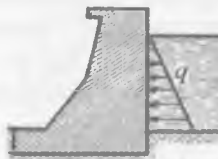
Jismning o'z o'lchamiga nisbatan juda kichik sirtiga ta'sir qilgan kuchlar to'planma kuchlar deyiladi. Hisoblashni osonlashtirish uchun bunday kuchlar bir nuqtaga qo'yilgan deb faraz qilinadi.

Taqsimlangan kuch. Jism sirtidagi yuzaning biror qismiga yoki undagi chiziqning biror

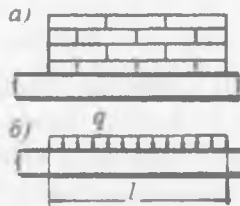
qismiga ta'sir qilgan kuchlar yoyilgan (taqsimlangan) kuchlar deb ataladi. Taksimlangan kuch - tekis sistemasi, uning intensivligi bilan xarakterlanadi, yuklangan uchastkaning uzunlik birligiga to'g'ri keladigan kuch



Doimiy intensivlikka ega

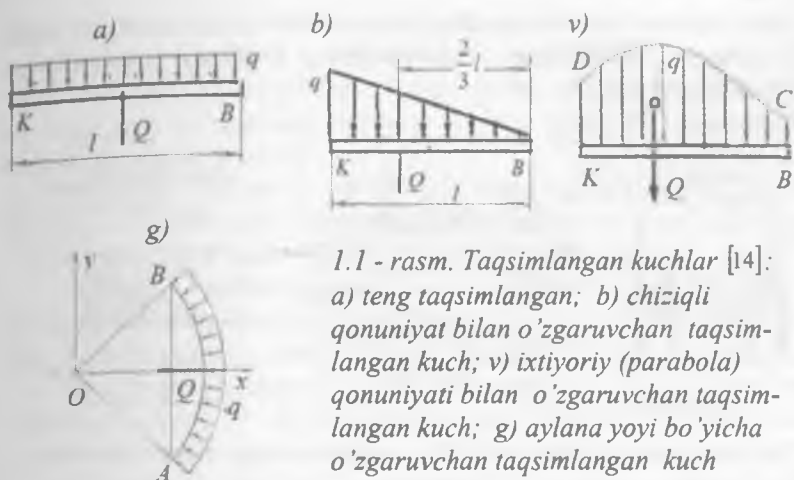


O'zgaruvchan intensivlikka ega



Doimiy intensivlikka ega

Yoyilgan kuchlar yuk intensivligi, ya'ni balkaning yuza yoki uzunlik birligiga to'g'ri keladigan miqdori bilan xarakterlanadi. Agar yuklar intensivligi yuza yoki uzunlik bo'yicha bir xil bo'lsa bunday yuklar tekistaqsimlangan yuklar deyiladi.



1.1 - rasm. Taqsimlangan kuchlar [14]:

a) teng taqsimlangan; b) chiziqli qonuniyat bilan o'zgaruvchan taqsimlangan kuch; v) ixtiyoriy (parabola) qonuniyati bilan o'zgaruvchan taqsimlangan kuch; g) aylana yoyi bo'yicha o'zgaruvchan taqsimlangan kuch

Texnikada turli inshootlarning muvozanatini hisoblashda ularning ayrim nuqtalariga qo'yilgan kuchlar bilan birga hajm, sirt yoki chiziq kesmalari bo'yicha ma'lum qonun asosida taqsimlangan kuchlarni hisobga olishga to'g'ri keladi. Bunda kuchlar hajm, sirt yoki chiziq birligiga to'g'ri keladigan taqsimlangan kuchlarning intensivligi bilan xarakterlanadi.

Jismlarga, asosan, parallel yoki bir nuqtada kesishuvchi taqsimlangan kuchlar ta'sir etadi. Masalan, jism zarrachalarining og'irlik kuchi hajm bo'yicha, suvning to'g'on sirtiga bosim kuchi sirt bo'yicha taqsimlangan parallel kuchlarni ifodalaydi.

1. Chiziq kesmasi bo'yicha taqsimlangan kuchlar (1.1-rasm, a).

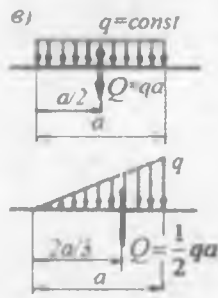
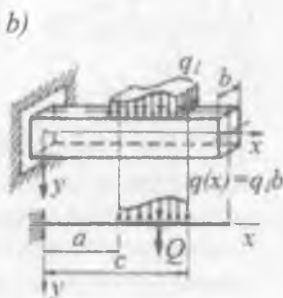
Bunday kuchlarning intensivligi q o'zgarmas kattalik bo'ladi. KB kesma bo'yicha tekis taqsimlangan kuchlarni KB ning o'rtasiga qo'yilgan $Q = lq$ teng ta'sir etuvchi bilan almashtirish mumkin.

2.To'g'ri chiziq kesmasi bo'yicha chiziqli qonuniyat asosida taqsimlangan kuchlar (1.1-rasm, b). Bunday kuchlarning intensivligi q o'zgaruvchan bo'lib, noldan to maksimal qiymatgacha o'zgaradi. Ushbu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi KBC uchburchakning yuzasiga teng.

3.To'g'ri chiziq kesmasi bo'yicha ixtiyoriy qonuniyat (parabola) asosida taqsimlangan kuch. Bunday kuchlarning teng ta'sir etuvchisi miqdor jihatdan mos masshtabda o'lchangan KBCD shakl yuzasiga teng hamda berilgan yuzaning og'irlik markaziga qo'yiladi.

4. Aylana yoyi bo'yicha tekis taqsimlangan (1.1-rasm, g) radial

kuchlar. Bunday kuchlarning teng ta'sir etuvchisi yoyni tortib turuvchi AB vatar uzunligining taqsimlangan kuchlar intensivligiga ko'paytmasiga teng.



Taqsimlangan kuchlarni qo'yilish nuqtasi va teng ta'sir qiluvchisi

Chiziqli taqsimlangan kuchlarning teng ta'sir qiluvchisi

$$Q = \int_0^l q(x) dx \quad \text{ga teng.}$$

Taqsimlangan kuchning qo'yilish nuqtasi yoki ta'sir chizig'i statika qoidasiga asosan topiladi

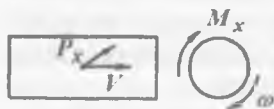
Ta'sir etish xarakteriga ko'ra statik va dinamik kuchlar bor

Statik kuch deb, qiymati, yo'nalishi va qo'yiladigan nuqtalari o'zgarmaydigan yoki sekin va o'zgina o'zgaradigan kuchlarga aytiladi. Imoratlarning asosiga ta'siri, harakatsiz holatdagi yukning ipga ta'siri va hokazolar.

Dinamik kuch deb, vakt oralig'ida qiymati, yo'nalishi va qo'yiladigan nuqtasi tez o'zgarishi bilan xarakterlanadigan kuchga aytiladi. Dinamik kuchlar davriy yoki nodavriy bo'lishi mumkin.

Zarb ta'siri, to'satdan qo'yilgan va o'zgaruvchan kuchlar dinamik kuchlarga misol bo'ladi. Yukni ma'lum tezlanish bilan yuqoriga ko'tarayotgan trosga dinamik kuch ta'sir qiladi.

Harakatlantiruvchi kuch



mexanizmni harakatga keltiruvchi, uni biror ish bajarishga majbur etuvchi moment biror energiya manbai yoki tashqi ta'sirdan vujudga keladi. Harakatlantiruvchi kuch vektori shu

kuch qo'yilgan nuqtani tezlik vektori bilan o'tkir burchak hosil qiladi.

Foydali qarshilik kuchi. Foydali qarshilik kuchlari mexanizmining ish bajaruvchi bo'g'iniga qo'yilgan bo'lib, shu bug'in tezlik vektori va kuch vektori orasidagi burchagi o'tmas, ya'ni 90^0 dan katta. U harakatga to'skinlik qiladi

Og'irlik kuchlari - doimo er markaziga yo'nalgan. Og'irlik kuchlarining vektorlari bilan shu kuch ta'sir etayotgan nuqta tezlik vektori orasidagi burchak 0 dan 180^0 gacha bo'lishi mumkin

Inertiya kuchlari - doimo massalar markazi tezlanishiga qarama-qarshi yo'naladi. Inertiya kuchlarining vektorlari bilan shu kuch qo'yilgan nuqta tezligi orasidagi burchak 0 dan 180^0 gacha o'zgadi

Reaksiya kuchlari - kinematik juftlarda, ya'ni bog'lanish nuqtalarida hosil bo'lib, bir bo'g'inning ikkinchi bo'g'inga bosim kuchini ko'rsatadi

Ishqalanish kuchlari - ishqalanish bir-biriga nisbatan harakat qilayotgan ikkita jismni tegishish yuzalaridagi o'zaro qarshiligini ifodalaydi.

Bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari

Nazariy mexanikada barcha jismlar ikki guruhga bo'linadi:

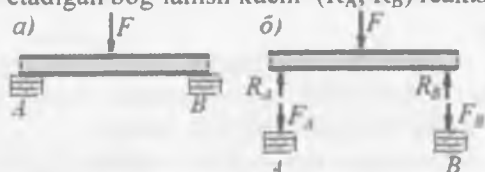
1. erkin jismlar va 2. erkin bo'lmagan (erksiz) jismlar.

Agar jism fazoda istalgan tomonga harakatlana olsa, ya'ni istalgan tomonga harakatlanish uchun hech qanday to'sqinlikka uchramaydigan jismlar erkin jismlar deyiladi. Masalan, shar, suvda suzayotgan jonivor, havoda uchayotgan samolyot. Agar jismning biror tomonga qarab bo'ladigan harakati cheklangan bo'lsa, ya'ni jism harakatini bir yoki bir necha yo'nalishda cheklab qo'yadigan boshqa jismlar bilan bog'langan bo'lsa bunday jismlar erkinmas yoki bog'lanishdagi jismlar deyiladi.

Jismning harakat yoki holatini cheklovchi sabab bog'lanish deyiladi. Masalan, ipga osilgan yuk, stol ustidagi yuk, reduktor korpusiga o'rnatilgan podshipnik va undagi val yoki o'q.

Ipga osilgan yukning vertikal yo'nalishdagi harakati cheklangan. Bunda ip bog'lanish vazifasini o'taydi, yuk esa bog'lanishdagi jismdir. O'zaro ta'sirlashishda jism bilan uning bog'lanishlari orasida jismning harakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuchlar hosil bo'ladi. Bu kuchlar jismga bog'lanishlar tomonidan ta'sir qiladi va bog'lanishlar reaksiyasi deb ataladi.

Bog'lanish reaksiyasi hamma vaqt bog'lanishning jism harakatiga ko'rsatadigan to'sqinligi yo'nalishiga qarama-qarshi yo'nalgan. Jismni bog'lanishga ta'sir etadigan kuch bosim kuchi (F_A, F_B), jismga ta'sir etadigan bog'lanish kuchi (R_A, R_B) reaksiya kuchi deb ataladi.



Bog'lanish reaksiyasi

Reaksiyalarning mavjudligi ta'sir va aks ta'sir haqidagi aksioma bilan asoslanadi. Bog'lanishlar reaksiyalarini aniqlash uchun bog'lanishlardan ozod qilish printsipidan foydalaniladi.

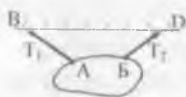
Bog'lanishlar aksiomasi. Jism yoki jismlar muvozanatini o'zgartirmasdan, bog'lanishlarning berilgan jismga ta'sirini reaksiya kuchi bilan almashtirib, har qanday bog'lanishdagi jismni erkin jism deb qarash mumkin.



1.2-rasm

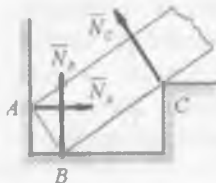
Silliqlik qo'zg'almas tekislik. Jism sillikli qo'zg'almas tekislik ustida muvozanatda tursa, yoki shu tekislikka nisbatan harakatlangan, sillikli qo'zg'almas tekislik jismni tekislikka perpendikulyar yo'nalishda harakat qilishiga to'sqinlik qiladi.

Sillikli qo'zg'almas tekislikning reaksiya kuchi N tekislikka perpendikulyar bo'lib, jism qaysi tomonga harakat qila olmasa, shunga teskari tomonga yo'nalgan bo'ladi (1.2-rasm). Agar sirt sillikli bo'lmasa sirt bilan tekislikning tegishish nuqtasida normal va urinma reaksiya kuchlari hosil bo'ladi.



1.3-rasm

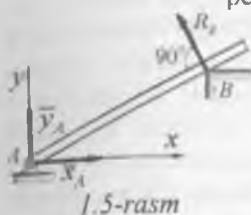
Egiluvchan yoki elastik jismlar. Jismlar cho'zilmaydigan ip, tros, zanjir vositasida osilgan bo'lsa, ularda hosil bo'ladigan T_1 va T_2 reaksiya kuchlari mos ravishda egiluvchan jismlar bo'ylab yo'naladi (1.3-rasm)



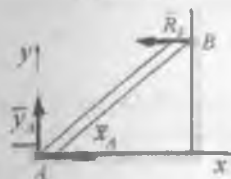
1.4-rasm

Balka A nuqtada vertikal devorga, B nuqtada sillikli polga va C nuqtada ikki yoqli burchak qirrasiga tayanadi. Pol va vertikal devorning reaksiya kuchlari (1.4-rasm), A va B nuqtalarda mos ravishda pol va devorga o'tkazilgan perpendikulyar bo'yicha yo'naladi, ikki yoqli burchakdan tashkil topgan qirraning reaksiya kuchi

C nuqtada balkaning o'qiga o'tkazilgan perpendikulyar bo'yicha yo'naladi



1.5-rasm



1.6-rasm

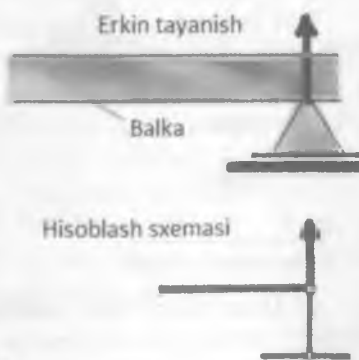
Balka A nuqtada qo'zg'almas sharnirli tayanchga va B nuqtada ikki yoqli burchak qirrasiga tayanadi (1.5-rasm). Balka A nuqtada silliq polga tekis yuza va B nuqtada vertikal devorga tayanadi. A nuqtada balka burchakka tiraladi, shuning uchun bu nuqtaning gorizontaal va vertikal tekisliklar dagi harakati cheklangan. Bu nuqtada gorizontaal va vertikal yo'nalishlar-dagi reaksiyalar xosil buladi. B nuqtada gorizontaal R_B reaksiya xosil bo'ladi (1.6-rasm)

Sharnirli tayanchlar to'g'risida tushuncha

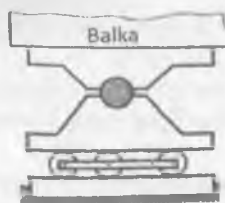
Sharnirli tayanchlar ko'priksizlik va qurilish konstruksiyalarida, mashina va mexanizmlarda keng qo'llaniladi.

Uch xil sharnirli tayanch turlari mavjud:

1. Qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch.
2. Qo'zg'almas sharnirli tayanch.
3. Birk mahkamlangan tayanch.



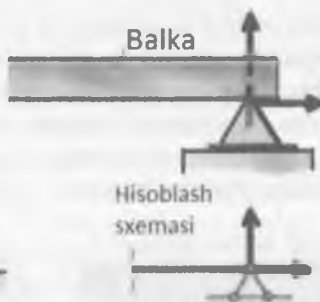
Qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch konstruksiyasi



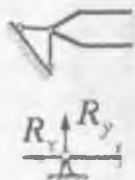
1.7-rasm.

1) **qo'zg'aluvchi sharnirli tayanch**, sterjenning tayanch kesimini sharnir uqi atrofida aylanish burchagini va sterjenning gorizontaal tekislikdagi harakatini cheklamaydi. Bir chiziqli bog'lanish yoki qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch, bog'lanish tekisligida tayanch nuqtasining harakatini cheklaydi. Tayanch kesim ikkita erkinlik darajaga ega, bitta reaksiya hosil bo'ladi (1.7-rasm)

2) **quzg'almas sharnirli tayanch**, Ikki bog'lanishli tayanch yoki qo'zg'almas sharnirli tayanch sterjen tayanch kesimining vertikal va gorizontaal tekisliklardagi harakatini chegaralaydi; kesimni aylanish burchagini cheklamaydi. Bu tayanchda vertikal va gorizontaal reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Tayanch kesim bitta erkinlik darajaga ega va unda ikkita reaksiya kuchi hosil bo'ladi



Qo'zg'almas sharnirli tayanch konstruktsiyasi

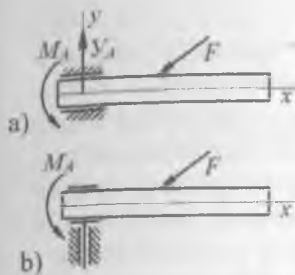


1.8-rasm. Qo'zg'almas sharnirli tayanch

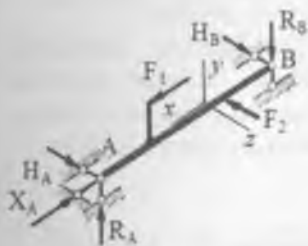
3) **Quzg'almas biki mahkamlangan tayanch**. Uch bog'lanishli tayanch, hamma erkinlik darajani cheklaydi. Sterjen 3 vertikal tekislikdagi harakatni, 1 va 2 sterjenlar esa gorizontaal tekislikdagi harakatni va kesimni aylanishini cheklaydi. Tayanchda uchta reaksiya vertikal, gorizontaal reaksiya kuchlari va reaktiv moment hosil buladi (1.9-rasm)



1.9-rasm. Birk mahkamlangan tayanch



1.10-rasm.

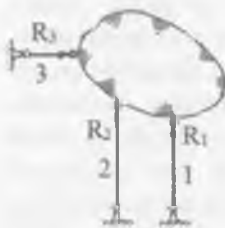
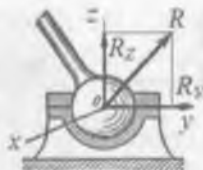


1.11-rasm. Sferik sharnir

Bir uchi gorizontal tekislikda harakatlanishiga yo'l qo'yilgan balka. Reaktsiya kuchi harakat yo'nalishi tekisligiga perpendikulyar va balkaning tayanch nuqtasi atrofida aylanishiga to'sqinlik qiluvchi reaksiya momentidan iborat (1.10-rasm, a). Bir uchi ham gorizontal ham vertikal tekisliklarida harakatlanishiga yo'l qo'yilgan balka. Reaktsiya kuchi tayanch nuqtasi atrofida aylanishiga to'sqinlik qiluvchi reaksiya momentidan iborat (1.10-rasm b).

Sharnirli fazoviy tayanch – x va z o'qlari yo'nalishida ko'chishni cheklaydi, undan tashqari A tayanch u o'qi yo'nalishidagi chiziqli ko'chishni ham cheklaydi. Bunday tayanchlarga A va B kesimlarga bir tomoni ochiq va ikkinchi tomoni yopiq vtulkalar o'rnatilgan bo'lishi mumkin.

Jism sferik sharnir vositasi yordamida bog'langan bo'lsa, bu sharnir o'z markazidan o'tadigan har qanday o'q atrofida jismni aylanishiga to'sqinlik qilmaydi. Sferik sharnirning reaksiya kuchi uning markazidan o'tadi, lekin qaysi tomonga yo'nalganligi noma'lum. Masalani yechishda reaksiya kuchini tanlab olingan koordinata o'qlari bo'ylab tashkil qiluvchilarga ajratish kerak (1.11-rasm).



Vaznsiz sterjen vositasida sharnirli bog'lanish [14]. Jism uchlari sharnirli biriktirilgan ingichka sterjenlar vositasida bog'langan bo'lsin. O'z og'irligi hisobga olinmaydigan, uchlardan boshqa nuqtalariga hech qanday kuch qo'yilmagan sterjenlarga vaznsiz sterjenlar deyiladi 1-aksiomaga ko'ra, sterjenlarning

har biri muvozanatda bo'lishi uchun unga qo'yilgan kuchlar miqdor jihatdan teng, sterjen bo'ylab qarama - qarshi tomonga yo'nalgan bo'lishi kerak. Binobarin bunday sterjenlar faqat siqiladi yoki cho'ziladi hamda reaksiya kuchlari sterjen bo'ylab yo'naladi.

Vaznsiz sterjen vositasida sharnirli bog'lanishga oid materiallar qarshiligida cho'zilish yok siqilishga uchraydigan ko'plab sterjenlar sistemasi mavjud. Bunday sterjenlar sistemasini cho'zilish va siqilishga hisoblashda reaksiya kuchlari emas, balki ichki bo'ylama kuchlar aniqlanadi va mustahkamlikka hisoblanadi.

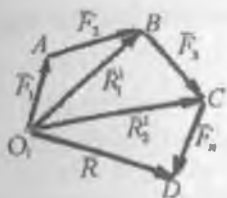


1.12- rasm.
Kesishuvchi kuchlar sistemasi.

Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi

Ta'sir chiziqlari bir nuqtada kesishadigan kuchlar sistemasi bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi (1.12-rasm) deyiladi.

Jismning $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ nuqtalariga, ta'sir chiziqlari O nuqtada kesishadigan tegishli $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ kuchlar ta'sir etsa, bu kuchlar bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasini tashkil etadi. Ushbu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi kuchlar ko'pburchagini qurish usuli bilan topiladi. Bu ko'pburch



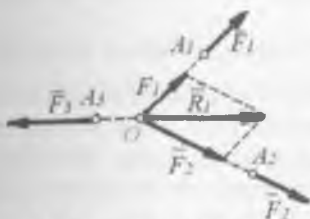
Kuchlar ko'pburchagi

chakda F_1 kuchning qo'yilish nuqtasi bilan F_n kuchning uchini birlashtiruvchi $\overline{R}$ vektor bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi.

$$R = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n = \sum_{i=1}^n F_i \quad (1)$$

Uch kuch muvozanatiga oid teorema

Bir tekislikda yotuvchi va o'zaro parallel bo'lmagan uch kuch muvozanatlashsa, ularning ta'sir chiziqlari bir nuqtada kesishadi



1.13 – rasm. Uch kuch momentiga oid

Isbot. Jismning A_1 , A_2 va A_3 nuqtalariga $\overline{F_1}$, $\overline{F_2}$, $\overline{F_3}$ kuchlar qo'yilgan bo'lsin. U holda $(F_1, F_2, \dots, F_n) \in 0$. (1.13 – rasm)

$\overline{F_1}$, $\overline{F_2}$ kuchlarning ta'sir chiziqlari O nuqtada kesishsin, ularni O nuqtaga ko'chiramiz va qo'shamiz: $\overline{R} = \overline{F_1} + \overline{F_2}$.

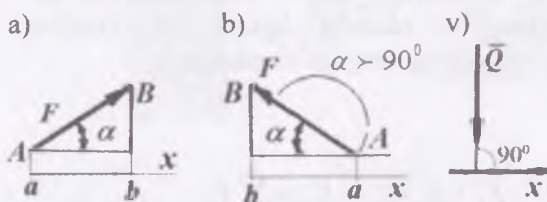
$\overline{R}$ kuchning ta'sir chizig'i $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ kuchlarning ta'sir chiziqlari kesishgan nuqtadan o'tadi. Unda $(F_1, F_2, \dots, F_n) \in (\overline{R}, \overline{F_3}) \in 0$. $\overline{R}$ va $\overline{F_3}$ kuchlar muvozanatlashishi uchun ularning miqdorlari teng, yo'nalishi esa bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama – qarshi tomonga yo'nalgan bo'lishi kerak.

Kuchning o'qdagi proyeksiyasi

Kuchlar ko'pburchagini qurish murakkab va etarlicha natijalarni bera olmaydi. Bunday hollarda boshqa usul qo'llaniladi, unda geometrik yasash skalyar kattaliklarni hisoblash bilan almashtiriladi. Bunga berilgan kuchlarni to'g'ri burchakli koordinatalar sistemasining o'qlariga proektsiyalash bilan erishiladi.

Ma'lum yo'nalish berilgan to'g'ri chiziq o'q deb ataladi. Vektorning o'qdagi proektsiyasi skalyar kattalik bo'lib, u o'qning vektor

boshidan va uchidan o'qqa tushirilgan perpendikulyar kesishishidan hosil bo'lgan kesmasi bilan aniqlanadi.



1.14- rasm. Kuchni o'qlarga proektsiyasi- ga oid: a) proektsiya musbat, b) proektsiya manfiy; v) proektsiya nolga teng

Agar proektsiyaning boshidan uning uchiga qarab yo'nalish o'qning musbat yo'nalishi bilan ustma-ust tushsa, vektorning proektsiyasi musbat hisoblanadi (1.14- rasm, a). Agar proektsiyaning boshidan uning uchiga qarab yo'nalish o'qning musbat yo'nalishiga qarama-qarshi tushsa (1.14- rasm, b), vektorning proektsiyasi manfiy hisoblanadi.

Kuchlarni o'qqa proektsiyalashning bir qancha hollarni ko'ramiz.

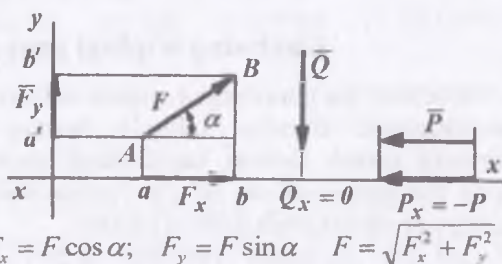
1. $\vec{F}$ kuch berilgan (1.14- rasm, a), u x o'q bilan bitta tekislikda yotibdi. Kuch vektori o'qning musbat yo'nalishi bilan o'tkir α burchak hosil qiladi. Proektsiyaning kattaligini topish uchun kuch vektorining boshi va uchidan x o'qqa perpendikulyar tushiramiz va quyidagini hosil qilamiz: $F_x = ab = F \cdot \cos \alpha$

2. $\vec{F}$ kuch berilgan (1.14- rasm, b), u x o'q bilan bitta tekislikda yotibdi. Kuch vektori o'qning musbat yo'nalishi bilan o'tmas $\alpha > 90^\circ$ burchak hosil qiladi. $\vec{F}$ kuchning x o'qqa proektsiyasi manfiy:

$$F_x = ab = -F \cdot \cos \alpha$$

3. x o'qqa perpendikulyar $\vec{Q}$ kuch berilgan (1.14- rasm, v), uning x o'qdagi proektsiyasi nolga teng

Kuchning o'qdagi proektsiyasi kuch vektorining boshi va oxiridan o'qqa tushirilgan ikkita perpendikulyar orasidagi o'q kesmasi bilan topiladi

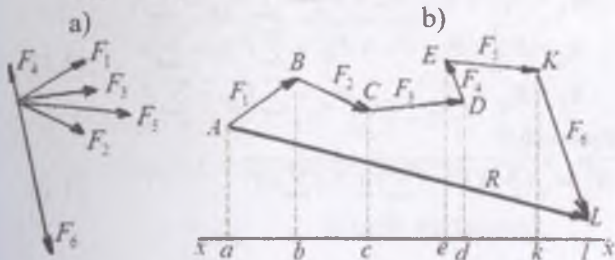


$$F_x = F \cos \alpha; \quad F_y = F \sin \alpha \quad F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

Agar, $\alpha < 90^\circ$ bulsa kuchning o'qdagi proektsiyasi musbat, $\alpha > 90^\circ$ bulsa manfiy ishorali

Teng ta'sir etuvchining o'qdagi proektsiyasi. Bir nuqtada kesishuvchi $F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, F_6$ kuchlar sistemasi (1.15-rasm, a) berilgan bo'lsin. A, B, C, D, E, K, L kuch ko'burchagining hamma uchini x o'qqa proektsiylaymiz va ularning proektsiyalarini tegishlicha a, b, c, d, e, k, l bilan belgilaymiz (1.15-rasm, b). Bu kuchlarning x o'qdagi proektsiyalari quyidagi kesmalar bilan tasvirlanadi:

$$F_{1x} = ab; F_{2x} = bc; F_{3x} = ce; F_{4x} = -ed; F_{5x} = dk; F_{6x} = kl$$



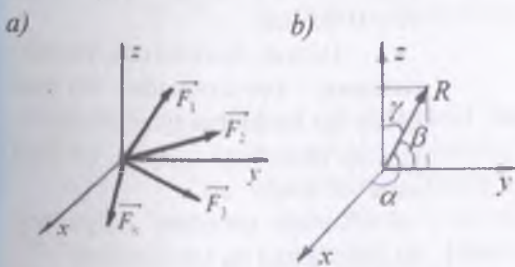
1.15-rasm.
Teng ta'sir etuvchini o'qdagi proektsiyasiga oid.

Proektsiyalarning yig'indisi quyidagi ko'rinishga keltirilishi mumkin:

$$\sum F_{ix} = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} + F_{6x} = ab + bc + ce + ed + dk + kl = al$$

$al = R_x$ kesma teng ta'sir etuvchi $\vec{R}$ ni x o'qdagi proektsiyasi.

Vektor yig'indi yoki teng ta'sir etuvchining biro o'qdagi proektsiyasi qo'shiluvchi vektorlarning xuddi o'sha o'qdagi proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng va teng ta'sir etuvchi vektorning proektsiyasiga baravar.



1.16-rasm. a) $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ kuchlarni va
b) teng ta'sir etuvchini fazoviy o'qlarga proektsiyasi

Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisini aniqlash.

Teng ta'sir etuvchini analitik usulda aniqlash uchun berilgan kuchlar sistemasini kesishish nuqtasiga o'tkazilgan koordinata o'qlariga proektsiylaymiz va

o'qlardagi proektsiyalarning yig'indisini mos ravishda R_x, R_y va R_z belgilaymiz. Yo'nalishi yo'naltiruvchi kosinuslar orqali aniqlanadi

$$\cos \alpha = \frac{R_x}{R}; \quad \alpha = (\vec{R}, x)$$

$$\cos \beta = \frac{R_y}{R}; \quad \beta = (\vec{R}, y)$$

$$\cos \gamma = \frac{R_z}{R}; \quad \gamma = (\vec{R}, z)$$

Kesishuvchi kuchlar sistemasining o'qlardagi proektsiyasi

$$\begin{aligned} R_x &= F_{1x} + F_{2x} + \dots + F_{nx} = \sum F_{KX} = \sum X \\ \text{Bu erda} \quad R_y &= F_{1y} + F_{2y} + \dots + F_{ny} = \sum F_{KY} = \sum Y \\ R_z &= F_{1z} + F_{2z} + \dots + F_{nz} = \sum F_{KZ} = \sum Z \end{aligned} \quad (1.1)$$

Teng ta'sir etuvchining moduli

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{(\sum X)^2 + (\sum Y)^2 + (\sum Z)^2} \quad (1.2)$$

Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasining muvozanat shartlari

Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi $F_1, F_2, F_3, \dots$ ta'sirida jism muvozanatda turishi uchun bu kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi $R = 0$ nolga teng bo'lishi kerak.

$$F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n = 0 \quad R = \sum_{k=1}^n F_k = 0$$

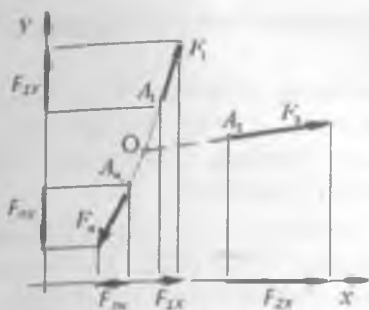


Kuchlar ko'pburchagi yopiq bo'lsa $R = 0$ bo'ladi.

Demak, kesishuvchi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun bu kuchlarga qurilgan kuchlar ko'pburchagi yopiq bo'lishi zarur va etarli.

Kuchlar sistemasi nolga teng bo'lishi uchun bu kuchlarning

koordinata o'qlardagi proektsiyalari nolga teng bo'lishi zarur va etarli:



$$\sum F_{KX} = F_{1X} + F_{2X} + \dots + F_{nX} = 0$$

$$\sum F_{KY} = F_{1Y} + F_{2Y} + \dots + F_{nY} = 0$$

$$\sum F_{KZ} = F_{1Z} + F_{2Z} + \dots + F_{nZ} = 0$$

yoki

$$\sum F_{KX} = X = 0$$

$$\sum F_{KY} = Y = 0$$

$$\sum F_{KZ} = Z = 0 \quad (1.3)$$

Tekislikda $\sum X = 0, \sum Y = 0 \quad (1.4)$

Kuchlar bir to'g'ri chiziqda yotsa $\sum X = 0 \quad (1.5)$

Kuch momenti

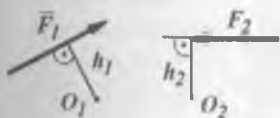
Kuch ta'sirida jism ilgarilanma harakatda, biror nuqta yoki o'q atrofida aylanma harakatda bo'lishi mumkin.

Mexanikada jismni aylantiruvchi kuchning ta'siri kuch momenti deb, ataladigan kattalik bilan o'lchanadi. Kuchni nuqtaga nisbatan va o'qqa nisbatan momentlari mavjud. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti tushunchasini Leonardo do Vinchi (1452-1519) kiritdi



Kuchni nuqtaga nisbatan momenti

Kuchni nuqtaga nisbatan momenti deb, kuch modulini uning elkasiga ko'paytmasini tegio'li ishora bilan olinganiga aytiladi



$$M_1 = -F_1 \cdot h_1$$

$$M_2 = F_2 \cdot h_2 \quad (N.m)$$

Moment markazi - kuch momenti qaysi

nuqtaga nisbatan olinsa, shu nuqta moment markazi. **Kuch elkasi** - moment markazidan kuchning ta'sir chizig'igacha bo'lgan eng qisqa oraliq h . **Ishorasi** - kuch moment markazi atrofida jismni soat strelkasining harakat yo'nalishiga teskari tomonga aylantirishga

intilganda, kuch momenti musbat ishorali va aksincha kuch moment markazi atrofida jismni soat strelkasining harakat yo'nalishiga mos tomonga aylantirishga intilganda manfiy ishorali.

Kuchni nuqtaga nisbatan momentining xossalari:

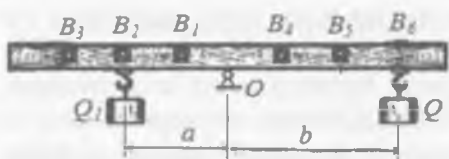


Kuchning miqdori va yo'nalishini o'zgartirmay ta'sir chizig'i bo'ylab istalgan nuqtaga ko'chirilsa, kuch momenti o'zgarmaydi.

Agar kuchning ta'sir chizig'i moment markazidan o'tsa, uning shu markazga nisbatan momenti nolga teng bo'ladi.

Kuch momentining muvozanitini tajribada tekshirish

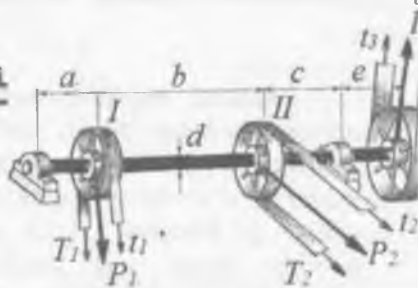
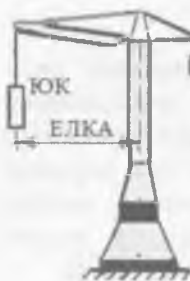
Ishning maqsadi: Moment markazidan turli nuqtalarda joylashgan kuch momentlarining muvozanatini tajribada tekshirish



Ishni bajarish tartibi. Tajriba qurilmasi uzunligining o'rtasida sharnirli tayanchga tayana-digan oddiy yog'och yoki metallardan tayyorlangan brus. Brusda ma'lum masofalarda yuk osish uchun ilgaklar

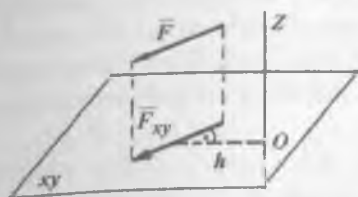
qo'yilgan. Brusga og'irligi bir xil yoki har xil bo'lgan yuklar turli nuqtalarga osiladi. Yuklarni O nuqtaga nisbatan momentlari tenglashtiriladi:

$$M_O(Q_1) = M_O(Q)$$



Yukni kran ramasining o'qiga va remenlardagi taranglik kuchlarini val o'qiga nisbatan momenti

a, b, c, e - lar kuch elkalari

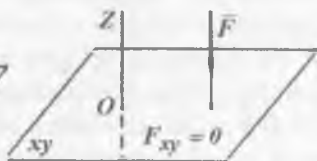
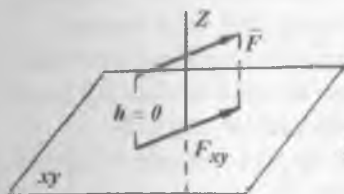


1.17-rasm. Kuchni o'qqa nisbatan momentiga oid

Kuchni o'qqa nisbatan momenti
 $\bar{F}$ kuchning Z o'qqa nisbatan momenti deb, uning shu o'qqa perpendikulyar (1.17-rasm) tekislikdagi proektsiyasidan o'q bilan tekislikning kesishgan nuqtasiga nisbatan tegishli ishora bilan olingan momentiga aytiladi.

$$m_z(\bar{F}) = m_z(\bar{F}_{xy}) = \pm F_{xy} \cdot h \quad (8)$$

Xususiyligi: agar kuch ta'sir chizig'i o'qni kesib o'tsa yoki o'qqa parallel bo'lsa, uning shu o'qqa nisbatan momenti nolga teng, chunki birinchi holda kuch elkasi, ikkinchi holda kuchning o'qqa perpendikulyar tekislikdagi proektsiyasi nolga teng (1.18-rasm)

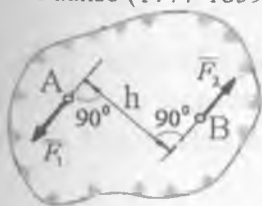


1.18-rasm. Kuchni o'qqa nisbatan momentining xossalari

Mavzuni amaliy ahamiyati, kuch haqidagi tushunchalar, kuchni o'qdagi proektsiyasi, kuch momenti va kuchlar sistemasini muvozanati to'g'risidagi nazariy va amaliy bilimlar mashina, mexanizm va muxandislik inshootlarini muvozanatini tekshirishda, ularni mustahkamlikka xisoblashda ishlatilishida. Masalan, kranlarni yuk ko'tarish qobiliyatini aniqlash, uni muvozanatlashgan ustuvor holatini ta'minlash; val tayanchlaridagi reaksiya kuchlarni aniqlash va h.k.

Juft kuch va juft kuchning momenti

Moduli jihatdan bir-biriga teng va bir yo'nalishda aylanayotgan ikki parallel kuchga juft kuch deyiladi. Juft kuchlar tushunchasini frantsuz olimi Puanso (1777-1859) kiritgan.



$|\bar{F}_1| = |\bar{F}_2|$, $\bar{F}_1 \uparrow \downarrow \bar{F}_2$ bo'lgan ikkita: $\bar{F}_1$ va $\bar{F}_2$ kuchlar juft kuchni tashkil etadi. Juft kuch $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ ko'rinishda belgilanadi. Juft joylashgan tekislik juft ta'sir etadigan tekislik deb ataladi.

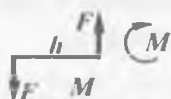


Kuchlar ta'sir chiziqlarining orasidagi eng qisqa masofa juft elkasi deb ataladi. Juft kuchni bitta kuch bilan almashtirib bo'lmaydi. Juft kuch teng ta'sir etuvchiga ega emas.

Juft momenti deb, juftni tashkil etuvchi kuchlardan birining modulini elkaga ko'paytmasini tegishli ishora bilan olinganiga aytiladi.

$$M(\vec{F}_1; \vec{F}_2) = F_1 h = F_2 h$$

Juft kuch jismni soat strelkasining aylanishiga teskari tomon aylantirishga intilsa uning momenti musbat; soat strelkasining aylanishi bo'yicha aylantirishga intilsa manfiy ishora bilan olinadi.



1. Juft kuchni juft bilan muvozanatlash mumkin.
2. Momentlar markazi qaerda bo'lishidan qat'iy nazar, momentlar tenglamasiga kiradigan juft kuchning ishorasi va miqdori o'zgarmaydi. Juft kuch kuchlar tenglamasiga ham, kuchlarning proektsiya tenglama siga ham kirmaydi.

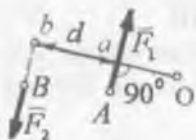
3. Bir juft kuchning jismga ko'rsatadigan ta'sirini boshqa juft kuch bera olsa, bunday juft kuchlar ekvivalent juft kuchlar deyiladi

4. Juft kuchni o'zining ta'sir tekisligiga parallel bo'lgan tekislikka ko'chirilsa, uning jismga ta'siri o'zgarmaydi.

5. Juft kuchni juft yotgan tekislikda yotuvchi momenti berilgan juft kuch momentiga teng bo'lgan juft kuch bilan almashtirish mumkin.

6. Bir tekislikda yotuvchi bir nechta juft kuchlarni shu tekislikda yotuvchi momenti berilgan juft kuchlar momentlarining algebraik yig'indisiga teng bo'lgan juft kuch bilan almashtirish mumkin.

Juft kuch momentiga oid teorema



Teorema. Juft kuch momenti uni tashkil etuvchi kuchlarning shu juft kuch yotgan tekislikdagi ixtiyoriy nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng.

Berilgan $(\vec{F}_1, \vec{F}_2)$ juft kuch tekisligida biror O nuqtani tanlab, undan juft kuch tuzuvchi kuchlarning ta'sir chiziqlariga tik $|Ob|$ chiziqni o'tkazamiz. $\vec{F}_1$ va $\vec{F}_2$ kuchlarning O nuqtaga nisbatan momentlari yig'indisini aniqlaymiz

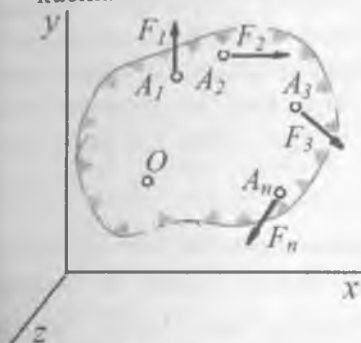
$$M_O(\vec{F}_1) + M_O(\vec{F}_2) = -Oa \cdot F_1 + Ob \cdot F_2 = -Oa \cdot F_1 + (d + Oa)F_2 = \\ = -Oa \cdot F_1 + d \cdot F_2 + Oa \cdot F_2 = F_2 d = M$$

Shunday qilib, $M = M_O(\vec{F}_1) + M_O(\vec{F}_2)$. Agar O nuqta o'rniga A yoki B nuqtani olsak, $M = M_B(\vec{F}_1) = M_A(\vec{F}_2)$

Demak, juft kuchning momenti uni tashkil etuvchi kuchlardan birining ikkinchisi qo'yilgan nuqtaga nisbatan momentiga teng bo'ladi.

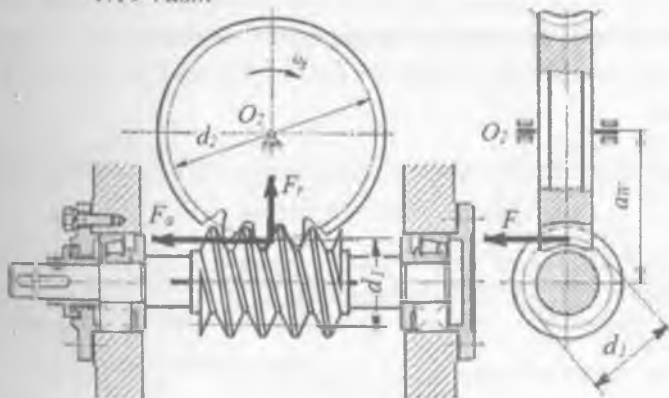
Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi

Fazoviy kuchlar sistemasi mexanik uzatmalarda, masalan, qiyshiq tishli va chervyakli uzatmalarning ilashmasida o'zaro perpendikulyar joylashgan doiraviy F, bo'ylama F_a va radial F_r kuchlar hosil bo'ladi

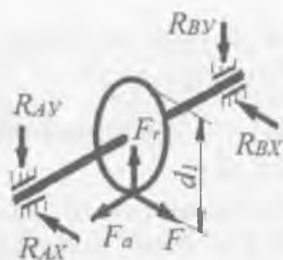


Ta'sir chiziqlari fazoda ixtiyoriy ravishda joylashgan kuchlardan tashkil topgan sistema fazodagi kuchlar sistemasi deyiladi. Masalan, jismni $A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ nuqtalariga (1.19-rasm) ta'sir chiziqlari fazoda ixtiyoriy joylashgan $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar sistemasi qo'yilgan.

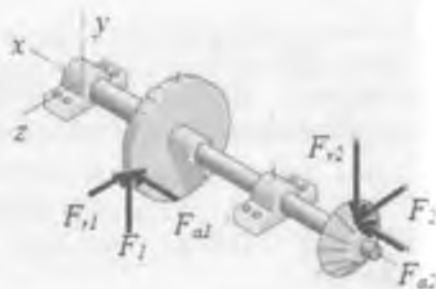
1.19-rasm



1.20-rasm
Chervyakli
uzatma
ilashma-
sidagi
kuchlar

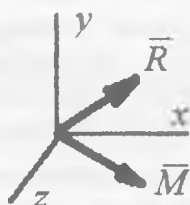


1.21-rasm. Chervyakli uzatma valining yuklanish sxemasi



1.22-rasm. Tishli uzatmalar valining yuklanish sxemasi

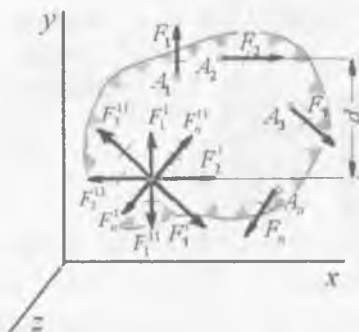
Kuchlar sistemasining bosh vektori va bosh momenti



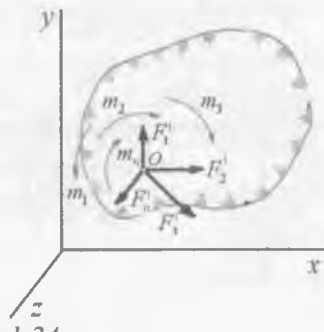
Teorema. Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining biror O markazga keltirish natijasida bu kuchlar sistemasini keltirish markaziga qo'yilgan bosh vektor $\vec{R}$ ga teng bitta kuch va momenti bosh moment $\vec{M}_O$ ga teng bo'lgan bitta juft kuch bilan almashtiriladi.

Isbot. $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar sistemasini jismdan tanlangan biror O markazga keltirish talab etiladi. Buning uchun O nuqtaga $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n$ kuchlarni sistemasini kiritdik, bitta shtrixli kuchlar $\vec{F}_1 = \vec{F}_1^{(1)}, \vec{F}_2 = \vec{F}_2^{(1)}, \vec{F}_3 = \vec{F}_3^{(1)}, \dots, \vec{F}_n = \vec{F}_n^{(1)}$ (1.23-rasm) juft kuchlarni tashkil etadi. Juft kuchlarning momentlari quyidagicha yoziladi:

$$m_1(\vec{F}_1) = \vec{F}_1 d_1 = \vec{F}_1^{(1)} d_1, m_2(\vec{F}_2) = \vec{F}_2 d_2 = \vec{F}_2^{(1)} d_2, m_3(\vec{F}_3) = \vec{F}_3 d_3 = \vec{F}_3^{(1)} d_3$$



1.23-rasm.



1.24-rasm

Juft kuchlarni ularning momentlari bilan almashtiramiz. Jismga qo'yilgan $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar keltirish markaziga, ushbu kuchlarga teng $\vec{F}_1^1, \vec{F}_2^1, \vec{F}_3^1, \dots, \vec{F}_n^1$ kuchlar sistemasi va ularning momentlari $m_1, m_2, m_3, \dots, m_n$ bilan almashtiriladi (1.24-rasm). Kuchlar sistemasining bosh vektori mazkur kuchlarning geometrik yig'indisiga teng bo'ladi.

Fazodagi kuchlar sistemasi ning biror markazga nisbatan bosh momenti tashkil etuvchi kuchlarning shu markazga nisbatan momentlarining geometrik yig'indisiga teng.

$$\vec{M}_0 = m_1(\vec{F}_1) + m_2(\vec{F}_2) + m_3(\vec{F}_3) + \dots + m_n(\vec{F}_n) = \sum m_k(\vec{F}_k)$$

Kuch sistemasining bosh vektorini va bosh momentini hisoblash

Bosh vektorning moduli

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{(\sum F_{kx})^2 + (\sum F_{ky})^2 + (\sum F_{kz})^2}$$

Bir nechta vektorlar yig'indisining bir o'qdagi proektsiyasi qo'shiluvchi vektorlarning shu o'qdagi alohida proektsiyalarining yig'indisiga teng.

Bosh momentning moduli $M_0 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2};$

bunda M_x, M_y, M_z — bosh momentning mos ravishda x, y, z o'qlaridagi proektsiyalari.

Bosh momentning biror o'qdagi proektsiyasi kuchlarning shu o'qqa nisbatan olingan momentlarining yig'indisiga teng:

$$M_x = \sum m_k(\vec{F}_k)_x, \quad M_y = \sum m_k(\vec{F}_k)_y, \quad M_z = \sum m_k(\vec{F}_k)_z$$

Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari

Kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun bu sistemaning bosh vektori bilan bosh momentining nolga teng bo'lishi zarur va etarlidir:

$$\vec{R} = 0, \quad \vec{M}_0 = 0.$$

Lekin $\vec{R}, \vec{M}_0$ vektorlar nolga teng bo'lishi uchun, ularning koordinata o'qlaridagi proektsiyalari nolga teng bo'lishi kerak:

$$\left. \begin{aligned} \sum F_{kx} = 0, \quad \sum F_{ky} = 0, \quad \sum F_{kz} = 0, \\ \sum m_x(\bar{F}_{kx}) = 0, \quad \sum m_y(\bar{F}_{ky}) = 0, \quad \sum m_z(\bar{F}_{kz}) = 0, \end{aligned} \right\} (1.6)$$

Bu tenglamalar fazodagi kuchlar sistemasi muvozanatining analitik shartlarini ifodalaydi.

Jismga ta'sir etuvchi fazodagi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning uchta Dekart koordinata o'qlarining har biridagi proektsiyalarining yig'indilari nolga teng bo'lishi va kuchlarning uchta koordinata o'qlarining har biriga nisbatan momentlarining yig'indilari ham nolga teng bo'lishi zarur va etarli

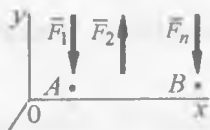
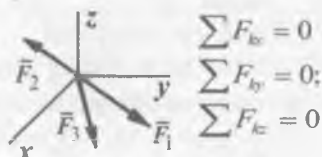
Yuqoridagi muvozanat tenglamalarini quyidagicha yozish qulaydir:

$$\left. \begin{aligned} \sum X = 0, \quad \sum Y = 0, \quad \sum Z = 0, \\ \sum M_x = 0, \quad \sum M_y = 0, \quad \sum M_z = 0, \end{aligned} \right\} (1.7)$$

Tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi ta'sirida jism muvozanatda turishi uchun bosh kuch vektori $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 0$ va bosh moment vektori $M_0 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = 0$ bo'lishi zarur.

$$1. \left. \begin{aligned} \sum F_{kx} = 0 \\ \sum F_{ky} = 0; \\ \sum m_0(\bar{F}_k) = 0; \end{aligned} \right\} \text{yoki} \left. \begin{aligned} \sum X = 0, \\ \sum Y = 0, \\ \sum M_0 = 0 \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{Bunga analitik} \\ \text{muvozanat shart} \\ \text{deyiladi.} \end{array}$$

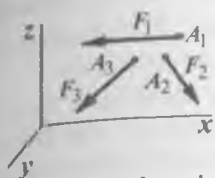
Bir nuqtaga qo'yilgan kuchlar ta'siridagi qattiq jism muvozanatda bo'lishi uchun, kuchlarning x, y, z o'qlaridagi proektsiyalarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va etarli



Tekislikdagi parallel kuchlarning muvozanat shartlari

Bir tekislikda yotgan va bir-biriga parallel bo'lgan kuchlar muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning u o'qidagi proektsiyalarining yig'indisi va kuchlarning tekislikdagi ixtiyoriy O nuqtaga nisbatan olingan momentlarining yig'indisi alohida-alohida nolga teng bo'lishi zarur va yetarli.

$$\begin{aligned} \sum Y = 0, \quad \sum m_0(\bar{F}_k) = 0; \\ \text{yoki} \\ \sum m_A(\bar{F}_k) = 0; \\ \sum m_B(\bar{F}_k) = 0; \end{aligned}$$



Bir tekislikda yotgan $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar sistemasining muvozanat shartlari:

$$\sum F_{kx} = 0; \quad \sum F_{ky} = 0;$$

$$\sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum m_0(\vec{F}_k) = 0$$

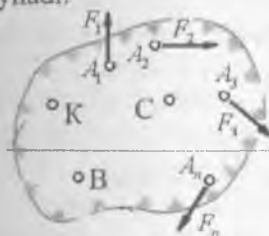
Tekislikdagi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun kuchlarning shu tekislikda yotuvchi ikkita koordinata o'qlariga proektsiyalarining yig'indisi alohida - alohida nolga teng va shu tekislikdagi ixtiyoriy nuqtaga nisbatan momentlarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va etarli.

Tekislikdagi kuchlar sistemasi muvozanatining yana quyidagi shartlarini keltiramiz.

1. Tekislikdagi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning shu tekislikda yotuvchi ixtiyoriy ikki nuqtaning har biriga nisbatan momentlarining yig'indisi alohida - alohida nolga teng va mazkur nuqtalardan o'tuvchi to'g'ri chiziqqa perpendikulyar bo'lmagan o'qdagi proektsiyalarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va etarli:

$$\sum X = 0; \quad \sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0$$

Kuchni uning koordinata o'qlaridagi proektsiyalari va qo'yilgan nuqtasining koordinatalari orqali topish usuliga analitik usulda aniqlash deyiladi.



2. Tekislikdagi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning shu tekislikdagi bir to'g'ri chiziqda yotmaydigan uchta nuqtaning har biriga nisbatan momentlarining yig'indisi alohida - alohida nolga teng bo'lishi zarur va etarli.

$$\sum M_C = 0; \quad \sum M_K = 0; \quad \sum M_B = 0$$

Teng ta'sir etuvchining o'qqa va markazga nisbatan momenti (Varinon teoremasi). Teng ta'sir etuvchining o'qqa nisbatan momenti kuchni tashkil etuvchilarning shu o'qqa nisbatan olingan momentlarining agebraik yig'indisiga teng. Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi va bu sistemaning teng ta'sir etuvchisi R berilgan bo'lsin.

$$\text{Ta'rifga muvofiq} \quad M_x(F_1) + M_x(F_2) + M_x(F_3) + \dots = M_x(R)$$

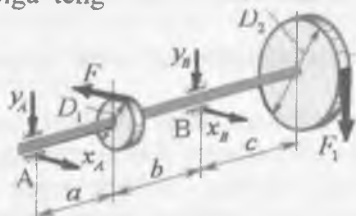
$$M_o(F_1) + M_o(F_2) + M_o(F_3) + \dots = M_o(R)$$

misol. Valga diametrlari $D_1 = 100 \text{ mm}$ va $D_2 = 200 \text{ mm}$ bo'lgan remenli uzatmaning shkiylari o'rnatilgan. Birinchi shkiydagi

remenning taranglik kuchi $F=100H$. Valning A va B tayanch reaksiyalari va ikkinchi remenning taranglik kuchi F_2 hisoblansin.

Masofalar: $a=100mm$ $b=110mm$; $c=120mm$ (1.25-rasm)

yyechish. Tayanchlardagi reaksiyalarning yo'nalishlarini belgilaymiz va ularni koordinata o'qlariga proektsiyalab muvozanat tenglamalarini tuzamiz. Kuchlarni o'qlarga nisbatan momentlarini aniqlaganda quyidagilarga amal qilamiz: kuch o'qni kesib o'tsa yoki unga parallel bo'lsa, ushbu kuchni mazkur o'qqa nisbatan momenti nolga teng



1.25-rasm

Muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum X = 0; x_A + x_B - F = 0 \quad (1.10)$$

$$\sum Y = 0; y_A + y_B - F_1 = 0 \quad (1.11)$$

$\sum Z = 0$; valni o'qi bo'ylab yo'nalgan Z o'qiga proektsiya beradigan kuch yo'q

$$\sum M_x = 0; -y_B(a+b) - F_1(a+b+c) = 0 \quad (1.12)$$

$$\sum M_y = 0; F \cdot a - x_B(a+b) = 0 \quad (1.13)$$

$$\sum M_z = 0; F \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot \frac{D_2}{2} = 0 \quad (1.14)$$

$$(1.14) \text{ tenglamadan } F_1 = F \frac{D_1}{D_2} = 100 \cdot \frac{100}{200} = 50H$$

$$(1.13) \text{ tenglamadan } x_B = F \cdot \frac{a}{a+b} = 100 \cdot \frac{0,1}{0,21} = 47,62H$$

$$(1.12) \text{ tenglamadan } y_B = F_1 \cdot \frac{a+b+c}{a+b} = 50 \cdot \frac{0,33}{0,21} = 78,57H$$

$$(1.11) \text{ tenglamadan } y_A = -78,57 + 50 = -28,57H$$

$$(1.10) \text{ tenglamadan } x_A = -47,62 + 100 = 52,38H$$

A va B tayanchlardagi reaksiya kuchlarining teng ta'sir qiluvchilarini topamiz:

$$R_A = \sqrt{x_A^2 + y_A^2} = \sqrt{(52,38)^2 + (-28,57)^2} = 59,67H$$

$$R_B = \sqrt{x_B^2 + y_B^2} = \sqrt{(47,62)^2 + (78,57)^2} = 91,87H$$

Bir necha jismdan tashkil topgan sistemaning muvozanati

Bir – birlari bilan bog'langan bir necha jismlardan tashkil topgan sistemaning muvozanatini aniqlashga o'tamiz. Buning uchun sistemaga ta'sir etuvchi kuchlarni ikki guruhga : ichki va tashqi kuchlarga ajratamiz. Sistemani tashkil etuvchi jismlarning bir – birlariga ko'rsatadigan ta'sir kuchlari – *ichki kuchlar* deyiladi. Sistemaga kirmagan jismlarning unga ko'rsatadigan ta'sir kuchlari - *tashqi kuchlar* deyiladi.

Agar sistemani bir butun yaxlit qattiq jism deb qarasak, ta'sir va aks ta'sir haqidagi aksiomaga asosan, ichki kuchlar juft – juft holda miqdorlari teng, yo'nalishlari bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama – qarshi tomonga yo'nalgan kuchlar sistemasini tashkil etadi. Shuning uchun ichki kuchlarning bosh vektor iva biror markazga nisbatan bosh momenti nolga teng bo'ladi. Agar sistema muvozanatda bo'lsa, uning tarkibidagi har bir jism muvozanatda bo'ladi. Sistemaning muvozanatini tekshirish uchun sistemani tashkil etuvchi har bir jismning muvozanati alohida tekshiri-ladi. Muvozanati tekshirilayotgan sistemada ajratib olingan biror jismning muvozanati teshirilayotganda bu jismga sistemani tashkil etuvchi boshqa jismlarning ta'siri kuchlar bilan almashtiriladi. Bu kuchlar sistema uchun ichki kuchlar bo'ladi, ammo ajratib olingan jism uchun tashqi kuchlar qatoriga kiradi.

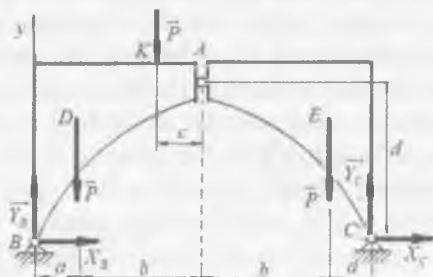
Tekslidagi kuchlar ta'sirida N ta jismdan tashkil topgan sistema muvozanatda bo'lsa, har bir jism uchun uchtdan muvozanat tenglamasi tuzish mumkin. Natijada sistema muvozanat tenglamalarining soni $3N$ ta bo'ladi.

Ba'zan sistemani yaxlit bitta jism deb qarab, uchta muvozanat tenglamasi tuziladi. Bu tenglamalarda ichki kuchlar qatnashmaydi. So'ngra $N-1$ ta jismlar uchun uchtdan muvozanat tenglamasi tuziladi. Natijada $3 + 3(N-1) = 3N$ ta muvozanat tenglamalarini olamiz.

misol . Ko'prik A sharnir bilan birga bir – biriga hamda B va C sharnirlar bilan ikki qirg'oqdagi tayanchlarga biriktirilgan ikki qismdan iborat. Ko'prikning K nuqtasiga P_1 yuk qo'yilgan. Ko'prik har bir qismining og'irligi R bo'lib, D va E nuqtalarga qo'yilgan. O'lchamlari 1.26– rasmda ko'rsatilgan. B va C nuqtalardagi reaksiya kuchlari hamda ko'prik qismlarining A nuqtadagi o'zaro ta'sir kuchlari aniqlansin.

yechish. Bu masala $\overline{P}, \overline{P}_1$ kuchlar hamda B va C sharnirlarning reaksiya kuchlarini tashkil etadi. B va C sharnirlarning reaksiya

kuchlari noma'lum bo'lgani uchun ularni x va y o'qlarning musbat yo'nalishlari bo'ylab yo'nal-gan tashkil etuvchilariga ajratamiz. Sistema ikkita jismdan tashkil topgan (1.26-rasm) uchun sistemaning muvozanat tenglamalari 6 ta bo'ladi.



1.26- rasm. Ko'prikn
yuklanishi

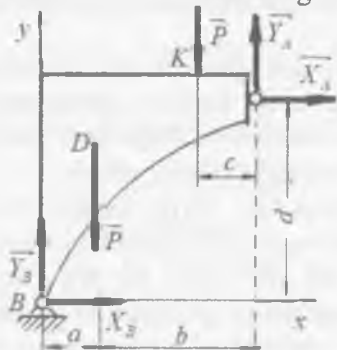
Butun ko'priq uchun muvozanat tenglamalari:

$$\sum X_K = 0 \quad X_B + X_C = 0$$

$$\sum Y_K = 0 \quad Y_B - P - P_1 - P + Y_C = 0$$

$$\sum M_B(F_K) = 0 \quad aP - (a+b-c)P_1 - (a+2b)P + 2(a+b)Y_C = 0$$

Ko'prikning chap qismini olib, o'ng qismining beradigan tasirini A nuqtaning reaksiya kuchi bilan almashtiramiz. A nuqtaning reaksiya kuchini x va y o'qlarning musbat yo'nalishi bo'yicha yo'nalgan X_A va Y_A tashkil etuvchilarga ajratamiz (1.27 -rasm). Ko'prikning chap qismi uchun muvozanat tenglamalarini tuzamiz:



$$\sum X_K = 0 \quad X_B + X_A = 0$$

$$\sum Y_K = 0 \quad Y_B - P - P_1 + Y_A = 0$$

$$\sum M_B(F_K) = 0$$

$$P_1c + bP - Y_B(a+b) + X_Bd = 0$$

Tenglamalar sistemasidan 6 ta noma'lum reaksiya kuchlarini aniqlaymiz.

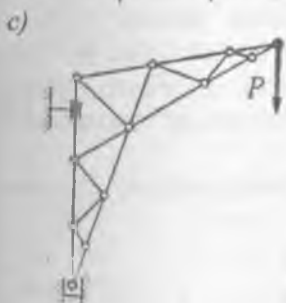
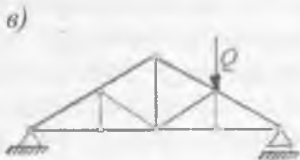
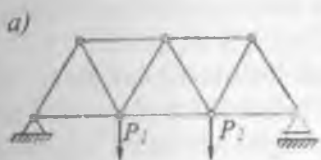
1.27 - rasm. Ko'prikn chap qismi

Ferma to'g'risida tushuncha

To'g'ri chiziqli sterjenlardan tashkil topgan geometrik o'zgarmas konstruksiyaga ferma deyiladi. Sterjenlarning uchlarini birlashtiruvchi nuqta tugun deyiladi. Sterjenlari bir tekislikda yotuvchi ferma tekis ferma deyiladi.

Fermalar qanday inshootda qo'llanishiga qarab turlicha nom bilan ataladi. Masalan, ko'prik qurilishida foydalaniladigan ko'prik fermalari (1.28 - rasm), inshootlarning tomini ushlab turadigan stropila fermalari, ko'tarish qurilmalarida foydalaniladigan kran firmalari (1.28- rasm.j).

Odatda, ko'prik va stropila fermalari bir tomondan qo'zg'almas, ikkinchi tomondan qo'zg'aluvchan tayanchlarga o'rnatiladi. Kran fermalar tayanch podshipnikka (podpyatnikka) tayanishi va tsilindrik sharnirlar vositasida ushlab turilishi mumkin.



1.28- rasm.
Fermalar

a) ko'prik fermalari; b) stropila fermalari; c) kran fermalari.

Ferma sterjenlariga faqat bo'ylama (cho'zuvchi yoki siquvchi) kuchlar ta'sir etadi. Real fermalarning sterjenlari sharnirlar yordamida emas, balki payvandlab yoki parchin mixlar vositasida birlashtiriladi. Shu sababli ferma sterjenlariga bo'ylama kuchlardan tashqari eguvchi kuchlar ham ta'sir etadi.

Akademik E.O.Paton tadqiqotlariga ko'ra, egilishda hosil bo'ladigan zo'riqish uncha katta bo'lmay birinchi yaqinlashishda uncha e'tiborga olmaslik mumkin.

Fermaga ta'sir qiluvchi kuchlar uning tugunlariga qo'yilgan bo'ladi. Tugunlarga qo'yilgan kuchlardan fermaning sterjenlari faqat cho'zilishi yoki siqilishi mumkin.

Fermalardagi sterjenlarning soni bilan tugunlar soni orasida quyidagi bog'lanish mavjud:

$$m = 2n - 3$$

bu yerda, m — fermadagi sterjenlar soni,
 n — tugunlar soni

Agarda $m < 2n - 3$ bo'lsa, u holda ferma geometrik o'zgaruvchan bo'ladi va $m > 2n - 3$ bo'lganda geometrik o'zgarmas bo'lib, u ortiqcha sterjenlarga ega bo'ladi. Geometrik o'zgarmas va statik aniq fermanni tuzish uchun $m = 2n - 3$ shart bajarilishi shart.

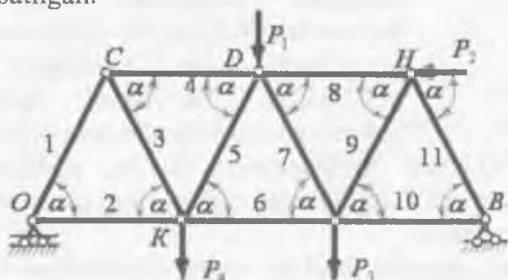
Ferma tayanchlarining reaksiyalarini va fermaga qo'yilgan kuchlar ta'siridan uning sterjenlarida hosil bo'ladigan zo'riqishlarni aniqlash mumkin. Bu esa fermanni loyihalashda mustahkamligi etisharli sterjenlarni tanlab olish uchun zarur. Bu masalani yechish uchun:

- ferma sterjenlarining og'irligi e'tiborga olinmaydi;
- tugunlardagi igkalanish e'tiborga olinmaydi.

Fermaga ta'sir qiluvchi kuchlar faqat uning tugunlariga qo'yiladi deb faraz qilinadi. U holda fermaning har bir sterjeniga, uning uchlariga qo'yilgan va sterjen bo'ylab yo'nalgan ikki kuch ta'sir qiladi.

Ferma sterjenlaridagi ichki zo'riqish kuchlarni aniqlash. Bu misolda cho'zilish va siqilishga ishlaydigan payvandli ajralmas birikma hosil qilgan ferma sterjenlaridagi ichki zo'riqish kuchlarini hisoblash usullaridan birini ko'rib o'tamiz. Buning uchun fermanni yuklanish sxemasi va unga qo'yilgan kuchlar berilgan bo'ladi. Ichki bo'ylama kuchni quyidagi Kesish — Ritter usuli asosida ajratilgan sterjenlar tuguniga ta'sir qiluvchi kuchlarning analitik muvozanat tenglamalarini tuzish usuli bilan topamiz.

misol. Fermanni sxemasi va unga ta'sir qiluvchi kuchlar 1.29-rasm-da ko'rsatilgan.



1.29-rasm.
 Fermanni
 yuklanish
 sxemasi

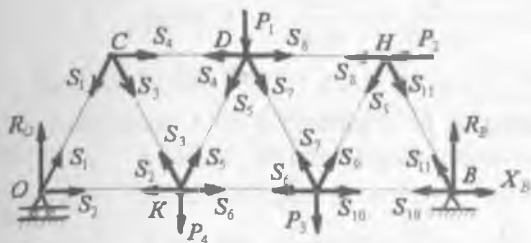
Berilgan: $P_1 = 10\kappa H$; $P_2 = 20\kappa H$; $P_3 = 30\kappa H$; $P_4 = 40\kappa H$

yechish. 1. Fermanni O va B tayanch nuqtalariga nisbatan moment tenglamalarini tuzib tayanch reaksiyalari aniqlaymiz (1.29-rasm).

$$\sum x = x_B - P_2 = 0 \quad \text{yoki} \quad x_B = 20 \text{ kH}$$

$$\sum M_O = R_B \cdot 3a - P_4 a - P_1 \cdot \frac{3}{2} a - P_3 \cdot 2a + P_2 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} a = 0 \quad \text{va}$$

$$\sum y = R_O - P_4 - P_1 - P_3 + R_B = 0 \quad \text{va} \quad R_O = 47,44 \text{ kH}$$



1.30- rasm.

Ferma
uzellaridagi
kuchlar

2. Sterjenlardagi zo'riqish kuchlarini kesish usulidan foydalanib topamiz. Eng oldin O yoki B tugunlar atrofidan sterjenlarni kesish mumkin, chunki bu tugunlardagi reaksiya kuchlari aniq va ikkitadan sterjenlardagi zo'riqish kuchlarini aniqlash mumkin (1.30-rasm).

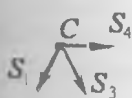
I-I qirqim. O tugundagi 1-2 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz:



$$\sum x = 0 \quad S_1 \cdot \cos 60^\circ + S_2 = 0$$

$$\sum y = 0 \quad R_O + S_1 \cdot \sin 60^\circ = 0$$

$$S_1 = -\frac{R_O}{\sin 60^\circ} = -\frac{47,44}{\frac{\sqrt{3}}{2}} = -54,78 \text{ kH} \quad \text{va} \quad S_2 = -S_1 \cdot \cos 60^\circ = 27,93 \text{ kH}$$



II-II qirqim. C tugundagi 1-2-3 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum x = 0 \quad S_1 \cdot \cos 60^\circ + S_4 + S_3 \cdot \cos 60^\circ = 0$$

$$\sum y = 0 \quad S_1 \cdot \sin 60^\circ - S_3 \cdot \sin 60^\circ = 0 \quad \text{va} \quad S_3 = S_1 = 54,78 \text{ kH}$$

$$S_4 = -(S_1 + S_3) \cdot \cos 60^\circ = -(54,78 + 54,78) \cdot 0,5 = -54,78 \text{ kH}$$

III-III qirqim. K tugundagi 2-3-5-6 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz

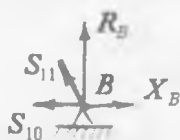


$$\sum x = 0 \quad -S_2 + S_5 \cdot \cos \alpha + S_6 - S_3 \cdot \cos \alpha = 0$$

$$\sum y = 0 \quad S_3 \cdot \sin \alpha + S_5 \cdot \sin \alpha - P_4 = 0 \quad \text{va}$$

$$S_5 = \frac{P_4}{\sin \alpha} - S_3 = \frac{40}{\sin 60^\circ} - 54,78 = -8,54 \text{ kH}$$

$$S_6 = S_2 + S_3 \cdot \cos \alpha - S_5 \cdot \cos \alpha = 27,34 + (54,78 + 8,54) \cdot 0,5 = 59,05 \text{ kH}$$



IV-IV qirqim B tugundagi 10-11 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz

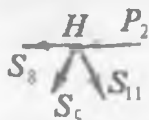
$$\sum x = 0 \quad X_B - S_{11} \cdot \cos 60^\circ - S_{10} = 0$$

$$\sum y = 0 \quad R_B + S_{11} \cdot \sin 60^\circ = 0 \quad \text{va}$$

$$S_{11} = -\frac{R_B}{\sin 60^\circ} = -\frac{32,56}{0,866} = -37,64 \text{ kH}$$

$$S_{10} = X_B - S_{11} \cdot \cos 60^\circ = 20 + 37,64 \cdot 0,5 = 38,82 \text{ kH}$$

V-V qirqim N tugundagi 8-9-11 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz:



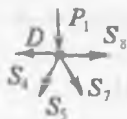
$$\sum x = 0 \quad -P_2 - S_8 - S_9 \cdot \cos \alpha + S_{11} \cdot \cos \alpha = 0$$

$$\sum y = 0; \quad -S_9 \cdot \sin \alpha - S_{11} \cdot \sin \alpha = 0 \quad \text{va}$$

$$S_9 = -S_{11} = 37,64 \text{ kH}$$

$$S_8 = -P_2 - S_9 \cdot \cos \alpha + S_{11} \cdot \cos \alpha = -20 - 37,64 \cdot 0,5 = -57,64 \text{ kH}$$

VI-VI qirqim D tugundagi 4-5-7-8 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz:



$$\sum y = 0 \quad -S_7 \cdot \sin \alpha - S_5 \cdot \sin \alpha - P_1 = 0 \quad \text{va}$$

$$S_7 = -\frac{P_1}{\sin 60^\circ} - S_5 = -\frac{10}{0,866} + 8,54 = -3,02 \text{ kH}$$

PARALLEL KUHLAR MARKAZI

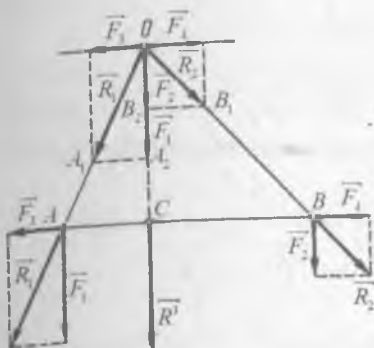
Bir tomonga yo'nalgan ikkita parallel kuchni qo'shish

A va B nuqtalarga bir tomonga yo'nalgan $\vec{F}_1$ va $\vec{F}_2$ kuchlar qo'yilgan bo'lsin (1.31- rasm). A va B nuqtalarga ta'sir chiziqlari AB da yotuvchi ixtiyoriy ($\vec{F}_3, \vec{F}_4$) ~ 0 sistemani qo'yamiz.

A va B nuqtalarga qo'yilgan $\vec{F}_1$ va $\vec{F}_2$ hamda $\vec{F}_3$ va $\vec{F}_4$ kuchlarni parallelogramm qoidasiga asosan qo'shib $\vec{R}_1 = \vec{F}_1 + \vec{F}_3$ va $\vec{R}_2 = \vec{F}_2 + \vec{F}_4$ kuchlarni olamiz. $\vec{R}_1$ va $\vec{R}_2$ kuchlarning ta'sir chiziqlarini davom ettirib, ularning kesishgan nuqtasini O bilan belgilaymiz. O nukdaga $\vec{R}_1$ va $\vec{R}_2$ kuchlarni ko'chirib, $\vec{R}_1$ ni $\vec{F}_1, \vec{F}_3$ kuchlarga, $\vec{R}_2$ ni $\vec{F}_2, \vec{F}_4$ kuchlarga ajratamiz.

O nuqtaga qo'yilgan ($\vec{F}_3, \vec{F}_4$) ~ 0 bo'lgani uchun A va B nuqtalarga qo'yilgan $\vec{F}_1$ va $\vec{F}_2$ kuchlar o'rniga O

nuqtaga qo'yilgan, OC bo'ylab yo'nalgan $\vec{F}_1$ va $\vec{F}_2$ kuchlarga ega bo'ldik.



Bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi ularning algebraik yig'indisiga teng:

$$R' = F_1 + F_2$$

$\vec{R}'$ ni ta'sir chizig'i bo'ylab C nuqtaga ko'chiramiz. 1.31 – rasmdagi

1.31 – rasm.

$\triangle OAC \sim \triangle OA_1A_2$ va $\triangle OCB \sim \triangle OB_1B_2$ uchburchaklar o'xshashligidan $\frac{AC}{F_3} = \frac{OC}{F_1}$; $\frac{CB}{F_4} = \frac{OC}{F_2}$. proporsiyalarni tuzamiz:

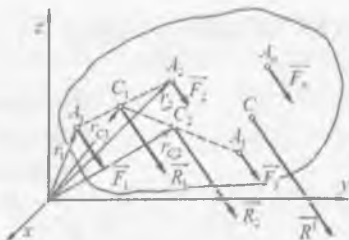
$F_3 = F_4$ ekanligini e'tiborga olsak, $\frac{F_1}{CB} = \frac{F_2}{AC}$ hosil bo'ladi.

Proporsiyaning xossasiga ko'ra $\frac{F_1}{CB} = \frac{F_2}{AC} = \frac{R'}{AB}$

Yuqoridagilardan quyidagi natija kelib chiqadi: bir tomonga yo'nalgan. ikki parallel kuchning teng ta'sir etuvchisi shu kuchlarning algebraik yig'indisiga teng bo'lib, yo'nalishi mazkur kuchlar yo'nalishida, teng ta'sir etuvchining ta'sir chizig'i esa bu kuchlar qo'yilgan nuqtalar orasidagi masofani shu kuchlarga teskari mutanosib bo'laklarga bo'ladi.

Parallel kuchlar markazi. Fazoda bir tomonga yo'nalgan parallel $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar jismning $A_1, A_2, \dots, A_n$ nuqtalariga qo'yilgan bo'lsin. Shu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi $\vec{R}'$ ni va uning qo'yilgan nuqtasi C ning koordinatalarini aniqlaymiz. Buning uchun biror $Oxyz$ koordinatalar sistemasiga nisbatan $A_1, A_2, \dots, A_n$ nuqtalarning radius-vektorlarini $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \dots, \vec{r}_n$ bilan belgilaymiz (1.32-rasm) va $\vec{F}_1$ va $\vec{F}_2$ kuchlarni qo'shamiz:

$$R_1 = F_1 + F_2 \quad (1.35)$$



1.32- rasm. Parallel kuchlar markazini aniqlashga oid

$\bar{R}'$ qo'yilgan C_1 nuqtaning radius-vektori $\bar{r}_{C1}$ ni (2) dan foydalanib aniqlaymiz:

$$\frac{F_1}{C_1 A_2} = \frac{F_2}{A_1 C_1} \text{ va } \frac{A_1 C_1}{F_2} = \frac{C_1 A_2}{F_1}$$

1.37 - rasmdan $A_1 C_1 = \bar{r}_{C1} - \bar{r}_1$, $C_1 A_2 = \bar{r}_2 - \bar{r}_{C1}$

Unda, $\bar{R}_1$ kuch qo'yilgan C_1 nuqtaning radius-vektori

$$\bar{r}_{C1} \text{ ni aniqlaymiz: } \bar{r}_{C1} = \frac{F_1 \bar{r}_1 + F_2 \bar{r}_2}{F_1 + F_2} \quad (1.36)$$

Endi $\bar{R}_1$ kuch bilan $\bar{F}_3$ kuchni qo'shamiz:

$$R_2 = R_1 + F_3 = F_1 + F_2 + F_3 = \sum_{k=1}^3 F_k \quad (1.37)$$

Bu kuch $\bar{F}_3$ kuchga parallel yo'naladi. $\bar{R}_2$ kuch qo'yilgan nuqtaning radius-vektori (1.36) ga asosan quyidagicha aniqlanadi:

$$r_{C2} = \frac{R_2 \bar{r}_{C1} + F_3 \bar{r}_3}{R_1 + F_3} = \frac{(F_1 + F_2) \frac{F_1 \bar{r}_1 + F_2 \bar{r}_2}{F_1 + F_2} + F_3 \bar{r}_3}{F_1 + F_2 + F_3} = \frac{\sum_{k=1}^3 F_k \bar{r}_k}{\sum_{k=1}^3 F_k} \quad (1.38)$$

Xuddi shuningdek, p ta parallel kuchlarni qo'shish natijasida C nuqtaga qo'yilgan bitta teng ta'sir etuvchi $\bar{R}'$ kuchni olamiz.

$$\text{Oldingi munosabatlarga asosan } R' = \sum_{k=1}^n F_k \quad (1.39)$$

$$\bar{r}_c = \frac{\sum_{k=1}^n F_k \bar{r}_k}{\sum_{k=1}^n F_k} \quad (1.40)$$

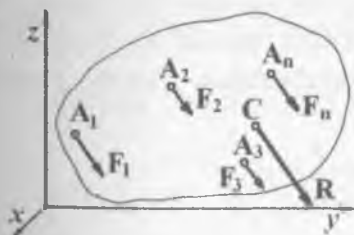
$\bar{R}'$ kuch berilgan $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$ kuchlarga parallel yo'naladi. (1.40) formula yordamida aniqlanadigan C nuqta *parallel kuchlar markazi* deyiladi.

$\bar{r}_C$ va $\bar{r}_k$ vektorlarning koordinata o'qlaridagi proektsiyalarini mos ravishda $x_C, y_C, z_C, x_k, y_k, z_k$ orqali belgilasak, (1.40) dan parallel kuchlar markazi C nuqtaning koordinatalarini aniqlaydigan quyidagi munosabatlarni olamiz:

$$x_C = \frac{\sum_{k=1}^n F_k x_k}{\sum_{k=1}^n F_k}, \quad y_C = \frac{\sum_{k=1}^n F_k y_k}{\sum_{k=1}^n F_k}, \quad z_C = \frac{\sum_{k=1}^n F_k z_k}{\sum_{k=1}^n F_k} \quad (1.41)$$

(1.40), (1.41) formulalardan ko'ramizki, teng ta'sir etuvchi qo'yilgan C nuqta holati kuchlarning yo'nalishiga bog'liq bo'lmay, faqat ularning miqdoriga va qo'yilgan nuqtalarining koordinatalariga borliq bo'ladi. Shunga asosan, agar kuchlar qo'yilgan nuqtalarni o'zgartirmay, barcha kuchlarni biror α burchakka bursak, bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi ham shu burchakka burilib, qo'yilgan nuqtasining holati o'zgarmaydi

Parallel kuchlar markazi. Fazoda bir tomonga yo'nalgan parallel $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$ kuchlarning teng ta'sir qiluvchisi R , ushbu kuchlarga parallel yo'naladi va C nuqtaga qo'yiladi (1.33 – rasm). C nuqta parallel kuchlar markazi deyiladi va uning koordinatalari 1.41 tengliklardan topiladi.

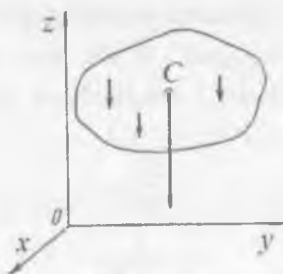


1.33 - rasm

kuchlarni biror α burchakka aylantirsak, bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi ham shu burchakka burilib, qo'yilgan nuqtasining holati o'zgarmaydi.

Qattiq jismning og'irlik markazi to'g'risida tushuncha. Biror qattiq jismning har bir bo'lagiga erning markaziga yo'nalgan tortish

kuchi (og'irlik) ta'sir etadi. Jismning og'irlik markazi deb, unga tegishli barcha elementar zarrachalarning parallel og'irlik kuchlari markaziga aytiladi



1.34 – rasm

Bu kuchlarni $\bar{P}_1, \bar{P}_2, \dots, \bar{P}_n$ bilan belgilaymiz. Erning radiusiga nisbatan jismning o'lchamlari juda kichik bo'lgani uchun bu kuchlarni parallel kuchlar deb qarash mumkin.

Bu parallel kuchlarning markazi — C nuqta jismning og'irlik markazi bo'ladi (1.34-

rasm), (1.41) da $\bar{F}_k$ kuchlarning o'rniga $\bar{P}_k$ kuchlarni olsak, jism og'irlik markazining koordinatalarini topamiz:
$$P = \sum_{k=1}^n P_k$$

Og'irligi R ga teng bo'lgan jism V hajmga ega bo'lsin. U holda jismni p ta bo'lakdan iborat deb karaymiz. Og'irligi P_k ga teng bo'lgan bo'lakcha hajmini ΔV_k bilan belgilasak, $P_k = \gamma_k \Delta V_k$ bo'ladi. Bu erda γ hajm birligiga to'g'ri kelgan og'irlikni ifodalaydi. Agar jism bir jinsli bo'lsa, $\gamma_k = \gamma = \text{const}$ bo'ladi.

$$x_c = \frac{\sum_{k=1}^n P_k x_k}{P}, \quad y_c = \frac{\sum_{k=1}^n P_k y_k}{P}, \quad z_c = \frac{\sum_{k=1}^n P_k z_k}{P} \quad (1.42)$$

Kelgusida bir jinsli jismlarning og'irlik markazini aniqlaymiz. Shu sababli $P_k = \gamma \cdot \Delta V_k$ Buni e'tiborga olib, hajmga ega bo'lgan, bir jinsli jismning og'irlik markazi koordinatalari, uchun quyidagi ifodalarni olamiz:

$$x_c = \frac{\sum_{k=1}^n \Delta V_k x_k}{V}, \quad y_c = \frac{\sum_{k=1}^n \Delta V_k y_k}{V}, \quad z_c = \frac{\sum_{k=1}^n \Delta V_k z_k}{V} \quad (1.43)$$

Bu formulada $V = \sum_{k=1}^n \Delta V_k$ butun jism hajmini ifodalaydi.

(1.43) da p cheksizlikka intilsa, $\Delta V_k \rightarrow 0$. U holda yig'indilarning limiti hajm bo'yicha olingan aniq integralni ifodalaydi:

$$x_c = \frac{\int x dV}{V}, y_c = \frac{\int y dV}{V}, z_c = \frac{\int z dV}{V} \quad (1.44)$$

bunda $V = \int x dV$ — butun jism hajmi.
(V)

Jism bir jinsli bo'lsa, og'irlik markazi uning qanday materialdan tashkil topganiga bog'liq bo'lmay, faqat geometrik shakliga bog'liq bo'ladi.

Hajm, sirt- og'irlik markazlarini hisoblash mumkin. Mexanikada jism massalar markazi va yuzaning og'irlik markazlari hisoblanadi.

Og'irlik markaz jismdan tashqarida masalan, halqa, quvurda yotishi mumkin bo'lgan geometrik nuqtadir. Og'irlik markazni topishning usullari: simmetriya usuli, qismlarga bo'lish usuli, kesim yuzalarning statik momentlarini aniqlash usuli.

Simmetriya usuli. Agar bir jinsli jism simmetriya tekisligiga ega bo'lsa, jismning og'irlik markazi shu tekislikda yotadi

Qismlarga bo'lish usulida jism og'irlik kuchi va og'irlik markazining vaziyatlari ma'lum bo'lgan qismlarga bo'linadi va quyidagi formulalar asosida topiladi:

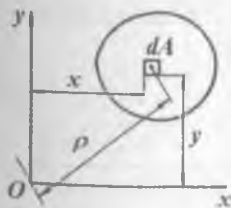
$$x_N = \frac{G^I x_c^I + G^{II} x_c^{II} + G^{III} x_c^{III}}{G} \quad y_N = \frac{G^I y_c^I + G^{II} y_c^{II} + G^{III} y_c^{III}}{G}$$

bu erda: G — jismni og'irlik kuchi;

G^I, G^{II}, G^{III} — vaziyati aniq bo'lgan jism bo'laklarining

og'irlik kuchlari; $x_c^I, x_c^{II}, x_c^{III}, y_c^I, y_c^{II}, y_c^{III}, z_c^I, z_c^{II}, z_c^{III}$ — jism qismlari og'irlik kuchlari qo'yilgan og'irlik markazlarining koordinatalari.

Kesim yuzalarning geometrik xarakteristikalar



Statik momentni
aniqlashga oid

Statik moment. Statik moment deb, elementar yuza dA bilan tegishli o'q orasidagi masofa ko'paytmasining integraliga aytiladi

Kesim yuzani o'qlarga nisbatan statik momenti, uning ta'rifiga asosan topiladi.

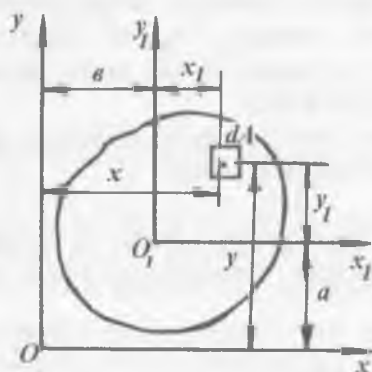
$$S_x = \int_A y \cdot dA; \quad S_y = \int_A x \cdot dA$$

Murakkab shaklli kesim yuzaning statik momenti alohida qismlarning o'qlarga nisbatan statik momentlarining algebraik yig'indisiga teng, ya'ni $S = \sum S_i$ yoki

$$\sum S_x = S_{1x} + S_{2x} + S_{3x} + \dots + S_n = y_1 A_1 + y_2 A_2 + y_3 A_3 + \dots + y_n A_n$$

$$\sum S_y = S_{1y} + S_{2y} + S_{3y} + \dots + S_{ny} = x_1 A_1 + x_2 A_2 + x_3 A_3 + \dots + x_n A_n$$

Statik momentning o'lchov birligi sifatida uzunlik o'lchov birligining uchinchi darajasi qabul qilingan (texnikada - mm^3 , qurilishda cm^3). Turli o'qlarga nisbatan statik momentlarni qo'shib bo'lmaydi.



Tanlangan kesimning X va Y o'qlariga nisbatan statik momentlari musbat va manfiy bo'lishi mumkin. X va Y o'qlarga parallel o'tkazilgan, elementar yuzadan $x_1 = x - b$ va $y_1 = y - a$ masofada joylashgan X_1 va Y_1 o'qlarga nisbatan kesimni statik momentini topamiz.

1.35- rasm. Parallel o'qlarga nisbatan inertsiya momenti

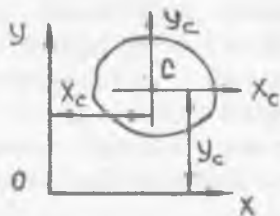
$$S_{y1} = \int_A x_1 dA = \int_A (x - b) dA = \int_A x dA - b \int_A dA = S_y - bA$$

$$S_{x1} = \int_A y_1 dA = \int_A (y - a) dA = \int_A y dA - a \int_A dA = S_x - a \cdot A$$

Kesim yuzani qandaydir X_C va Y_C o'qlariga nisbatan statik momentlari nolga teng bo'lsin.

$$S_{y1} = S_y - x_c A = 0;$$

$$S_{x1} = S_x - y_c A = 0;$$



Buerdan ushbu o'qlarning koordina-talarini topamiz :

$$X_c = \frac{S_y}{A}; \quad Y_c = \frac{S_x}{A}; \quad (1.45)$$

1.36- rasm. Og'irlik markazni aniqlashga oid

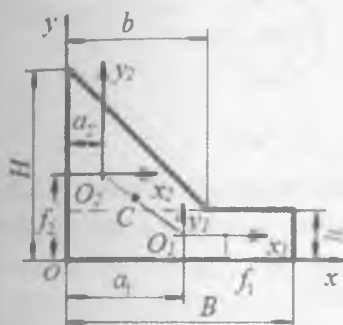
C nuqta kesimning og'irlik markazi deyiladi. Og'irlik markazidan o'tuvchi X_C, Y_C - o'qlarga markaziy o'qlar deyiladi (1.36 - rasm).

Har qanday og'irlik markazidan o'tuvchi o'qlarga nisbatan kesimning statik momenti nolga teng.

misol. Berilgan murakkab shaklli kesim yuzaning og'irlik markazi topilsin.

yechish. Murakkab shaklli kesim yuza (1.37-rasm) og'irlik markazining koordinatalari (1.37-rasm):

$$x_c = \frac{x_1 A_1 + x_2 A_2}{A} = \frac{a_1 A_1 + a_2 A_2}{A} \quad y_c = \frac{y_1 A_1 + y_2 A_2}{A} = \frac{f_1 A_1 + f_2 A_2}{A}$$



1.37-rasm.

Murakkab shaklli kesim yuzadan ajratilgan yuzalar og'irlik markazlarining koordinatalarini chizmadan topamiz:

$$a_1 = \frac{B}{2} \quad a_2 = \frac{B}{3} \quad A_1 = B \cdot h$$

$$A_2 = \frac{b}{2}(H-h) \quad f_1 = \frac{h}{2} \quad f_2 = \frac{H+2h}{3}$$

$$\text{Unda } x_c = \frac{B^2 h + \frac{B \cdot b}{3}(H-h)}{2Bh + b(H-h)}$$

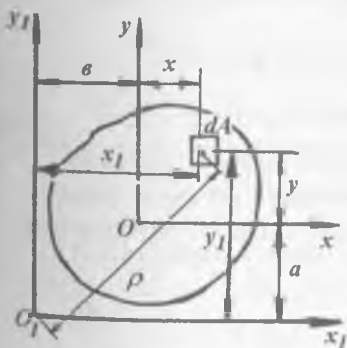
$$\text{va } y_c = \frac{Bh^2 + b(H+2h)(H-h)}{2Bh + b(H-h)}$$

Inersiya momenti

O'qlarga nisbatan inersiya momenti deb, elementar yuza dA ni tegishli o'q orasidagi masofa kvadratiga ko'paytmasining integraliga aytiladi

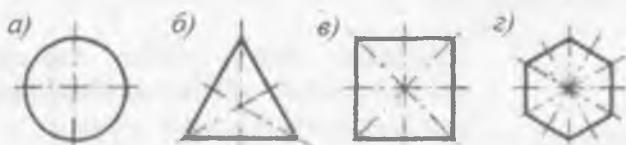
$$I_x = \int_A y^2 dA \quad \text{va} \quad I_y = \int_A x^2 dA$$

- o'lchov birligi - M^4



1.38-rasm. Kesimning inersiya momentiga oid

Markazdan qochma inertsia momenti deb, elementar yuza dA bilan ikkala o'q orasidagi masofa ko'paytmalarining integraliga aytiladi: $I_{xy} = \int_A xy dA$ Markazdan qochma inertsia momenti musbat yoki manfiy ishorali bo'lishi mumkin. Kamida bitta simmetriya o'qi bo'lgan kesim yuzalarining markazdan qochma inertsia momentlari nolga teng bo'ladi Masalan: teng tomonli uchburchak, kvadrat, doira, to'g'ri to'rtburchak, qushtavr, shveller kesim yuzalari. Demak, kesimning simmetriya o'qlariga nisbatan markazdan qochma inertsia momenti nolga teng. Masalan quyidagi kesimlar



*Simmetriya o'qli
oddiy kesimlar*

Qutb inertsia momenti: $I_\rho = \int_A \rho^2 dA$

Parallel o'qlarga nisbatan inertsia momenti. Kesim yuzani parallel o'qlarga nisbatan inertsia momenti quyidagi formulalardan

topiladi: $I_{x_1} = \int_A y_1^2 dA$, $I_{y_1} = \int_A x_1^2 dA$, $I_{x_1 y_1} = \int_A x_1 y_1 dA$

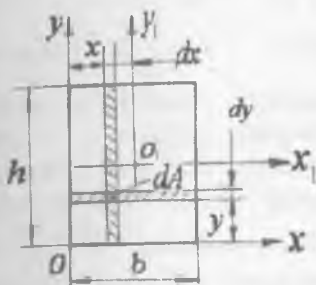
buerda $x_1 = x + b$ va $y_1 = y + a$ elementar yuzaning yangi koordinatalari (1.38-rasm).

Ushbu koordinatalarni parallel o'qlarga nisbatan kesim yuzaning inertsia momenti formulalariga keltirib qo'ysak, quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\begin{aligned} I_{x_1} &= I_x + a^2 A; & I_{y_1} &= I_y + b^2 A; \\ I_{x_1 y_1} &= I_{xy} + abA; \end{aligned} \quad (1.46)$$

Kesim yuzani parallel o'qlarga nisbatan inertsia momenti, ushbu yuzani markaziy o'qiga nisbatan inertsia momenti bilan parallel o'qlar orasidagi masofa kvadratini yuzaga ko'paytmasining yig'indisiga teng

Oddiy kesim yuzalarning inertsia momentlari



To'rtburchak kesim yuzasining asosidan o'tgan X o'qiga nisbatan inertsia momentini topamiz: Buning uchun to'rtburchak kesim yuzasidan $dA = \epsilon dy$ elementar yuzachani ajratamiz:

Unda:
$$I_x = \int_A y^2 dA = \int_A y^2 \epsilon dy \quad \text{va}$$

$$I_x = \frac{\epsilon h^3}{3} \quad \text{hosil bo'ladi:}$$

To'g'ri to'rtburchakning markaziy x_1 o'qiga nisbatan inertsia

$$I_{x_1} = I_x + a^2 A = \frac{\epsilon h^3}{3} - \left(\frac{h}{2}\right)^2 \epsilon h = \frac{\epsilon h^3}{12}$$

va y o'qiga nisbatan inertsia momenti: $I_y = \frac{h \epsilon^3}{3}$ va $I_{y_1} = \frac{h \epsilon^3}{12}$

x va y o'qlariga nisbatan kesimning markazdan qochma inertsia momentini topamiz. Buning uchun kesimda $dA = dx dy$ elementar yuzachani tanlaymiz. O'lchamlari h va ϵ bo'lgan vertikal yuzaning markazdan qochma inertsia momentini topamiz:

$$dI_{xy} = \int_0^h y x dA = \int_0^h y x dy dx = x dx \int_0^h y dy = x dx \cdot 0,5 h^2$$

Endi dI_{xy} ifodani $0 \leq x \leq \epsilon$ oraliqda integrallaymiz:

$$I_{xy} = \int_0^{\epsilon} 0,5 h^2 x dx = 0,5 h^2 \int_0^{\epsilon} x dx = 0,25 h^2 \epsilon^2 \quad \text{yoki} \quad I_{xy} = \frac{\epsilon h}{4} A$$

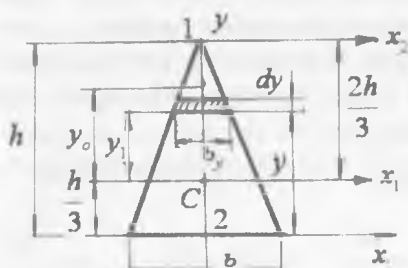
To'g'ri turtburchak kesimning markaziy o'qlari x_1 va y_1 ga nisbatan qarshilik momentini topamiz:

$$W_{x_1} = \frac{\epsilon h^3}{12} \cdot \frac{2}{h} = \frac{\epsilon h^2}{6}; \quad \text{va} \quad W_{y_1} = \frac{h \epsilon^3}{12} \cdot \frac{2}{\epsilon} = \frac{h \epsilon^2}{6}$$

Uchburchakni statik momentini aniqlash. Uchburchakning x_1 o'qidan y_1 masofada joylashgan A_0 yuzasining statik momentini yozamiz: $S_{x_1}^0 = A_0 \cdot y_0$;

bu erda: $A_0 = \frac{1}{2} \epsilon \left(\frac{2h}{3} - y_1 \right)$ va $y_0 = y_1 + \frac{1}{3} \left(\frac{2h}{3} - y_1 \right)$

$$\text{Unda: } S_{x1} = \frac{1}{2} \sigma_y \left(\frac{2h}{3} - y_1 \right) \cdot \frac{2}{3} \left(\frac{h}{3} + y_1 \right) = \frac{\sigma_y}{3} \left(\frac{2h}{3} - y_1 \right) \left(\frac{h}{3} + y_1 \right)$$



$$\text{yoki: } S_x = \frac{\sigma_y}{27} (2h^2 + 3hy_1 - 9y_1^2)$$

Inertiya momentini aniqlash. Asosidan o'tgan x - o'qiga nisbatan inertiya momentini topish uchun uchburchakning kesim yuzasidan $dA = b_y \cdot dy$ elementar yuzachani tanlaymiz.

$$\text{Bu yerda: } \sigma_y = \sigma \left(1 - \frac{y}{h} \right)$$

elementar yuzachaning eni.

$$\text{Unda: } I_x = \int_A y^2 dA = \int_0^h y^2 \sigma \left(1 - \frac{y}{h} \right) dy = \frac{\sigma h^3}{12}$$

Uchburchakning markaziy o'qiga nisbatan inertiya momenti:

$$I_{x1} = I_x + a^2 A = \frac{\sigma h^3}{12} - \left(\frac{h}{3} \right)^2 \frac{\sigma h}{2} = \frac{\sigma h^3}{36}$$

x_2 o'qiga nisbatan inertiya momenti:

$$I_{x2} = \int_A y^2 dA = - \int_h^0 y^2 \left(\frac{\sigma y}{h} \right) dy = \frac{\sigma h^3}{4} \quad \text{yoki: } I_{x2} = \frac{\sigma h^3}{4}$$

$$\text{buerda } \sigma_y = -\sigma y / h; \quad dA = \sigma_y dy = -\frac{\sigma y}{h} dy;$$

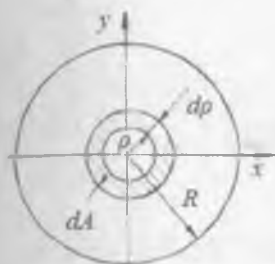
Topilgan inertiya momenti formulalaridan ko'rinib turibdiki, kesim o'qdan qancha uzoqlashsa, inertiya momenti kattalashar ekan.

Uchburchakning y o'qiga nisbatan inertiya momenti:

$$I_y = \int_A x^2 dA = \int_A x^2 \sigma_x dx = \int_0^{\frac{b}{2}} x^2 \cdot 2 \cdot \frac{h}{b} \left(\frac{b}{2} - x \right) dx = \frac{hb^3}{48}$$

Uchburchakning og'irlik markazidan o'tuvchi x_1 o'qi kesim yuzaning 1 va 2 nuqtalaridan $\frac{2h}{3}$ va $\frac{h}{3}$ masofada joylashgan. Shuning uchun uchburchakning x_1 markaziy o'qidan eng uzoqda joylashgan 1 va 2 nuqtalarigacha bo'lgan masofasi: $y_1 = \frac{2h}{3}$ va $y_2 = \frac{h}{3}$ -ga teng.

$$W_{x_1}^I = \frac{\epsilon h^3}{36} \cdot \frac{3}{2h} = \frac{\epsilon h^2}{24}, \quad W_{x_1}^{II} = \frac{\epsilon h^3}{36} \cdot \frac{3}{h} = \frac{\epsilon h^2}{12}, \quad W_y = \frac{h\epsilon^3}{48} \cdot \frac{2}{\epsilon} = \frac{h\epsilon^2}{24}$$



Doiraviy kesim. Kesimning og'irlik markazidan o'tuvchi ixtiyoriy o'qga nisbatan inertsia momentini topish uchun, avval doiradan ajratilgan halqa ko'rinishidagi $dA = 2\pi\rho \cdot d\rho$ elementar yuzaning kesim markaziga nisbatan qutb inertsia momentini topamiz:

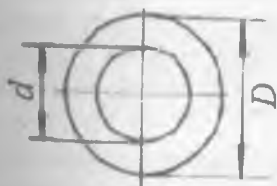
$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA = \int_0^R \rho^2 \cdot 2\pi\rho \cdot d\rho = \frac{2\pi \cdot \rho^4}{4} \Big|_0^R = \frac{\pi \cdot R^4}{2} = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$$

Doiraviy kesim uchun: $I_x = I_y$ va $I_\rho = I_y + I_x$

Demak, $I_\rho = 2I_x = 2I_y = \frac{\pi \cdot D^4}{32}$ yoki: $I_x = I_y = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$

Qarshilik momentlari: $W_x = W_y = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{\frac{\pi \cdot D^4}{64}}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$ va

Qutb qarshilik momenti: $W_\rho = \frac{\pi \cdot D^3}{16}$



Halqasimon kesimning inertsia momenti tashqi va ichki doiralar inertsia momentlarining ayirmasiga teng:

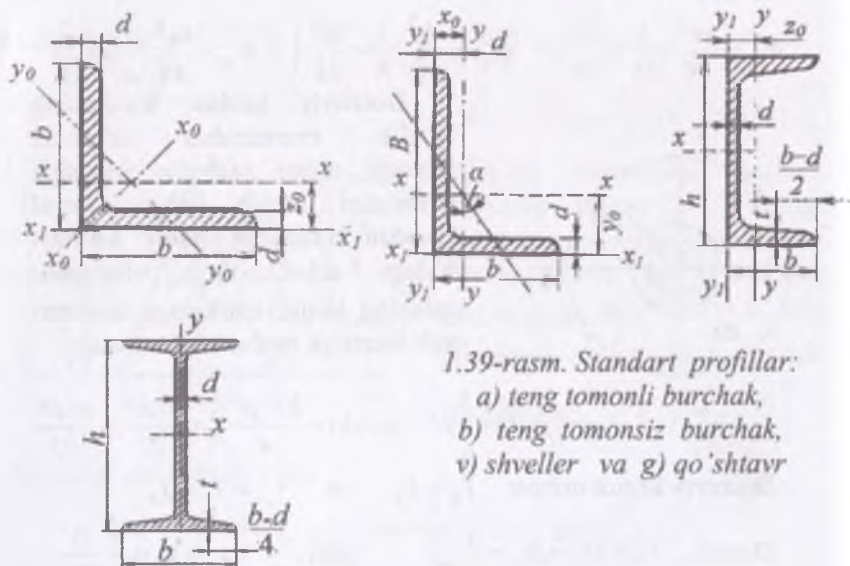
$$I_y = I_x = \frac{\pi \cdot D^4}{64} - \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot D^4}{64} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

Qutb inertsia momenti: $I_\rho = \frac{\pi \cdot D^4}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$

Qutb qarshilik momenti: $W_\rho = \frac{\pi \cdot D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$

Murakkab geometrik shakllarning inertsia momentlari

Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlarida murakkab shaklli kesim yuzaga ega bo'lgan detallar uchraydi.



1.39-rasm. Standart profillar:
a) teng tomonli burchak,
b) teng tomonsiz burchak,
v) shveller va g) qo'shtavr

Ushbu detallarni mustahkamlikka, bikrlikka va ustuvorlikka hisoblashda, ularning inertiya momentlarini aniqlashga to'g'ri keladi.

Materiallar qarshiligidan misol yechishda murakkab ko'rinishdagi shakllarning inertiya momentlarini aniqlash uchun uni bir necha oddiy shakllarga ajratish mumkin. Masalan, teng tomonli yoki teng tomonsiz burchak, shveller va qo'shtavr profillari, ularning parchin mixli yoki payvandli birikmalari. Bunday profillarining standart o'lchamlari va geometrik xarakteristikallari jadvallarda berilgan. Ushbu jadvalardagi geometrik xarakteristikallardan va parallel o'qlarga nisbatan inertiya momentlari formulalaridan foydalanib murakkab shaklli kesimning inertiya momentlarini hisoblash mumkin.

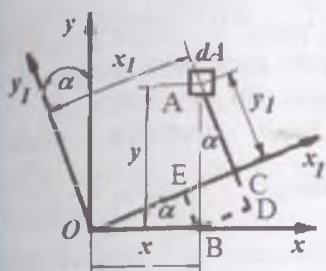
Murakkab geometrik shakllarning inertiya momentlari, undan ajratilgan oddiy geometrik shakllar inertiya momentlarining yig'indi-siga teng, ya'ni

$$I_x = I_x^I + I_x^{II} + I_x^{III} + \dots + \sum_{i=1}^n I_x^i.$$

buerda: $I_x^I = I_{x1}^I + a_1^2 A_1$; $I_x^{II} = I_{x2}^{II} + a_2^2 A_2$ va h.k, murakkab geometrik shakldan ajratilgan oddiy geometrik shakllarni x o'qiga nisbatan inertiya momenti;

I_{x1}^I, I_{x2}^{II} va h.k - murakkab geometrik shakldan ajratilgan oddiy geometrik shakllarni markaziy o'qiga nisbatan inertiya momentlari;

a_1, a_2 - va h.k. - har bir oddiy shaklning markaziy o'qi bilan murakkab shaklning markaziy o'qigacha bo'lgan masofa



1.40 - rasm. Og'ishgan koordinata o'qlari

Og'ishgan o'qlarga nisbatan inertsiya momenti

xOy koordinata o'qlari O nuqta atrofida aylanishi natijasida yangi x_1Oy_1 holatga o'tadi. x_1 va y_1 koordinatalarini topamiz. Yuzi A bo'lgan tekis shakl uchun xOy koordinata sistemasini ixtiyoriy ravishda olamiz (1.40-rasm). Koordinatalar sistemasining Ox va Oy o'qlarini soat strelkasining harakat yo'nalishiga teskari tomonga qarab biror ixtiyoriy α burchakka

aylantiramiz. xOy va y_1Ox_1 o'qlarga nisbatan koordinatalar bog'lanishlarini topamiz (1.40-rasm):

$$x_1 = \overline{OC} = \overline{OE} + \overline{EC} = \overline{OE} + \overline{BD} = x \cos \alpha + y \sin \alpha$$

$$y_1 = \overline{AC} = \overline{AD} - \overline{CD} = \overline{AD} - \overline{DE} = y \cos \alpha - x \sin \alpha$$

Tekis kesimning hosil bo'lgan yangi koordinatalar sistemasini y_1Ox_1 ga nisbatan inertsiya momentlarini hisoblaymiz

$$I_{x_1} = \int_A y_1^2 dA = \int_A (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dA$$

Qavs ochib chiqiladi va kesimni ox_1 o'qiga nisbatan inertsiya momenti quyidagi ko'rinishga keltiriladi:

$$I_{x_1} = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha \quad (1.47)$$

$$Oy_1 \text{ o'qiga nisbatan inertsiya momenti } I_{y_1} = \int_A x_1^2 dA \quad \text{yoki}$$

$$I_{y_1} = I_y \cos^2 \alpha + I_x \sin^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha \quad (1.48)$$

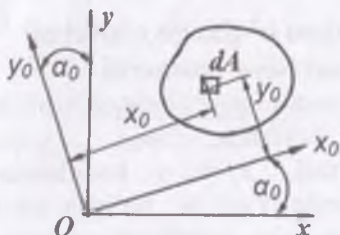
Markazdan qochma inertsiya momenti

$$I_{x_1y_1} = \int_A x_1 y_1 dA = \int_A (x \cos \alpha + y \sin \alpha)(y \cos \alpha - x \sin \alpha) dA$$

$$\text{yoki } I_{x_1y_1} = \frac{I_x - I_y}{2} \cdot \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha \quad (1.49)$$

Yuqoridagi formulalardan ko'rinib turibdiki, ixtiyoriy o'qqa nisbatan inertsiya momenti α burchakka bog'liq ekan.

Koordinata o'qlarini aylantirish davomida og'ish burchagining $\alpha = \alpha_0$ qiymatini topish mumkinki, bunda $I_{x_1 y_1} = I_{x_0 y_0} = 0$



$I_{x_0 y_0} = 0$ holatga to'g'ri keluvchi koordinata o'qiga bosh inertsia o'qi deyiladi.

Bosh inertsia o'qining yo'nalishi: $\text{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}$

Olingan formula α burchak uchun α_0^I va $\alpha_0^{II} = \alpha_0^I + 90^\circ$ ikkita qiymatni beradi. α_0^I va α_0^{II} burchaklar ostida o'zaro perpendikulyar ikkita o'q chiziladi, ularga nisbatan inertsia momentlari ekstremal qiymatlarga erishadi.

Bosh inertsia momentlaridan bittasi maksimal, ikkinchisi esa minimal qiymatga erishadi.

$$I_{\max/\min} = \frac{1}{2} \left[(I_x + I_y) \pm \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2} \right] \quad (1.50)$$

Ishqalanish

Ishqalanish – ikki jismning bir – biriga nisbatan siljishida paydo bo'ladigan va ularning tegib turgan yuzalarida sirtlariga urinma bo'ylab yo'nalgan qarshilik hodisasidir

Tasmali va friksion uzatmalar, tormoz qurilmalari, prokat stanlari qiya transporterlar, friksion muftalar va shunga o'xshashlarning ishi ishqalanishga asoslangan.

Tinch holatdagi ishqalanish deb, tinch holatdan sirpanishga o'tishda jismlarning ozgina nisbiy siljishida ikki jismning ishqalanishiga aytiladi. Harakat holatidagi ishqalanish deb, nisbiy harakatda bo'lgan jismning ishqalanishiga aytiladi.

Ishqalanish er bilan tishlashishni va binobarin, transport mashinalarining ishlashini ta'minlaydi. Ishqalanish bo'lmaganida inson yura olmas edi. Ishqalanishning bu foydali tomoni bilan bir qatorda, ko'pchilik hollarda, zararli qarshilik ham hisoblanadi. Bu qarshilikni engish uchun ko'p miqdorda energiya sarflanadi. Energiyani bu sarfi foydasiz bo'lib, uni kamaytirishga harakat qilinadi.

Sirpanib ishqalanish deb, bir – biriga tegib turgan jismlarning tezliklari tegishish nuqtalarida turlicha bo'ladigan harakat holatidagi

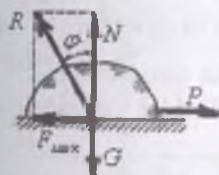
ishqalanishga aytiladi.

Demak, ikkita jismni tegishish yuzasida nisbiy harakat har xil bo'lsa – sirpanib ishqalanish hosil bo'ladi. Ishqalanish – sirtning xususiyatiga bog'liq. Sirt g'adir-budirligi, detalni tayyorlashdagi noaniqligi, tashqi ta'sirdan detal shaklini o'zgarishi, kontakt yuzalarni to'liq tegishmasligi va h.k. yuqori bosimni keltirib chiqaradi.

Ishqalanish kuchi – ikkita jismni nisbatan harakatdagi ishqalanishga qarshiligidir. Ishqalanish kuchi, kontakt yuzasiga qo'yilgan bo'lib, nisbiy tezlik yo'nalishiga qarama-qarshi tomonga yo'nalgan. Ishqalanish kuchi F_{usuk} moduli jihatidan har doim siljitatigan kuchga F teng.

XVIII asrda frantsuz olimlari Amonton va Kulonlar ishqalanishni o'rganib quyidagi Kulon qonunlari deb ataladigan sirpanib ishqalanishning uchta asosiy qonunini ta'riflaganlar:

1. Ishqalanish kuchi ishqalanadigan sirtlar yuzasining kattaligiga bog'liq bo'lmaydi.
2. Eng katta ishqalanish kuchi jism sirtiga ta'sir etayotgan tashqi kuchlarning normal tashkil etuvchisiga to'g'ri proporsional.
3. Ishqalanish kuchi ishqalanayotgan jismlarning materialiga, ular sirtining holatiga, ishqalanayotgan sirtlarning moylanganligiga va moy turiga bog'liq bo'ladi.



1.41 - rasm

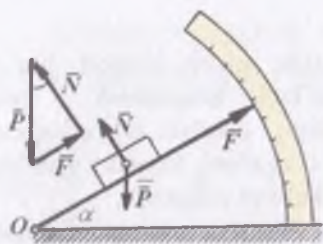
Ishqalanish kuchi F_{usuk} ning jism sirtlariga ta'sir etadigan tashqi kuchlarning normal tashkil etuvchisi N ga nisbati sirpanib ishqalanish koefitsienti deb ataladi, ya'ni
$$f = \frac{F_{\text{usuk}}}{N}$$

yoki $F \leq fN$, bu erda f – ishqalanish koefitsienti.

Ishqalanish kuchi sirpanib ishqalanish koefitsienti bilan normal bosim yoki reaksiya kuchining ko'paytmasiga teng.

Ishqalanish burchagini tajriba yo'li bilan aniqlash. Og'irligi R ga teng bo'lgan jismni gorizont bilan α burchak tashkil qiluvchi qiya tekislikka qo'yamiz. O nuqta qo'zg'almas bo'lib, α burchakni shkala bo'yicha o'lchab o'zgartirish mumkin. α burchakni orttira borib jismning sirpanish oldidagi (muvozanat chegarasidagi) α_{max} burchakni topish mumkin. Jism bir nuqtada kesishuvchi P, N, F , kuchlar

ta'sirida muvozanatda bo'lishi uchun



1.42 - rasm

mazkur kuchlarga qurilgan kuchlar uchburchagi yopiq bo'lishi kerak. Kuchlar uchburchagidan $\operatorname{tg} \alpha = \frac{F}{N}$, muvozanat

chegarasida $\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{F_{\max}}{N} = \frac{fN}{N} = f$

tenglikni $\operatorname{tg} \varphi_{\max} = \frac{F_{\max}}{N} = \frac{fN}{N} = f$

bilan solishtirib $\alpha_{\max} = \varphi_{\max}$

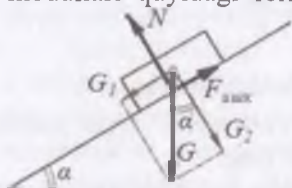
ekanligiga ishonch hosil qilamiz.

Bu yerda ishqalanish kuchi eng katta qiymatga erishganda to'la reaksiya kuchi $R_{\max}$ ning normal reaksiya N bilan tashkil etgan burchagi $\varphi_{\max}$ ishqalanish burchagi deyiladi.

Shunday qilib, shkaladan aniqlangan $\alpha_{\max}$ burchakning qiymati ishqalanish burchagiga teng ekan. Binobarin, qiya tekislikdagi jism muvozanatda bo'lishi uchun $\alpha \leq \varphi_{\max}$ shart bajarilishini, ya'ni tekislikning qiyalik burchagi ishqalanish burchagidan katta bo'lmasligi zarur.

Qiya tekislikda jismning muvozanati

Gorizontal tekislik bilan α burchakda qiya joylashgan tekislikdagi jismni ko'rib chiqamiz (rasm-v). G og'irlik kuchini G_1 va G_2 tashkil qiluvchilarga ajrataiz. G_1 qiya tekislikka parallel va G_2 kuch qiya tekislikka perpendikulyar yo'naladi. Tashkil qiluvchilarning modullari quyidagi formulalardan topiladi:



rasm-v

$$G_1 = G \cdot \sin \alpha \quad \text{va} \quad G_2 = G \cdot \cos \alpha$$

G_2 tashkil qiluvchi qiya tekislikni normal reaksiyasi N bilan muvozanatlashadi: $G_2 = N = G \cdot \cos \alpha$

G_1 tashkil qiluvchi jismni qiya

tekislikda siljitishga intiladi. Mazkur kuch ishqalanish kuchi bilan muvozanatlashadi: $F_{\text{usuk}} = f \cdot N = G \cdot \cos \alpha$

Qiya tekislikdagi jism muvozanatda bo'lishi uchun, harakatlantiruvchi G_1 kuch moduli F_{usuk} ishqalanish kuchiga teng bo'lishi kerak:



$$G \cdot \sin \alpha = f \cdot G \cos \alpha \quad \text{yoki}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = f = \operatorname{tg} \varphi, \text{ buerdan } \alpha = \varphi$$

Agar, Qiya tekislikni gorizont bilan tashkil qilgan burchagi ishqalanish burchagiga teng bo'lsa, qiya tekislikdagi jism o'zining xususiy og'irligi ta'sirida bo'ladi yoki pastga

tekis harakatlanadi, yoki tinch holatda bo'ladi. $\alpha < \varphi$ vaziyatda jism pastga xususiy og'irligi ta'sirida siljimaydi.

Gorizont bilan o'zgaruvchan burchak hosil qilgan qiya tekislik ishqalanish burchagi φ dan ishqalanish koefitsienti f ni tajribada topish uchun foydalaniladi. Qiya tekislikda yuqoriga tekis harakatlanayotgan jismga qo'yilgan va qiya tekislikka parallel bo'lgan P kuch modulini topamiz.

Jismga ta'sir qiluvchi kuchlarni x o'qiga proektsiyalaymiz:

$$\sum x = 0 \quad P - G \sin \alpha - F_{\text{trib}} = 0$$

$$F_{\text{trib}} = G \cdot \cos \alpha \quad \text{bo'lganligi uchun} \quad P = G \sin \alpha + f \cdot G \cos \alpha$$

Qiya tekislikda yuqoriga tekis

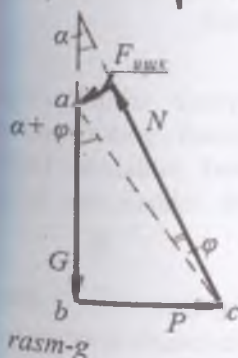
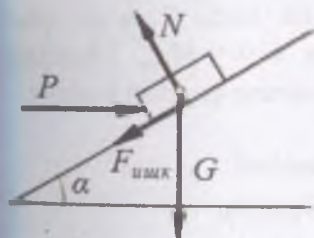
harakatlanayotgan jismga qo'yilgan P kuch modulini aniq-laymiz (rasm-g). Kesishuvchi kuch-larni tekis sistemasining muvozanat shartlaridan foydalanib kuchlar ko'pburchagini quramiz:

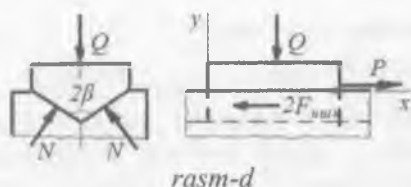
$$P + G + T + F_{\text{trib}} = 0$$

abc uchburchakdan $P = G \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ hosil bo'ladi.

Bunday harakat to'g'ri burchak rezballi vint va gaykani o'zaro harakatida o'rinda, chunki vint rezbasini vint chiziqining ko'tarilish burchagiga teng bo'lgan burchakli qiya tekislikka o'xshaydi. Ponasimon polzunni

harakatlanishi uchun $P = Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ kuch qo'yilishi lozim (rasm-d).





rasm-d

buerda Q ponasimon pol-zunga qo'yilgan vertikal kuch. $2\beta = 120^\circ$ da metrik rezbalarda va $2\beta = 150^\circ$ trapetsiodal rezbalarda ishqalanish ponasi mon pozun ishqalanishi bilan bir xil

Dumalash ishqalanishi deb, bir – biriga urinib turadigan jismlarning urinish nuqtalaridagi tezliklari kattaligi va yo'nalishi jihatidan bir xil bo'ladigan ishqalanishga aytiladi.

Tsilindr tekis dumalashi uchun zarur bo'lgan kuch
$$F = \frac{kG}{r}$$

k - elkaning eng katta qiymati dumalab ishqalanish koeffitsienti deb ataladi, u uzunlik o'lchoviga ega; r - tsilindrni radiusi.

Tsilindrni dumalatish uchun zarur bo'lgan kuch uning og'irligiga to'g'ri proporsional va tsilindrni radiusiga teskari proporsional.

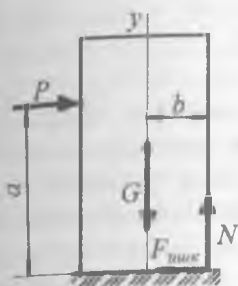
Dumalab ishqalanish koeffitsienti jismning harakat tezligiga bog'liq emas. Dumalab ishqalanishni o'rganishda g'ildirakka ta'sir etadigan aktiv va reaktiv kuchlar boshqa ko'rinishda tasavvur etilsa qulay. Masalan, g'ildirakni markazidan X o'qi bo'ylab F kuch va vertikal y o'qi bo'ylab g'ildirakning og'irlik kuchi G ta'sir qilsin. Unda $F \cdot r = M$ dumalash momenti va $G \cdot k = M_{uuk}$ ishqalanish koeffitsientini hosil qilamiz. G'ildirak harakatining quyidagi xususiy hollarini ko'ramiz:

1. $M > M_{uuk}$, lekin $F < F_{uuk}$ - faqat dumalash.
2. $M < M_{uuk}$, lekin $F > F_{uuk}$ - faqat sirpanish.
3. $M > M_{uuk}$, lekin $F > F_{uuk}$ -sirpanib dumalash
4. $M < M_{uuk}$, lekin $F < F_{uuk}$ -tinch holat

Ko'pchilik hollarda dumalab ishqalanish sirpanib ishqalanishga qaraganda kichik bo'ladi, shuning uchun sirpanish podshipniklari o'niga sharikli va rolikli dumalash podshipniklari ishlatiladi. Tishli uzatmalar va ignali podshipniklarda dumalab ishqalanish bilan sirpanib ishqalanish birgalikda sodir bo'ladi.

Ағдарилишга қарши устуворлик. Оғирлиги G бўлган каттик жисм текисликка таянади ва P куч таъсиридан ағдарилиш хусусиятига эга. Жисмга P ва G кучлардан ташқари нормал

реакция N ва ишқаланиш кучи $F_{ишқ}$ ҳам таъсир этади. Иккита мувозанат тенгламасини тузамиз:



$$\sum y = 0 \quad N - G = 0 \quad \text{буердан} \quad N = G$$

$$\sum x = 0 \quad F_{ишқ} - P = 0 \quad \text{буердан} \quad P = F_{ишқ}$$

Ағдарилиш бошланиши вақтида жисмга $(P, F_{ишқ})$ жуфт кучлари ва ағдарилишга қаршилиқ қилувчи $(G, F_{ишқ})$ жуфт кучлари таъсир этади.

Агар $(M_A(G, N) > M_A(P, F_{ишқ}))$ ёки $G \cdot b > P \cdot a$ бўлса ағдарилиш бўлмайди.

$M_A = G \cdot b$ устуворлик momenti ва $M_A = P \cdot a$ ағдарувчи момент дейилади. Ағдарилишга қарши устуворлик шarti $M_{уст} > M_{ағд}$

Ағдарилишга қарши устувор бўлиш учун устуворлик momenti ағдарувчи momentдан катта бўлиши шарт ва етарли.

*Jism holatining o'zgarib borishi harakatni ifodalaydi,
jismlarning fazodagi harakati esa bu harakatning
xususiy holidir
Ibn Sino*

KINEMATIKA

Kinematika so'zi yunoncha « kinema » so'zidan olingan bo'lib, harakat degan ma'noni bildiradi. *Harakat deb, nuqtaning boshlang'ich holatdan oxirgi holatga vaqtga bog'liq holda aniq bir usulda o'tishiga aytiladi.* Harakat va ko'chish tushunchalari mexanikaning asosiy tushunchalaridir. *Ko'chish deb, biror sanoq sistemasiga nisbatan nuqtaning ma'lum t vaqt ichida fazoda bir holatdan boshqa holatga ixtiyoriy ravishda o'tishiga aytiladi.*

Harakat tushunchasi harakatlanuvchi jism (ob'ekt), vaqt va fazo tushunchalari bilan chambarchas bog'liq. Fazo (makon) bir vaqtda mavjud bo'lgan ob'ektlarning joylashish tartibini belgilaydi.

Jismning mexanik harakati boshqa biror jism bilan birlashtirilgan va sanoq sistemi deb ataluvchi koordinatalar sistemasiga nisbatan tekshiriladi.

Vaqt ob'ektiv borliqda ro'y beruvchi hodisalarning qancha davom etishini ifodalaydi. Vaqt bir sistemaning ikkinchi sistemaga nisbatan harakatiga bog'liq emas. Vaqtni o'lchash boshlang'ich paytdan (masalan $t=0$ dan) boshlab hisoblanadi. Vaqt bir o'lchamli va orqaga qaytmaydi, ya'ni vaqt o'tmishdan kelajakka qarab rivojlanadi deb hisoblaymiz.

Tanlab olingan sanoq sistemasiga nisbatan nuqtaning harakatini o'rganish uning sistemaga nisbatan biror vaqt oralig'idagi traektoriyasini va har qanday tezlik hamda tezlanishini aniqlash masalasidan iborat. Nuqta harakatlanganda uning berilgan sanoq sistemasiga nisbatan chizgan chizig'i nuqtaning traektoriyasi deyiladi. Agar nuqta traektoriyasi to'g'ri chiziqdan iborat bo'lsa, uning harakati to'g'ri chiziqli harakat, traektoriyasi egri chiziqli bo'lsa, egri chiziqli harakat deyiladi.

Nazariy mexanikaning kinematika bo'limida qattiq jismlarning harakati geometrik nuqtai nazardan tekshiriladi, ya'ni jismlarning massasi va ularga ta'sir qiluvchi kuchlar hisobga olinmaydi.

Kinematika deb, *moddiy jism massasi va unga ta'sir qiladigan kuchlarni e'tiborga olmasdan, uning harakati geometrik nuqtai nazardan o'rganiladigan nazariy mexanikaning bo'limiga aytiladi.*

Kinematikada jismning harakati boshqa jism bilan bog'langan sanoq sistemasiga nisbatan tekshiriladi. Aynan bir vaqtda jism turli

sanoq sistemasiga nisbatan turlicha harakatda bo'lishi mumkin. Masalan, transport vositasidagi jism transport vositasi bilan bog'langan sanoq sistemasiga nisbatan harakatsiz bo'lsa, imoratlar bilan bog'langan sanoq sistemasiga nisbatan transport vositasi bilan birgalikda harakatlanadi. Tabiatda absolyut harakatsiz jism bo'lmagani tufayli, absolyut qo'zg'almas sanoq sistemasi ham mavjud emas.

Texnika masalalarini yechishda odatda er bilan qo'zg'almas bog'langan sanoq sistemasi olinadi. Erga nisbatan qo'zg'almas bo'lgan sanoq sistemasi "qo'zg'almas sanoq" sistemasi deyiladi. Qo'zg'almas sanoq sistemasiga nisbatan jism vaziyatini vaqt o'tishi bilan o'zgar-masa, jism olingan sistemaga nisbatan tinch holatda deyiladi. Agar mazkur sanoq sistemasiga nisbatan vaqt o'tishi bilan jismning vaziyati o'zgarsa, jism shu sistemaga nisbatan harakatda bo'ladi. Tanlangan sanoq sistemasiga nisbatan har onda jismning vaziyatini aniqlash mumkin bo'lsa, uning harakatini kinematik berilgan deb hisoblanadi.

Kinematikada uchraydigan barcha chiziqli o'lchovlarni (harakatdagi nuqtaning koordinatalari, o'tgan yo'lning uzunligi va boshqalar) texnik va xalqaro SI birliklar sistemasida metrda olinadi. Mexanikada vaqt absolyut deb hisoblanadi, ya'ni uni barcha sanoq sistemalari uchun bir xilda o'tadi. Vaqt odatda t bilan belgilanadi va u harakatning argumenti hisoblanadi. Vaqt o'lchovi uchun MKGSS sistemasida soat yoki minut, SI sistemasida sekund (s) qabul qilingan.

Fazoda harakatlanayotgan nuqtaning biror sanoq sistemasiga nisbatan holati bilan vaqt orasidagi bog'lanishni ifodalovchi tenglama nuqtaning harakat qonunini aniqlaydi.

Kinematikaning asosiy masalasi nuqtaning yoki jismning harakat qonunlarini o'rganishdan iborat. Ixtiyoriy vaqt ichida fazoda nuqtaning holatini biror sanoq sistemasiga nisbatan aniqlash mumkin bo'lsa, u holda nuqtaning harakat qonuni ma'lum bo'ladi va nuqta harakatining kinematik xarakteristikolari: traektoriyasi, tezlik va tezlanishlarini aniqlash mumkin bo'ladi.

Moddiy nuqta- harakati yoki muvozanatini tekshirishda o'lchamlari va shaklining ahamiyati bo'lmagan, massasi bir nuqtada joylashgan deb tasavvur qilinadigan jism

Absolyut qattiq jism- kuch ta'siridagi jismning ixtiyoriy ikkita nuqtasi orasidagi masofa doimo o'zgarmasdan qoladi

Eng oddiy qattiq jism moddiy nuqtadir. Harakatlari hamda vaziyatlari o'zaro bog'liq bo'lgan moddiy nuqtalar to'plami **sistema** deyiladi.

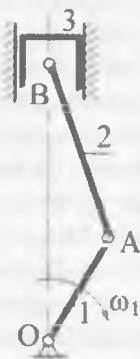
Tezlik - harakatni xarakterlovchi vektor kattalik, jismning tez yoki sekin va qaysi tomonga qarab harakat qilayotganligini ko'rsatadi.

Tezlanish - tezlikning moduli va yo'nalishi jihatidan o'zgarishini xarakterlovchi vektor kattalik

Kinematikaning teorema va formulalari texnikada turli mashina va mexanizmlar qismlarining harakatini o'rganishda nazariy asos bo'ladi.

Kinematikaning vazifasi-harakatlanayotgan nuqta (bo'g'in) ni ma'lum vaqt ichida biror vaziyatda turishi va uning ayrim nuqtalarini (bug'inlari) berilgan qonuniyat bo'yicha harakatlanishini tekshirish

Yechiladigan masala



1.berilgan sanok sistemasiga nisbatan nuqta yoki jismning harakatini matematik usulda aniqlash

2.nuktaning berilgan xarakat qonuniga ko'ra mazkur xarakatning barcha kinematik xarakteristikallari aniqlanadi.

Masalan, krivoship – polzunli mexanizmda 1-krivoship qo'zg'almas O nuqta atrofida 360° ga aylanma harakat qilganda A nuqtaning traektoriyasi aylanadan iborat bo'ladi, 2 -shatun tekis parallel

harakat qiladi va 3-polzun ilgarilanma –qaytma harakatni bajaradi. Harakat boshlangandan to'liq bir tsikl davomida B nuqtaning traektoriyasi to'g'ri chiziq bo'ladi. B nuqtaning turli holatlariga mexanizm bo'g'inlarining va nuqtalarining turli vaziyatlari to'g'ri keladi. Bunda mexanizmning ishlash jarayonidagi egallagan ko'lamni aniqlanadi. Bu esa mexanizmni loyihalash talablaridan biri hisoblanadi.

masalani yechish uchun - barcha bo'g'inlarning o'lchamlari, kine-matikaviy sxemasi va etakchi bo'g'inning harakat qonuni vaqtning funktsiyasi tarzida beriladi

masalani echimi- etaklovchi va etaklanuvchi bo'g'inlarning vaziyati va kinematik xarakteristikallari aniqlanadi.

masalani yechish usullari - grafikaviy, grafo-analitikaviy va analitikaviy usullar

tarkibi - nuqta va qattiq jism kinematikasi

Nuqta kinematikasi

Tabiatda absolyut qattiq jism yo'q, har qanday jism ham oz bo'lsada deformatsiyalanadi – shakli o'zgaradi. Agar bu o'zgarish jismning o'lchamlariga nisbatan juda kichik bo'lsa, mexanik harakatni o'rganishda mazkur o'zgarishni e'tiborga olmaymiz.

Nuqtaning biror sanoq sistemasiga nisbatan istalgan vaqtdagi holatini aniqlash usuli ma'lum bo'lsa, uning harakati aniqlangan yoki berilgan deyiladi. Nuqtaning harakatini aniqlovchi ifoda uning harakat tenglamasi yoki harakat qonuni deyiladi.

Nuqta harakatini berilish usullari. Nuqtaning biror sanoq sistemasiga nisbatan istalgan vaqtdagi holatini aniqlash usuli ma'lum bo'lsa, uning harakati aniqlangan yoki berilgan deyiladi. Nuqtaning harakatini aniqlovchi ifoda uning harakat tenglamasi yoki harakat qonuni deyiladi.

Nuqtaning harakati asosan quyidagi uchta:

- 1) vektor;
- 2) koordinatalar;
- 3) tabiiy usulda beriladi.

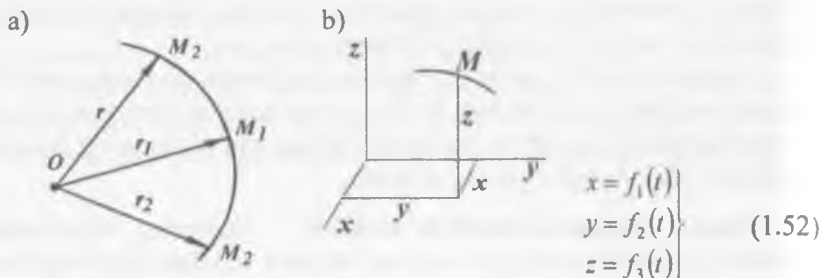
1) **Nuqta harakatining vektor usulda berilishi.** Harakatlana-yotgan M nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning $\vec{r}$ radius vektori bilan aniqlash mumkin (1.43–rasm,a). Agar M nuqta harakatda bo'lsa, vaqt o'tishi bilan uning $\vec{r}$ radius vektori o'zining uzunligini va yo'nalishini o'zgartirib boradi. Demak, radius – vektor vaqtning funksiyasidir,

$$\text{ya'ni} \quad \vec{r} = \vec{r}(t) \quad (1.51).$$

Bu tenglama nuqta harakatining vektor ko'rinishidagi kinematik tenglamasi deyiladi. Bunda ko'riladiga masalalar uchun $\vec{r}(t)$ funktsiya bir qiymatli, uzluksiz va kamida ikkinchi tartibli hosilaga ega deb qaraymiz. $\vec{r}$ vektor uchining chizgan chizig'iga nuqtaning traektoriyasi deyiladi. Nuqta traektoriyasi deb, harakat vaqtida uning fazoda qoldirgan iziga aytiladi. Traektoriya uzluksiz chiziqdir. $\vec{r}$ vektor uchining chizgan chizig'iga nuqtaning traektoriyasi deyiladi. $\vec{r} = \text{const}$ bo'lsa, M nuqta olingan sanoq sistemasiga nisbatan tinch holatda bo'ladi.

2) **Nuqta harakatining koordinatalar usulida berilishi** (1.43–rasm,b). Fazoda harakat qilayotgan M nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning uchta x, y, z dekart koordinatalari bilan aniqlash mumkin.

Nuqta harakatlanganda vaqt o'tishi bilan uning koordinatlari o'zgara boradi, ya'ni x , y , z koordinatalar vaqtning bir qiymatli ikki marta differentsiyalanuvchi funktsiyasidan iborat.



1.43-rasm. Nuqta harakatini berilishi

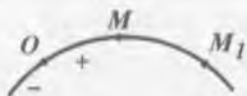
(1.52) tenglamalarga nuqta xarakatining to'g'ri burchakli Dekart koordinatalaridagi kinematik tenglamalari deyiladi. Agar (1.52) tenglamalar berilgan bo'lsa, nuqtaning istalgan vaqtdagi holatini aniqlash mumkin.

Agar M nuqta oxy tekisligida harakatlansa, uning harakati quyidagi tenglamalar bilan aniqlanadi.

$$x = f_1(t), \quad y = f_2(t) \quad (1.53)$$

(1.52) yoki (1.53) tenglamalarga nuqta traektoriyasining parametrik tenglamalari deyiladi. Bu tenglamalardagi t vaqt parametr vazifasini bajaradi. Ulardan t vaqtni chiqarib, traektoriyaning nuqta koordinatalari bo'yicha ifodalangan tenglamasini hosil qilish mumkin.

3) Nuqta harakatining tabiiy usulda berilishi (1.44-rasm).



1.44 - rasm

Harakatlanayotgan M nuqtaning traektoriyasi avvaldan berilgan bo'lsin. Uning shu traektoriyadagi har bir vaqtdagi holatini aniqlaymiz. Buning uchun traektoriyadan qo'zgalmas biror O nuqtani sanoq boshi deb olib, musbat va manfiy yo'nalishlarni tanlaymiz.

Nuqtaning sanoq boshiga nisbatan holati $S = \overline{OM}$ yoy koordinata bilan aniqlanadi. M nuqtaning traektoriyadagi har bir vaqtdagi holatini aniqlash uchun quyidagi bog'lanishni bilish kerak

$$s = s(t) \quad (1.54)$$

(1.54) tenglamaga nuqtaning traektoriya bo'ylab harakat qonuni deyiladi. Bunda $s(t)$ vaqtning bir qiymatli, uzluksiz va differentsiallanuvchi funktsiyasidan iborat. S miqdor harakat qilayotgan M nuqtaning holatini aniqlaydigan yoy, lekin uning yurgan yo'li emas.

Nuqtaning tezligi. Nuqta harakatini xarakterlovchi muhim kattaliklardan biri uning tezligidir. Tezlik vektor kattalik bo'lib nuqtaning tez yoki sekin va qaysi tomonga qarab harakat qilayotganligini ko'rsatadi. Nuktani harakati uchta usulda berilganda uning tezligini topamiz.

1) Agar nuqtaning harakati vektor usulda berilgan bo'lsa, uning tezligi quyidagi formula bilan topiladi:

$$\vec{v} = \frac{d\vec{r}}{dt} \quad (1.55)$$

Demak, nuqtaning tezligini aniqlash uchun uning holatini aniqlovchi $\vec{r}$ radius-vektordan vaqt bo'yicha birinchi tartibli hosila olish kerak. Tezlik vektori traektoriyaga urinma bo'yicha harakat sodir bo'ladigan tomonga yo'naladi.

2) Nuqta harakati koordinata usulida berilsa, uning tezligi Dekart koordinata o'qlaridagi proektsiyalari bo'yicha aniqlanadi:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = \dot{x}; \quad v_y = \frac{dy}{dt} = \dot{y}; \quad v_z = \frac{dz}{dt} = \dot{z}; \quad (1.56)$$

bu erda $v_x, v_y, v_z - v$ tezlikning x, y, z o'qlardagi proektsiyalari.

Nuqta tezligining qo'zgalmas Dekart koordinatalar o'qidagi proektsiyasi uning tegishli koordinatalaridan vaqt bo'yicha birinchi tartibli hosilasiga teng.

Nuqta tezligining miqdori (moduli)

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} \quad (1.57)$$

yo'nalishi esa $\cos \alpha = \frac{v_x}{v}, \quad \cos \beta = \frac{v_y}{v}, \quad \cos \gamma = \frac{v_z}{v};$ formulalar yordamida topiladi. Bunda $\alpha, \beta, \gamma - v$ tezlikning mos ravishda x, y, z o'qlari bilan tashkil etgan burchaklari.

Agar nuqta Oxy tekislikda harakatlansa (1.56) formulada $v_z = 0$ deb qaraladi.

Agar guqta to'g'ri chiziqli harakatda bo'lsa, bu harakatni bitta (1.52,a) tenglama bilan aniqlash mumkin. Bu holda $v_y = v_z = 0$ bo'lib, tezlik vektori Ox o'q bo'yicha yo'naladi va uning o'qdagi proektsiyasi

$v_x = \frac{dx}{dt}$ formuladan topiladi.

Agar $x > 0$ bo'lsa, nuqta tezlik vektori tezlikning yo'nalishi Ox o'qning musbat, $x < 0$ da o'qning manfiy yo'nalishiga mos tushadi.

3) Nuqta harakati tabiiy usulda berilsa, uning tezligi quyidagi formula bilan topiladi

$$v = \left| \frac{dS}{dt} \right| \quad (1.58).$$

Demak, nuqtaning tezligini aniqlash uchun uning holatini aniqlovchi S yoy koordinatasidan vaqt bo'yicha birinchi tartibli hosila olish kerak. (1.58) formula bilan nuqta tezligining moduli topiladi.

Nuqtaning tezlanishi. Nuqta tezligining moduli va yo'nalishi jihatidan o'zgarishini xarakterlovchi kattalikka tezlanish deyiladi. Nuqta tezlanishini $\bar{a}$ yoki ω xarflar bilan belgilanadi. Tezlanish vektor kattalikdir. Nuqta harakati uchta usul bilan berilganda uning tezlanishini aniqlaymiz.

1) Nuqta harakati vektor usulda berilsa uning tezlanishi quyidagi formula bilan topiladi:

$$\bar{a} = \frac{d\bar{v}}{dt} \quad \text{yoki} \quad \bar{a} = \frac{d}{dt} \left(\frac{d\bar{r}}{dt} \right) = \frac{d^2\bar{r}}{dt^2} \quad (1.59)$$

Demak, nuqtaning tezlanishi uning tezligidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga yoki radius-vektoridan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilasiga teng. Tezlanish vektori urinma tekislikda yotadi va traektoriyaning botiq tomoniga yo'naladi. SI

birliklar sistemasida tezlanish $\frac{M}{c^2}$ da o'lchanadi.

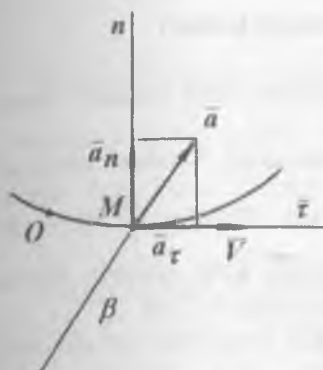
2) Nuqta harakati koordinata usulda berilsa, uning tezlanishi dekart koordinata o'qlaridagi proektsiyalari bo'yicha aniqlanadi:

$$a_x = \frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x}, \quad a_y = \frac{d^2y}{dt^2} = \ddot{y}, \quad a_z = \frac{d^2z}{dt^2} = \ddot{z} \quad (1.60)$$

bu erda $a_x, a_y, a_z - \bar{a}$ tezlanishining x, y, z o'qlardagi proektsiyalari.

Demak, nuqta tezlanishining biror qo'zgalmas Dekart koordinatalar o'qidagi proektsiyasi nuqta tezligining mazkur o'qdagi proektsiyasidan vaqt bo'yicha olingan birinchi hosilasiga yoki shu o'qqa uning mos koordinatalaridan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilasiga teng bo'ladi. Nuqta tezlanishining moduli quyidagi formuladan topiladi.

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} \quad (1.61)$$



1.45-rasm

3) Nuqta harakati tabiiy usulda berilganda uning tezlanishi tabiiy o'qlaridagi proektsiyalari bo'yicha aniqlanadi. Traektoriyada yotgan M nuqtadan o'zaro perpendikulyar bo'lgan τ, n, β mos ravishda urinma, bosh normal va binormal o'qlarni o'tkazish mumkin. (1.45-rasm). Urinma nuqta harakat qilayotgan tomonga qarab, bosh normal esa traektoriyaning botiq tomoniga qarab yo'nalgan bo'ladi.

M nuqtadan o'tkazilgan urinma, bosh normal va binormalga tabiiy o'qlar deyiladi.

Tabiiy o'qlardan tashkil topgan koordinatalar sistemasi tabiiy koordinatlar sistemasi deyiladi. Nuqtaning tezlanishini urinma va bosh normal bo'ylab yo'nalgan ikkita tashkil etuvchiga ajratish mumkin:

$$\vec{a} = \vec{a}_\tau + \vec{a}_n \quad (1.62)$$

Tezlanishning urinma bo'ylab $\vec{a}_\tau$ tashkil etuvchisiga urinma tezlanish deyiladi. Urinma tezlanishning moduli quyidagi formula bilan topiladi.

$$\vec{a}_\tau = \frac{dv}{dt} \quad (1.63)$$

Tezlanishning bosh normal bo'ylab yunalgan $\vec{a}_n$ tashkil etuvchisiga normal tezlanish deyiladi. Normal tezlanishning moduli

$$\text{quyidagi formula bilan topiladi } \vec{a}_n = \frac{v^2}{\rho} \quad (1.64).$$

$$\text{To'la tezlanishning miqdori } a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2} \quad (1.65)$$

yo'nalishi esa $\text{tg} \alpha = \frac{a_\tau}{a_n}$. Bu erda a - normal bilan to'la tezlanish

orasidagi burchak. Urinma va normal tezlanishlar o'zaro perpendikulyar bo'ladi, ya'ni $\vec{a}_\tau \perp \vec{a}_n$.

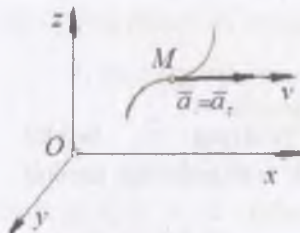
Nuqta harakatining xususiy hollari

Nuqtaning tabiiy o'qlardagi texlanishiga qarab harakat turlari aniqlanadi.

1. To'g'ri chiziqli tekis harakat. Nuqtaning harakati davomida hamisha $\vec{a}_r = 0$, $\vec{a}_n = 0$, ya'ni $\vec{a} = 0$ bo'lsin. Buholda $\frac{dv}{dt} = 0$, $\frac{v^2}{\rho} = 0$ bo'lib, ulardan $v = \text{const}$ va $\rho = \infty$ ekanligi kelib chiqadi. Demak, ko'rilayotgan holda nuqta to'g'ri chiziqli harakatda bo'ladi.

2. To'g'ri chiziqli o'zgaruvchan harakat. Nuqta harakati davomida $\vec{a}_r \neq 0$, $\vec{a}_n = 0$ bo'lsin. Bunda $\vec{a}_r = \frac{dv}{dt} \neq 0$ va $a_n = \frac{v^2}{\rho} = 0$ bo'lib, ulardan $v = \left| \frac{ds}{dt} \right| \neq \text{const}$ va $\rho = \infty$ ekanligi kelib chiqadi.

Demak, nuqtaning tezligi yo'nalish jihatdan o'zgarmay, faqat miqdor jihatdan o'zgaradi va nuqta to'g'ri chiziqli o'zgaruvchan harakatda bo'lib, tezlanishning moduli $\vec{a}_r = \frac{dv}{dt}$ formuladan topiladi. Binobarin, urinma tezlanish tezlikning miqdor jihatdan o'zgarishini ifodalaydi.



1.46-rasm

Agar, faqat bir onda $a_n = \frac{v^2}{\rho} = 0$ bo'lsa, nuqta to'g'ri chiziqli bo'yicha harakatlanmay, balki o'sha o'nda egri traektoriyaning bukilish nuqtasidan o'tadi (1.46 -rasm).

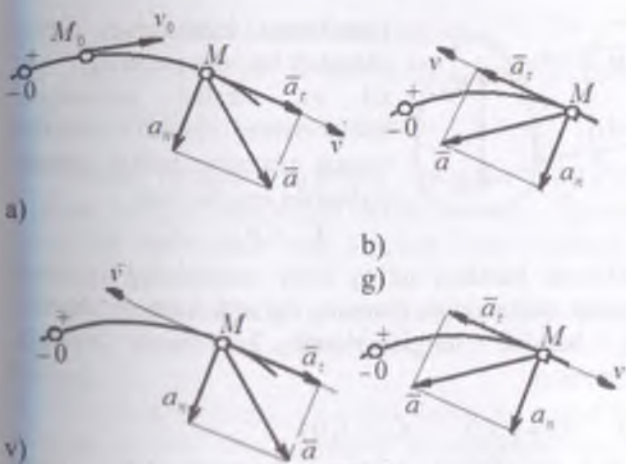
3. Egri chiziqli tekis harakat. Biror vaqt oralig'i uchun $\vec{a}_r = 0$, $\vec{a}_n \neq 0$ bo'lsin. Bu holda $\vec{a}_r = \frac{dv}{dt} = 0$ va $a_n = \frac{v^2}{\rho} \neq 0$. $v = \text{const}$ va $\rho \neq \infty$ kelib chiqadi. $\rho \neq \infty$ shart harakat traektoriyasi egri chiziqdan iborat bo'lishini, $v = \text{const}$ shart esa nuqta tekis harakat qilishini ifodalaydi. Demak, bu holda nuqta egri chiziqli tekis harakat qiladi. Nuqtaning egri chiziqli tekis harakat tenglamasi

$$s = s_0 + v_0 \cdot t$$

Bu holda nuqtaning tezlanish vektori $\vec{a}$ bosh normal bo'ylab yo'naladi va uning moduli $a_n = \frac{v^2}{\rho}$ bo'ladi. Shunday qilib, normal tezlanish egri chiziqli harakatda vujudga keladi va tezlikning yo'nalishi o'zgarishini ifodalaydi.

4. Egri chiziqli o'zgaruvchan harakat. Biror vaqt oralig'i uchun $\vec{a}_t \neq 0$, $\vec{a}_n \neq 0$ bo'lsin. Bunda nuqtaning tezligi miqdor va yo'nalishi jihatdan o'zgaradi, ya'ni nuqta egri chiziqli o'zgaruvchan harakatda bo'ladi.

Agar $\vec{a}_t = \text{const}$ bo'lsa, nuqta tekis o'zgaruvchan harakatda deyiladi. v va $\vec{a}_t$ vektorlarning yo'nalishi ustma - ust tushsa, nuqta egri chiziqli tezlanuvchan harakatda (1.47-a,b- rasm), ular qarama - qarshi yo'nalgan bo'lsa, nuqta egri chiziqli sekinlatuvchan harakatda (1.47-rasm,v,g).



1.47-rasm.
Nuqtaning
egri chiziqli
xarakati.
a-b) egri chiziqli
tezlanuvchan
harakat;
v-g) egri chiziqli
sekinlatuvchan
harakat

Boshlang'ich $t_0 = 0$ paytda yoy koordinatasi $OM = s_0$ tezligi v_0 ga teng bo'lgan (1.55- rasm,a) nuqtaning tekis o'zgaruvchan tenglamasi

$v = v_0 + a_r t$ da $v = \left| \frac{ds}{dt} \right|$ ekanligini nazarda tutib uni M_0 va M nuqtalarga

mos chegaralarda integrallasak $s = s_0 + v_0 t + a_r \cdot \frac{t^2}{2}$ bo'ladi. Ushbu tenglama nuqta egri chiziqli tekis o'zgaruvchan harakatining tenglamasi

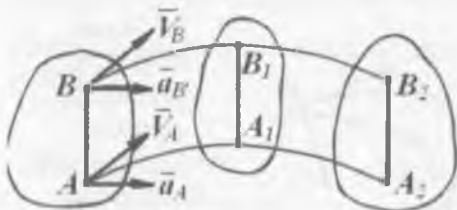
Qattiq jism kinematikasi

Ikkita masala ko'riladi:

- 1) butun jismning harakati va bu harakatning kinematik xususiyatlari;
- 2) jism har bir nuqtasining harakati

Qattiq jismning ilgariylanma va qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakatlari oddiy harakatlardir.

Ilgariylanma harakat deb, jismdan olingan har qanday kesma jism harakatlanganda hamma vaqt o'z - o'ziga parallel qoladigan harakatga aytiladi.



Ilgariylanma harakatdagi qattiq jismning hamma nuqtalari bir xil va parallel joylashgan traektoriyalar chizadi va har bir vaqtda ularning tezligi hamda tezlanishi teng bo'ladi.

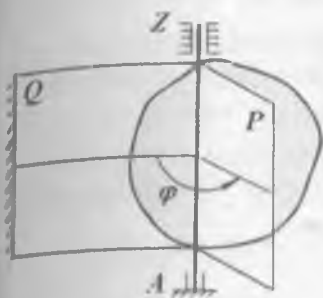
$$\vec{V}_A = \vec{V}_B, \quad \vec{a}_A = \vec{a}_B$$

Jismning ilgariylanma harakati uning biror nuqtasining harakati bilan aniqlanadi. Bunday nuqta uchun jismning og'irlik markazi olinadi. Mazkur nuqtaning harakat tenglamalarini koordinata usulida quyidagicha yozish mumkin:

$$x_c = f_1(t) \quad y_c = f_2(t) \quad z_c = f_3(t)$$

Qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakat deb, jism harakatlanganda uning ixtiyoriy ikki nuqtasi hamma vaqt qo'zg'almasdan qoladigan harakatga aytiladi.

Qo'zg'almas nuqtalardan o'tuvchi o'qqa jismni aylanish o'qi deb ataladi. Jismni o'q atrofida harakatlanganda (R) tekislik (Q) qo'zg'almas tekislikka nisbatan φ burchakka aylanadi. Bu burchak aylanish burchagi deyiladi.



Mazkur burchak vaqtning uzluksiz funksiyasi sifatida o'zgaradi:

$$\varphi = f(t)$$

Jismning holati tekisliklar orasidagi φ burchagi bilan aniqlanadi.

Turbinalar diski, generatorlarning rotori, stanoklarning maxovigi kabi mashina va mexagizmlarning harakati qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi jismga misol bo'ladi.

Aylanma harakatning burchak tezligi - jismning burchak tezligi uning aylanish burchagidan vakt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga

teng:
$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi}$$

Agar harakat davomida burchak tezlik o'zgarmas bulsa, ya'ni $\omega = \omega_0$ bo'lsa jism tekis aylanma harakatda deyiladi.

Tekis aylanma harakat tenglamasi: $\varphi = \varphi_0 + \omega \cdot t$

Jism bir minutda n marotaba aylansa tekis aylanma harakatning burchak tezligi quyidagicha topiladi:
$$\omega = \frac{\pi n}{30}$$

Ushbu formula texnikada aylanma xarakatda bulgan detalning burchak tezligini aniklashda tadbik etiladi. Masalan, krivoshipni bir minutdagi aylanishlar soni barilgan bulsa burchak tezligini aniklash mumkin.

Burchak tezlanish - vaqt birligi ichida jismning burchak tezligini o'zgarishi bilan xarakterlanadigan kattalik jismning burchak tezlanishi deyiladi.

Burchak tezlanish - burchak tezlikdan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli yoki aylanish burchagidan vaqt bo'yicha olingan

ikkinchi tartibli hosilaga teng:
$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \ddot{\varphi}$$

$\frac{d\omega}{dt} > 0$ - burchak tezlik orta boradi va bunday harakat tezlanuvchan aylanma harakat deyiladi

$\frac{d\omega}{dt} < 0$ - burchak tezlik kamaya boradi va bunday harakat sekinlatuvchi aylanma harakat deyiladi

Harakat davomida burchak tezlanish o'zgarmas bo'lsa, ya'ni $\varepsilon = \varepsilon_0 = \text{const}$ jism tekis o'zgaruvchan aylanma harakatda deyiladi.

O'zgaruvchan aylanma harakatning

burchak tezligi $\omega = \omega_0 + \varepsilon \cdot t$

Jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi tekis o'zgaruvchan aylanma harakati

tenglamasi:
$$\varphi = \varphi_0 + \omega_0 \cdot t + \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2}$$

Qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakatdagi jism nuqtalarining tezlik va tezlanishi.

Jism φ burchakga aylanganda M nuqta traektoriya bo'ylab

$$S = M_O \vec{M} = \varphi \cdot h$$

yo'lni bosib o'tadi. M nuqtaning traektoriya bo'ylab harakat chizikli tezligi

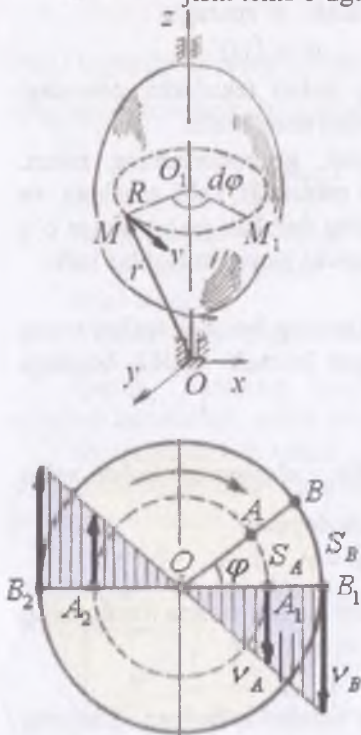
$$V = \frac{dS}{dt} = \frac{d\varphi}{dt} \cdot h = \omega \cdot h$$

Aylanma harakatdagi jism nuk-talari aylanish o'qiga perpendikulyar tekisliklarda harakatlanib, ularning

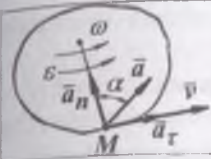
traektoriyalari aylanalardan iborat bo'ladi (1.48-rasm).

Qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakatdagi jism ixtiyoriy nuqtasi chiziqli tezligining miqdori jism burchak tezligining mazkur nuqtadan aylanish o'qigacha bo'lgan masofaga ko'paytmasiga teng

Qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakatdagi jism nuqtasining chiziqli tezligi mazkur nuqtadan aylanish o'qigacha bo'lgan masofaga mutanosib tarzda o'zgaradi. Qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakatdagi jism nuqtalarining traektoriyalari aylanalardan iborat bo'lganligi uchun M nuqtaning tezlanishi urinma va normal tezlanishlardan tashkil topadi



1.48-rasm

	doiraviy tezlik	normal tezanish	urinma tezanish
	$V = \frac{dS}{dt} = \omega \cdot h$	$a_n = \frac{V^2}{\rho} = \omega^2 \cdot h$	$\dot{a}_t = \frac{dV}{dt} = \varepsilon \cdot h$

Jism nuqtasining tezligi jismning burchak tezligi bilan shu nuqtadan aylanish o'qigacha bo'lgan masofaning ko'paytmasiga teng

To'la tezlanishi $a = h\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$

To'la tezlanishning yo'nalishi: $\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_t}{a_n} = \frac{\varepsilon h}{\omega^2 h} = \frac{\varepsilon}{\omega^2}$

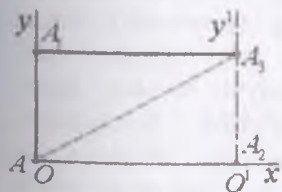
Urinma tezlanish $\vec{a}_t$ traektoriyaga o'tkazilgan urinma bo'ylab (agar harakat tezlanuvchan bo'lsa harakat yo'nalishida, sekinlanuvchan harakatda esa unga teskari) yo'naladi. Urinma tezlanishning yo'nalishi burchak tezlanishning yo'nalishiga bog'liq bo'ladi.

Normal tezlanish nuqta burchak tezligining kvadratini ushbu nuqtadan aylanish markazigacha masofaga ko'paytmasiga teng.

Normal tezlanish $\vec{a}_n$ esa h bo'ylab aylanish o'qi tomon yo'nalgan bo'ladi.

Agar jism tekis aylanma harakatda bo'lsa, uning burchak tezlanishi nolga teng bo'ladi. Chunki $\omega = \text{const}$, $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = 0$; tekis aylanma

harakat qilayotgan jism nuqtasining urinma tezlanishi $a_t = \varepsilon \cdot h = 0$ ga teng bo'ladi. Bu holda jism nuqtasining to'la tezlanishi uning normal tezlanishiga teng bo'ladi $a = a_n = \omega^2 \cdot h$



1.49-rasm

Nuqtaning murakab harakati

Nuqta bir vaqtda bittasi shartli ravishda qo'zg'almas deb hisoblangan, ikkinchi esa birinchisiga nisbatan harakatlanuvchi ikkita koordinata tizimiga nisbatan harakati murakkab harakat deyiladi. Nuqtani qo'zg'almas koordinataga

tizimiga nisbatan harakati absolyut harakat deyiladi. Nuqtani harakatlanuvchi koordinataga nisbatan harakati nisbiy harakat deyiladi.

Harakatdagi koordinat sistemasini qo'zg'almas koordinata sistemasiga nisbatan harakati ko'chirma harakat deyiladi.

Nuqtani absolyut harakati murakkab hisoblanadi, u nisbiy va ko'chirma harakatlardan tashkil topadi. xOy – harakatlanuvchan koordinata sistemi, x – o'qi bo'ylab tekis ilgariylanma harakatda bo'lsin (1.49-rasm); A nuqta – y – o'qi bo'yla yuqoriga tekis harakatlanadi. Agar, faqat nisbiy harakat sodir bo'lsa, A nuqta A_1 vaziyatni egallaydi. Agar, faqat ko'chirma harakat amalga oshirilsa A nuqta A_2 vaziyatga ko'chadi. Agar, bir vaqtda ham nisbiy, ham ko'chirma harakatlar bajarilsa, bu vaqt oraligida A nuqta A_3 vaziyatga o'tadi

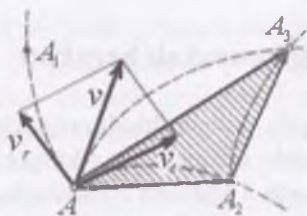
Demak, agar nuqtani nisbiy harakati o'rganilsa, fikran ko'chirma harakat bajarilmasligi kerak; agar faqat kuchirma harakat o'rganilsa, fikran nisbiy harakat amalga oshirilmasligi kerak.

Poezd ichidagi passajir harakatini o'rganamiz. Bu misolda er bilan bog'langan koordinatalar sistemi qo'zg'almas bo'lib, poezd bilan bog'langan koordinatalar sistemi qo'zg'aluvchan koordinatalar sistemasidan iborat bo'ladi.

Passajirni vagonga nisbatan qilgan harakatiga nisbiy harakat deyiladi. Uning vagon bilan birga erga nisbatan qilgan harakatiga ko'chirma harakat deyiladi. Passajirni bevosita erga nisbatan qilgan harakati murakkab harakat bo'ladi.

Tezliklarni qo'shish teoremasi. Nuqtaning nisbiy, absolyut va ko'chirma harakatlaridagi tezlik va tezlanishlari, tegishlicha nisbiy, absolyut va ko'chirma tezlik va tezlanishlari deyiladi.

Ushbu tezliklar orasidagi bog'lanishni tezliklarni qo'shish teoremasi aniqlaydi



1.50-rasm.

Teorema. Nuqtaning absolyut tezligi uning nisbiy va kuchirma tezliklarining (geometrik) vektor yig'indisiga teng. Nuqta Δt vaqtda absolyut harakat traektoriyasi bo'yicha harakatlanib, ya'ni AA_3 ey bo'yicha A vaziyatdan A_3 vaziyatga o'tsin (1.50-rasm): $\vec{V}_A = \vec{V}_r + \vec{V}_e$.

Agar, nisbiy harakat o'rinli bo'lsa, nuqta A_1 vaziyatga o'tar edi; agar kuchirma harakat amalga oshirilsa A_2 vaziyatga kelar edi. A nuqta A_3 vaziyatga kelishi uchun, avval kuchirma harakat traektoriyasi

bo'yicha (AA_2 yoy) keyin esa nisbiy harakat traektoriyasi (AA_1 yoyga teng A_2A_3 yoy) bo'yicha harakatlanadi. A , A_2 va A_3 nuqtalarni xordalar bilan tutashtirib quyidagi A nuqta harakati vektorlari orasidagi bog'lanishni topamiz:

$$AA_3 = AA_2 + A_2A_3$$

Tenglikning hamma hadlarini Δt -ga bo'lamiz va Δt nolga intiluvchi chegaraga o'tamiz:

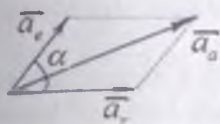
$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{AA_3}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{AA_2}{\Delta t} + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{A_2A_3}{\Delta t}$$

$V = V_i + V_r$ - tenglikni hosil qilamiz

bu yerda, V - absolyut tezlik vektori;

V_i - ko'chirma tezlik vektori;

V_r - nisbiy tezlik vektri



Tezlanishlarni qo'shishi (Kariolis) teoremasi

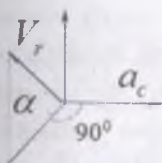
Murakkab harakatdagi nuqtaning absolyut tezlanishi ko'chirma harakat aylanma harakatdan iborat bo'lganda nuqtaning

nisbiy, ko'chirma va Kariolis tezlanishlarining geometrik yig'indisiga teng

$$\vec{a}_a = \vec{a}_r + \vec{a}_e + \vec{a}_c$$

Agar ko'chirma harakat ilgarilanma harakatdan iborat bo'lsa

$$\vec{a}_e = \vec{a}_r + \vec{a}_c$$



Moduli $a = \sqrt{a_r^2 + a_e^2 + 2a_r a_e \cos \alpha}$

Kariolis tezlanishi $\vec{a}_c = 2(V_r \cdot \omega_e)$

Moduli $\vec{a}_c = 2V_r \cdot \omega_e \cos \alpha$



1.51 - rasm

Tekis parallel harakat to'g'risida tushuncha. Asosiy tekislikka tik bo'lgan AB chiziq tekis parallel harakatda bo'lishi uchun, (1.51-rasm) AB chiziq o'qiga perpendikulyar va asosiy tekislikka parallel joylashgan tekislikdagi CD kesma tekis harakatda bo'lishi shart.

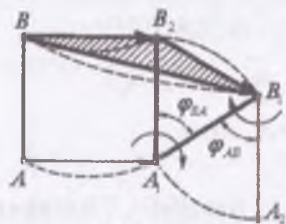
Qattiq jismning tekis parallel harakati deb jismning barcha nuqtalari asosiy tekislikka parallel bo'lgan tekisliklarda siljiydigan harakatlarga aytiladi

G'ildirakni yo'lning to'g'ri chiziqli oraliqidagi harakati, krivoship polzunli mexanizm shatunining harakati tekis parallel harakatlarga misol bo'ladi.

Tekis parallel harakatni ilgarilanma va aylanma harakatlarga ajratish

Teorema: Qattiq jismni har qanday tekis parallel harakati bitta ilgarilanma va bitta aylanma harakatlardan tashkil topishi mumkin. AB kesma tekis parallel harakat qilib A_1B_1 vaziyatga ko'chsin (1.52-rasm). Bu ko'chishni ilgarilanma va aylanma harakatlar yig'indisidan tashkil topgan deb qarash mumkin.

- 1) Faraz qilaylik, kesmani barcha nuqtalari uni A nuqtasi kabi bir xil harakat qiladi va bir xil masofaga ko'chadi. Unda AB kesma A_1B_2 vaziyatga o'tadi.
- 2) Uni A_1 nuqta atrofida aylantirib A_1B_1 vaziyatga o'tkazish mumkin. Demak murakkab tekis parallel harakat ikkita oddiy harakatlardan tashkil topadi: ilgarilanma va aylanma va bu harakatlar bir vaqtda sodir bo'ladi.



1.52- rasm

A va B nuqtalar tezlik vektorlari orasidagi bog'lanishni aniqlash uchun A, A_1 va B, B_1, B_2 nuqtalarni to'g'ri chiziqlar bilan tutashtiramiz (1.52-rasm). Natijada B nuqta harakatining vektorlari orasidagi quyidagi bog'lanishni yozamiz:

$$BB_2 = AA_1 \text{ yoki } BB_1 = AA_1 + B_2B_1$$

Tenglikni barcha hadlarini Δt ga

bo'lamiz va $\vec{V}_A = \vec{V}_B + \vec{V}_{BA}$ - ni hosil qilamiz.

Buerda: $\vec{V}_B$ - B nuqta absolyut tezligining vektori;

$\vec{V}_A$ - A nuqta absolyut tezligining vektori;

$\vec{V}_{BA}$ - AB kesmani A nuqtaga nisbatan uning atrofida aylanishida B nuqta tezligining vektori.

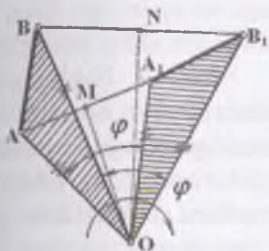
$\vec{V}_{BA}$ - tezlik vektori AB kesmaga perpendikulyar yo'naladi.

Demak, B nuqta absolyut tezligining vektori A nuqta absolyut tezligining vektori bilan AB kesmani A nuqtaga nisbatan uning atrofiga aylanishidagi B nuqta tezligi vektorining yig'indisiga teng. Aylanish markazini polyus deb qabul qilamiz va tezlikni vektor tenglamasi quyidagicha yoziladi: $\vec{V}_A = \vec{V}_B + \vec{V}_{AB}$

Tezlanishlar $\vec{a}_A = \vec{a}_B + \vec{a}_{BA}$ formuladan topiladi

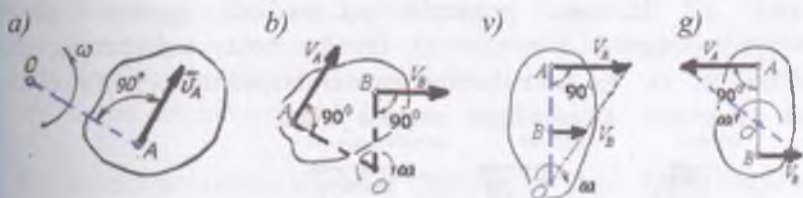
Tekis shakl nuqtalarining tezliklari uch xil usulda aniqlanadi:

1. Qutb nuqta yordamida
2. Tezliklar oniy markazi
3. Tezliklar planini qurish yordamida



Tezliklarning oniy markazi

Qattiq jismning har qanday tekis parallel ko'chishiga uni asosiy tekislikka perpendikulyar bo'lgan o'q atrofiga bir marta aylantirib erishadi. Aylanish o'qi y aylanish oniy o'qi deyiladi. Aylanish oniy o'qining shakl tekisligidagi



1.53-rasm. Tezliklar oniy markazining xossalari ga oid

izi tezliklarning oniy markazi deyiladi.

Tezliklar oniy markazlarining uchta xossasi:

- 1) oniy markaz tezligi nolga teng;
- 2) oniy markaz nuqtadan uning tezligi yo'nalishiga o'tkazilgan perpendikulyarda yotadi (1.53-rasm, a);

3) nuqta tezligi oniy burchak tezlik bilan nuqtadan tezliklar oniy maarkazigacha bo'lgan masofaning ko'paytmasiga teng (1.53-rasm, b),

ya'ni $v_A = \omega \cdot OA$ Jismning tekis parallel harakatini aniqlovchi tekis shakl tezliklari oniy markazining vaziyatini aniqlaydigan beshta usul:

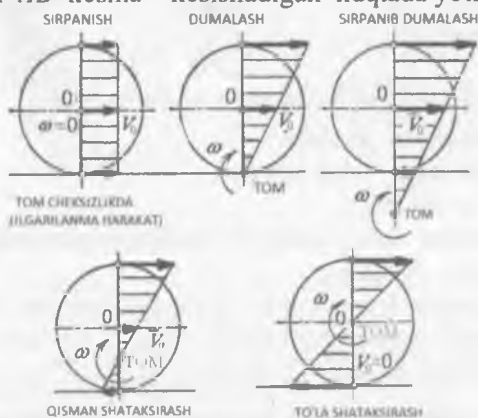
1. Tekis shakl A nuqtasining oniy burchak tezligi ω va tezligi v_A ma'lum Bunday holda tezliklarning oniy markazi O tezlik vektori v_A ga A nuqtadan chiqarilgan perpendikulyar ustida $OA = \frac{v_A}{\omega}$ masofada yotadi.

2. Tekis shakl ikkita A va B nuqtalari tezliklarining yo'nalishi ma'lum. Oniy markaz O berilgan A va B nuqtalardan ularning tezliklari yo'nalishiga chiqarilgan perpendikulyarlar kesishadigan nuqtada yotadi, bunda $\frac{v_A}{v_B} = \frac{\omega \cdot OA}{\omega \cdot OB} = \frac{OA}{OB}$, ya'ni tekis shakl nuqtalarining tezliklari ulardan tezliklar oniy markazigacha bo'lgan masofalarga to'g'ri proporsional (1.53 – rasm, b)

3. Tekis shaklning ikkita A va B nuqtasining tezligi bir – biriga parallel AV kesmaga perpendikulyar ravishda bir tomonga yo'nalgan, lekin moduli jihatdan teng emas (1.53 – rasm, v). Bunday holda tezliklarning oniy markazi v_A va v_B vektorlarning boshini hamda oxirini tutashtiruvchi to'g'ri chiziqlar kesishadigan nuqtada yotadi.

Agar A va B nuqtalar tezligining vektorlari o'zaro teng bo'lsa, u holda tezliklarning ayni paytdagi oniy markazi cheksizlikda yotadi, oniy burchak tezligi nolga teng, tekis shakl barcha nuqtalarining tezligi bir xil bo'lib, harakat oniy ilgarilanma harakat bo'ladi.

4. Tekis shaklning ikkita A va B nuqtasining tezligi bir – biriga parallel AB kesmaga perpendikulyar ravishda qarama - qarshi tomonga yo'nalgan (1.53 – rasm, g). Bunday holda tezliklarning oniy markazi v_A va v_B vektorlarning oxirini tutashtiruvchi to'g'ri chiziqlar bilan AB kesma kesishadigan nuqtada yotadi.



*Dumalab
ishkalanishda
TOM*

5. Tekis shakl qo'zg'almas egri chiziq bo'ylab sirpanmasdan yumalasa tezliklarning oniy markazi O shaklning egri chiziqqa tegib turgan nuqtasida yotadi, chunki shakl bu nuqtasining tezligi nolga teng.

Nazorat savollari.

1. Nuqta harakati necha xil usulda beriladi?
2. Nuqta harakati vektor usulda berilishini tushuntiring?
3. Nuqta harakatini koordinata usulda berilishini tushunti-ring?
4. Nuqta harakatini tabiiy usulda berilishini tushuntiring?
5. Nuqtaning tezligi nima?
6. Nuqta harakatining berilish usullarida, uning tezligini aniqlang?
7. Nuqtaning tezlanishi nima?
8. Nuqta harakatining turli berilish usullarida uning tezlanishini aniqlang?
9. Normal va urinma tezlanish formulalarini yozing?
10. Jismni ilgarilanma harakatini ta'riflang ?
11. Jismni qo'zg'lmas o'q atrofidagi aylanma harakatini ta'riflang ?
12. Burchak tezlik nima?
13. Burchak tezlanish nima?
14. Tekis parallel harakatni ta'riflang ?
15. Tezliklar oniy markazi nima ?
16. Jismning qanday harakatiga tekis harakat deyiladi?
17. Jismning qanday harakatiga tekis o'zgaruvchan harakat deyiladi?
18. Jismni tezlanishi deb nimaga aytiladi?
19. Tezlik deb nimaga aytiladi?

Tekis tezlanuvchan harakat qilayotgan jism tezlanishini tajribada aniqlash

Ishning maqsadi: Sharchaning qiya novada dumalab tushishdagi tezlanishini aniqlashdan iborat. Buning uchun sharchaning t vaqt ichida bosib o'tadigan S uzunligi o'lchanadi. Boshlang'ich tezlik $V_0=0$

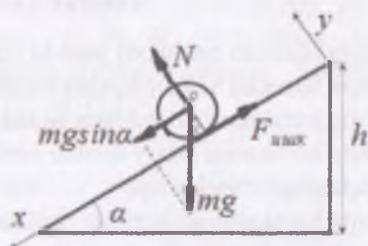
bo'lgan holda $S = \frac{at^2}{2}$ tenglamasidan sharchani tezlanishini aniqlang:

$$a = \frac{2S}{t^2} \quad (1.66)$$



Tekis tezlanuvchan harakat qilayotgan jism tezlanishini tajribada aniqlash.

1-asos, 2- qiya doska, 3-lineyka, 4-har xil massali shariklar



Kerakli jihozlar: sharcha , sekundomer, qog'oz, qalam.

Ishni bajarish tartibi.

1. Sharik yo'lakchasini salgina qiya qilib o'rming 25° .

2.Sharchani yo'lakchani yuqori A qismidan qo'yib yuboring va shu vaqtda sekundomerni ishga tushiring. Sharcha berilgan masofani bosib o'tganda sekundomer yordamida qancha vaqt o'tganligini aniqlab yozib qo'ying

3. Doskani qiyaligini o'zgartirib sharchani yo'lni o'tish vaqtini aniqlang.

(2.40) formuladan sharcha tezlanishini hisoblang.

4. Har bir tajribadagi tezlanishni hisoblang.

Tezlanishni o'rta arifmetik qiymatini toping.

$$a_y = \frac{a_1 + a_2 + a_3}{3} \quad (1.67)$$

5. a_y bilan sharchaning har bir holda o'lchab topilgan tezlanishi orasidagi ayirmani toping. Bu ayirma

$$\Delta a = a_y - a \quad (1.68)$$

har biri alohida tajribadagi absolyut xatolikdir.

6.Absolyut xatolikning o'rta arifmetik qiymatini toping va tajriba natijalarini jadvalga yozing.

7. O'lchash natijalarini $a = a_y \pm [\Delta a_y]$ shaklda yozing.

DINAMIKA

Dinamika deb, jismlarning mexanik harakatini ularning massasiga va harakatni vujudga keltiruvchi kuchlarga bog'liq ravishda tekshiradigan nazariy mexanikaning bo'limiga aytiladi

Statikada ta'sir etuvchi kuchlarni o'zgarmas deb qaraladi, biroq jism harakatlanganda unga o'zgarmas kuchlardan tashqari miqdor va yo'nalish jihatdan o'zgaradigan kuchlar ham ta'sir etadi. Jismlarning o'zaro ta'sir kuchlari vaqtga, jism holatiga va uning tezligiga ma'lum munosabatda bog'liq. Masalan, prujinaning elastik kuchiga jismlarning holati bog'liq, suyuqlik va havoning qarshilik kuchi jismning tezligiga bog'liq.

Jismning harakati unga qo'yilgan kuchgagina bog'liq bo'lmay, balki uning inertlilik xususiyatiga ham bog'liq. Jismning qo'yilgan kuchlar ta'sirida o'z tezligini tez yoki sekin o'zgartirish xususiyati jismning inertligi deyiladi. Agar bir xil kuchlar ta'sirida ikki jismdan birining tezligi ikkinchisiga nisbatan sekin o'zgarsa, birinchi jism ko'proq inertlilikka ega deyiladi.

Jismning inertligi o'z tezligining moduli va yo'nalishini o'zgartirmay saqlab bilish qodiliyatidir. Jismga faqat kuch ta'sir qilsa tezlik o'zgaradi.

Dinamikada –kuch ta'sirida hosil bo'lgan tezlanish mazkur kuch moduliga proporsional va yo'nalishi kuch yo'nalishi bilan bir xil deb qaraladi. Ta'sir qiluvchi kuchning tezlanishga nisbati o'zgarmas son. Ushbu nisbatni massa deb qabul qilamiz, ya'ni

$$\frac{F}{a} = m \quad (1.69)$$

Massaning ortishi jism tezlanishini oshirish uchun katta kuchni talab etadi.

Jismning inertligini miqdor jihatdan ifodalovchi fizik kattalik jismning massasi deyiladi. Mexanikada jismning massasi o'zgarmas, skalyar va musbat kattalik deb qaraladi. Massa har qanday jismning asosiy xarakteristikasi hisoblanadi. Nyuton massani jismdagi material miqdori va u o'zgarmas deb qabul qilgan.

Jismning og'irligi bilan massasi orasidagi bog'lanish:

$$G = m \cdot g \quad (1.70)$$

Og'irlik kuchining jismga beradigan tezlanishi erkin tushish tezlanishi deb yuritiladi. Erkin tushish tezlanishi -g Erning turli

nuqtalarida har xil qiymatga ega va qutbdan ekvatorgacha kamayib boradi. Bunday holat markazdan qochma inertsia kuchini o'zgarishi bilan bog'liq. Masalan, Moskvada $g = 9,8156 \frac{M}{c^2}$, qutbda $g = 9,83 \frac{M}{c^2}$,

ekvatorida $g = 9,78 \frac{M}{c^2}$

Umumiy holda jismning harakati uning massasi va qo'yilgan kuchlarga bog'liq bo'lmay, balki jism shakliga, jismni tashkil etuvchi zarralarning joylashuviga (massalarni taqsimlanishi) ham bog'liq.

Dinamikada dastlab jismlarning o'lchamlari va massalarining taqsimlanishi e'tiborga olmagan holda ularning harakatini o'rganish uchun moddiy nuqta tushunchasi kiritiladi.

Moddiy nuqta - harakati yoki muvozanatini tekshirishda o'lchamlari va shaklining ahamiyati bo'lmagan, massasi bir nuqtada joylashgan deb tasavvur qilinadigan jism

Absolyut qattiq jism - kuch ta'siridagi jismning ixtiyoriy ikkita nuqtasi orasidagi masofa doimo o'zgarmasdan qoladi.

Eng oddiy qattiq jism moddiy nuqtadir. Dinamikada jismning harakatini o'rganishni uning ayrim nuqtasi harakatini o'rganishdan boshlanadi. Dinamika ikki qismga bo'linadi:

1. Moddiy nuqta dinamikasi

2. Mexanik sistema va qattiq jism dinamikasi.

Dinamikanig asosiy qonunlari

Dinamikanig asosiy qonunlari Galiley boshlagan va Nyuton (1687 y) davom ettirgan va ta'riflagan qonunlarga asoslangan. Galiley Aristotelning ikkita jismdan og'irligi katta bo'lgani Erga tez tushadi deb aytgan fikrini inkor etadi va kuch tezlikni o'zgartiradi degan xulosaga keladi.

1-qonun (inertsia qonuni). Tashqi muhit ta'sirida bo'lmagan moddiy nuqta biror kuch ta'sir etmaguncha o'zining tinch holatini yoki to'g'ri chiziqli harakatini saqlaydi.

2-qonun (dinamikaning asosiy qonuni). Moddiy nuqtaning kuch ta'sirida olgan tezlanishi bilan massasining ko'paytmasi miqdor jihatdan shu kuchga teng bo'lib, tezlanishi kuch bilan bir xil yo'nalishda

bo'ladi: $m\bar{a} = F$ yoki $m \cdot \frac{dv}{dt} = F$ (1.71)

3 -qonun (ta'sir va aks ta'sirning tengligi qonuni). Ikki ta moddiy nuqta bir-biriga miqdorlari teng bo'lgan va shu nuqtalarni tutashtiruvchi to'g'ri chiziqli bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan kuchlar bilan ta'sir etadi.

4 -qonun (kuchlar ta'sirining o'zaro mustaqillik qonuni). Moddiy nuqtaning unga qo'yilgan bir qancha kuchlar ta'sirida olgan tezlanishi har bir kuchning alohida ta'sirida nuqta oladigan tezlanishlarning geometrik yig'indisiga teng.



1.54- rasm. Ikki jismning o'zaro ta'siri

$$m \cdot \bar{a} = \sum_{k=1}^n F_k$$

3) tenglama bir necha kuchlar ta'sir etayotgan nuqta uchun dinamikaning asosiy qonunini ifodalaydi

Moddiy nuqta harakatining differentsial tenglamalari

Moddiy nuqta harakatining Dekart koordinata o'qlaridagi differentsial tenglamalari :

$$m \cdot \frac{dv_x}{dt} = F_x; \quad m \cdot \frac{dv_y}{dt} = F_y; \quad m \cdot \frac{dv_z}{dt} = F_z;$$

Moddiy nuqta harakatining tabiiy koordinata o'qlaridagi differentsial

tenglamalari: $m \cdot \frac{dv}{dt} = F_t; \quad \frac{mv^2}{\rho} = F_n; \quad 0 = F_b$

Dinamikaning masalalari

1 - masala (to'g'ri masala). Nuqtaning massasi va uning harakatining tenglamalari berilgan. Nuqtaga ta'sir kiluvchi kuchni topish kerak.

2 -masala (teskari masala). Nuqtaning massasi va shu nuqtaga ta'sir etuvchi kuch berilgan. Nuqta harakatining tenglamalarini aniqlash kerak.

Dalamber prinsipi. Texnikada uchraydigan qator masalalarni yechishda bog'lanishlar qo'yilgan sistemaning harakatini o'rganishga to'g'ri keladi. Bunday hollarda Ya.German (1716 y), L.Eyler (1737 y) va J.Dalamber (1743y) tomonidan kashf etilgan va "Dalamber printsipi" deb yuritiladigan printsiptan foydalaniladi. Dalamber printsipini Nyutonning ikkinchi qonunini va bog'lanishdan bo'shatish haqidagi

aksiomalar asosida keltirib chiqarish mumkin.

Moddiy nuqta uchun Dalamber prinsipi. Moddiy nuqta uchun dinamaning ikkinchi qonuni $\overline{ma} = \overline{F}$ - ni quyidagicha yozamiz:

$$\overline{F} + (-m \cdot \overline{a}) = 0 \quad (1.72)$$

$$\text{Qavs ichidagi ifodani } \overline{F}_{un} = -m \cdot \overline{a} \quad (1.73)$$

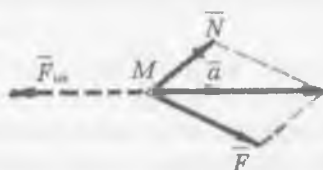
inertiya kuchi deb belgilaymiz. Inertiya kuchi - miqdor jihatdan nuqtaning massasi bilan tezlanishining ko'paytmasiga teng va uning tezlanishiga qarama-qarshi yo'nalgan.

Unda (1.72) tenglik quyidagi-cha yoziladi:

$$\overline{F} + \overline{F}_{un} = 0$$

(1.74)

(1.74) formula Dalamber prinsipining matematik ifodasi deyiladi. Erkin bo'lmagan nuqta uchun Dalamber prinsipi quyidagicha yoziladi:



1.55- rasm. Dalamber prinsipiga oid.

Agar aktiv kuch va bog'lanish reaksiya

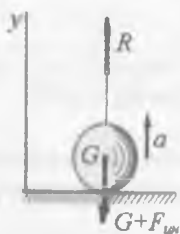
$$\overline{F} + \overline{N} + \overline{F}_{un} = 0 \quad (1.75)$$

kuchi $\overline{N}$ ta'siridagi nuqtaga har onda $\overline{F}_{un}$ inertiya kuchini qo'ysak, bu kuchlar o'zaro muvozanatlashadi.

Dalamber prinsipida har onda inertiya kuchini nuqtaga qo'yilgan deb qarab, muvozanatni tekshirishdan maqsad dinamika masalalarini yechishda statikaning muvozanat tenglamalariga o'xshash tenglamalardan foydalanishdir. Dalamber prinsipi yordamida dinamika masalalarini yechish formal ravishda statika masalalarini yechishga keltiriladi. Bu usul kinetostatika usuli deyiladi.

Kinetostatika - dinamaning asosiy qonunini formal ravishda statikaning muvozanat tenglamasiga o'xshash tenglamalarga keltirib, dinamika masalalariga statikadagi muvozanat shartlarini qo'llash usuli

Dinamika masalalarini yechishda Dalamber prinsipidan asosan noma'lum reaksiya kuchlarini topishda samarali foydalaniladi. Masalan,

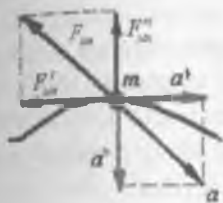


1.56-rasm.

og'irligi G bo'lgan yuk a tezlanish bilan ko'tarishda ipning taranglik kuchi topilsin.

$$\sum y = N - G - F_{un} = 0 \quad \text{buerdan} \quad N = G + F_{un} = G + ma$$

Jismni og'irligi deb, Erni tortish kuchi evaziga uni tushib ketishidan ushlab turuvchi tayanchga ta'sir qiluvchi kuchga aytiladi. Agar, jism va tayanch qo'zg'almas bo'lsa jismni og'irligi uning og'irlik kuchiga teng.



Egri chiziqli harakatda inertsia kuchi

To'liq tezlanish normal $a_n = \frac{v^2}{\rho}$ va urinma

$a_t = \frac{dv}{dt}$ - tezlanishlar vektor yig'indisiga teng. Har bir tezlanishga mos ravishda inertsia kuchlari topiladi.

Normal $F_{un}^n = m \frac{v^2}{\rho}$

va tangentsial inertsia kuchi $F_{un}^t = m \frac{dv}{dt}$

va to'liq inertsia kuchi

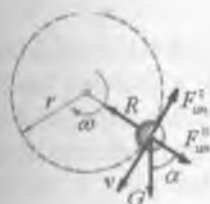
$$F_{un} = m \cdot a$$

Masalan, og'irlik kuchi G , uzunligi r bo'lgan vaznsiz ipga bog'langan yuk vertikal tekislikda tekis aylanma harakatda. Ipni taranglik kuchi R -ni topish uchun barcha kuchlarni ip tekisligiga proektsiyalaymiz:

$$R - G \cos \alpha - F_{un}^n = 0, \text{ buerdan}$$

$$R = G \cos \alpha + F_{un}^n = \frac{m \cdot v^2}{r} + G \cos \alpha$$

1.57 - rasm. Ipning taranglik kuchi



Ipni tarangligi $R = \frac{m \cdot v^2}{r} + G$ bo'lsa maksimum va $R = \frac{m \cdot v^2}{r} - G$ bo'lsa minimum bo'ladi. Markazdan qochma inertsia kuchi

$F_{un}^n = \frac{m \cdot v^2}{r}$ -da chiziqli tezlik burchak tezlik bilan ifodalansa $v = \omega \cdot r$

quyidagi tenglik hosil boladi: $F_{un}^n = m \cdot \omega^2 r$ (1.76)

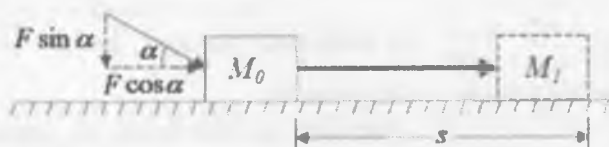
Nazorat savollari

1. Dinamikaning qonunlarini tushuntiring?
2. Moddiy nuqta harakatining differentsial tenglamalarini yozing?
3. Dinamikaning masalalarini ayting?
4. Mexanik sistema nima?
5. Dalamber printsipini tushuntiring?
6. Mexanizm bo'g'inlaridagi inertsia kuchlarining berilishini turli holatlarini tushuntiring?

Ish va quvvat

Jismning biror kuch ta'sirida ko'chishini ifodalash uchun ish tushunchasi kiritiladi. Ish harakatlanuvchi nuqtaga qo'yilgan kuchning nuqta tezligi modulini o'zgartiradigan ta'sirini ifodalaydi.

Kattaligi o'zgarmas bo'lgan kuchning to'g'ri chiziqli oraliqda bajargan ishi. To'g'ri chiziqli harakatdagi nuqtaning ko'chishi uning tezligi yo'nalishida bo'ladi. Kuch qo'yilgan nuqta to'g'ri chiziq bilan ustma – ust tushsin. U holda musbat yoki manfiy ishora bilan olingan F kuchning s yo'lga ko'paytmasi ish deyiladi: $A = F \cdot s$



Gorizontga α burchak ostida qo'yilgan F kuch ta'sirida M nuqta s yo'l bosib M_0 vaziyatdan M_1 vaziyatga to'g'ri chiziq bo'ylab siljigan bo'lsin. s yo'lni bosib o'tishda F kuchni bajargan ishini topish uchun uni siljish tekisligi va uning normaliga proektsiyalaymiz. F_u tashkil etuvchi kuch nuqtani sura olmaydi. F kuchning s yo'ldagi ta'sirini F_x tashkil etuvchi bilan aniqlaymiz.

$$A = F_x \cdot s = F \cdot s \cdot \cos \alpha$$

Bu kattalik ish deb ataladi. Kuchning ishi kuch moduli bilan yo'l hamda kuch va siljish yo'nalishlari orsidagi burchakning kosinusiga ko'paytmasiga teng.

Shunday qilib, ish moddiy nuqtaga qo'yilgan va uni ma'lum masofaga siljitishida kuch ta'sirining o'lchovidir. Ish skalyar kattalik. Ishni hisoblashning uchta xususiy hollar:

1) $\alpha = 0$, u holda $A = F \cdot s$; Kuchning yo'nalishi harakat yo'nalishi mos, bajarilgan ish musbat. Musbat ishorali ish bajaruvchi kuch – harakatlantiruvchi kuchdir

2) $\alpha = 90^\circ$ bu holda $A = 0$;

3) $\alpha = 180^\circ$ bu holda $A = -F \cdot s$ Kuch va harakat yo'nalishlari qarama – qarshi, bajarilgan ish manfiy ishorali. Manfiy ish bajaruvchi kuch – qarshilik kuchi deyiladi.

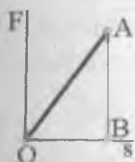
Shunday qilib, agar kuch bilan siljish yo'nalishi mos tushsa ish musbat, aks holda manfiy bo'ladi. Musbat ish bajaradigan kuchlar harakatlantiruvchi kuchlar deb, manfiy ish bajaradigan kuchlar

qarshilik kuchlari deb ataladi. Jismni yuqoriga ko'tarishda og'irlik kuchining ishi manfiy bo'ladi, pastga harakatlanganda musbat bo'ladi, gorizontal tekislik bo'ylab harakatlanganda og'irlik kuchining ishi nolga teng bo'ladi.

Ish birligi $[A] = [F] \cdot [s] = \text{kuch} \times \text{uzunlik} = \text{nyuton} \times \text{metr} = \text{joul}$ (J). Joule – bir nyuton kuchning bir metr yo'lda bajargan ishi.

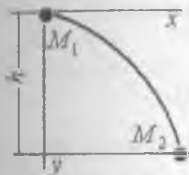
Teng ta'sir etuvchi kuch bajargan ishi - tashkil etuvchi kuchlarning yo'lni xuddi shu oraliqida bajargan ishlarining algebratik yig'indisiga teng.

$$A_R = A_{A1} + A_{A2} + A_{A3} + \dots + A_{An}$$



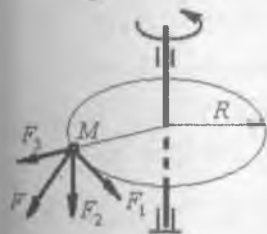
O'zgaruvchan kuchni egri traektoriyali harakatda bajargan ishi. Agar, kuch yo'nalishi harakat yo'nalishiga mos va noldan masofaga proporsional oshib borsa, ish shrafigi uchburchak (OAV) yuzasi bilan

ifodalanadi va quyidagicha hisoblanadi: $A_p = \frac{F \cdot S}{2}$



Og'irlik kuchining bajargan ishi - traektoriya turiga bog'liq bo'lmaydi va kuch moduli bilan kuch qo'yilgan nuqtaning vertikal siljishi ko'paytmasiga teng bo'ladi, ya'ni

$$A = \pm mgh$$



Aylanayotgan jismga qo'yilgan o'zgarmas kuchning ishi. Disk, qo'yilish nuqtasi disk bilan birga harakatlanadigan o'zgarmas F kuch ta'sirida qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat qiladi. F kuchni o'zaro perpendikulyar uchta tashkil qiluvchiga ajratamiz:

F_1 – doiraviy kuch; F_2 – bo'ylama kuch;

F_3 - radial kuch. Diskni ma'lum burchakga

aylanganida. F -kuch tashkil qiluvchi kuchlarning bajargan ishlarining yig'indisiga tag ta'sir qiluvchining bajargan ishi teoremasiga kura ish bajaradi. F_2 va F_3 kuchlar vektorlari M nuqtani cheksiz kichik ko'chishiga perpendikulyar bo'lganligi uchun bajargan ishlari nolga teng. Shuning uchun F kuchning ishi F_1 tashkil qiluvchi kuchning ishiga teng:

$$A_p = M \cdot \varphi = F_1 \cdot R \cdot \varphi$$

Quvvat – vaqt birligida bajariladigan ish. Agar ish bir tekis bajarilsa $N = \frac{A}{t}$ ga teng yoki $N = \frac{A}{t} = \frac{Fs}{t} = F \cdot v$

Kuchning quvvati kuch moduli bilan u qo'yilgan nuqta tezligining ko'paytmasiga teng va bir sekunda to'g'ri keladigan joul – vatt (Vt) da o'lchanadi.

Aylanayotgan jismga qo'yilgan kuch quvvati aylantiruvchi moment bilan burchak tezligining ko'paytmasiga teng:

$$N = M \cdot \omega$$

Ushbu formulani quyidagicha yozish mumkin $N = M \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}$

Buerdan aylantiruvchi momentni topamiz:

$$M = \frac{30N}{\pi \cdot n} (\kappa \Gamma M) = \frac{300N}{\pi \cdot n} (H_M)$$

Buerda quvvatning o'lchov birligi $\frac{\kappa \Gamma \cdot M}{cek}$

Agar quvvat ot kuchida o'lchansa aylantiruvchi moment quyidagicha topiladi:

$$M = \frac{30 \cdot 75N}{\pi \cdot n} = 716,2 \frac{N}{\pi \cdot n} (\kappa \Gamma M) = 7162 \frac{N}{\pi \cdot n} (H_M)$$

Agar bir ot kuchi 0,73562 kVt bo'lsa aylantiruvchi moment

quyidagicha topiladi: $M = \frac{N}{0,73562} \frac{N}{\pi \cdot n} (H_M) = 9736 \frac{N}{n} (H_M)$

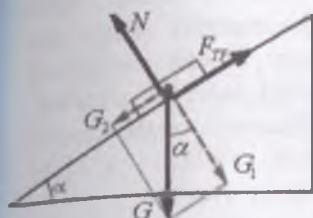
Foydali ish koeffitsienti. Jismni bir holatda ikkinchi holatga o'tishida ish bajarish qobiliyati energiya deyiladi. Energiya harakatni turli shakllari uchun umumiy o'lchovdir.

Energiyani uzatish yoki turini o'zgartirishda, ish bajarishda bir qism energiyani yo'qotish kuzatiladi, chunki mexanizm va mashinalardagi harakatlantiruvchi kuchlar foydali va zararli qarshilik kuchlariga bo'linuvchi qarshilik kuchlarini engishlari kerak.

Mashinada fodylaniladigan energiyani nisbiy miqdori foydali ish koeffitsient bilan xarakterlanadi. Foydali ishni sarflangan ishga nisbati,

foydali ish koeffitsient (FIK) deyiladi: $\eta = \frac{A_n}{A_s} = \frac{P_n}{P_s}$

Mexanik uzatmalarda umumiy FIK, xususi uzatmalar FIK-ning ko'paytmasiga teng: $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdots$ (1.78)



Harakat miqdorini o'zgarishi to'g'risidagi teorema

Moddiy nuqta ning harakat miqdori (mv) deb, nuqta massasi bilan uning tezligining ko'paytmasiga aytiladi. Nuqtaning harakat miqdori vektor kattalik bo'lib, uning tezligi bilan bir xil yo'qalgan bo'ladi

Harakat miqdori moddiy harakatining dinamik o'lchovi. O'lchov

birligi: $[mv] = [m][v] = \kappa z \frac{M}{c}$

O'zgarmas kuch impulsi (Ft) deb, kuchni uning ta'sir qilish vaqtiga ko'paytmasiga aytiladi. Kuch impulsi uni vaqt oraligida ta'sirining

o'lchovi. $[Ft] = [F][t] = [m][v][t] = (\kappa z \frac{M}{c^2})c = \kappa z \frac{M}{c}$

Harakat miqdori bilan kuch impulsi orasidagi bog'lanishni harakat miqdorini o'zgarishi to'g'risidagi teorema aniqlaydi va quyidagicha belgilanadi:

Ma'lum vaqt oraligida moddiy nuqta harakati miqdorini o'zgarishi shu vaqtda unga qo'yilgan kuch impulsiga teng:

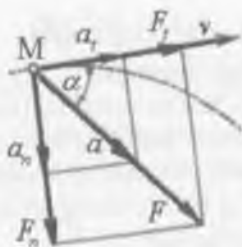
$$mv - mv_0 = Ft$$

Tenglikni chap tomonida t – vaqtda harakat miqdorini o'zgarini va ung tomonida shu vaqtdagi kuch impulsi.

Kinetik energiyani o'zgarishi to'g'risidagi teorema. Jismlarni o'zaro ta'sirlashuvi va harakati uchun sarflangan energiya mexanik energiya deyiladi. Mexanik energiya ikki xil bo'ladi: kinetik va potentsial. Kinetik energiya – moddiy nuqta harakatining donalik o'lchoqi bo'lib nuqta massasini tezlik kvadratga ko'paytmasining

yarmiga teng: $k = \frac{mv^2}{2}$

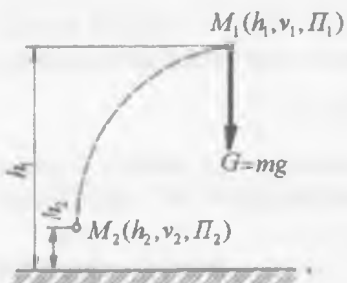
$$[k] = [mv^2] = [m][v^2] = \kappa z \frac{M^2}{c^2} = (\kappa z \frac{M}{c^2})M = H M = \text{джоуль}$$



Kinetik energiya ish o'lchovi bilan o'lchanadi. Kinetik energiya bilan ish orasidagi bog'lanishni kinetik energiyani o'zgarishi to'g'risidagi teorema o'rnatadi va quyidagicha izohlanadi: nuqta kinetik energiyasining bosib o'tilgan yo'ldagi o'zgarishi nuqtaga ta'sir etuvchi

kuchning shu yo'lda bajargan ishiga teng:

$$\frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2} = A_p$$



Mexanik energiyani saqlanish qonuni. Jismlarni o'zaro ta'sirlashuvda hosil bo'lgan energiya potentsial energiya deyiladi. Nuqtani faqat og'irlik kuchi ta'siridan har xil balandliklardan (h_1 va h_2) tushishi-da ish bajariladi:

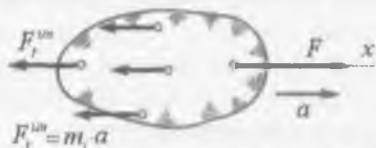
$$A_p = G(h_1 - h_2) = Gh_1 - Gh_2 = \Pi_1 - \Pi_2$$

Boshqa tomonidan kinetik energiyani o'zgarishida bajarilgan ish

$$A_p = \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = K_2 - K_1 \quad \text{yoki} \quad \Pi_1 - \Pi_2 = K_1 - K_2$$

Demak, $\Pi_1 + K_1 = \Pi_2 + K_2$ yoki $\Pi + K = \text{const}$

Bu tenglik mexanik energiyani saqlanish qonunining matematik ifodasi va u quyidagicha o'qiladi: faqat og'irlik kuchi ta'siridagi moddiy nuqta harakatlanishida potentsial va kinetik energiyalar yig'indisi o'zgarmas bo'ladi.

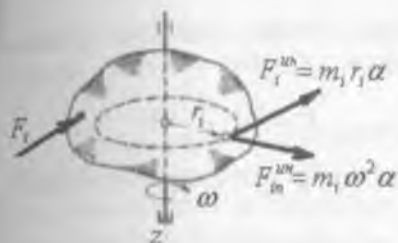


Qattiq jism ilgarilanma harakatining tenglamasi. Qattiq jismning har bir nuktasiga inertsia kuchi qo'yilgan.

Muvozanat tenglamasi:

$$\sum x = F - \sum F_i^{int} = 0 \quad F = \sum F_i^{int} = \sum (m_i a) = ma$$

Bu tenglama nuqta dinamikasining asosiy tenglamasidan farq qilmaydi, shuning uchun nuqta dinamikasining barcha formulalari ilgarilanma harakat qilayotgan qattiq jism uchun ham o'rinli.



Qattiq jism aylanma harakatining tenglamasi. Qattiq jism kuchlar sistemasi ta'sirida qo'z-g'almas o'q - z atrofida α -burchak tezlanish bilan aylanma harakatda. Har bir nuqtaga urinma va normal inertsia kuchi ta'sir qiladi.

Muvozanat shartni tuzamiz. $\sum M_z(F_i) - \sum M_z(F_{iT}) = 0$

Tashqi kuchlarni aylanish o'qiga nisbatan momentlarining yig'indisi aylantiruvchi moment deyiladi:

$$\sum M_z(F_i) = T = \sum M_z(F_{iT}^{un}) = \alpha \sum (m_i r_i^2)$$

Bu erda $\sum (m_i r_i^2) = I$ - jismni o'qqa nisbatan inertsia momenti deyiladi.

Jismni o'qqa nisbatan inertsia momenti jismni tashkil etuvchi moddiy nuqtalar massalarini ushbu o'qqacha masofa kvadratiga ko'paytmasining yig'indisiga aytiladi. Unda, $T = I \cdot \alpha$ - formula qattiq jism aylanma harakatining tenglamasi deyiladi.

Inertsia momenti o'lchov birligi: $[I] = [mr^2] = [m][r^2] = \text{kg} \cdot \text{m}^2$

Inertsia momenti aylanuvchi jismning inertlik o'lchovi. Ayrim bir jinsli jismlar inertsia momenti:

- yupqa disk $I = \frac{mr^2}{2}$
- m - massali R radiusli shar $I = \frac{2}{5} mR^2$
- uzunligi ℓ bo'lgan m - massali ingichka sterjen $I = \frac{m\ell^2}{3}$
- ingichka sferik qobiq $I = \frac{2}{3} mR^2$
- tashqi R va ichki r radiusli, m - massali g'ovak val

$$I = \frac{m}{2} (R^2 + r^2)$$

Jismning massalar markazidan o'tuvchi o'qqa parallel bo'lgan biror (z) o'qqa nisbatan inertsia momenti massalar markazidan o'tgan o'qqa nisbatan hisoblangan inertsia momenti bilan jism massasining shu o'qlar oralig'i kvadrati ko'paytmasi yig'indisiga teng.

$$I_z = I_c + ma^2$$

Qattiq jismning kinetik energiyasi. Qattiq jismning kinetik energiyasi shu qattiq jismdagi barcha moddiy nuqtalar kinetik energiyalarining algebraik yig'indisiga teng $K = \sum (\frac{m_i v_i^2}{2})$

Qattiq jismning kinetik energiyasi uning ilgarilanma va aylanma harakatlarini tavsiflaydi.

1. Jism ilgarilanma harakatda bo'lsa, uning hamma nuqtalari bir xil tezlikka ega bo'ladi. Unda qattiq jism kinetik energiyasi moddiy nuqta kinetik energiyasi formulari bilan topiladi:

$$K = \sum (\frac{mv^2}{2})$$

2. Jism qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakatda bo'lsa, kinetik energiyasi aylanish o'qiga nisbatan jism inertsia momentini burchak tezlik kvadratiga ko'paytmasining yarmiga teng, ya'ni

$$K = (\frac{I \cdot \omega^2}{2})$$

3. Jism tekis parallel harakatda: $K = \frac{mv_c^2}{2} + \frac{I_c \omega^2}{2}$

Qattiq jismning tekis parallel harakati qutb bilan birgalikdagi ilgarilanma va qutb atrofida aylanma harakatlardan iborat. Shuning uchun jismning kinetik energiyasi shu iki harakatdagi kinetik energiyalarning yig'insiga teng.

Nazorat savollari

1. Nuqtaning kinetik energiyasi deb nimaga aytiladi?
2. Nuqta kinetik energiyasining o'zgarishi haqidagi teoremani tariflang va formulasini yozing?.
3. Og'irlik kuchi bajargan ishining formulasini yozing?.
4. Elastiklik kuchi bajargan ishining formulasini yozing?.
5. Birklik deb nimaga aytiladi?.
6. Statik egilish qanday aniqlanadi?.
7. Tebranish davri qanday aniqlanadi ?

Gorizontga nisbatan burchak ostida otilgan jism harakatini tajribada o'rganish

Ishni maqsadi: Gorizontga boshlang'ich tezlik bilan qiya qilib otilgan jismning harakat traektoriyasidan foydalanib gorizont bo'yicha eng uzoqqa borish va balandlikka ko'tarilish masofasini aniqlash.

1. Kerakli jihozlar:

Bolistik pistolet, shtativ, sharcha, sekundomer, yuk, qog'oz.

Nazariy ma'lumotlar.

Gorizontga nisbatan burchak ostida otilgan jismning yuqoriga ko'tarilishi balandligi quyidagi formula bilan topiladi:

$$h = \frac{V_0^2 \sin^2 \alpha}{2g} \quad (a)$$

Gorizont bo'ylab yurgan yo'l

$$L = V_0^2 \frac{\sin \alpha}{g} \quad (b)$$

formula bilan aniqlanadi.

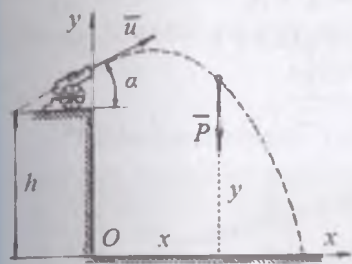
(a) dan V_0 ni aniqlaymiz: $V_0 = \frac{\sqrt{2gh}}{\sin^2 \alpha} \quad (b)$

h ni tajribada aniqlab (b) formula bilan V_0 aniqlanadi. V_0 ni qiymatini (b)-formulaga qo'yib ℓ ni qiymatini tajribada topilgan ℓ solishtiriladi.

$$l = l_x - l_t$$

Ishning bajarilishi. Pistolet, ekran va shtativni rasmda ko'rsatilgandek o'rnatish (a-rasm).

1. Pistoletni ma'lum burchakka o'rnatib sharni otib yuboring.
2. Sharchaning ko'tarilishi h balandligi o'lchab (b) formulaga asoslab V_0 hisoblang.
3. Hisoblangan V_0 qiymatini (b) ga qo'yib burchakni hisoblang.
4. Hisoblangan ℓ_x qiymati bilan tajribada o'lchangan ℓ_t qiymatini solishtiring.
5. $\Delta L = L_x - L_t$ qiymatini aniqlang.
6. Nisbiy xatolikni $\frac{\Delta L}{L_x} \cdot 100\%$ ni hisoblang.



a- rasm

Og'irlik va elastiklik kuchlarini bajargan ishlarini tajriba usuli bilan aniqlash

1. Ishni maqsadi: Balkaga kuch ta'sirida egilishini aniqlash.

2. Asosiy tushunchalar va hisoblash formulalari.

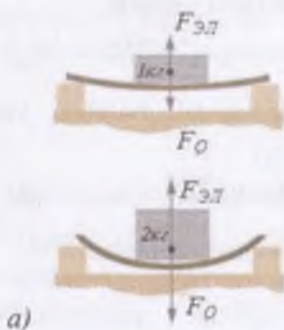
Yuk egilmagan balkaning o'rtacha h balandlikdan boshlang'ich tezliksiz tashlanadi.

Bunda balka f masofaga egilganda unga ta'sir etuvchi kuchlarni

bajargan ishi $A = A_1 + A_2$ (a)

Og'irlik kuchini ishi $A_1 = Q(h + f)$ (b)

Elastiklik kuchining ishi $A_2 = \frac{cf^2}{2}$ (b)



SM-tajriba qurilmasi.

buerda $f_{cm} = \frac{Ql^3}{48EJ}$ va $c = \frac{48EI}{l^3}$ bikrlik koeffitsienti

Agar, dinamik kuch balsa $f = f_d = f_{cm} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_{cm}}} \right]$ (r)

Elastiklik kuchi. Ikkita tayanchga tiralib turuvchi doska o'zining og'irlik kuchi a'sirida. Agar doskaga og'irligi F_Q bo'lgan yuk qo'yilsa doska egiladi deformatsiyaga uchraydi (*rasm, a*). Duskada unga jismga ta'sir qiluvchi kuch hosil bo'ladi. Demak, yukga vertikal pastga yo'nalgan og'irlik kuchi ta'siridan boshqa kuch ham ta'sir qiladi. Bu kuch vertikal yuqoriga yo'nalgan va og'irlik kuchini muvozanatlaydi. Ushbu kuchni elastiklik kuchi deyiladi. Elastiklik

kuchi $F_{\text{оп}}$ harfi bilan belgilanadi. Doska qancha ko'p egilsa elastiklik kuchi ham shuncha katta bo'ladi.

Tajribani bajarish tartibi. Tajriba ikkita shamirli tayanchdagi SM qurilmasidagi balkada bajariladi

1. Q yukni egilmagan balkaga o'rnatib, boshlangich tezliksiz qo'yib yuborilganda balkani egilishini indikator bilan o'lchab olinadi.

2. Q yuk egilmagan balkani o'rtasiga h balandlikdan boshlangich tezliksiz tashlanadi va balkani egilishi indikator bilan o'lchanadi.

Nuqta kinetik energiyasining o'zgarishi haqidagi teoremani tajribada qo'llash

1. Ishning maksadi. 1) Koper mayatnigini namunaga urilish tezligi va qanday kuch bilan urilishini aniqlash.

2. Asosiy tushunchalar va hisoblash formulasi

1) Koper mayatnigini namunaga urilish tezligini topish uchun nuqta kinetik energiyasining o'zgarishi haqidagi teoremadan

foydalanamiz: $V_{\text{оп}} = 0$ bo'lganda: $\frac{mV^2}{2} = A$

bunda: A - koper mayatnigi ogirlik kuchining bajargan ishi $A = G \cdot h$ balandlik $h = \ell \cdot (1 + \sin \alpha)$ va $G = mg$ - koper og'irligi.

Unda $A = mg\ell \cdot (1 + \sin \alpha)$. Tezlik quyidagicha topiladi:

$$V = \sqrt{2g\ell \cdot (1 + \sin \alpha)}$$

A -ni turli qiymatlari uchun h ni hisoblab V_1, V_2, V_3 larni aniqlaymiz

$$V_{\text{сп}} = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{3}$$

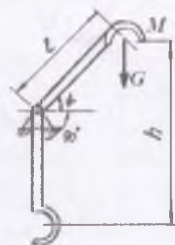
2). Koper ni namunaga tasirini nuqta harakat miqdorini o'zgarishi haqidagi teoremadan foydalanamiz. $m\bar{V} - m\bar{V}_0 = \bar{S}$

buerda $\bar{S} = \bar{F} \cdot t$ va $V_{\text{оп}} = 0$, unda

$$m\bar{V} = \bar{F} \cdot t$$

m - koper mayatnigining massasi va V - tezligi, t - vakt sekundomer bilan o'lchanib olinadi va

$$F = \frac{mV_{\text{сп}}}{t}$$



III. Tajribani bajarish tartibi.

Tajribani koper mayatnigi yordamida olib boriladi. Koperni asosi pulat ustunga mahkamlangan. Ustunda mayatnik mahkamlangan. Mayatnik $\alpha = 135^\circ - 160^\circ$ burchak ostida soat strelkasi yo'nalishi buyicha harakatlanadi. a - ni har bir qiymati uchun h ni aniqlaymiz va tezlikni 3 marta hisoblab V_{ur} ni aniqlaymiz, F ni topamiz.

Sistemaning massalar markazi va uning koordinatalari

Mexanik sistema dinamikasida sistema nuqtalari massalarining taqsimlanishini ifodalovchi kattaliklar muhim ahamiyatga ega. Bu kattaliklar haqidagi ta'limot *massalar geometriyasi* deyiladi.

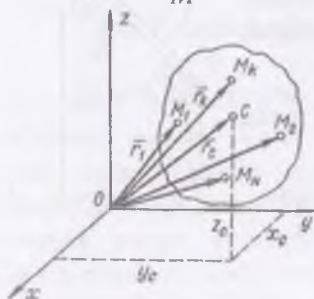
Mexanik sistema $M_1, M_2 \dots M_N$ nuqtalardan tashkil topgan bo'lsin. Bu nuqtalarning massalarini mos ravishda $m_1, m_2 \dots m_N$ bilan belgilaymiz. $Oxyz$ koordinatalar sistemasiga nisbatan sistema nuqtalarining holati $\vec{r}_1, \vec{r}_2 \dots \vec{r}_n$ radius-vektorlar bilan aniqlansin (1.58 - rasm).

Sistema nuqtalari massalarining yig'indisi $M = \sum m_k$ *sistemaning massasi* deyiladi.

Sistema dinamikasida radius-vektori $\vec{r}_c = \frac{\sum m_k \vec{r}_k}{M}$

formula yordamida aniqlanadigan geometrik nuqta C *sistemaning massalar markazi* deyiladi. Bu tenglamaning ikkala tomonini x, y, z koordinata o'qlariga proektsiyalab massalar markazining koordinatalari aniqlanadi:

$$x_c = \frac{\sum m_k x_k}{M}, \quad y_c = \frac{\sum m_k y_k}{M}, \quad z_c = \frac{\sum m_k z_k}{M} \quad (1.79)$$

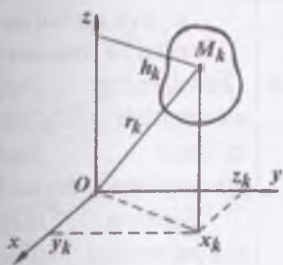


1.58 - rasm.

Bu formulalardan ko'ramizki, sistema massalar markazining holati ta'sir etuvchi kuchlarga bog'liq. bo'lmay, faqat berilgan sistema nuqtalarining holatiga va ularning massalariga bog'liq, bo'ladi. Agar sistema bir jinsli og'irlik kuchi maydonida joylashsa, bu sistemaning massalar markazi uning og'irlik markazi bilan ustmaust tushardi. Sistema og'irlik kuchi maydonida harakatlansa og'irlik markazi mavjud.

Sistemaning inertsiya momentlari

Mexanizm dinamikasini o'rganishda muhim ahamiyatga ega bo'lgan sistema nuqtalari massalarining o'qqa, nuqtaga yoki tekislikga bo'lgan masofalar kvadratiga ko'paytmalarining yig'indisiga teng bo'lgan dinamik kattaliklar aniqlanadi. Bu kattaliklar sistema massalarining o'q, nuqta yoki tekislikka nisbatan taqsimlanishi ifodalaydi va mos ravishda sistemaning o'qqa, nuqtaga yoki tekislikka nisbatan inertsiya moment-lari deyiladi.



Sistemaning x, y, z - koordinata o'qlariga nisbatan inertsiya momentlari I_x, I_y, I_z bilan

belgilanadi. $I_x = \sum m_k (y_k^2 + z_k^2)$

$$I_y = \sum m_k (x_k^2 + z_k^2)$$

$$I_z = \sum m_k (x_k^2 + y_k^2)$$

$$I_0 = \sum m_k (x_k^2 + y_k^2 + z_k^2)$$

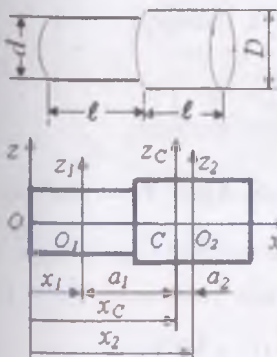
U holda $I_z = \sum m_k \cdot h_k^2$

bu erda: h_k berilgan o'qdan m_k massali nuqtagacha bo'lgan masofa Sistemani O nuqtaga nisbatan inertsiya momenti qo'yidagicha yoziladi

$$I_0 = \sum m_k \cdot \gamma_k^2$$

buerda: $\gamma_k - O$ nuqtadan sistemaning M_k nuqtasigacha bo'lgan masofa.

Jismning massasi va inertsiya radiusi berilgan bo'lsa, o'qqa nisbatan momenti: $I = M \cdot \rho_k^2$. SI birliklar sistemasida inertsiya momenti $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ da o'lchanadi.



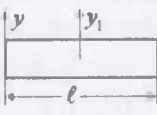
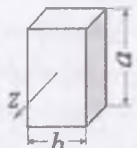
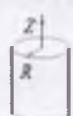
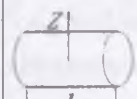
1.59-rasm.

misol. Berilgan pog'onali doiraviy tsilindrlarning massalar markazi topilsin va ushbu markazdan o'tgan o'qqa nisbatan inertsiya momenti hisob-lansin

yechish. 1) Tsilindrni zOx koordinata sistemasiga joylashtirib, tsilindr har bir pog'onasining (1.59-rasm) massalar markazi O_1 va O_2 nuqta-lardan z_1 va z_2 o'qlarini o'tkazamiz. z o'qi bilan z_1 va z_2 o'qlar orasidagi $x_1 = 0,5\ell$ va $x_2 = 1,5\ell$ masofalarni topamiz.

bu yerda, $G_1 = \gamma \cdot A_1 \cdot \ell = \gamma \frac{\pi \cdot d^2}{4} \ell$ fada joylashgan C nuqtada bo'ladi.

bu yerda, $G_1 = \gamma \cdot A_1 \cdot \ell = \gamma \frac{\pi \cdot d^2}{4} \ell$ va $G_2 = \gamma \cdot A_2 \cdot \ell = \gamma \frac{\pi \cdot D^2}{4} \ell$ tsilindr kichik va katta pog'onalarining xususiy og'irliklari.

Ba'zi oddiy shaklli jismlarning inertsia momentlari			Sistema massasini o'qqa nisbatan inertsia momenti. Jismlarning inertsia momentlari to'g'risidagi ta'limot massalar geometriyasi deyiladi Sistema nuqtalari massalarining o'qqacha bo'lgan masofa kvadrata ko'paytmasining yig'indisiga teng bo'lgan dinamik katalik, sistema massalarini o'qqa nisbatan taqsimlanishini ifodalaydi va mos ravishda sistemaning o'qqa nisbatan inertsia momentlari deyiladi.
Bir jinsli sterjen		$I_y = \frac{M \cdot \ell^2}{3}$ va $I_{y1} = \frac{M \cdot \ell^2}{12}$	
To'g'ri burchakli parallelepiped		$I_z = M \frac{a^2 + b^2}{12}$	
Doiraviy tsilindr		$I_z = \frac{M \cdot R^2}{2}$	
		$I_z = \frac{M}{10} (\ell^2 + 3R^2)$	

Bir jinsli doiraviy plastinkaning inertsia momenti

$$I_x = I_y = \frac{M \cdot R^2}{4}$$

Unda, pog'onali tsilindrning massalar markazi

$x_c = \frac{(d^2 + 3D^2) \cdot \ell}{2(d^2 + D^2)}$ ko'rinishga keltiriladi. Agar, $D = 2d$ bo'lsa,

$x_c = 1,3 \cdot \ell$ hosil bo'ladi. Silindr massasining z_c o'qiga nisbatan inertsia momentini Gyuygens – Shteyner teoremasi $I_{z_c} = I_z + a^2 m$

ga asosan topamiz. Buerda $I_z = \frac{m}{10} (\ell^2 + 3R^2)$

Teorema – jismning biror o'qqa nisbatan inertsia momenti, jismning massalar markazidan o'tuvchi va mazkur o'qqa parallel bo'lgan o'qqa nisbatan inertsia momenti bilan jism massasining o'qlar orasidagi masofa kvadratiga ko'paytmasining yig'indisiga teng, ya'ni

$$I_{zC} = I_{z1} + a_1^2 m_1 + I_{z2} + a_2^2 m_2$$

buerda: $m_1 = \frac{G_1}{g}$ va $m_2 = \frac{G_2}{g}$ - tsilindr, tegishlicha kichik va katta pog'onalarining massasi;

$$b - \text{rasmdan} - a_1 = x_C - 0,5\ell, \quad a_2 = 1,5\ell - x_C; \quad R = 0,5d.$$

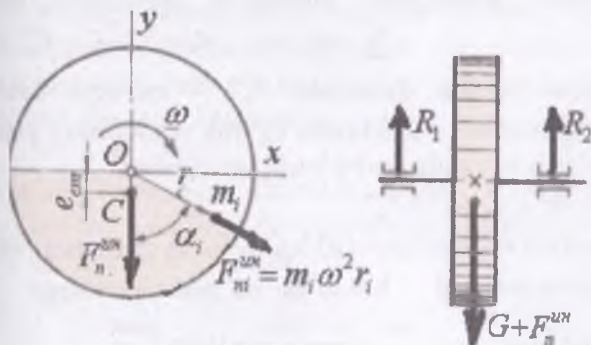
Unda,

$$I_{zC} = \frac{m_1}{10} (\ell^2 + 3R_1^2) + (x_C - 0,5\ell)^2 \frac{m_1}{g} + \frac{m_2}{10} (\ell^2 + 3R_2^2) + (1,5\ell - x_C)^2 \frac{m_2}{g}$$

Agar, $D = 2d$ bo'lsa, $I_{zC} = \frac{m_1}{10} (13\ell^2 + 12,75 \cdot d^2)$ hosil bo'ladi.

Aylanuvchi jismni balansirlash to'g'risida tushuncha

Inertsia kuchi ta'sirini yo'qotish uchun aylanma yoki ilgariylanma harakatlanayotgan mexanizm massasini muvozanatlash - balansirlash deyiladi. Aylanma harakat davomida tayanchlarda o'zgaruvchan yuklanishni keltirib chiqaruvchi massalarni taqsimlanish xarakteri rotni (tayanchda aylanuvchi vallar) muvozanatlashmagan holati deyiladi.



1.60 -rasm

Bunday yuklanishlar – tebranish va silkinishni muddatdan oldin
 eyilish keltirib chiqarishga sabab-chi bo'ladi, FIK – ni va mashina ish
 unumdorligini kamaytiradi. Muvozanatni buzilishi asosan tez yurar
 mashinalarda noqulay.

O'zgarmas burchak tezlik ω bilan aylanayotgan m - massali
 maxovikni tasavvur qilaylik. Masalan, maxovikning og'irlik markazi -
 C aylanish o'qida yotmasin, ya'ni massani ekstsentesiteti deyiladigan
 ℓ_{cm} masofaga siljigan bo'lsin.

Maxovikning og'irlik kuchini G bilan belgilaymiz, o'qning
 massasini e'tiborga olmaymiz. Maxovikni bir nechta massali (m_i)
 moddiy nuqtalarga ajratamiz va markazdan qochma inertiya kuchla-
 rining teng ta'sir qiluvchi F_n^{un} ni aniqlaymiz. Maxovik - y - o'qiga
 nisbatan simmetrik bo'lganligi uchun F_n^{un} kuchni x - o'qiga
 proektsiyasi nolga teng, ya'ni $F_{nx}^{un} = \sum (F_{ni}^{un} \sin \alpha)$

Teng ta'sir qiluvchi inertiya kuchi F_{ni}^{un} - y -o'qiga natural
 qiymati bilan proektsiya beradi:

$$F_{ny}^{un} = \sum (F_{ni}^{un} \cos \alpha) = \sum (m_i \omega^2 r \cos \alpha) = \omega^2 \sum (m_i y_i) = \omega^2 m l_{CT}$$

Shunday qilib, maxovik inertiya kuchining teng ta'sir qiluvchisi
 OC chiziq bo'ylab yo'nalgan va $F_n^{un} = m \omega^2 l_{CT}$ ga teng.

$$\omega = \text{const bo'lganligi uchun } F_i^{un} = 0$$

Dalamber printsipidan foydalanib muvozanat tenglamasini
 tuzamiz: $\sum y = 0$ va $R_1 + R_2 - G - F_n^{un} = 0$

Aylanma harakat davomida F_n^{un} - inertiya kuchi o'zining
 vaziyatini (qiymatini) o'zgartiradi, og'irlik markazning pastki holatida
 podshipniklarga eng katta bosim kuchi ta'sir qiladi:

$$F_{max} = R_1 + R_2 = G + F_n^{un}$$

Maxovikni massasi $m = 102$ kg, aylanish chastotasi 3000 min^{-1} va
 massa ekstsentesiteti 1 mm bo'lsa podshipniklarga F_{max} bosim

$$\text{kuchini aniqlaymiz: } \omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 3000}{30} = 100\pi \frac{\text{rad}}{\text{c}}$$

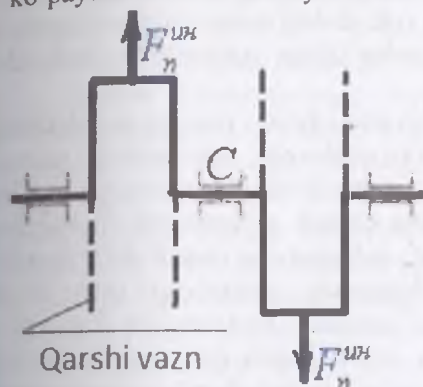
$$F_n^{un} = m \omega^2 l_{CT} = 102(100\pi)^2 0.001 \approx 10000H$$

$$F_{max} = mg + F_n^{un} = 102 \cdot 9.8 + 10000 = 11000H$$

Hisoblash natijasiga ko'ra, diamik yuklanish harakatlanuvchi mashina qismining og'irlik kuchida bir necha marotaba katta bo'lishi aniqlandi.

Yuqoridagi fikrlarga asosan – aylanuvchi jismni muvozanatlash uchun og'irlik markazi aylanish o'qi ustida yotishi kerak.

Rotor muvozanatini ta'minlanmasligi disbalans qiymati bilan xarakterlanadi. Muvozanatlashgan massani uning ekstsentresitetiga ko'paytmasi disbalans deyiladi va $g \cdot mm$ da o'lchanadi.



Og'irlik markazi aylanish o'qida joylashsa ham val egilishini va yo'nalishi o'zgarib turuvchi tayanchlarga qo'shimcha bosil keltirib chiqaruvchi inertsia kuchining momenti hosil bo'ladi. Bunday holat momentli yoki dinamik (yuqori aylanish tezligida) muvozanatni buzilishi deyiladi

Muvozanatni ta'minlanmasligiga–

detallar - og'irlik markazi aylanish o'qida joylashsa ham val egilishini va yo'nalishi o'zgarib turuvchi tayanchlarga qo'shimcha bosil keltirib chiqaruvchi inertsia kuchining momenti hosil bo'ladi. Bunday holat momentli yoki dinamik (yuqori aylanish tezligida) muvozanatni buzilishi deyiladi. Muvozanatni ta'minlanmasligiga –detallarni tayyorlash va yig'ishuvchi defekt (noaniqlik), materialni noto'g'ri taqsimlanishi, detallarni deformatsiyasi aylanuvchi detallardagi kattalashgan zazor va h.q. sabab bo'lishi mumkin.

Muvozanat buzilishini cheklash uchun – detaldagi ortiqcha material yo'qotiladi yoki engil qism korrektirovka qiladigan massa bilan to'ldiriladi, qarshi vazn o'rnatiladi

II-BOB. MATERIALLAR QARSHILIGI

Nazariy mexanikada jism absolyut qattiq deb o'rganiladi, materiallar qarshiligida uning deformatsiyalangan holati o'rganiladi. Jismning chiziqli yoki burchakli o'lchamlarini o'zgarishi deformatsiya deyiladi. Deformatsiya, jism zarrachalarining (molekulalar, atomlar, ionlar) orasidagi masofani o'zgarishi natijasi. Deformatsiya jismga ta'sir qiluvchi kuch yoki undagi temperaturani o'zgarishi sababli yuzaga keladi. Jismga ta'sir qiluvchi kuch yoki undagi temperaturani o'zgarishi tashqi faktordir. Jismga qo'yilgan tashqi faktor yuklanish deyiladi, aks holatda yuksizlantirish bo'ladi.

Tashqi faktor ta'siri yo'qotilgandan keyin jism zarrachalarining boshlang'ich vaziyatini tiklanishini ta'minlovchi materialning xossasi elastiklik deyiladi. Tashqi faktor xususiy holda chegaraviy qiymatdan oshmasa, ko'plab materialni elastiklik xossasi yo'qolmaydi. Yuksizlantirish natijasida to'liq yo'qolgan deformatsiya elastik deformatsiya deyiladi. Agar, tashqi faktor chegaraviy qiymatidan ortib ketsa yuksizlantirishdan keyin jismning o'lchamlari boshlang'ich qiymatlaridan farq qiladi. Yuksizlantirishdan keyin jismda qolgan deformatsiya qoldiq yoki plastik deformatsiya deyiladi, jismni plastik deformatsiyani qabul qilish qobiliyati plastiklik deyiladi.



yemirilish



Tashqi faktorning qiymatini yanada oshirsak jism deformatsiyasining o'lchami shunday qiymatga erishadiki, natijada jism bir butunligini saqlab qola olmaydi va u bo'laklarga bo'linib (emirilib) ketadi

Har qanday sistema ekspluatatsiya jarayonida hosil bo'lgan elastik deformatsiya natijasida yuksizlantirilsa, u nafaqat emirilmasligi hattoki o'zining boshlang'ich o'lchamlarini ham o'zgartirmasligi mumkin.

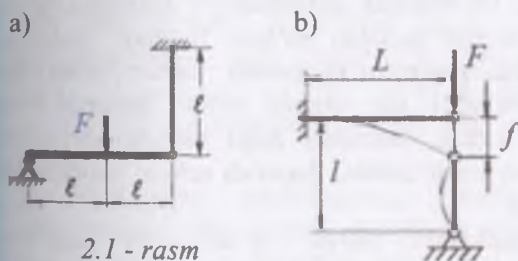
Sistemadagi birorta elementni emirilishi yoki unda plastik deformatsiyani hosil bo'lishi xavfli yoki chegaraviy holat deyiladi. Sistemani xavfli holatiga emirilmasdan qarshilik ko'rsata olish qobiliyati mustahkamlik deyiladi. Mashina yoki inshoot qismlarini ishlash jarayoniga ko'ra mustahkamlik turlicha bo'lishi mumkin.

Masalan: ko'p hollarda mustahkamlik – real sharoitda uzoq muddatda elementning geometrik o'lchami yoki shaklini o'zgartirmasligini ta'minlashga qaratiladi. Masalan, liftning trosi, kovshlar biriktirilgan lenta yoki yuk to'ldiruvchi mashinaning strelasi va h.k. Ayrim hollarda katta kuch ta'sirida elementlarning shaklini bir holatdan ikkinchi holatga va yana qaytib boshlang'ich holatga o'tishini ta'minlashga qaratiladi.

Sistemani deformatsiyasi elastik va mustahkamligi etarlicha bo'lsa ham u o'zining vazifasini bajaraolmasligi mumkin. Masalan, mashinalarni reszorlari, prujinalar. Ressorning egrilik radiusi kichiklashadi, prujina esa siqilib (cho'zilib) qoladi.

Sistema elementlarining elastik deformatsiyasida nuqtalarning ruxsat etilmagan ko'chishlarisiz tashqi faktorning ta'siriga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati birklik deyiladi.

misol. 1) balka, bir tomonida sharnirli tayanch va ikkinchi tomonida cho'zilishga ishlovchi sterjen bilan ushlab turiladi (2.1-rasm,a); 2) balka, bir tomonida sharnirli tayanch va ikkinchi tomoni-da siqilishga ishlovchi sterjen bilan ushlab turiladi (2.1-rasm,b). Ushbu misollarni tahlil qilishda sterjenlarni elastik va plastik deformatsiyalari bilan mustahkamlik va birklik tushunchalari birga yoritiladi. Masalan, birinchi sterjen cho'zilishi natijasida uzilishi va ikkinchi sterjen



2.1 - rasm

siqilishida ustuvor holatini yo'qotishi mumkin. Har ikki variantida ham qoldiq deformatsiya hosil bo'lib, balkani bu nuqtasidagi salqilik uning birklik shartini qanoatlantirmasligi mumkin, yoki sterjenlarni mustahkamlik shartlari bajarilmaydi.

Bu ikki misolda mustahkamlik, birklik tushunchasi bilan bir qatorda ustivorlik mohiyati ochiladi.

Ayrim hollarda, tashqi faktorning kritik qiymatida, mustahkamligi ta'minlangan elementdagi kichik uyg'onishlar nisbatan katta ko'chishlarni keltirib chiqaradi. Bu xodisa ustuvorlikni yo'qotish deyiladi. Masalan to'g'ri chiziqli ingichka plankaga qo'yilgan siquvchi kuch o'zining kritik qiymatidan 0,1 % ga oshirilsa, uning

nisbiy ko'chishi siquvchi kuchning kritik qiymatigacha bo'lgan ta'sirida plankaning bo'ylama ko'chishidan o'ttiz



Siqilayotgan planka

marotaba katta bo'ladi. Plankaning shakli egrilanadi va u xavfli holatda bo'lishi mumkin. *Sistema elementlarining to'g'ri chiziqli shaklini saqlagan holda siquvchi kuchga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati ustuvorlik deyiladi*

Har qanday mashina yoki muxandislik inshootini loyihalash jarayonida material, shakl va o'lchamlarni tanlashda faqat uni ekspluatatsiya qilish talablarini bajarish uchun emas, balki mustahkamlik, birklik va ustuvorlik shartlarini ham ta'minlash lozim. Yuqoridagilar asosida deformatsiyaning quyidagi xossalarni ta'kidlash mumkin:

1. Deformatsiyadan keyin jismning shakli uning holati va qo'yilgan kuchga bog'lik

2. Deformatsiyaning qiymati uchta faktorga bog'lik: tashqi kuch va temperaturaning qiymati va o'zgarish qonuniyati (tashqi faktor); jismni o'lchami va shakli (geometrik faktor); jism materialining sifati va miqdori (fizik faktor). Demak, mustahkamlik, birklik va ustuvorlikni o'zgartirish uchun yoki deformatsiya xarakterini yoki yuqorida keltirilgan faktorlarni o'zgartirish lozim. Sistemani funktsional vazifasiga ko'ra mustahkamlikka hisoblashda deformatsiya xarakteri, tashqi faktorlar va gabarit o'lchamlar berilgan bo'ladi. Bunday hollarda, mustahkamlikni ta'minlashda sistemani tayyorlash uchun yuborilgan material miqdorini oshirish yoki uni yuqori sifatli material bilan almashtirish talab etiladi. Lekin, sistemani engil vaznda tayyorlash uchun metall sarfini iqtisod etish talabini bajarish uchun materialdan ratsional foydalanish kerak.

Bir tomonlama, mustahkamlik, birklik va ustuvorlik talablari. ikkinchi tomondan, kam material sarflash talablari orasidagi qarama – qarshilik asosida materiallar qarshiligi fanining vazifasi kelib chiqadi va u fan sifatida o'zaro bog'lik bo'lgan ikkita nazariy va eksperimental yo'nalishlarda olib boriladi va rivojlanib kelmokda, chunki:

1. Materiallar qarshiligining asosiy xususiyati shundaki, uning barcha usullari (echimlari, qonuniyatlari) tajribada aniqlangan va tekshirilib oldindan qabul qilingan gipotezalarga asoslanadi;

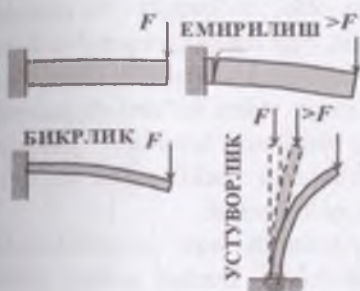
2. Ko'plab masalalar taqribiy matematik echimni ruxsat etadi va uning aniqligi tajribada tekshirilishi lozim;

3. Turli materiallarning elastiklik, plastiklik va mustahkamlik

xossalari belgilovchi mexanik xarakteristikalari faqat tajriba usuli bilan o'rganiladi;

4. O'ta masul sistemalar va ularning elementlarini emiruvchi kuch (ruxsat etilgan yuk) tajribada aniqlanadi.

Materiallar qarshiligi fanining vazifasi. Hozirgi zamon mashinasozlik sanoati murakkab harakat qiluvchi, katta quvvatli, tez yurar, hamda yuqori sifatli engil konstruksiyali mashina va mexanizmlarni yaratmokda. Mashina va inshootni loyihalashda asosiy e'tibor, uning barcha qismlari tashqi kuch va boshqa faktorlar (harorat, yuqori bosim, katta deformatsiya tezligi h.k.) ta'sirida o'z shaklini va xususiyatini, ya'ni mustahkamligini ta'minlashga qaratilishi zarur.



Materiallar qarshiligi fani - mashina va inshoot qismlarining mustahkamligi, ustuvorligi va bikrligini hisoblash usullarini o'rgatadi.

Materiallar qarshiligi mustahkamlik, ustuvorlik va bikrlikni elementlarning deformatsiyasiga bog'lab o'rganadi. Bu massalalar bilan qattiq jismlar mexanikasi

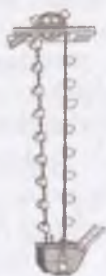
fanining elastiklik nazariyasi, plastiklik nazariyasi, qurilish mexanikasi ham shug'ullanadi. Materiallar qarshiligi boshqa fanlardan o'zini amaliyligi bilan farq qiladi, ya'ni konstruksiya qismi tashqi kuchga bardosh beradimi – yo'qmi, mustahkamligi etarlimi, bikrlik darajasi qanchaligini faqat nazariyada emas, balki amaliyotda, tajribada sinab ko'radi.

Materiallar qarshiligining hisoblash va amaliy usullari, matematika, fizika, ximiya, nazariy mexanika, materialshunoslik va shu singari bir qancha fanlarning taraqqiyoti bilan bog'liq ravishda jadal rivojlanmoqda

Fanni o'rganadigan muammolari. Materiallar qarshiligi – tashqi ta'sir ostida materiallar xossalari o'zgarishini, konstruksiyaning har bir elementi uchun materialni va o'lchamlarini tanlashni o'rganadi. Materiallar qarshiligini muammosi sifatida tashqi ta'sir ostida o'rganilayotgan konstruksiyani faqat ichki kuchlarini aniqlashni emas, balki ularning tarqalish qonuniyatlarini o'rganish va hisobga olishdan to'g'ri foydalanishdir. Materiallar qarshiligi muammolarining echimini izlash real ob'ekt va uning hisoblash sxemasini tanlashdan boshlanadi.

Real obyekt va hisoblash sxemasi

Tabiiy fanlardagi kabi, materiallar qarshiligida ham, real ob'ektni izlanishi, uning hisoblash sxemasini tanlashdan boshlanadi.



Konstruktsiyani hisoblashga boshlashdan oldin echilishi lozim bo'lgan muammoni sxemasini tuzish kerak. Buning uchun qo'yilgan masalani muhim tomonini belgilab, muhim bo'lmaganlarini tashlab yuborish kerak bo'ladi, chunki real ob'ektga qo'yilgan talablarni qanoatlantiradigan xususiyatlarini va ularga ta'sir qiladigan faktorlarni hammasini e'tiborga olib bo'lmaydi va mumkin ham emas. Masalan, bug'doyni yuqori bunkerga tashiydigan kovshli lentani hisoblashda – kovshlar

soni, undagi bug'doy va kovshni og'irligi, yukni ko'tarilish balandligi va harakat tezligi, lenta materialining xossalari hisoblash jarayonida e'tiborga olinadi. Bunda kovshni va bunkerni shakli, yukni ko'tarilish balandligi temperaturani o'zgarishi ikkinchi darajali

Yuk ko'taruvchi mashinasining strelasini faqat mustahkamlikka emas, balki birklikka ham hisoblash lozim. Buning uchun, birinchi navbatda yukni og'irligi, strela kesimining shakli va uzunligi, tayanch nuqtasining o'rni va platformasini mashinaga o'rnatilish sxemasi e'tiborga olinishi lozim. Bunda yuk va mashina turi, mashinaning ishlash muhiti ikkinchi darajali.

Muhim bo'lmagan faktorlardan ozod bo'lgan real ob'ekt hisoblash sxema deyiladi. Qo'yilgan masalaga ko'ra, hisoblash sxemani bir nechta variantda qabul qilish mumkin. Masalan, liftni harakatida, faqat tros mustahkamlikka hisoblansa, kabina bilan yuk absolyut qattiq jism deb olinadi va kuch trosni pastki nuqtasiga qo'yiladi. pastki nuqtasiga qo'yiladi. Agar kabinaning mustahkamligi hisoblanishi lozim bo'lsa, kabina konstruktsiyasining xususiyatlari alohida tahlil qilinadi va

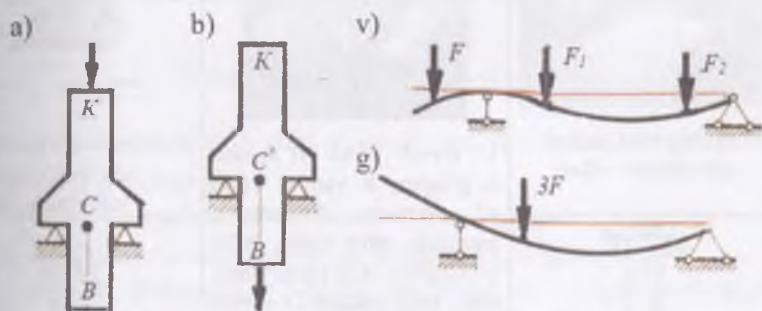
hisoblash sxemasi tuziladi. Bitta real ob'ektga bir nechta hisoblash sxema variantlari to'g'ri kelsa, bitta hisoblash sxemadan ko'plab real ob'ekt hosil qilish mumkin, ya'ni hisoblash sxemani tahlili asosida bir nechta real masalalarni echimi kelib chiqadi. Masalan, lift trosining yuklanish sxemasi juda keng tarqalgan hisoblash sxemasi bo'lib hisoblanadi. Hisoblash sxemani tuzishda material birjinsli,



elastik va izotrop deb qabul qilinadi, real ob'ektni geometriyasi (inshoot elementining shakli) va qo'yilgan kuchning turi e'tiborga olinadi. Balkaga ta'sir etuvchi kuch, odatda uning o'qiga ta'sir etadi, shuning uchun hisoblash sxemada yukning qo'yilish nuqtasi yuqoridagi rasmda ko'rsatilganidek aniqlanadi.

Hisoblash sxemalarini tuzishda nazariy mexanikaning ba'zi qoidalaridan foydalanib bo'lmaydi. Masalan, kuchlarni ularni ta'sir chizig'i bo'ylab ko'chirib bo'lmaydi, kuchlar sistemasini teng ta'sir etuvchisi bilan almashtirib bo'lmaydi.

Masalan 2.2.a-rasmda sterjen va uning K nuqtasiga yuqoridan qo'yilgan kuch tasvirlangan. Agar bu kuchni to'g'ri chiziq bo'ylab V nuqtaga ko'chirsak (2.2.b-rasm), sterjenning muvozanati buzilmaydi, tayanch nuqtalardagi reaksiyalar o'zgarmaydi.



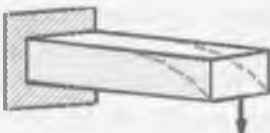
2.2 – rasm. Tashqi kuchni qo'yilish nuqtasini real ob'ektning deformatsiyasiga ta'siri: a) kuch siquvchi; b) kuch cho'zuvchi; v) – g) kuch eguvchi

Birinchi holda KC oraliq siqiladi, pastki qism esa yuklanmaydi. Ikkinchi holda esa sterjenning yuqori qismi yuklanmasdan, pastki qismi cho'ziladi. Demak, bu holga yo'l qo'yib bo'lmaydi. Ikkinchi misol, balkani muvozanatini o'rganishda qo'yilgan kuchlar sistemasini uning teng ta'sir etuvchisi bilan va aksincha, teng ta'sir etuvchini tashkil etuvchilar bilan almashtirish mumkin (2.2.v.g-rasm). Agar, gap ko'chishni aniqlash haqida bo'lsa, bu usul noto'g'ri, chunki bu holda balkaning egilish shakli o'zgaradi. Materiallar qarshiligini yitishda uchta asosiy qismlarga e'tibor beriladi:

1) Kychishlar, kuchlanishlar, deformatsiya va ichki kuchlar tyg'risidagi tushuncha;

2) Qattiq jism materiallarining asosiy mexanik xossalari – elastiklik, oquvchanlik, surilish va relaksatsiya, toliqish va emirilish, mustahkamlik tʻyɡʻrisida;

3) Emirilish va mustahkamlik, kuchlanish, deformatsiya va kʻychishlar orasidagi bogʻlanishning matematik ifodasi.

	GALILEO GALILEY (1564-1642) 	DISCORSI DIMOSTRAZIONI MATEMATICHE 
Archetrida Galiley qabulxona villasi	15 fevral 1564 yil Pizada to'g'ilgan, 8 yanvar 1642 yil Archetri, Florentsiya yaqinida vafot etgan. 1638 yil Galiley ikki yangi ilmiy ishi to'g'risidagi kitobini chop etdi. Uning bir qismi materiallar qarshiligi soha- sidagi mustahkamlikka bag'ishlangan birinchi ilmiy ish edi	Galileyni ikki yangi ilmiy ishi to'g'risidagi kitobining jildi 
		Egilishga sinash
		a) Galiley tomonidan keltirilgan kuchlanish epyurasi b) Zamonaviy formula asosida chizilgan kuchlanish epyurasi
Egilishda teng qarshilik ko'rsa- tuvchi brus ta'siridagi masala Galileyni kitobida to'liq berilgan		

GALILEO GALILEY. U energiya qonunini ochdi, bu qonunga ko'ra agar jismga hech qanday kuch ta'sir qilmasa, jism qancha uzoq muddat bo'lmasin o'zining tinch xolatini yoki to'g'ri chiziqli va tekis harakatini saqlaydi. Dinamika ilmiga birinchilardan bo'lib asos soldi va uni rivojlanishiga o'z hissasini qo'shdi Galileygacha kuchlarning jismga ta'siri faqat tenglikda deb qaralardi.

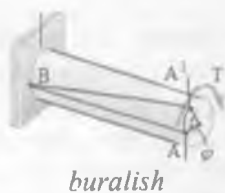
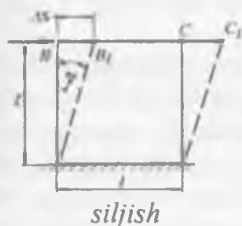
Qattiq jismlarni tushayotganda jadallashishi va jismlarning egri chiziqli bo'ylab harakatini o'rgandi. Bu juda oddiy bo'lgani bilan to'g'ri Galileygacha bu qonunlarni xech kim ocha olmadi. Galiley birinchilardan bo'lib, bu ishga qadam qo'ydi va mexanikaning progressiga katta yo'l ochib berdi. Mexanikada yangi davrni boshlab berdi. Asosiy kinematika tushunchalari (tezlik, tezlanish) printsiplarini yaratdi. 1638 yil Galiley «Beseda i matematicheskie dokazatelstva v dvux novyx vetvyax nauki» Sochineniya, T.1 nomli asari **materiallar qarshiligi** faniga asos soldi

Deformatsiya va ko'chish

Deformatsiya - tashqi kuch ta'sirida jism o'z shakl yoki geometrik o'lchamlarini o'zgartirishi

Oddiy va murakkab deformatsiyalar mavjud. Oddiy deformatsiyalar: cho'zilish va siqilish; siljish; buralish va egilish.

Murakkab deformatsiyalar: qiyshiq egilish; markazlashmagan cho'zilish va siqilish; buralishning egilish bilan birgalikdagi ta'siri.

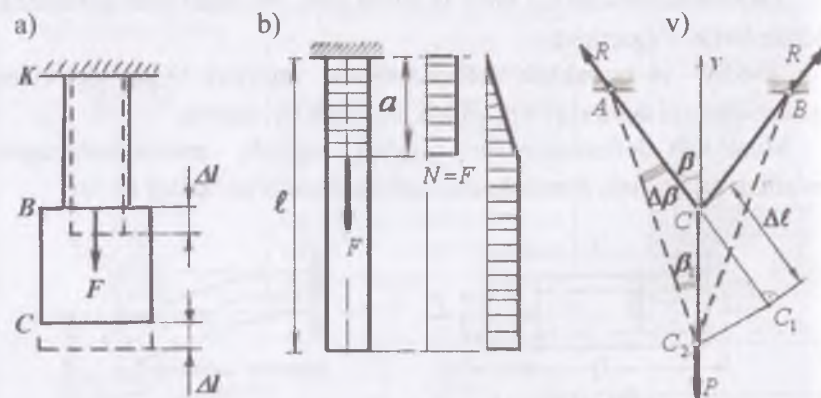


2.3-rasm. Chizikli va burchakli deformatsiyalarga oid.

Elastik va qoldiq deformatsiyalar mavjud. Tashqi kuch ta'siri yo'qotilgandan keyin boshlang'ich o'lchamlari yoki shakli tiklangan terjenning deformatsiyasi—elastik, aks holda qoldiq deformatsiya bo'ladi. Chizikli va burchakli deformatsiyalar mavjud. Chizikli deformatsiyalar: cho'zilish (siqilish) siljish; egilish. Burchakli deformatsiyalar: siljish; buralish, egilish. $\Delta l = l_1 - l$ absolyut uzayish, ΔS —absolyut siljish γ —siljish burchagi; φ —buralish burchagi; γ —salkilik, θ_0 —kesimni aylanish burchagi

Materiallarining elastikligi barcha yo'nalishda bir xil bo'lsa, bunday jism izotrop jism deyiladi.

Tashqi kuch ta'sirida AB oraliqning deformatsiyalanishi natijasida BC oraliq ko'chadi (2.4—rasm, a, b), BC oraliq deformatsiyalanmaydi. Demak, deformatsiya ko'chish emas. Ko'chishni aniqlashni geometrik usuli (2.4—rasm, v). Ushbu usul geometrik o'lchamlari ko'chishidan ancha katta bo'lgan holatlarda va qurilish konstruksiyalarida tadbiq etiladi.



2.4—rasm. Deformatsiya va ko'chish

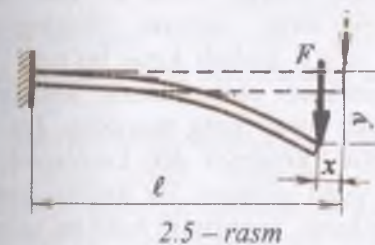
Masalan, A, B nuqtalarda tayanchlar vositasida ushlab turilgan va C nuqtada o'zaro tutashgan, bikrlilari bir xil bo'lgan ikkita sterjen kuch ta'sirida. C nuqta kuch yo'nalishida C_2 nuqtaga ko'chadi. Unda ikkala sterjenlar ham punktir chiziq bo'ylab uzayadi. AC sterjenni uzayishi chizmada $CC_1 = \Delta l$ kesma bilan ko'rsatilgan. Shunday usul bilan BC sterjenni ham uzayishini belgilash mumkin. Lekin ikkala sterjenlarning ham uzayishlari elastik va cheksiz kichik miqdor.

Shuning uchun burchak $\beta \approx \beta_1$ deb qabul qilamiz. Δl uzayishni $CC_2 = \delta$ ko'chish bilan bog'lanishini uchburchak CC_1C_2 dan aniqlaymiz. Uchburchak CC_1C_2 dan $\frac{CC_1}{CC_2} = \cos \beta$ yoki

$$CC_2 = \delta = \frac{CC_1}{\cos \beta} = \frac{\Delta l}{\cos \beta}$$



Agar bir xil o'lchamli ikkita sterjenga og'irligi Q bo'lgan yuk osib qo'ysak, ular har xil miqdorga uzayadi. Bu holat sterjenlar tayyorlangan materialga bog'liq bo'ladi. Masalan, birinchi sterjen po'lat materialidan va ikkinchisi rezinadan tayyorlangan, uzunliklari — 1 metr va kesim yuzasi 1 sm^2 , ularga og'irligi 1 kG bo'lgan yuk osiladi. Unda rezina sterjen $\frac{1}{2000} \text{ mm}$ ga va po'lat sterjen $\frac{1}{2000} \text{ mm}$ ga uzayadi. Ko'plab qattiq jismlar juda kichik miqdorga deformatsiyalanadi. Bu deformatsiya konstruksiyaning geometrik o'lchamiga nisbatan juda kichik va uni e'tiborga olmasa ham bo'ladi, natijada materiallar qarshiligi masalalarini yechish soddalashadi.



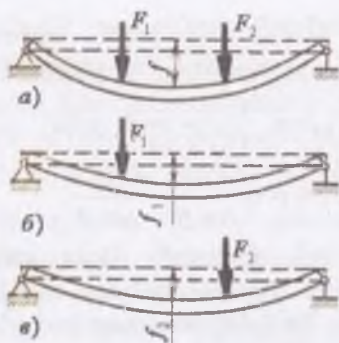
2.5—rasm

Masalan, bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi erkin uchiga to'plangan kuch qo'yilgan balkani (2.5—rasm) ko'ramiz. Kuch ta'sirida balka egiladi—kuch qo'yilgan nuqta ham vertikal, ham gorizontal tekislikda ko'chadi.

Qistirib qo'yilgan tayanchdagi moment: $M = -F(\ell - x)$.

Ko'chish— x balkaning uzunligiga nisbatan kichik bo'lganligi uchun uni e'tiborga olmaymiz, unda $M = -F \cdot \ell$ moment hosil bo'ladi.

Konstruksiyaga qo'yilgan yuklar sistemasining ta'siri alohida yuklar ta'sirlarining yig'indisiga teng deb qabul qilinadi. Jismga bir nechta kuch ta'sir qilayotgan bo'lsa va kuchlar baravariga bir necha marotaba orttirilsa, deformatsiya ham shuncha marta ortadi.



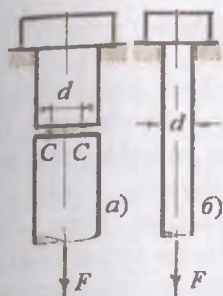
2.6 - rasm

Inshoot elementlaridagi deformatsiya va reaksiya kuchining bir necha kuch ta'siridan hosil bo'ladigan qiymati har qaysi kuch ta'siridan hosil bo'ladigan qiymatlar yig'indisiga teng (2.6-rasm). Masalan, F_1 va F_2 kuchlar ta'siridagi balka prolyoti o'rta nuqtasining salqiligi $f = f_1 + f_2$ tenglik bilan topiladi.

Bu erda f_1 va f_2 har qaysi kuchdan alohida hosil bo'lgan salqiliklar. Yuk qo'yilishigacha tekis bo'lgan brusning kesimi, yuk ta'siridan keyin xam tekisligicha qoladi. Bu gepoteza Bernulli gepotezasi deyiladi.

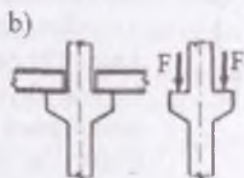
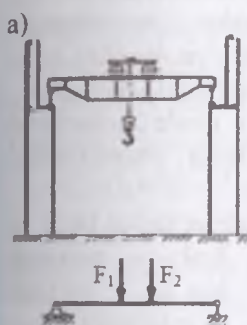
Konstruktsiya elementlarini hisoblashning turlari. Mashina va muxandislik inshootlarini mustahkamlikka hisoblash, ularning ishonchliligiga qo'yilgan talablarni qanoatlantiradimi degan savolga javob berishdan iborat. Aks holda qo'yilgan maqsadga erishilmaydi, ya'ni konstruktsiyada xavfli holat yuzaga kelib, u yoki ishlash layoqatini yo'qotadi, yoki xatolik bilan ishlaydi. Shuning uchun, konstruktsiyani hisoblash usulini to'g'ri tanlash kerak bo'ladi.

Mashina detallari yoki inshoot elementlarini kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlikka hisoblash usuli keng tarqalgan. Bu usulga asosan, konstruktsiyani ishonchlilik kriteriysi deb kuchlanish, ya'ni nuqtaning kuchlanganlik holati qabul qilingan. Bu usulda- konstruktsiyani tahlili asosida jismdagi eng katta kuchlanish hosil bo'lgan nuqta aniqlanadi. Bu hisobiy kuchlanish berilgan material uchun chegaraviy kuchlanish bilan taqqoslanadi va mustahkamlik to'g'risida xulosa qilinadi. Ishonchlilikni baholashda nuqta kuchla nishini hisoblash usuli ayrim konstruktsiyalar uchun tadbiiq etilmaydi. Masalan, ma'lum kesimida kanalcha tayyorlangan sterjenni cho'zilishida, C nuqtasidagi kuchlanish (2.7-rasm, a), shunday kuch bilan cho'zilayotgan silliq sterjendagi (2.7 - rasm, b) kuchlanishdan katta bo'ladi. Bunday holat kam uglerodli po'lat, shisha, tosh va ayrim materiallarda kuzatiladi. Mis, bronza, alyuminiydan tayyorlangan shunday ikkita sterjenlardan, masalan kanavka tayyorlangani ko'proq yukni ko'tarishi mumkin.



2.7 - rasm

Shuning uchun nuqta kuchlanishi hamma vaqt ham konstruktsiyani emirilish shartini belgilamaydi. Emiruvchi kuch asosida hisoblash usuli. Bunda konstruktsiya emirilmasdan yoki shaklini o'zgartirmasdan chegaraviy kuchni qabul qilishi kerak. Chegaraviy kuch ishchi kuch bilan taqqoslanadi va konstruktsiyani mustahkamligi to'g'risida xulosa qilinadi. Bu usul oddiy konstruktsiyalarda tadbiq etiladi.



45-rasm. Real ob'ekt va uning hisoblash sxemasi

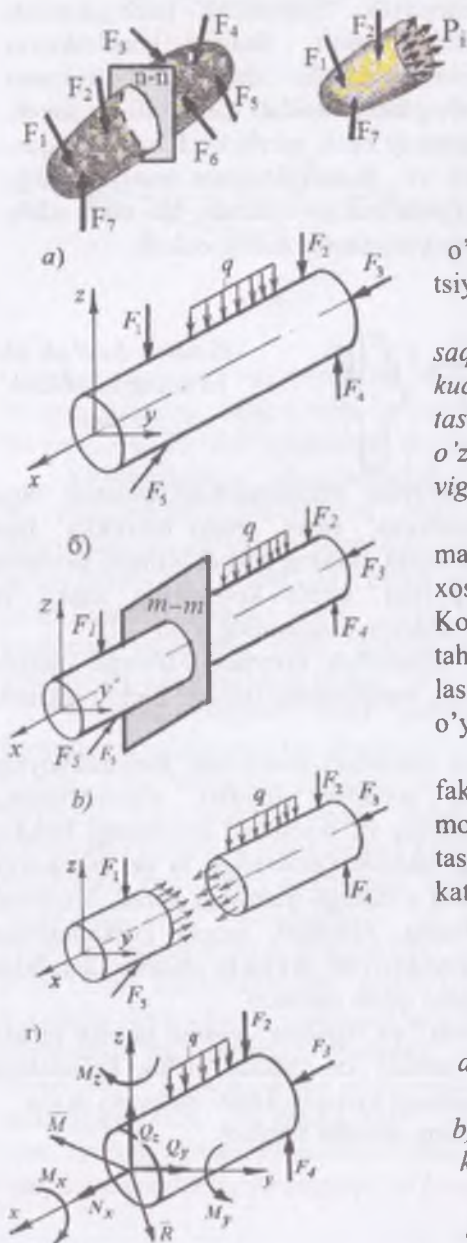
Yuk ko'taruvchi mashinasining strelasini faqat mustahkamlikka emas, balki bikrlikka ham hisoblash lozim. Buning uchun, birinchi navbatda yukni og'irligi, strela kesimining shakli va uzunligi, tayanch nuqtasining o'rni

va platformasini mashinaga o'rnatilish sxemasi e'tiborga olinishi lozim. Bunda yuk va mashina turi, mashinaning ishlash muhiti ikkinchi darajali bo'ladi.

Xulosa. Konstruktsiyaning hisoblash sxemasida konstruktsiyaga yukni ta'sir qilish xarakteri, tayanish shartlari, elementlarning konstruktiv turlariga sxemalashtirish va hisoblash sxemadagi bunday cheklanishlar konstruktsiyaning ishlash xarakteriga ta'sir qilmasligi, tashqi ikkinchi darajali faktorlarni e'tiborga olmasligi kerak, hisoblash natijasi etarli aniq bo'lishi lozim. Masalan, sanoat korxonasining tsexidagi ko'priqli kraning konstruktsiyasi, ikkita to'planma kuch bilan yuklangan sharnirli balka deb qabul qilish mumkin.

Materiallar qarshiligida "tola" va "qatlam" termini uchrab turadi. Tola deb, sterjenning o'qiga parallel va cheksiz kichik ko'ndalang kesimga ega bo'lgan material chiziqa aytiladi. Tekislikda yoki sirtida joylashgan tolalar qatori sterjenning qatlami deyiladi.

Ichki kuch faktorlarini aniqlash



Ichki kuch - tashqi kuch ta'sirida kelib chiqadi. Qattiq jismning mustahkamligi undagi zarrachalarning o'zaro tortishish kuchlari bilan ifodalalanadi. Jismga tashqaridan ta'sir ko'rsatilsa, zarrachalarning

o'zaro tortishish kuchlari (reaktsiya kuchlari) intensivlashadi.

Zarrachalar muvozanatini saqlovchi reaksiya kuchlari ichki kuchlar deyiladi. Ichki kuch deb, tashqi kuch ta'sirida zarrachalar o'zaro ta'sirining intensivlashuviga aytiladi.

Ichki kuchlar tashqi kuch va materialning fizik - mexanik xossalriga bog'liq bo'ladi. Konstruktsiya qismlarining mustahkamligi va bikrligini ta'minlashda ichki kuch katta rol o'ynaydi

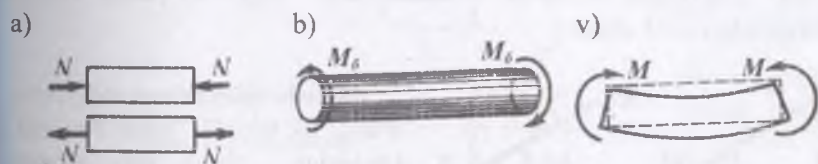
Kesish usuli. Ichki kuch faktorlari- bosh vektor va bosh momentni koordinata o'qlaridagi tashkil qiluvchilari bo'lib vektor kattalik.

2.8 - rasm. Kesish usuli:

- a) brusning umumiy yuklanish sxemasi; b) brusni kesish;
- b)bruni kesilgan yuzasida ichki kuchlarni ko'rinishi; g) brusning kesilgan yuzasida ichki kuch faktorlarining ko'rinishi

Shuning uchun ichki kuch faktorlari biror jismni kesilgan yuzasiga tasir qilmaydi, balki ushbu yuzada tashqi kuch tasiridan hosil bo'ladi. Ichki kuchni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz. Berilgan tashqi kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lgan brusning (2.8- rasm, a) ixtiyoriy tanlangan kesim yuzasidagi ichki kuchlarni aniqlash uchun, uni shu kesim yuzasidan $m-m$ tekisligi bilan kesib ikki qismga ajratamiz. Ajratilgan brus bir qismining ikkinchi qismiga ta'siri o'zaro teng va qarama - qarshi tomonlarga yo'naladi (2.8-rasm, b). Brusning bir qismini tashlab yuboramiz. Natijada, brusning olib qolingani qismida tashlab yuborilgan qismning ta'siri yo'qotilishi evaziga uning muvozanati buziladi. Bu qismning muvozanatini ta'minlash uchun uning kesilgan yuzasiga tashlab yuborilgan qism ta'sirini bosh kuch vektori $\vec{R}$ va bosh moment vektori $\vec{M}$ ko'rinishida keltirilishi lozim (2.8- rasm, g). Bosh kuch vektori va bosh moment vektori olib qolingani qism uchun ichki kuch hisoblanadi. $\vec{R}$ va $\vec{M}$ - ni XYZ o'qlarida tashkil etuvchilar $N_x, Q_y, Q_z, M_x, M_y, M_z$ -ga ajratamiz:

N_x - bo'ylama kuch, brusning bo'ylama o'qi bo'ylab yo'nalgan uning ta'sirida brus cho'ziladi yoki siqiladi (2.9- rasm, a). Q_y, Q_z - brusning bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashganligi uchun ko'ndalang kuch deyiladi



2.9 - rasm. Ichki kuch faktorlari:

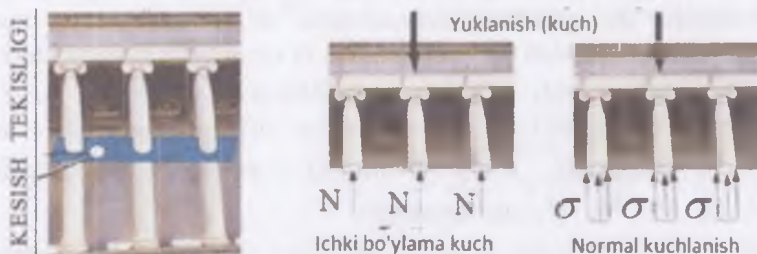
a) bo'ylama kuch; b) burovchi moment; v) eguvchi moment

M_x - burovchi moment brusning ko'ndalang kesimida hosil bo'ladi. Uning ta'sirida brus buralish deformatsiyasiga uchraydi (2.9- rasm, b). M_y va M_z - momentlari ta'sirida brus-egiladi (2.9-rasm, v). $N_x, Q_y, Q_z, M_x, M_y, M_z$ - ichki kuch faktorlari deyiladi.

Ichki kuch faktorlarini topish uchun brusning ajratilgan qismidagi barcha kuchlardan muvozanat shartlari tuziladi.

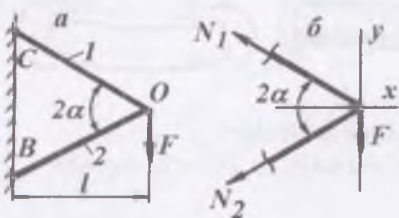
$$\sum X = 0 \quad \sum U = 0 \quad \sum Z = 0 \quad \sum M_x = 0 \quad \sum M_y = 0 \quad \sum M_z = 0$$

Ichki bo'ylama kuchni topish. Cho'zilish va siqilishda ichki bo'ylama kuch – brusning ko'ndalang kesimidagi barcha normal kuchlarning teng ta'sir etuvchisi. Bo'ylama kuch– brusning kesilgan ko'ndalang kesimidan bir tomonda olib qolingani tashqi kuchlarni ushbu kesimning bo'ylama o'qiga proektsiyalarining algebratik yig'indisiga teng. Amaliyotda uchraydigan konstruktsiya qismlarining ko'pchiligi ko'ndalang kesimda hosil bo'ladigan ichki cho'zuvchi yoki siquvchi bo'ylama kuchlarini kesish usulidan foydalanib, sistemaning ajratilgan bo'lagini muvozanat shartidan topiladi.



2.10-rasm. Kesish usulini bajarish tartibi va ustunlardagi ichki kuchlar

misol – 2.1. C va B nuqtalari tayanchda va O nuqtada F kuch bilan yuklangan sterjenlar sistemasining ichki bo'ylama kuchlari aniqlansin (2.11–rasm)



2.11 – rasm. Sterjenlar sistemasini yuklanishi:

a) F kuchni qo'yilishi; b) ichki kuchlar va F kuchni qo'yilishi

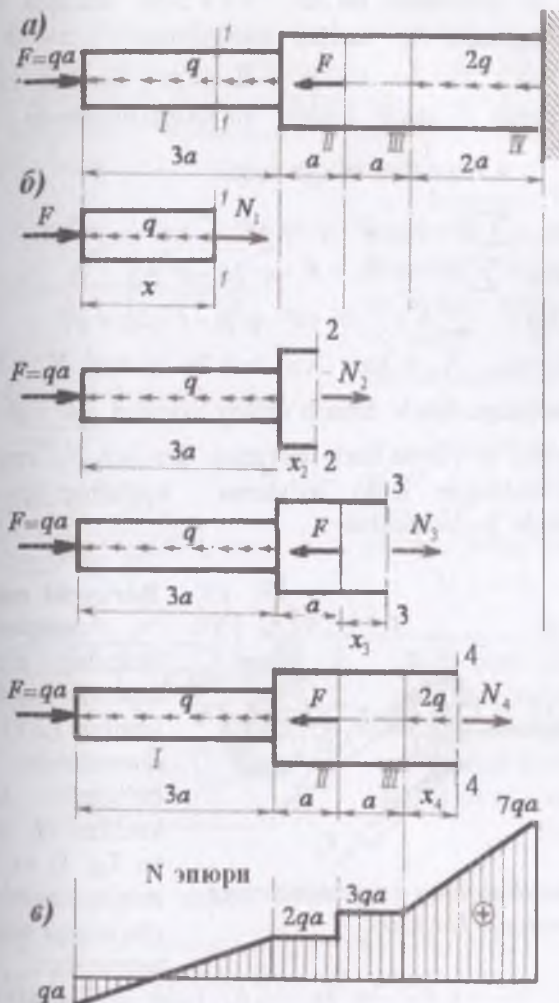
Sistemaning muvozanat shartini ta'minlovchi ikkita tenglama tuzamiz

$$\sum x = -N_1 \cos \alpha - N_2 \cos \alpha = 0 \quad (a)$$

$$\sum y = N_1 \sin \alpha - N_2 \sin \alpha - F = 0 \quad (b)$$

(a) tenglamadan $N_1 = -N_2$ tenglikni (b) shartga keltirib qo'ysak,

$$N_2 = \frac{F}{2 \sin \alpha}$$



misol -2.2

To'planma va teng tarqalgan kuchlar bilan yuklangan brus uchun bo'ylama kuch aniqlansin va epyurasi qurilsin

2.12 - rasm.

Ichki kuchni aniqlash texnologik xaritasi

a) pog'onali brusni yuklanish sxemasi;

b) pog'onali brusni kesish tartibi;

6) pog'onali brus uchun ichki bo'ylama kuch epyurasi

yechish. Yuklanish oraliqlari 2.12- rasm, a-da ko'rsatilgan.

1- oraliqning tayanchdan ozod tomonidan - x masofada tanlangan I-I qirqim bilan ko'rsatilgan ko'ndalang kesimidagi (2.12 - rasm,

6) ichki kuchni aniqlaymiz. Buning uchun brusni olib qolingan qismidagi barcha kuchlarni X - o'qiga proektsiyalaymiz.

$$\sum X = 0 \quad N_1 + F - qx = 0 \quad \text{yoki} \quad N_1 = -F + qx$$

buerda: qx - brusni olib qolingan qismidagi taqsimlangan kuchlarning teng ta'sir qiluvchisi bo'lib $0 \leq x \leq 3a$ oraliqda chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. N_1 kuchni hisoblaymiz: $x = 0$ bo'lsa $N_1 = -F = -qa$ va $x = 3a$ bo'lsa $N_1 = 2qa$. Demak, brusning boshlang'ich nuqtasida N_1 kuch manfiy va oxirgi nuqtasida musbat ishorali va $x = \frac{F}{q} = a$ masofada nolga teng

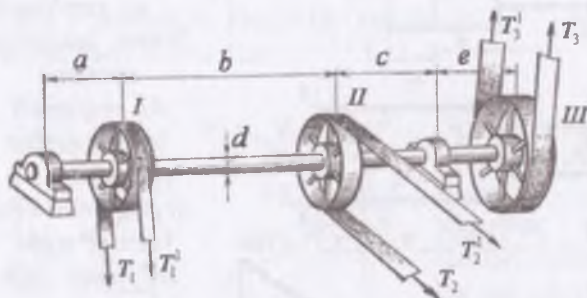
II - II oraliq. $\sum X = N_2 + F - q \cdot 3a = 0$ va $N_2 = 2qa$

III - III oraliq. $\sum X = 0 \quad N_3 + F - q \cdot 3a - F = 0$ va

IV - IV oraliq. $\sum X = 0 \quad N_4 + F - q \cdot 3a - F - 2q \cdot x = 0$

$x = 0$ bo'lsa $N_4 = 3qa$ va $x = 2a$ bo'lsa $N_4 = 7qa$

N_x - ichki bo'ylama kuch brus o'qining uzunligi bo'ylab o'zgarishning grafiki ichki bo'ylama kuch epyurasi deyiladi. N_x epyurasini qurish uchun hisoblangan ichki bo'ylama kuchning qiymatlari tanlangan masshtabda joylashtiriladi.

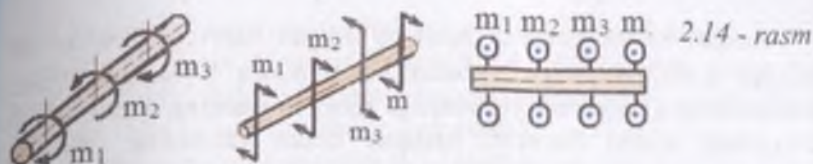


2.13- rasm. Remenli uzatma va remenlarning taranglik kuchlari

Burovchi momentni aniqlash

Shkivlar o'rnatilgan doiraviy kesimli sterjenning (2.13-rasm) remenlarida hosil bo'lgan tortishish kuchlari (t_1 va T_1 ; t_2 va T_2 ; t_3 va T_3) ning sterjen kesimining markaziga nisbatan momentlari $M_1 =$

$T_1 R_1 - t_1 R_1 = t_1 R_1$; $M_2 = t_2 R_2$ va $M_3 = t_3 R_3$ bilan yuklangan sxema. 2.13-rasmda ko'rsatilgan. R_1 , R_2 va R_3 - tegishli 1, 2 va 3 shkivlarning radiuslari. M_1 , M_2 va M_3 -lar aylantiruvchi momentlar deyiladi va sterjen kesimining sirtiga qo'yiladi.

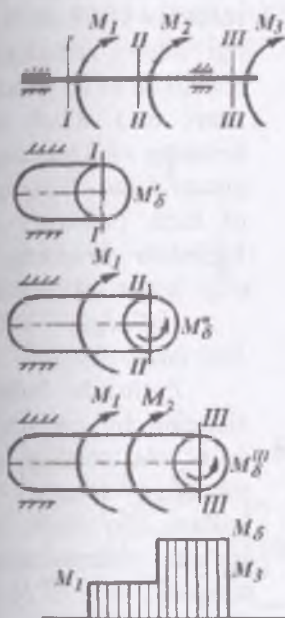


Brus yuklanishining turli sxemalarini tasvirlashda tashqi aylantiruvchi momentni belgilashda 2.14-rasmdan foydalanish mumkin. Ayrim darsliklarda tashqi aylantiruvchi moment – m yoki M harflari bilan belgilanadi. Aylantiruvchi moment ta'siridan sterjenning kesim yuzasida burovchi moment hosil bo'ladi

Ixtiyoriy kesimdagi burovchi momentni topish uchun, sterjenni shu kesimdan tekislik bilan fikran ikki bo'lakka ajratamiz va har bir bo'lakka $M_x = M_\delta$ burovchi momentlarini qo'yamiz.

I-I qirgimdan chap tomonda qolgan sterjenda aylantiruvchi moment ta'siri yo'q, shuning uchun sterjenning olib qolingan qismida burovchi moment nolga teng, ya'ni

$$M_\delta^I = 0.$$



2.15-rasm. Buovchi momentni aniqlash: a) remenli uzatmaning umumiy ko'rinishi va remenlardagi taranglik kuchlari; b) sterjenni kesish tartibi va burovchi moment epyurasi

II-II qirgim uchun chap qismning muvozanat tenglamasidan quyidagi ifodani topamiz: $\sum M_x = M_1 - M_\delta^{II} = 0$ va $M_\delta^{II} = M_1$

III-III qirgim: $\sum M_x = M_1 + M_2 - M_\delta^{III} = 0$ yoki

$$M_\delta^{III} = M_1 + M_2$$

IV-IV qirgim $\sum M_x = M_1 + M_2 + M_3 - M_\delta^{IV} = 0$ va $M_\delta^{IV} = 0$

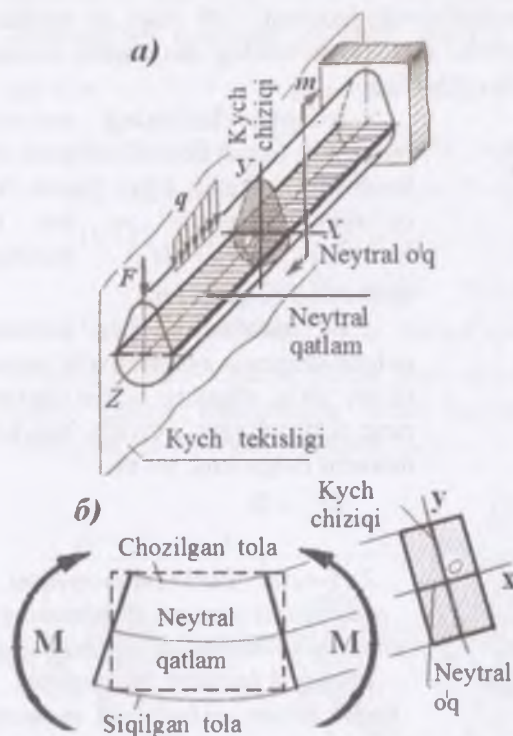
Sterjen kesim yuzasida hosil bo'ladigan burovchi moment M_δ kesilgan kesim yuzasiga nisbatan bir tomonda joylashgan tashqi momentlarning algebraik yig'indisiga teng. Sterjenning ajratib olingan bo'lagidagi tashqi moment, kesilgan kesim yuzasining markaziga nisbatan soat strelkasi yo'nalishi bo'yicha harakat qilsa, M_δ ishorasi musbat qabul qilinadi. M_δ -ni o'zgarish grafikasi, epyurasi (2.15-rasm)

Egilishda ichki kuch-faktorlarini aniqlash

Egilishda barcha tashqi va reaksiya kuchlari—kuch tekisligi deb ataladigan bitta tekislikda ta'sir qiladi (2.16-rasm, a). Kuch tekisligini brusning ko'ndalang kesim yuzasi bilan kesishish chiziqi kuch chiziqi deyiladi. Egilishda brusning egilgan o'qi kuch tekisligida yotadi.

Egilishga ishlaydigan brus balka deyiladi.

Egilishda balka materialining bir qatlami siqiladi ya'ni tola uzunligi qisqaradi va unga qarama — qarshi qatlam cho'ziladi, ya'ni bu qatlam materialining tolasi uzayadi (2.16-rasm, b). Balkani egilishda o'zining boshlang'ich uzunligini o'zgartirmaydigan material qatlami neytral qatlam deyiladi.



2.16 – rasm. Egilishda ichki kuchlar:

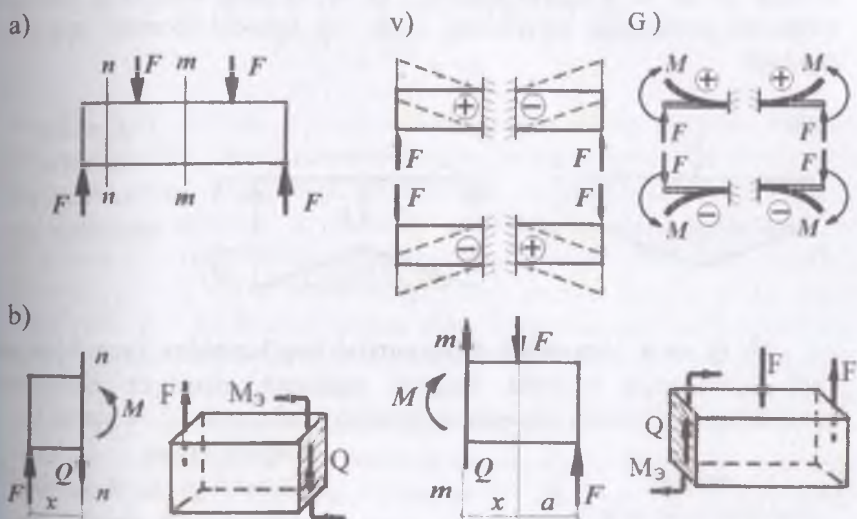
a) brusni yuklanish sxemasi;

b) neytral qatlam holati.

Balkaning ko'ndalang kesim yuzasi bilan neytral qatlamni kesishish chiziqi neytral o'q deyiladi. To'rtta o'zaro teng F kuch ta'sirida muvozanatda bo'lgan brusni o'rganamiz (2.17-rasm, a).

Brusning ixtiyoriy kesimidagi ichki kuchlarni kesish usulidan foydalanib topamiz. Masalan, brusni $n-n$ tekislik bilan kesib, uning o'ng tomonini tashlab yuboramiz va chap tomonini olib qolamiz. Natijada brus chap qismining muvozanati buziladi. Brusni ajratib olingan qismining muvozanatini ta'minlash uchun, uni kesilgan yuzasiga tashlab yuborilgan qismining ta'sirini almashtiruvchi bosh kuch vektori Q va bosh moment vektori M - ni keltirib qo'yamiz. Q kuchni ko'ndalang kuch yoki kesuvchi kuch deb qabul qilamiz. Ko'ndalang kuchni topish uchun brusni ajratib olingan qismidagi tashqi kuchni $n-n$ qirqim tekisligiga proektsiyalaymiz: $F - Q = 0$ yoki $Q = F$.

Brusni keyingi $m-m$ kesimidagi ko'ndalang kuch Q shu oraliqdagi barcha tashqi kuchlarni $m-m$ tekislikka proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng: $F - F - Q = 0$ yoki $Q = 0$ (2.17 - rasm, b)

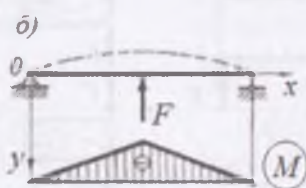
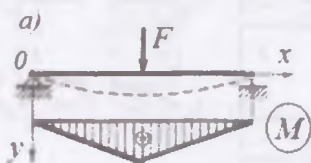


2.17 - rasm. Ichki kuch faktorlari:

a - b) Q va M ni aniqlash; v-g) Q va M ishorasini tanlash

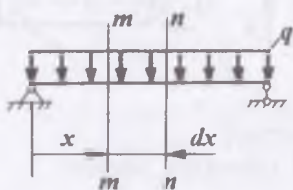
Demak, Q ko'ndalang kuch brusning ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarni algebraik yig'indisiga teng. Brusning kesilgan kesimiga nisbatan tashqi kuchning yo'nalishi soat strelkasining harakat yo'nalishi bilan mos tushsa, ko'ndalang kuchning ishorasi musbat, teskari holatda esa manfiy bo'ladi.

Bosh moment vektori M , eguvchi moment deyiladi. Eguvchi momentni topish uchun, brusni ajratib olingan kesimidagi barcha kuchlarni kesim markaziga nisbatan moment olamiz: $m - m$ kesimdan chap tomon uchun $M = F(a+x) - Fx$ tenglamani hosil qilamiz. Qirqim tekisligi bilan brus bo'ylama o'qining kesishgan nuqtasi kesim markazi deyiladi (2.16-rasm, a-da O nuqta). Demak, eguvchi moment brusni ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarning, shu oraliq kesim markaziga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng. Agar tashqi kuch brusni yuqoriga egiltirsa, eguvchi moment ishorasi musbat, pastga egiltirsa—manfiy qabul qilinadi (2.17-rasm, v) Brusni egilishida kesim markazi qabariq chiziqda qolsa eguvchi moment manfiy va botiq chiziqda qolsa musbat ishorali bo'ladi. Yuqoridagi ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalaridan ko'rinishicha, brusning uzunligi bo'ylab Q va M o'zgarib boradi. Q va M ning brus o'qi bo'ylab o'zgarish grafikasiga ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyurasi deyiladi.



*Eguvchi
moment
ishorasini
tanlashga oid*

M , Q va q orasidagi differentsial bog'lanishlar. Taqsimlangan kuch intensivligi ta'sirida bo'lgan balkadan ajratilgan elementar uzunlikdagi bo'lakning muvozanat holatini tekshiramiz (2.18-rasm).



2.18 - rasm

Taqsimlangan kuch intensivligi q ta'siridagi elementar dx uzunlikdagi ajratilgan element balkani tashlab yuborilgan qismlari ta'sirini almashtiruvchi ko'ndalang kuchlar Q va $Q_1 = Q + dQ$,

momentlar M_x va $M_1 = M_x + dM_x$ ta'sirida bo'ladi

Ajratilgan elementning muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sum y = Q - qdx - (Q + dQ) = 0 \quad (2.3)$$

(2.3) tenglamadan $-qdx - dQ = 0$ tenglikni hosil qilamiz.

Bu yerdan

$$q = -\frac{dQ}{dx} \quad (2.4)$$

Demak, balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuchning abstsissa bo'ylab birinchi tartibli hosilasi shu kesimdagi taqsimlangan kuch intensivligi q - ga teng ekan. Agar q - kuch yuqoriga yo'nalsa (2.4) tenglamaning ishorasi musbat bo'ladi.

Ajratilgan elementning ikkinchi muvozanat shartini yozamiz:

$$M_x + Qdx - qdx \frac{dx}{2} - (M_x + dM_x) = 0 \quad (2.5)$$

$$(5) \text{ tenglamadan } Qdx - dM_x = 0 \text{ ba } Q = \frac{dM_x}{dx} \quad (2.6)$$

hosil bo'ladi, ya'ni balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch, shu kesimdagi eguvchi momentning abstsissa bo'yicha birinchi tartibli hosilasiga teng. (2.5) va (2.6) tenglamalar asosida

$$\frac{d^2 M_x}{dx^2} = \frac{dQ}{dx} = -q \quad (2.7)$$

tenglik hosil bo'ladi, ya'ni eguvchi momentning abstsissa bo'ylab ikkinchi tartibli hosilasi shu kesimdagi taqsimlangan kuch intensivligi q - ga teng. Yuqoridagi differentsial bog'lanishlardan M va Q epyuralarini qurishda foydalanish mumkin. Masalan: balkani biror kesimida $Q = \text{const}$ bo'lsa, shu kesimida (2.4) differentsial bog'lanishga asosan, $q = 0$, ya'ni taqsimlangan kuch intensivligining ta'siri nolga teng yoki q kuch ta'sir qilmas ekan. Taqsimlangan kuch intensivligi ta'sir qilgan oraliqda ko'ndalang kuch to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. Q ning epyurasi abstsissa o'qini kesib o'tadi, ya'ni abstsissaga og'ishgan burchak bilan joylashadi.

(2.6) differentsial bog'lanishga asosan, agar balkani biror kesimida eguvchi moment o'zgarmas bo'lsa, ya'ni $M = \text{const}$, shu kesimdagi ko'ndalang kuch nolga teng bo'ladi. Eguvchi moment balka uzunligining biror qismida to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgarsa, ya'ni M grafikasi to'g'ri chiziq bo'lib abstsissaga biror burchak bilan joylashsa, shu kesimdagi ko'ndalang kuch o'zgarmas va Q ni epyurasi abstsissaga parallel chiziq bo'ladi. Balkani taqsimlangan kuch intensivligi $-q$ ta'sir qilgan oraliqda, M epyurasi egri chiziq bilan chegaralanadi.

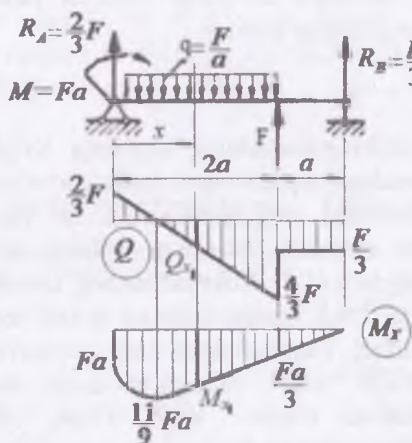
- Q epyurasi abstsissani kesib o'tadigan nuqtada, eguvchi moment ekstremal qiymatda.

- Balkaga to'planma F kuch qo'yilgan nuqtada ko'ndalang kuch

epyrasining shu nuqtasida miqdori F kuchga teng sakrash bo'ladi, eguvchi moment epyurasida siniq chiziq hosil bo'ladi. Taqsimlangan kuch ta'sir qilgan oraliqda M epyurasi botiq parabola bo'ladi. M epyurasining to'g'ri va egri chiziqli qismlari silliq tutashadi.

- Balkani biror kesimiga juft kuch momenti qo'yilgan bo'lsa, eguvchi moment epyurasining shu nuqtasida miqdori juft kuch momentiga teng sakrash bo'ladi.

- Balkani oxirgi yoki boshlang'ich kesimida ko'ndalang kuch shu kesimdagi to'planma (reaktsiya) kuchiga teng, eguvchi moment esa shu kesimdagi juft kuch momentiga teng. Agar, balkani oxirgi yoki boshlang'ich kesimiga juft kuch momenti qo'yilgan bo'lmasa, bu kesimda eguvchi moment nolga teng.



misol. Balkani x oraliqida teng taqsimlangan kuch ta'sir etganligi uchun ko'ndalang kuch tenglamasi

$$Q_{x1} = R_A - qx$$

bo'ladi. Bu oraliqda ko'ndalang kuch o'zgarmas $R_A = \frac{2}{3}F$

lang kuch o'zgarmas $R_A = \frac{2}{3}F$

reaktsiyaga va x oraliqdagi taqsimlangan kuchning teng ta'sir qiluvchisi qx ga bog'liq. x masofa kamayishi bilan qx kuch kichiklashadi, aksincha ortishi bilan

qx kuch ham kattalashadi. $q = -\frac{dQ}{dx}$ differentsial bog'lanishga asosan, ko'ndalang kuchdan abstsissa bo'yicha olingan birinchi tartibli hosila taqsimlangan kuchga teng, ya'ni

$$q = \frac{d}{dx}(R_A - qx) = -q = -\frac{F}{a}$$

$0 \leq x \leq 2a$ oraliqda eguvchi moment tenglamasi

$$M_{x1} = M + R_A x_1 - q \frac{x_1^2}{2}$$

$Q = \frac{dM_x}{dx}$ differentsial bog'lanishga asosan

$$Q = \frac{d}{dx} (M + R_A x_1 - q \frac{x_1^2}{2}) = R_A - q \cdot x_1$$

$$\frac{d^2 M_{x1}}{dx^2} = \frac{dQ}{dx} = -q \quad \text{differentsial bog'lanishga asosan}$$

$$\frac{d^2}{dx^2} (M + R_A x_1 - q \frac{x_1^2}{2}) = \frac{d}{dx} (R_A - q \cdot x_1) = -q$$

Taqsimlangan kuchning teng ta'sir etuvchisi qx ni $0 \leq x \leq 2a$ oraliqda o'zgarish sohasida ishorasini almashtirishi mumkin. Buning uchun Q_{x1} ko'ndalang kuchning epyurasi abstsissani kesib o'tishi kerak. Q_{x1} epyurasini abstsissani kesib o'tish nuqtasida ko'ndalang kuch nolga teng bo'ladi, ya'ni $Q_{x1} = R_A - qx_1 = 0$.

Buerdan $x_1 = \frac{R_A}{q} = \frac{2}{3}a$ masofada $Q_{x1} = 0$ kelib chiqadi.

Ko'ndalang kuch nolga teng bo'lgan nuqtada (ushbu oraliqda) eguvchi moment ekstremal $M_{x1max} = \frac{11}{9}Fa$ qiymatga erishadi.

$x_1 = 0$ bo'lsa $M_{x1} = M = Fa$ hosil bo'ladi va

$x_1 = 2a$ bo'lsa $M_{x1} = \frac{F}{3}a$ hosil bo'ladi

$0 \leq x \leq 2a$ oraliqda eguvchi moment parabola qonuniyati bilan o'zgaradi, chunki eguvchi moment taqsimlangan kuch intensivligi bilan ikkinchi tartibli bog'lanishda.

Balkani $0 \leq x \leq a$ oraliqda taqsimlangan kuch ta'sir qilmaydi. Bu oraliqdagi ko'ndalang kuch taqsimlangan kuchlarning teng ta'sir qiluvchisi $q \cdot 2a = \frac{F}{a} \cdot 2a = 2F$ ga bog'liq.

Ko'ndalang kuch tenglamasidan $Q_{x2} = R_A - qa = \frac{2}{3}F - \frac{F}{a} \cdot a = -\frac{F}{3} = const$ ya'ni ko'ndalang kuch o'zgarmas. O'zgarmas sonning hosilasi nolga teng, ya'ni $q = -\frac{d}{dx}(\frac{F}{3}) = 0$. Chunki bu oraliqda taqsimlangan kuch intensivligi ta'sir qilmaydi. Eguvchi moment tenglamasi

$$M_{x2} = R_A(a + x_2) - q2a(\frac{2a}{2} + x_2)$$

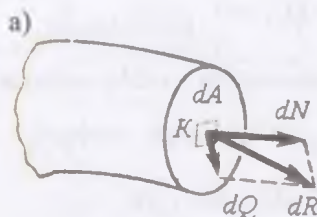
$Q = \frac{dM_x}{dx}$ differentsial bog'lanishga asosan

$$Q = \frac{d}{dx} \left[R_A(a+x_2) - 2qa\left(\frac{2a}{2} + x_2\right) + Fx_2 \right] = R_A - 2qa = \frac{2F}{3} - 2\frac{F}{a}a + F = -\frac{F}{3}$$

$0 \leq x \leq a$ oraliqda eguvchi moment abstsissaga nisbatan qiya joylashgan to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi.

KUCHLANISH

Ichki kuchning qiymati va yo'nalishi brus ko'ndalang kesimining turli nuqtalarida har xil bo'lishi mumkin. Kesimning ma'lum nuqtasidagi yoki kesim yuzasi bo'ylab ichki kuch qiymatining tarqalish qonuniyatini aniqlash uchun kuchlanish tushunchasini kiritamiz.

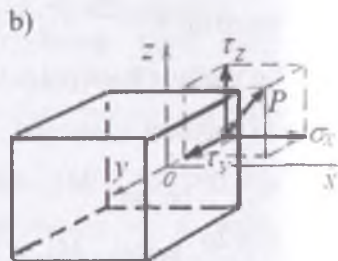
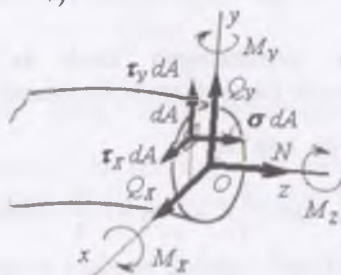


2.19 - rasm. Kuchlanish:

a) elementar yuzadagi va

b) ichki kuchlar va kuchlanishlar

v)



K - nuqta joylashgan elementar yuzaning to'liq kuchlanishi R shu nuqtaga qo'yilgan ichki kuch dR ning elementar yuz dA ga nisbatiga teng (2.19-rasm, a)

$$P = \lim_{dA \rightarrow \infty} \frac{dR}{dA} \quad (2.8)$$

Agar dR kuchni ikkita, ya'ni bo'ylama dN va dQ tashkil etuvchilarga ajratsak, normal va urinma kuchlanishlarni topamiz

$$\sigma = \lim_{dA \rightarrow \infty} \frac{dN}{dA} \quad \text{va} \quad \tau = \lim_{dA \rightarrow \infty} \frac{dQ}{dA}$$

Kuchlanishning o'lchov birligi Pa (Paskal). 1 nyuton kuchning $1m^2$ yuzaga nisbatan kuchlanishi bo'lib 1 Pa ga tengdir. To'liq kuchlanish R ning ko'ndalang kesimning yuzasi bo'ylab yo'nalgan ikkita tashkil qiluvchilarga ajratamiz.

Ko'ndalang kesim normal bo'ylab yo'nalgan kuchlanishni normal kuchlanish (σ) va ko'ndalang kesim yuzaga urinma holatda yo'nalgan kuchlanishni urinma kuchlanish (τ) deb qabul qilamiz (2.19 – rasm, b). To'liq kuchlanish R bilan σ va τ orasidagi bog'lanish quyidagicha ifodalanadi:

$$P = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \quad (2.9)$$

Sterjen ko'ndalang kesimida paydo bo'ladigan kuchlanishlar bilan ichki kuchlar orasidagi bog'lanishni aniqlaymiz. Buning uchun kesim yuzasida cheksiz kichik yuzacha dA -ni ajratamiz va unga $\sigma \cdot dA$; $\tau_y \cdot dA$ va $\tau_x \cdot dA$ elementar kuchlarni qo'yamiz (2.19 rasm, v). Bu elementar kuchlarning proektsiyalarim hamda ularning Ox , Oy , Oz o'qlarga nisbatan momentlaridan quyidagilarni topamiz:

$$\begin{aligned} N_x &= \int_A \sigma \cdot dA & M_x &= \int_A y \cdot \sigma \cdot dA \\ Q_x &= \int_A \tau_x \cdot dA & M_y &= \int_A x \cdot \sigma \cdot dA \\ Q_y &= \int_A \tau_y \cdot dA & M_z &= \int_A (\tau_y \cdot x - \tau_x \cdot y) dA \end{aligned}$$

Materiallar qarshiligida uch xil kuchlanish bor:

1) Chegaraviy (xavfli) kuchlanish – hosil bo'lishi bilan emirilash yoki plastik deformatsiya sodir bo'ladi. Bu kuchlanish materialni xossasi va deformatsiya turiga bog'liq. Masalan, kul rang cho'yonni siqilishdagi mustahkamlik chegarasi cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasidan 4 marta katta.

2) Ruxsat etilgan kuchlanish – konstruksiya xavfsiz, ishonchli va uzoq muddat ishlashini ta'minlovchi eng katta kuchlanish. Bu kuchlanish materialni xossasi, deformatsiyaning turi va mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsientiga bog'liq.

3) Hisobiy kuchlanish – konstruksiya elementiga qo'yilgan kuch ta'sirida hosil bo'ladi. Bu kuchlanish tashqi kuch va konstruksiya elementining o'lchamiga bog'liq.

Masalani qo'yilishiga ko'ra mustahkamlikka uch xil hisoblanadi:

1) Tekshirish hisoblashi – brusga qo'yilgan yuk, materiali va

o'lchamlari aniq, eng katta hisobiy kuchlanish topiladi va ruxsat etilgan kuchlanish bilan taqqoslanadi.

2) Loyihaviy hisoblash - brusga qo'yilgan yuk va materiali aniq, ko'ndalang kesim yuza hisoblanadi.

3) Ruxsat etilgan yuk hisoblanadi - brusni o'lchamlari va materiali aniq, konstruksiyaga qo'yilishi mumkin bo'lgan yukning qiymati topiladi.

Materiallar qarshiligida qabul qilingan gepotezalar

Konstruksiya elementlarini hisoblash ishlarini osonlashtirish uchun material, yuk va detallarning bir biriga ta'sir ko'rsatish xarakteriga nisbatan materiallar qarshiligida ayrim cheklanishlarga (gipotezalarga) yo'l qo'yiladi.

1. Konstruksiya materiali bir jinsli va g'ovaksiz, ya'ni uning xossasi elementning shakli va o'lchamlariga bog'liq emas deb qaraladi. Bu gipoteza mayda zarrachali materiallarga to'g'ri keladi

Yog'och, beton, tosh va g'isht uchun juda ham to'g'ri kelmasada, ammo hisob natijalari haqiqatga yaqin keladi.

2. Konstruksiya materiali izotrop, ya'ni uning xossasi barcha yo'nalishda bir xil deb qabul qilinadi. Bu cheklanish anizotrop materiallarda ishlatilmaydi. Masalan: yog'och, beton.

3. Jism yuklanishdan oldin unda boshlang'ich zo'riqish kuchlari bo'lmaydi deb faraz qilinadi. Po'lat detallarining notekis sovishi, yog'ochning notekis qurishi yoki betonning notekis qotishi natijasida ularda boshlang'ich kuchlanishlarni keltirib chiqaradi. Bu boshlang'ich kuchlanishlar tashqi kuch ta'sirida hosil bo'lgan kuchlanishlarga qaraganda juda ham kichik. Konstruksiya materiali elastiklik xossasiga ega deb qaraladi, ya'ni tashqi kuch ta'siri yo'qotilganda element o'zining boshlang'ich shakli va o'lchamlarini qayta tiklaydi. Elastik jism deformatsiyasi faqat kuchga bog'liq bo'lib, kuchlarning quyilish tartibiga bog'liq emas.

4. Konstruksiya materialining har bir nuqtasidagi deformatsiya shu nuqtadagi kuchlanishga to'g'ri proportsional deb qaraladi. Bu gepoteza Guk qonuni deyiladi. Bunda kuchlanish proportsionallik chegarasidan katta bo'lmasligi kerak.

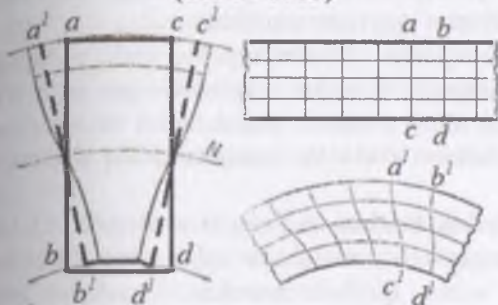
5. Konstruksiyaning deformatsiyasi uning geometrik o'lchamlariga nisbatan kichik miqdor deb qaraladi. Bu gepotezadan ayrim statik aniqlashtirish masalalarini yechishda foydalaniladi.

6. Yuk qo'yilishigacha tekis bo'lgan brusning kesimi, yuk

ta'siridan keyin xam tekisligicha qoladi. Bu gepoteza Bernulli gepotezasi deyiladi

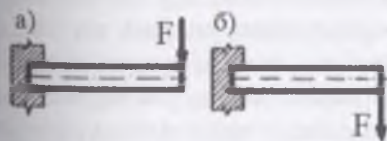
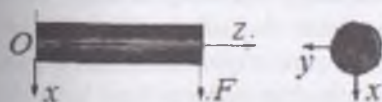
7. Sen-Venan printsipti. Jismga qo'yilgan kuchning ta'sir nuqtasidan etarlicha uzoqda joylashgan nuqtalarda hosil bo'ladigan ichki kuchlar xarakteri tashqi kuchning ta'sir xarakteriga bog'liq emas. Kichik yuzachalarda taqsimlangan kuchlar shu kuchlarning teng ta'si qiluvchisi bilan almashtirilishi mumkin.

YAKOV BERNULLI (1654 - 1705)



Tekis kesim gipotezasini
asoslagan

BARRE DE SEN - VENAN (1797 - 1885)

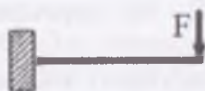


2.20- rasm

Frantsiya Fanlar Akademiya-sining a'zosi Sen Venan elasticlik nazariyasi va fazoviy masaladagi kabi ko'ndalang egilish masalasini echdi.

Sen-Venan printsipti. Deformatsiyalanuvchi qattiq jism mexanikasida real ob'ekt hisoblash sxemasini aniqlashda Sen-Venan printsipti katta ahamiyatga ega. Sen-Venan printsiptiga asosan jismni kuchlar ta'sir etadigan sohasidan

uzoq joylashgan qismining kuchlanganlik holati ushbu kuchlarni qo'yilish usuliga kam bog'liq. Masalan 2.20-rasm- a,b larda ko'rsatilgan balkalarning kuchlanganlik holati kuch qo'yilgan kesimdan boshqa barcha kesimlarda amalda bir xil.



Shuning uchun balkaning hisoblash sxemasini tuzishda balkaga kuch qanday uzatilishini ko'rsatish ahamiyatga ega emas.

Sen-Venan printsipligiga asosan hisoblash sxemani tuzishda kuchlar sistemasini ularning teng ta'sir etuvchisi bilan almashtirish mumkin. Agar, kuchni ta'sir qilish yuzasi jism o'lchamlariga nisbatan juda kichik bo'lsa nazariy mexanikaning bu printsiplini tadbiiq etish mumkin.

Agar, kuchni ta'sir qilish yuzasi jism o'lchamlariga nisbatan sezilarli nisbatda bo'lsa, nazariy mexanikaning bu printsiplini jism kuchlanganlik holatining xarakterini o'zgartishi mumkin.

Klaster «axborotni yoyish». Klasterlarga ajratish pedagogik strategiya bo'lib, u ko'p variantli fikrlashni o'rganilayotgan tushuncha (hodisa, voqea) lar o'rtasida aloqa o'rnatish malakalarini rivojlantiradi. biror mavzu bo'yicha talabalarni erkin va ochiqdan-ochiq fikrlashiga yordam beradi.

«**Klaster**» so'zi **g'uncha**, **borlam** ma'nosini anglatadi. Klasterlarga ajratishni da'vat, anglash va mulohaza qilish bosqichlaridagi fikrlashni rag'batlantirish uchun qo'llash mumkin. U asosan yangi fikrlarni uyg'otish, mavjud bilimlarga etib borish strategiyasi bo'lib, muayyan mavzu bo'yicha yangicha fikr yuritishga chorlaydi.

Biror mavzu bo'yicha klasterlar tuzishdan bu mavzuni mukammal o'rganmasdan oldin foydalanish maqsadga muvofiq. Klaster tuzishni muayyan tushuncha yoki g'oyani «anglash» fazasida qo'llash maqsadga muvofiq bo'ladi. Chunki, bunda o'quvchi o'quv materialini nafaqat mustaqil va faol o'zlashtirishi, balki o'z tushunchalarini ham kuzatib borishi zarur. Asosiy tushuncha va munosabatlarning klaster tarkibidagilar o'rtasida mumkin bo'lgan bog'lanishlarni aniqlash variativ fikr yuritishni rivojlantiradi, uning «atrofiga» turlicha nazar tashlashga majbur etadi. Klaster tuzish aqliy hujum uchun yaxshigina misol bo'lishini aytib o'tish lozim. Masalan, turli deformatsiyalarda kuchlanishlarni aniqlash masalasini yechishda, masalaning uch- **fizik**, **geometrik** va **mexanik** tomonlaridan foydalanamiz va ushbu holat uchun klaster tuzamiz.

Masalani fizik tomonida materialni xossasini ifodalovchi kattalik va Guk qonuniga asoslanadi. Bunda brusning kesim yuzasidagi kuchlanish, brusning deformatsiyasi va uning geometrik o'lchamlari qatnashadi. Bu nazariyani ifodalovchi matematik tenglamada konstruktiviyaga ta'sir qiluvchi tashqi kuch qatnashmaydi. Kuchlanishni

tashqi kuch bilan bog'lash uchun, berilgan konstruktsiyaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz. Bu muvozanat tenglamalari masalani mexanik tomonini tashkil etadi. Kuchlanishni aniqlashning uch tomonini o'zaro bog'lanishda echib, brusning kesim yuzasida hosil bo'lgan kuchlanish (egilish, buralish va h.k.) formulasini keltirib chiqaramiz

Xulosa. Deformatsiyanuvchi qattiq jism mexanikasi – turli ta'sirlanuvdagi deformatsiyanish shartlarida qattiq jismni harakat qonunlari va muvozanatini o'rganuvchi fan. Qattiq jismning deformatsiyasi o'lcham yoki shaklni o'zgarishi bilan belgilanadi. Qattiq jismning bunday xususiyati bilan injener o'zining faoliyatida inshoot konstruktsiyalarning elementlari va mashinalarda uchratadi. Masalan, cho'zuvchi kuch ta'siridan sterjen uzayadi, ko'ndalang qo'yilgan yuk ta'siridagi balka egiladi. Yuk ta'sirida qattiq jismda ichki kuchlar hosil bo'ladi, bu kuchlar jismni deformatsiyanishga qarshilik kuchlarini xarakterlaydi. Bir birlik yuzaga to'g'ri keluvchi ichki kuchlar kuchlanish deyiladi.

Qattiq jismni turli ta'sirlashuvda kuchlanganlik-deformatsiyanlangan holatini izlanishi deformatsiyanuvchi qattiq jism mexanikasi-asosiy masalasini tashkil etadi.

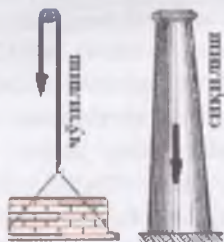
Texnika va qurilish oliygohlarida deformatsiyanuvchi qattiq jism mexanikasining tarkibidagi-materiallar qarshiligi inshoot va muhandislik hisoblash usullari bilan shug'ullangani uchun amaliy xarakterga ega. Ushbu masalalarni to'g'ri yechish mashina, mexanizm va muhandislik inshootlarini loyihalash va uning asosida ularning ekspluatatsiya davrida ishonchligini ta'minlaydi.

Konstruktsiyaning ishonchlilik muammosi – konstruktsiyanisamarali ishlashi yoki ekspluatatsiyasi, material sarfi, qurish yoki tayyorlash texnologiyasi nuqtai nazaridan optimal variantni tanlash echimi bilan bog'liq.

Texnik oliygohlarda materiallar qarshiligi inshoot va mashinalarni loyihalash sohasidagi birinchi injenerlik fani hisoblanadi. Materiallar qarshiligida asosan oddiy konstruktiv elementlar – bruslar, sterjenlar, balkalarni hisoblash metodikasi beriladi.

Deformatsiyanuvchi qattiq jismlar mexanikasi injenerlik amaliyotida konstruktsiyalar hisobining usullarini bajara olmasa, kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlashni turli eksperimental usullari (tenzometriya, polyarizatsion –optik va h.k.) qo'llaniladi.

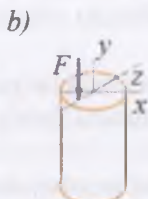
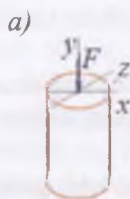
CHO'ZILISH VA SIQILISH



2.21-rasm. Cho'zilish va siqilishga ishlovchi konstruksiyalar.

qanday konstruksiyalarda uchraydi zanjirlar, troslar, fabrika-zavodlarning bino tomini ushlab turuvchi kolonkalar va h.k.

Inshoot yoki konstruksiya qismlari mahkamlanish turiga yoki tashqi kuchlarning kuyilish nuqtasiga ko'ra markaziy yoki markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishda bo'ladi.



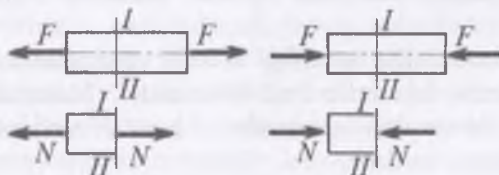
a) markaziy siqilish

b) markazlashmagan siqilish

v) markazlashmagan siqilishda deformatsiya

Markaziy cho'zilish yoki siqilish oddiy deformatsiya, markazlashmagan siqilish murakkab deformatsiya turiga kiradi.

Markaziy cho'zilish yoki siqilish - bir-biriga teng va o'qi bo'ylab qarama-qarshi tomonlarga yo'nalgan kuchlar ta'siridagi sterjenning deformatsiyasi. Markaziy cho'zilish va siqilishda sterjenning ko'ndalang kesimida faqat bir xil ichki kuch - faktori -bo'ylama kuch N hosil bo'ladi.



Ushbu rasmlarda bruslarning cho'zilish yoki siqilishiga oid eng oddiy misollar keltirilgan.

Bruslarning ixtiyoriy kesimidagi ichki bo'ylama N_x kuchlarini kesish usuli bilan topilgan. Ulardan birinchisi brusni cho'zadi va kesim yuzasidan brusni tashlab yuborilgan tomoniga yo'nalgan. Bunday kuchni musbat ishorali deb qabul qilamiz.

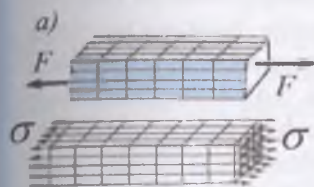
Ikkinchi N_x kuch kesim yuza tomon yo'nalgan va u brusni olib folangan qismini siqadi. Bunday kuchni manfiy ishorali deb qabul qilamiz. Cho'zuvchi va siquvchi bo'ylama kuchlarning bunday yo'nalishi va ishorasini qoida sifatida qabul qilamiz.

Agar brus o'qi bo'ylab, unga bir qancha kuchlar qo'yilgan bo'lsa, uning ixtiyoriy ko'ndalang kesimidagi ichki bo'ylama kuchlarni topish uchun kesish usulidan foydalanamiz.

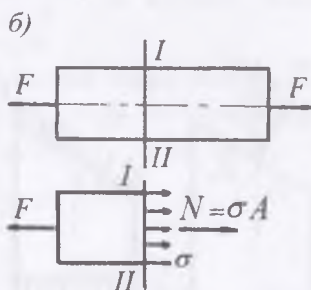
Brusning ixtiyoriy ko'ndalang kesimidagi bo'ylama kuch N_x brusning qoldirilgan qismiga ta'sir qiluvchi barcha kuchlarning brus o'qiga tushirilgan proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng.

Bo'ylama kuch deb, brusning kesimida hosil bo'lgan normal kuchlanishlarning teng ta'sir etuvchisiga aytiladi:

$$N_x = \int \sigma \cdot dA$$



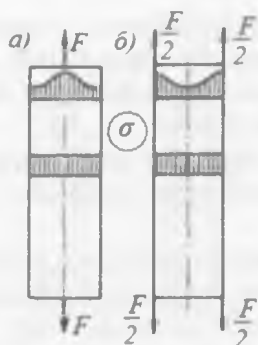
2.22-rasm. Brusni cho'zilishga oid sxemalar: brusni cho'zilishi va normal kuchlanishni



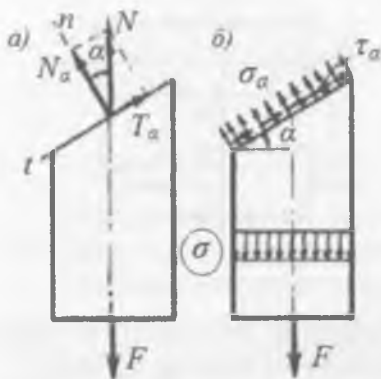
Cho'zilishda (siqilish) brus materialining zarrachalari bo'ylama bir xil masofaga va ko'ndalang kesimlarda bir xil masofaga ko'chadi (2.22-rasm, a). Shuning uchun, normal kuchlanish brusning kesim yuzasida teng tarqaladi (2.22-rasm, a,b).

Bu masala Ya. Bernulli gipotezasiga asolanadi: *Brusning deformatsiyagacha tekis bo'lgan va sterjen o'qiga tik kesimlari deformatsiyadan keyin ham tekis va brus o'qiga tikligicha qoladi.*

Markaziy cho'zilishda sterjenning bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikdagi barcha material zarrachalari kuch yo'nalishida bir xil masofaga qo'yildi. Buning asosida Shveysariyalik olim Ya.Bernulli materiallar qarshiligidagi ko'plab masalalarda qo'llanilgan tekis kesim gipotezasini taklif qiladi. Bu gipotezaga asosan, deformatsiyagacha tekis va sterjen o'qiga perpendikulyar bo'lgan kesim, deformatsiyadan keyin ham tekis va sterjen o'qiga perpendikulyar qoladi.



Kuchlanishlarni
tarqalishi



kuchga teng bo'lgan N kuchni keltirib qo'yamiz. Bu kuchni qiya kesimni normal va urinma o'qlariga proektsiyalab qiya kesimdagi normal va urinma kuchlarni topamiz.

$N_\alpha = N \cdot \cos \alpha$ va $T_\alpha = N \cdot \sin \alpha$ ichki bo'ylama kuchga teng bo'lgan N kuchni keltirib qo'yamiz

N_α - normal kuchlanishlarning va T_α -urinma kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchisi hisoblanadi. Qiya kesimning normal kuchlanish

$$\sigma_\alpha = \frac{N_\alpha}{A_\alpha} \text{ va } \text{urinma kuchlanish } \tau_\alpha = \frac{T_\alpha}{A_\alpha}.$$

Shunday qilib cho'zilish va siqilishda sterjen barcha bo'ylama tolalarining uzunliklari bir xil miqdorga o'zgaradi. Ammo bu gipoteza sterjenning barcha kesimlari uchun bir xil deb bo'lmaydi [29]. Sterjenni to'planma kuch qo'yilgan nuqtasiga yaqin kesimlarida normal kuchlanishni tarqalishi notekis bo'lishi mumkin [29]. Kuch qo'yilgan nuqtadan uzoqroqda joylashgan kesimda kuchlanish tekis tarqaladi Sen - Venan printsipiga mos bo'ladi.

Shu paytgacha brusning bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikda joylashgan ko'ndalang kesimdagi normal kuchlanishlarni aniqladik. Lekin ayrim masalalarda qiya kesimdagi kuchlanishlarni aniqlashga to'g'ri keladi. Shuning uchun qiya kesimdagi kuchlanish holatini o'rganamiz.

Sterjenni ajratib olingan qismi muvozanatda bo'lishi uchun, uning kesilgan qiya yuzasining og'irlik markaziga ichki bo'ylama

Ushbu formulalar cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga uchragan sterjenning qiya kesimidagi normal va urinma kuchlanishlarni aniqlash uchun tadbiriq etiladi.

Kuchlanish – sterjenning kesim yuzasida ichki bo'ylama kuchni tarkalish konuniyatini belgilaydi. Kuchlanish deb bir birlik yuzaga to'g'ri keladigan kuchning miqdoriga aytiladi.

Cho'zilish va siqilishda sterjenning kesim yuzasida normal kuchlanish hosil bo'ladi: $\sigma = \frac{N}{A}, \frac{\kappa H}{\mathcal{M}^2}$ (2.10)

Agar cho'zuvchi yoki siquvchi kuch maksimumga erishsa, ya'ni chegaraviy qiymatga chiqsa $N = N_{\max}$ bo'lsa, normal kuchlanish ham maksimal chegaraviy qiymati $\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A}$ ga erishadi. Konstruktsiyada xavfli holat emirilish sodir bo'ladi.

Cho'zilish va siqilishda mustahkamlik shart. Konstruktsiyada xavfli holatni cheklash uchun elementining qesim yuzasidagi eng katta normal kuchlanish $\sigma_{\max}$, shu konstruktsiya materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lmasligi kerak, ya'ni $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$

yoki $\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma]$ (2.11)

(2.10) formula cho'zilish yoki siqilishda mustahkamlik shart

Ruxsat etilgan konstruktsiyaning xavfsiz ishlashini ta'minlaydi va uning qiymati konstruktsiyaning materialiga bog'liq bo'lib tajriba asosida belgilanadi.

Cho'zilish va siqilishda loyihaviy hisoblashda sterjenning kesimi tanlanadi: $A \geq \frac{F}{[\sigma]}$ (2.12)

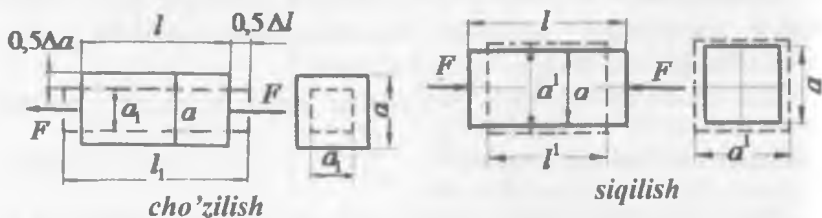
Ruxsat etilgan yuk hisoblanadi: $F_{\text{pyt}} = [\sigma] \cdot A$ (2.13)

Deformatsiya. Cho'zilish va siqilish sterjenning bo'ylama va ko'ndalang o'lchamlarini o'zgarishi bilan xarakterlanadi. Masalan, sterjenni cho'zilishda uzunligi ortadi, ko'ndalang kesimi esa qisqaradi. Siqilishda teskari holat, ya'ni sterjenning uzunligi qisqaradi, ko'ndalang o'lcham esa kattalashadi. Sterjen bo'ylama va ko'ndalang o'lchamlarining o'zgarishi bo'ylama va ko'ndalang deformatsiyalar deyiladi.

Absolyut va nisbiy deformatsiyalar mavjud. Absolyut uzayish (deformatsiya) sterjenni cho'zilganidan keyingi va boshlang'ich

uzunliklarining farqi bilan belgilanadi.

Absolyut qisqarish ko'ndalang kesimning boshlang'ich va deformatsiyadan keyingi o'lchamlar farqi bilan belgilanadi.



$\Delta l = l_1 - l_0$ bo'ylama va $\Delta a = a_0 - a_1$ ko'ndalang deformatsiyalar absolyut deformatsiya deyiladi.

Bir birlik uzunlikka to'g'ri keladigan absolyut uzayishga nisbiy bo'ylama uzayish deyiladi.

$\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$ nisbiy bo'ylama uzayish va $\epsilon' = \frac{\Delta a}{a}$ nisbiy ko'ndalang qisqarishlar nisbiy deformatsiya deyiladi.

Nisbiy ko'ndalang deformatsiyani nisbiy bo'ylama deformatsiyaga nisbati o'zgarmas miqdor va Puasson koeffitsienti deyiladi.

$$\mu = \frac{\epsilon'}{\epsilon} \quad (2.14)$$

Sterjenning uzunligi ham, absolyut cho'zilishi ham mm yoki sm hisobida o'lchanganligi uchun nisbiy bo'ylama deformatsiya o'lchovsiz son bo'ladi.

Agar, sterjenning cho'zilishi faqat elastik deformatsiya chegarasida qaralsa, cho'zuvchi kuch bilan absolyut uzayish orasida to'g'ri proporsional bog'lanish bo'ladi. Bu bog'lanish ingliz olimi Robert

Guk qonuni deyiladi: $\Delta l = \frac{Nl}{EA}$ (2.15)

Elastik bo'ylama uzayish, ichki bo'ylama kuch va sterjenning uzunligiga to'g'ri va bikrligiga teskari proporsional.

(2.15) formulada EA sterjenning cho'zilish yoki siqilishdagi bikrligi. Elastik jismlarda, normal kuchlanish nisbiy deformatsiyaga to'g'ri proporsional $\sigma = E \cdot \epsilon$ (2.19)

ROBERT GUK
(1635 – 1703)



1635 yil Freshwaterda (Uayt oroli) tug'ilgan va 1703 yil Londonda halok bo'lgan. 1653 yil Oksford universiteti Krayst-Chyorn kolledjiga o'qishga kiradi va uni tugatib R.Boylga assistent bo'ladi. 1662 yilda Qirollik jamiyatida eksperimentlar kuratori, 1663 yil London Qirollik jamiyati a'zosi, 1665 yildan London universiteti professori va 1677- 1683 yillar London Qirollik jamiyati kotibi. 1660 yilda kuchlanish σ va nisbiy uzayish ε ni bog'lovchi qonunni $\sigma = E \cdot \varepsilon$ aniqladi. 1678 yil Londonda chop etgan «De

potentia restitiva» kitobida, 18 yil oldin prujina tug'risidagi asosiy qonunini yaratganligini va uni ceiiinosstlu – stenogrammasi asosida yashirib kelganligini yozadi. Harflarni to'g'ri joylashtirilsa bu so'z ut tensio, sic vis - deb o'qiladi, tarjimasi «kuch qanday bo'lsa, ta'siri ham shunday bo'ladi», ya'ni prujinaning kuchi uning cho'zilishiga to'g'ri proporsional. 1678 yil «Tiklanish qobiliyati yoki elastiklik to'g'risida» deb nomlangan ilmiy ishida materiallarning

xossalari to'g'risida: har qanday elastik jism uchun tabiatni qonuni shunday tashqil topganki, jismlarni bo'laklarga ajratish, qismlarni zichlashtirish yoki bo'shatish usuli bilan amalga oshirilganligidan qat'iy nazar o'zining tabiiy holatini tiklash kuchi yoki qobiliyatini, uni tabiiy holatdan chiqargan kuchga teng me'yorda proporsional. Bunday vaziyat faqat yuqorida keltirilgan jismda emas, metall, yog'och, tosh turlari, kirpich, shisha va hokazolarni egilish jarayonida kuzatilishi mumkin. Bu nazariya asosida kamon kuchini aniqlash, prujina yoki taranglashgan strunaning tebranishi aniqlanadi. R.Guk taniqli arxitektor bo'lgan.

R.Guk formulasidagi E –material bikrligini xarakterlaydigan koeffitsient bo'lib, *birinchi darajali elastiklik moduli* deyiladi.

TOMAS YUNG
(1773 - 1829)



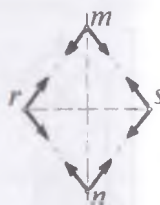
C.D.PUASSON
(1781-1840)



E – ni o'lchov birligi $\frac{H}{M^2}, \frac{\kappa H}{M^2}$ va

materialning turiga bog'lik holda tajribalar asosida aniqlanadi. Masalan, yumshoq po'lat uchun namunani cho'zilish yoki siqilishga sinashda, diagrammani - $\mathcal{E}$ o'qiga og'ishgan burchagining tangensiga teng. Barcha yo'nalishlarda E – ni qiymati o'zgarmas bo'lsa, bunday materiallar izotrop, barcha o'qlar bo'yicha E – ni qiymati o'zgaruvchan bo'lsa anizotrop material deyiladi. *Young, Cours of Lectures on Natural Philosophy and Mechanical Als. London 1807.*

Brusni cho'zilishida ko'ndalang o'lchamlari qisqaradi. Bu vaziyatni Simon Deni Puasson quyidagi tajriba bilan ifodalaydi. Cho'zilish tekisligida m va n zarrachalarni va mn tekislikka perpendikulyar



tekislikda r va s zarrachalarni belgilaymiz.

Cho'zilishda ms, mr, sn, rn masofalar uzayadi va elastiklik kuchlari hosil bo'ladi.

r va s zarrachalardagi elastik kuchlarning teng ta'sir qiluvchilari, ularni yaqinlashtirishga intiladi. Nisbiy ko'ndalang qisqarish (ε^1) nisbiy bo'ylama uzayishga ($\mathcal{E}$) bog'lik, ya'ni $\mathcal{E}' = \mu \mathcal{E}$.

Tomonlari birga teng bo'lgan kvadrat brusni cho'zilish yo'nalishida uning qirrasi ε ga uzayadi va $1 + \varepsilon$ ga teng bo'ladi. Har bir ko'ndalang tomon $\mu \mathcal{E}$ -ga qisqaradi va $1 - \mu \mathcal{E}$ ga teng bo'ladi. Unda hajmning nisbiy o'zgarishi $V_0 = 1 + \varepsilon(1 - 2\mu)$

Turli materiallar uchun Puasson koeffitsienti	Materiallar	μ	Materiallar	μ
	Po'lat	0,25-0,33	Qo'rg'oshin	0,45
	Mis	0,31-0,34	Latun	0,32-0,42
	Bronza	0,32-0,35	Alyuminiy	0,32-0,36
	Cho'yan	0,23-0,27	Rux	0,21
	Shisha	0,25	Tosh	0,16-0,34

Turli xildagi materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuchlanishlarning miqdorlari.

Material	$[\sigma]_n, \frac{K\bar{2}}{CM^2}$	$[\sigma]_c, \frac{K\bar{2}}{CM^2}$
St.1-St.2-St.3	1200	1200
Lingirlangan po'lat	1000-4000	1000-4000
Kul rang cho'yan	300-400	1200-1500
Duralyumin	800-1500	800-1500
Karag'ay (tolalar buyicha)	70-100	100-120
Dub (tolalar buyicha)	90-130	130-150
G'isht (tsement qorishmasi bilan terilgan holda)	2	12
Beton	4	35

Cho'zilish va siqilishdagi potentsial energiya

Elastik sterjen deformatsiyasining potentsial energiyasi miqdor jihatdan tashqi kuchning bajargan ishiga teng: $A=U$ (2.20)

Statik ravishda qo'yilgan kuchning bajargan ishi shu kuchga tegishli ko'chish ko'paytmasining yarmiga teng: $A = \frac{F \cdot \Delta \ell}{2}$ (2.21)

Guk qonunini e'tiborga olsak $U = \frac{F^2 \cdot \ell}{2EA} = \frac{\sigma^2 F \ell}{2E}$ (2.22)

Solishtirma potentsial energiya $a = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2}$ (2.23)

Harorat ta'sirida kuchlanish va deformatsiya

Texnikada ko'pgina konstruktsiya qismlari harorat ta'sirida ishlaydi (gaz trubina, reaktiv dvigatel qismlari). Harorat ta'sirida hosil bo'lgan ichki bo'ylama kuch N - materialning elastiklik moduli E , qizdirilish harorati t^0 ta'siridagi chiziqli kengayish koeffitsienti α va sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi A -ga bog'liq bo'ladi, ya'ni:

$$N = \alpha \cdot \Delta t \cdot E \cdot A.$$

Haroratli kuchlanish: $\sigma_t = \frac{N}{A} = \alpha \cdot \Delta t \cdot E$ (2.24)

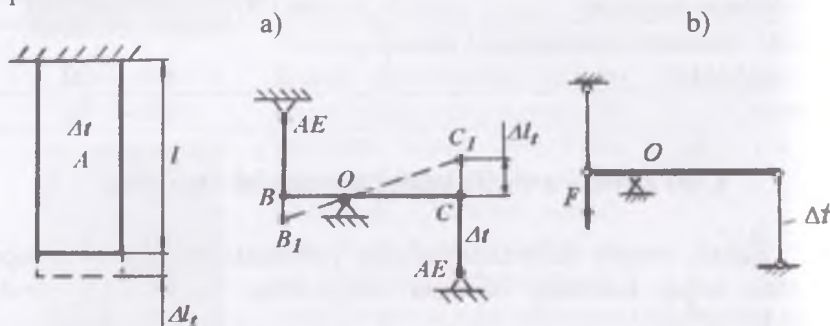
Tekis qizdirilgan bir jinsli sterjenning absolyut uzayishi quyidagi formula bilan topiladi: $\Delta \ell_t = \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell$ (2.25)

Sterjenning nisbiy uzayishi: $\varepsilon = \alpha \cdot \Delta t$ (2.26)

Agar, sterjenga tashqi cho'zuvchi kuch F ham ta'sir qilsa (15) va (16) formulalarni quyidagicha yozish mumkin (2.31 – rasm, b):

$$\Delta \ell = \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell + \frac{N \ell}{EA} \quad \text{va} \quad \varepsilon = \alpha \cdot \Delta t + \frac{\sigma}{E}$$

Tashqi kuch F va harorat ta'siridagi deformatsiyalar mustaqil ko'rinishga egadir va u sterjenning umumiy deformatsiyasini tashkil qiladi.



2.23– rasm. Temperatura ta'sirida deformatsiya; a) brus va sterjenlar sistemasini cho'zilish va siqilishi; b) tashqi kuch va temperatura ta'siridagi sterjenlar sistemasi.

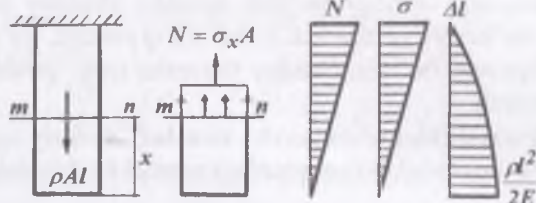
Xususiy og'irlik ta'sirida cho'zilish yoki siqilish

Uzunligi ℓ -ga teng bo'lgan sterjen xususiy og'irlik ta'sirida uzayadi (2.24–rasm). Sterjenning pastki uchidan x – masofada joylashgan $m - n$ kesimining ichki kuchi va kuchlanishini aniqlaymiz. Buning uchun kesish usulidan foydalanamiz. Sterjenni ikki qismga ajratib, pastki bo'lagini olib qolamiz. Sterjenning ajratib olingan pastki qismi o'zining xususiy og'irligi ρAx va sterjenning tashlab yuborilgan qismining pastki qismga qo'yilgan ta'siri σ_x ostida bo'ladi. Agar, σ_x sterjenning $m-n$ kesimida teng tarqalgan bo'lsa $N = \sigma_x A = \rho \cdot Ax$ va $\sigma_x = \rho \cdot x$ hosil bo'ladi.

Demak, xususiy og'irlik ta'sirini hisobga olganda normal kuchlanish – materialning solishtirma og'irligi ρ va sterjenning uzunligi

ℓ -ga bog'liq bo'ladi. Normal kuchlanish $x = \ell$ kesimda, ya'ni tayanch kesimda eng katta qiymatga erishadi (2.24 – rasm):

$$\sigma_{\max} = \rho \cdot \ell \quad (2.27)$$



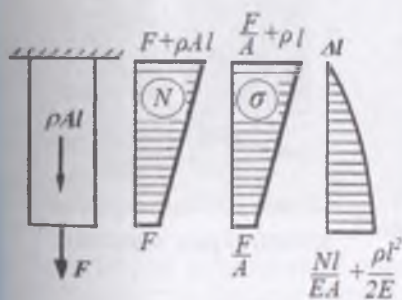
2.24 – rasm. Xususiy og'irlik ta'siridagi brusni cho'zilishi: kesish usuli, ichki kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari

Sterjenning xavfli kesimi uchun mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\max} = \rho \cdot \ell \leq [\sigma] \quad (2.28)$$

Agar, sterjenning pastki uchiga F kuch qo'yilgan bo'lsa, mustahkamlik shartining ko'rinishi o'zgaradi (2.25–rasm).

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \rho \cdot \ell \leq [\sigma] \quad (2.29)$$



2.25-rasm

(2.18) va (2.19) formulalardan foydalanib sterjenning mustahkamligini ta'minlaydigan kritik uzunlik

$$\ell_k = \frac{[\sigma]}{\rho}; \quad \ell_k = \frac{[\sigma]A - F}{\rho A}$$

va kesim yuzasini aniqlash mumkin: $A \geq \frac{F}{[\sigma] - \rho \cdot \ell} \quad (2.25)$

(2.25) formula asosida tanlab olingan kesim yuza sterjenning xavfli tayanch kesimini qanoatlantiradi, chunki shu kesimda normal kuchlanish eng katta qiymatga erishadi.

Sterjenning uzunligi bo'ylab, kesim yuzani (2.25) formula yordamida tanlash mumkin emas, normal kuchlanish sterjenning uzunligi bo'ylab barcha kesimlarda to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan

o'zgaruvchan. Bu holat sterjenning uzunligi bo'ylab barcha kesimlar normal kuchlanishi bilan bir xil yuklanmaganligini va ortiqcha material sarflanligini bildiradi.

Sterjenning uzunligi bo'ylab kesimni shunday tanlash kerak-ki, uning barcha kesim yuzalarida σ bir xil qiymatga, ya'ni ruxsat etilgan kuchlanishga teng bo'lsin. Bunday sterjenlar teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslar deyiladi.

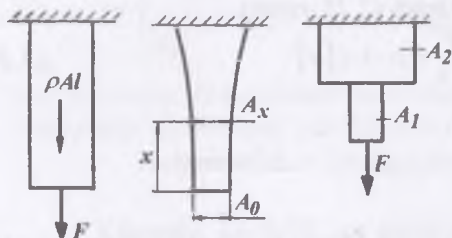
Teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslar. Xususiy og'irlik ta'siridagi brusing uzunligi bo'ylab kesimlardagi normal kuchlanish o'zgaruvchan bo'ladi.

Teng qarshilik ko'rsatuvchi brus deb, uzunligi bo'ylab barcha kesimlaridagi kuchlanishlar miqdor jihatdan brus materialining ruxsat etilgan kuchlanishiga teng bo'lgan bruslarga aytiladi.

Bunday bruslarning ning ko'ndalang kesim yuzasi:

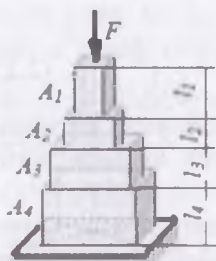
$$A_x = A_0 \ell^{\frac{p}{E}} \quad (2.26)$$

formula bilan topiladi.



2.26 – rasm. tashqi kuch va xususiy og'irlik ta'siridagi brus va teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslar.

Temir yo'l ko'prigining ustunlari pog'onasimon



Teng qarshilik ko'rsatuvchi brusni tayyorlashda kesimdan ratsional foydalanilganligi uchun ortiqcha material sarflanmaydi. Teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslar ko'pincha pog'onali qilib tayyorlanadi (2.26-rasm). Brus Pog'onalarining kesim yuzalari quyidagicha topiladi:

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \rho \cdot \ell_1} \quad \text{va} \quad A_2 = \frac{F + \rho A_1 \ell_1}{[\sigma] - \rho \ell_2}$$

Brusning xususiy og'irlik ta'sirida uzayishini topish uchun Guk qonunidan foydalanamiz:

$$\Delta \ell = \int_x^\ell \frac{N dx}{EA} = \int_x^\ell \frac{\rho \cdot A \cdot x \cdot dx}{EA} = \frac{\rho}{2E} (\ell^2 - x^2) \quad (2.27)$$

Agar, sterjen tashqi F kuch bilan ham yuklangan bo'lsa

$$\Delta \ell = \int_x^\ell \frac{(F + \rho Ax) dx}{EA} = \frac{N(\ell - x)}{EA} + \frac{\rho}{2E} (\ell^2 - x^2) \quad (2.28)$$

ALEKSEY NIKOLAEVICH KRILOV (1863 – 1945)



A.N.Krylov 15 avgust 1863 yil Simbir guberniyasi Vyasaga qishlog'ida tug'ilgan. Otasi artil'leriya qo'shinining ofitseri edi. 1872– 1874 yillar ota – onasi bilan Frantsiyada yashaydi, u erdan kelib Sevastopol bilim yurtida o'qiydi. Mexanikada o'zgaruvchan kesim-li bruslar to'g'risida ilmiy izlanish olib borgan va uni kemasozlida tadbiq etgan.

1943 yil A.N.Krylov « Мысли и материалы о преподавании механики » nomli kitobi nashr qilindi. A.N.Krylov 26 oktyabr 1945 yil Leningrad shahrida vafot etadi. « Ana katta to'lqin kelmoqda » degan uning oxirgi so'zi edi.

Cho'zilish va siqilishda statik aniq va noaniq masalalar

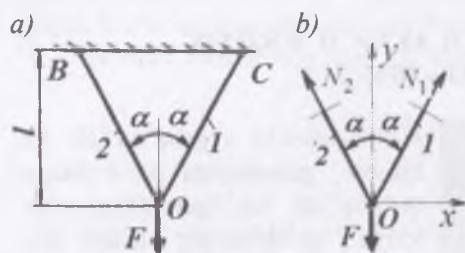
Inshoot konstruktсийalarini cho'zilish va siqilishga hisoblashda asosan, ularning ichki bo'ylama kuchlari, kesim yuzasidagi normal kuchlanish va bo'ylama uzayishlari aniqlanadi. Masalani qo'yilish vazifasiga ko'ra konstruktсийaning mustahkamlik shartiga binoan kesim yuzasi tanlanishi, yoki ruxsat etilgan yuk hisoblanishi mumkin.

Ushbu masalalarni yechishda konstrukttsiyadagi noma'lum reaksiya va ichki kuchlar sonini statikaning muvozanat tenglamalari soniga teng yoki ko'pligiga ko'ra, cho'zilish va siqilishda statik aniq va statik noaniq masalalar mavjud.

Amaliyotda uchraydigan konstrukttsiya qismlarining ko'pchiligida ko'ndalang kesimda hosil bo'ladigan ichki cho'zuvchi yoki siquvchi bo'ylama kuchlarni va kuchlanishlarni kesish usulidan foydalanib, sistemaning ajratilgan bo'lagini muvozanat shartini tuzish usuli bilan topish mumkin.

Masalan, 2.27-rasmda ko'rsatilgan konstrukttsiyada ikkita sterjenlar bir-biri bilan O nuqtada birlashtirilgan va ikkinchi uchlari

tayanchga qo'zg'almas qilib mahkamlangan. Ichki bo'ylama kuchlarni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanib sterjenlarni yuklanish sxemasini tuzamiz. Sterjenlar sistemasining muvozanat shartlari:



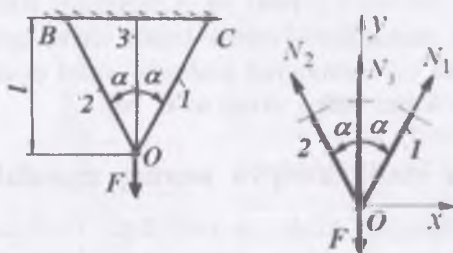
2.27-rasm. Statik aniq sterjenlar

$$\sum x = -N_2 \sin \alpha + N_1 \sin \alpha = 0 \quad (2.29)$$

$$\sum y = N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha - F = 0 \quad (2.30)$$

(24) tenglikdan $N_1 = N_2$ e'tiborga olsak (25) tenglamadan

$$N_1 = N_2 = \frac{F}{2 \cos \alpha} \quad \text{hosil bo'ladi.}$$



2.28-rasm. Statik noaniq sterjenlar

Statik noaniq sterjenlar sistemasi. Berilgan konstrukttsiyaning birligini oshirish uchun uning tarkibiga 3 sterjenni kiritamiz (2.28-rasm). Natijada konstrukttsiyadagi 3 ta sterjenda 3 ta noma'lum ichki kuchlar hosil bo'ladi.

Ularni aniqlash uchun sterjenlar sistemasining muvozanat shartlarini tuzamiz (2.28- rasm)

$$\sum x = -N_1 \sin \alpha + N_2 \sin \alpha = 0 \quad (2.31)$$

$$\sum y = N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha - F + N_3 = 0 \quad (2.32)$$

(26) tenglamadan $N_1 = N_2$ e'tiborga olsak (27) tenglamadan

$$2N_1 \cos \alpha - F + N_3 = 0 \quad (2.33)$$

Bu tenglamada ikkita noma'lum ichki bo'ylama kuchlar bo'lib ularni ushbu tenglamadan topib bo'lmaydi, chunki noma'lum kuchlar soni ularni aniqlash uchun tuzilgan muvozanat tenglamasi sonidan ko'p.

Statik noaniq sistemalar deb, noma'lum kuchlarni (reaktsiya kuchlari, ichki kuchlar) aniqlash uchun kesish usuli yoki statika tenglamalari etisharli bo'lmagan sistemalarga aytiladi

Tarkibidagi noma'lum reaksiya va ichki kuchlarining soni statikaning muvozanat tenglamalari sonidan ko'p bo'lgan sistemalar statik noaniq sistemalar deyiladi

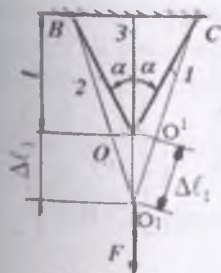
Tashqi va ichki statik noaniq sistemalar mavjud. Masalan, sterjenlar sistemasida ichki bo'ylama kuchlarni aniqlash ichki statik noaniq; ikki tomoni bikt mahkamlangan brus tashqi statik noaniq sistema. Har ikkala statik noaniq sistemalarda ham noma'lum kuchlarni aniqlash – statik noaniq masala deyiladi.

Bunday masalalarda noma'lum kuchlarni aniqlash uchun qo'shimcha deformatsiya tenglamalari tuziladi. Qo'shimcha deformatsiya tenglamalarining soni sistemani noaniqlik darajasiga teng.

Sterjenlar sistemasining statik noaniqlik darajasini quyidagicha topamiz: $S = n - m$ (2.34)

bu yerda, n – sistemadagi noma'lum kuchlar soni;

m – sistemani muvozanat tenglamalari soni.



2.29-rasm.

Qo'shimcha tenglamalar – sistemani deformatsiyasini ifodalaydigan geometrik bog'lanishlar (deformatsiya tenglamalari) muvozanat tenglamalari bilan birgalikda echiladi va noma'lum ichki kuchlar topiladi

Chizmadagi $\Delta OO_1 O^I$ dan

$$\frac{O_1 O^I}{OO_1} = \cos \alpha \quad (2.35)$$

Sterjen materialining elastiklik xossasida O_1O^1 va OO_1 masofalarni Guk qonuni bilan belgilaymiz:

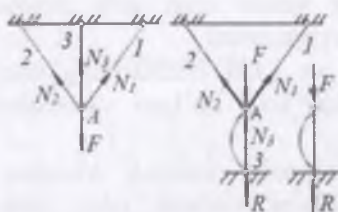
$$O_1O^1 = \Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{EA_1 \cos \alpha} \quad \text{va} \quad OO_1 = \Delta l_3 = \frac{N_3 l_3}{EA_3}$$

Unda (2.35) tenglikdan $\frac{N_1 l_1}{EA_1 \cos \alpha} = \frac{N_3 l_3}{EA_3} \cos \alpha$ hosil bo'ladi.

Agar, $EA_1 = EA_3$ deb qabul qilsak $N_1 = \frac{N_3}{\cos^2 \alpha}$ (2.36)

(2.36) tenglikni (2.33) tenglamaga keltirib qo'yib N_3 kuchni topamiz.

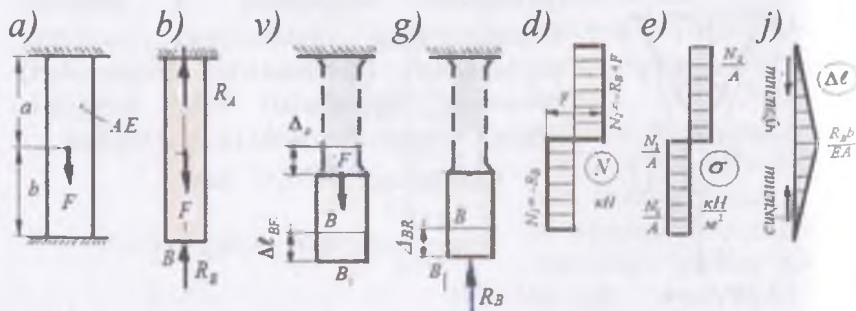
Agar, 3 sterjen A tugunni pastki tomonida o'rnatilsa, N_3 ichki kuchni shunday qiymati topiladiki, ushbu sterjen faqat siqilishga mustahkamligi ta'minlansin. Aks bu sterjenni siqilishda ustuvor holatini yo'qotadi.



Statik noaniq brus. Ikki tomoni bikr mahkamlangan brus F kuch bilan yuklangan. Brusni tayanch nuqtalarida R_A va R_B reaksiya kuchlari hosil bo'ladi (2.30-rasm, b). Reaksiya kuchlarini aniqlash uchun brusni muvozanat shartini tuzamiz:

$$\sum y = 0; \quad R_A + R_B = F$$

R_A va R_B tayanch reaksiyalari bitta muvozanat shartidan topilishi mumkin emas, chunki noma'lum kuchlar soni muvozanat tenglamasi sonidan ko'p. Shuning uchun ushbu sistema statik noaniq



2.30-rasm. Statik noaniklikni ochish texnologiyasi

Sistemani yechish uchun qo'shimcha deformatsiya tenglamasidan (deformatsiyani taqqoslash) foydalanish kerak. Deformatsiyani taqqoslash tenglamasini tuzish tashqi kuchlar ta'sirida tayanchlar oralig'i masofasi o'zgarmasdan (brusni to'liq deformatsiyasi nolga teng bo'ladi), faqat brusni pog'onalar uzunligi o'zgarishi, ya'ni sistemani tashqi kuchlar ta'siridagi to'liq uzayishining absolyut qiymati reaksiya kuchi ta'siridagi to'liq qisqarishni absolyut miqdoriga tengligiga asoslangan.

Buning uchun berilgan sxemaga ekvivalent bo'lgan asosiy sistemani tanlaymiz (2.30-rasm,b). Asosiy sistema deb, tayanch ta'sirini undagi reaksiya kuchi ta'siri bilan almashtirilgan sistemaga aytiladi. Berilgan sistemada B tayanch nuqta absolyut qo'zg'almas, shuning uchun bu nuqtaning ko'chishi nolga teng, ya'ni $\Delta\ell_B = 0$. Asosiy sistemada ham B nuqtaning qo'zg'almasligi ta'minlansa, ya'ni (2.30-rasm,b) $\Delta\ell_B = \Delta\ell_{BF} + \Delta\ell_{BR} = 0$ shart bajarilsa u berilgan sistemaga ekvivalent bo'ladi. Buerda $\Delta\ell_{BF}, \Delta\ell_{BR}$ - brus B nuqtasini tegishlicha, tashqi F va R_B reaksiya kuchlari ta'siridan ushbu kuchlar yo'nalishidagi ko'chishi. Ularni quyidagi farazlarda aniqlaymiz:

Birinchi faraz, agar B tayanch bo'lmaganida brusni bu nuqtasi F kuch ta'siridan B_1 vaziyatga, ya'ni $\Delta\ell_{BF}$ miqdorga ko'chadi. $\Delta\ell_{BF}$ ko'chish brus a - uzunlikdagi qismining F kuch ta'siridan absolyut uzayishiga teng bo'ladi (2.30-rasm,v)

$$\Delta\ell_{BF} = \Delta\ell_{BF} = \frac{Fa}{EA}.$$

Ikkinchi faraz, deformatsiyalangan brusning B_1 (2.30-rasm, g) nuqtasiga qo'yilgan R_B reaksiya kuchi ta'siridan B_1 nuqta boshlangich B vaziyatga ko'chadi, ya'ni brus uzunligi bo'ylab siqiladi, unda brusning absolyut qisqarishini Guk formulasi bilan

quyidagicha ifodalanadi:
$$\Delta\ell_{BR} = -R_B \frac{a + e}{EA}.$$

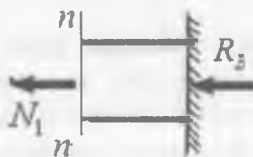
Unda B nuqtaning to'liq ko'chishi
$$\Delta\ell_B = \frac{F \cdot a}{EA} - \frac{R_B(a + e)}{EA} = 0.$$

Buerdan $R_B = F \frac{a}{a+b}$ hosil bo'ladi. va ushbu tenglikni

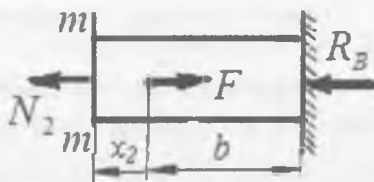
muvozanat tenglamasiga qo'ysak $R_A = F \frac{a}{a+b}$.

Kesish usulidan foydalanib ichki bo'ylama kuch, normal kuchlanish va bo'ylama deformatsiyani aniqlaymiz (2.30-rasm, d).

$n-n$ qirqim: $\sum x = -N_1 - R_B = 0$
muvozanat shartidan ichki bo'ylama kuch $N_1 = -R_B$ hosil bo'ladi. (minus ishorasi bu oraliqda siqilish bo'lishini bildiradi).



Normal kuchlanish $\sigma_1 = \frac{N_1}{A}$ va bo'ylama deformatsiya: B tayanch nuqtada nolga teng va tashqi kuch qo'yilish nuqtasida $\Delta l_1 = \frac{N_1 \cdot b}{EA}$ ga teng



$m-m$ qirqim:
 $\sum x = -N_2 - R_B + F = 0$
tenglamadan $N_2 = -R_B + F$ hosil bo'ladi.

Normal kuchlanish $\sigma_2 = \frac{N_2}{A}$

va to'liq bo'ylama deformatsiya $\Delta l_2 = \frac{N_2 \cdot x_2}{EA} - \frac{R_B b}{EA}$, buerda $0 \leq x_2 \leq a$ oraliqda o'zgaradi.

Agar, $x_2 = 0$ bo'lsa $\Delta l_2 = -\frac{R_B b}{EA}$ va $x_2 = a$ bo'lsa

$$\Delta l_2 = \frac{(-R_B + F) \cdot a}{EA} - \frac{R_B b}{EA} = \frac{Fa}{EA} - R_B \frac{(a+b)}{EA} = 0 \text{ bo'ladi}$$

Konstruktsiya elementi har xil materiallardan tashkil topganda ham statik noaniq masala ko'rinishidagi sistema hosil bo'ladi. (2.31- rasm).



2.31 – rasm. Har xil materialdan tashkil topgan statik noaniq masala

Bu sterjen statik aniqmas masaladir. Sterjen ko'ndalang kesimining o'lchamlari topilsin ($A_p = 2 A_b$). Sterjenga qo'yilgan siquvchi F kuch po'lat va bronza sterjenlariga P detali orqali ta'sir qiladi. F kuchning har qaysi sterjenga ta'sirini topish uchun bitta tenglama tuzish mumkin:

$$F_6 + F_n = F \quad (a)$$

Bu tenglamada ikkita noma'lum kuch bor. F_b va F_p kuchlarni topish uchun qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzamiz. Tashqi siquvchi kuch ta'sirida har ikkala sterjen ham bir xil masofaga siqiladi.

$$\text{Guk qonuniga asosan } \Delta\ell = \frac{F_6 \ell}{E_6 A_6} = \frac{F_n \ell}{E_n A_n} \quad (b)$$

Bu erdan: $F_n = F_6 \frac{E_n A_n}{E_6 A_6}$ -ni (a)- tenglamaga keltirib qo'ysak:

$$F_6 \left(1 + \frac{E_n A_n}{E_6 A_6}\right) = F \quad \text{kelib chiqadi.}$$

$$\text{Unda } F_6 = \frac{F}{1 + \frac{E_n A_n}{E_6 A_6}} \quad \text{va} \quad F_n = \frac{F}{1 + \frac{E_6 A_6}{E_n A_n}} \quad \text{kuchlar asosida}$$

$$\text{har bir materialdagi uchlanish topiladi: } \sigma_6 = \frac{F_6}{A_6} \quad \text{va} \quad \sigma_n = \frac{F_n}{A_n}$$

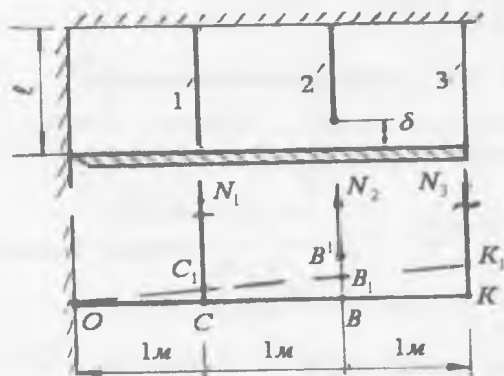
$$(b) \text{ tenglamadan: } \frac{\sigma_n}{\sigma_6} = \frac{E_n}{E_6}, \text{ agar, } E_n = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa va } E_6 = 1 \cdot 10^5$$

bo'lsa, $\sigma_n = 2\sigma_6$ hosil bo'ladi, ya'ni po'lat materialidagi kuchlanish bronza materialidagi kuchlanishdan ikki barobar katta. Lekin, bronza uchun ruxsat etilgan kuchlanish, po'lat uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan uch barobar kichik. Shuning uchun, sterjenning o'lchamlari bronza uchun tanlanishi kerak:

$$\sigma_6 = \frac{F}{A_6 \left(1 + \frac{E_n A_n}{E_6 A_6}\right)} \leq [\sigma]_6. \quad \text{Bu erdan: } A_6 \geq \frac{5[\sigma]_6}{F}.$$

Montaj kuchlanishlar. Ayrim konstruksiya elementlarini hamma vaqt ham loyihadagi o'lchamlaridagidek qilib aniq tayyorlash qiyin. Bu noaniqlikni bartaraf etish uchun uni montaj etish lozim bo'ladi. Bunda garchi konstruksiyaga tashqi kuch qo'yilgan bo'lmasa ham zo'riqish kuchlanishlari hosil bo'ladi. Demak, konstruksiyaga tashqi faktor qo'yilgunga qadar birlamchi - montaj kuchlanishlari ta'sirida bo'ladi. Agar konstruksiya statik aniq bo'lsa, montaj kuchlanishlari hosil bo'lmaydi. Masalan, 2.32-rasmda ko'rsatilgan konstruksiyaning AB sterjeni kaltaroq tayyorlangan bo'lsa, montajdan keyin uning sterjenlarida zo'riqish kuchlanishi hosil bo'lmaydi, faqat OAB uchburchak bir oz o'zgaradi xolos (2.32-rasm).

Statik noaniq sistemalarning sterjenlarida hosil bo'ladigan montaj kuchlanishlarini aniqlashni quyidagi misolda ko'ramiz.



2.32 – rasm. Statik noaniq sterjenlar sistemasi va sterjenlar deformatsiyalarining o'zaro bog'lanish sxemasi

misol. Bikr brus, ko'ndalang kesim yuzalari $A = 20 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ bo'lgan uchta sterjenlarga osilgan. O'rta sterjen loyixa o'lchamidan $\delta = 0,5 \text{ mm}$. kalta tayyorlangan. Konstruksiya yig'ilgandan keyin sterjenlardagi kuchlanish topilsin. Sterjenlarning materiallari bir xil.

yechish: Konstruksiyadagi δ zazorni yo'qotish uchun 1 va 3 sterjenlarni siqchish, 2 sterjenni cho'zish kerak.

Natijada uchta sterjenda ham ichki bo'ylama kuchlar hosil bo'ladi.

Masalani mexanik tomoni. Ichki kuchlarni topish uchun kesish usulidan foydalanamiz. Konstruksiya ajratilgan qismining muvozanat holatini qanoatlantiruvchi $\sum M_0 = 0$ tenglamani tuzamiz:

$$\sum M_0 = N_1 \cdot 1 - N_2 \cdot 2 + N_3 \cdot 3 = 0 \quad (a)$$

Bitta tenglamada uchta N_1 ; N_2 va N_3 ma'lum ichki kuchlar bor.

Bu masala statik noaniq. Noma'lumlar soni muvozanat tenglamasidan ikkitaga ko'p. Shuning uchun, tanlangan masala ikki marotaba noaniq. Masalaning aniqmaslik darajasini ochish uchun ikkita qo'shimcha deformatsiya tenglamalarini tuzish kerak (2.32 – rasm).

Masalani geometrik tomoni. Konstruksiyaning deformatsiyasini o'rganamiz. 1 va 3 sterjenlarning siqilishida, birinchi sterjen CC_1 masofaga, uchinchi sterjen KK_1 masofaga qisqaradi. Natijada B nuqta B_1 ga ko'chadi. 2 sterjenni brus bilan tutashtirish uchun, uni BB_1 masofaga uzaytirish kerak.

Konstruksiyadagi sterjenlarning deformatsiyasi natijasida uchburchaklar hosil bo'ladi: $\Delta KK_1 O \sim \Delta BB_1 O \sim \Delta CC_1 O$

$$\text{Unda } \frac{KK_1}{KO} = \frac{CC_1}{CO} \quad \text{va} \quad \frac{BB_1}{BO} = \frac{CC_1}{CO} \quad (b)$$

Masalani fizik tomoni. Sterjenlarni cho'zilish va siqilishida hosil bo'lgan KK_1 , BB_1 , CC_1 masofalar sterjenlar materiallarining elastik xossasida Guk qonuni bilan topiladi.

$$CC_1 = \Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell}{EA}, \quad BB_1 = \Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell}{EA} \quad \text{va} \quad KK_1 = \Delta \ell_3 = \frac{N_3 \ell}{EA}$$

$$\text{Unda (b) tenglamadan } \frac{\Delta \ell_1}{3} = \frac{\Delta \ell_1}{1} \quad \text{va} \quad \Delta \ell_3 = 3\Delta \ell_1$$

$$\text{bu erdan } \frac{N_3 \ell}{EA} = 3 \frac{N_1 \ell}{EA}; \quad \text{sa} \quad N_3 = 3N_1 \quad (v)$$

$$\frac{BB_1}{BO} = \frac{CC_1}{CO} \quad \frac{\delta - \Delta \ell_2}{2} = \Delta \ell_1 \quad \text{sa} \quad \delta - \Delta \ell_2 = \Delta \ell_1$$

$$\text{bu erdan } \delta - \frac{N_2 \ell}{EA} = 2 \frac{N_1 \ell}{EA} \quad \text{sa} \quad N_2 = \frac{\delta \cdot EA - 2N_1 \ell}{\ell} \quad (g)$$

hosil bo'ladi. (v) va (g) tengliklarni (a) tenglamaga keltirib

$$\text{qo'yamiz; } N_1 \cdot 1 - 2 \frac{\delta \cdot EA - 2N_1 \ell}{\ell} + 9N_1 = 0,$$

$$10N_1 \ell - 2\delta \cdot EA + 4N_1 \ell = 0$$

$$\text{va } N_1 = \frac{\delta \cdot EA}{7\ell} = \frac{0,5 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 20 \cdot 10^{-4}}{7} = \frac{20}{7} \text{ kH}$$

Birinchi sterjendagi kuchlanish:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{20}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,143 \cdot 10^4 \frac{\text{kH}}{\text{m}^2}$$

(g) tenglikdan N_2 -ni topamiz: $N_2 = \frac{100}{7} \kappa H$

Ikkinchi sterjendagi kuchlanish:

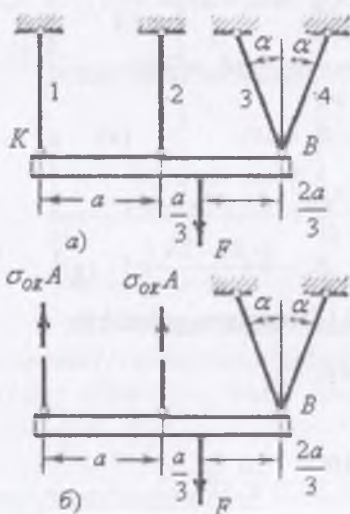
$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{100}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,715 \cdot 10^4 \frac{\kappa H}{\text{m}^2}$$

(v) tenglikdan N_3 -ni topamiz: $N_3 = 3 \frac{20}{7} = \frac{60}{7} \kappa H$

va kuchlanish $\sigma_3 = \frac{N_3}{A} = \frac{60}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,429 \cdot 10^4 \frac{\kappa H}{\text{m}^2}$

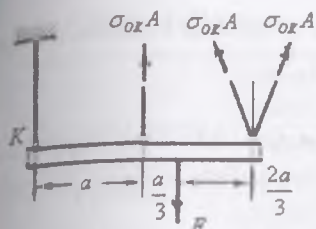
Chekli yuk bo'yicha hisoblash asoslari

Konstruktsiyani mustahkamlikka chekli yuk bo'yicha hisoblash mumkin. Chekli yuk deb shunday yuk tushuniladiki, uni hosil bo'lishidan sistemani yuklanish qobiliyati yo'qoladi, ya'ni sistemada sezilarli geometrik o'lchamlarni o'zgarishi sodir bo'ladi. Chekli yukni ishchi yukga nisbati chekli yuk bo'yicha ehtiyotlik koeffitsienti deyiladi



misol. Bir xil materialdan tayyorlangan, bir xil ko'ndalang kesimli sterjenlar absolyut qattiq balka vositasida bog'langan. Sistema uchun chekli yuk hisoblansin (2.33 – *rasm.a*) F kuchni o'sishi bilan sterjenlardagi ichki kuchlar ham ortadi. F kuchni keyingi ortishida 1 yoki 3 va 4 sterjenlarda kuchlanish oquvchanlik chegaradagi kuchlanishga tenglashadi. 2 sterjenda plastik deformatsiyani hosil bo'lishidagi kuch – chekli kuch bo'ladi

Unda sistema yoki K yoki B nuqta atrofida aylanadi. Agar 1 va 2 sterjenlarda oquvchanlik boshlansa, barcha kuchlardan B nuqtaga nisbatan olingan



2.33 – rasm Chekli yuk bo'yicha hisoblashga oid

momentdan chekli yuk topiladi:

$$\sigma_{OK} A \cdot 2a + \sigma_{OK} A \cdot a = F_{qEK} \frac{2a}{3}$$

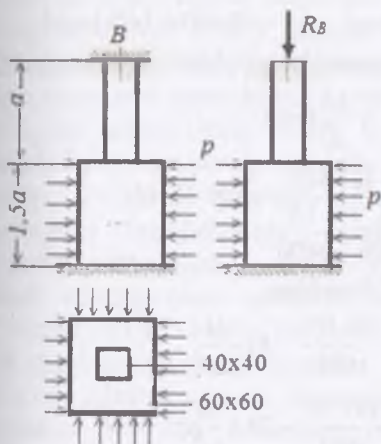
$$\text{yoki } F_{qEK} = \frac{9}{2} \sigma_{OK} A$$

Agar, 2,3 va 4 sterjenlarda oquvchanlik boshlansa, barcha kuchlardan K nuqtaga risbatan olingan momentdan chekli yuk topiladi:

$$\sigma_{OK} A \cdot 4a \cdot \cos \alpha + \sigma_{OK} A \cdot a = F_{qEK} \frac{4a}{3}$$

$$\text{yoki } F_{qEK} = \frac{3}{4} \sigma_{OK} A (1 + 4 \cdot \cos \alpha)$$

Ko'rilgan ikki variantdan ikkinchisida α burchakni har qanday qiymatida chekli yuk kichik qiymatga ega.



Statik noanik pogonali brus

misol. Pastki pog'onasi

$$p = 160 \frac{H}{\text{MM}^2} \text{ bosim bilan}$$

yuklangan pog'onali po'lat

$$\text{brus } (E = 2 \cdot 10^5 \frac{H}{\text{MM}^2}, \mu = 0,3)$$

ning kesimlaridagi normal kuchlanishlar topilsin.

yechish. Berilgan brus statik noanik. Tayanch reaksiyalarini aniqlash uchun asosiy sistemani tanlaymiz. Asosiy sistemada bitta tayanch ta'sirini, masalan yuqori B tayanch ta'sirini undagi

noma'lum R_B reaksiya bilan almashtiramiz. Berilgan sistemadagi kabi, asosiy sistemada ham B tayanch qo'lg'almas bo'ladi, ya'ni $\Delta_B = 0$. Kuchlarni ta'sir qilishdagi halal bermaslik printsipiga asosan B

(g) tenglikdan N_2 -ni topamiz: $N_2 = \frac{100}{7} \kappa H$

Ikkinchi sterjendagi kuchlanish:

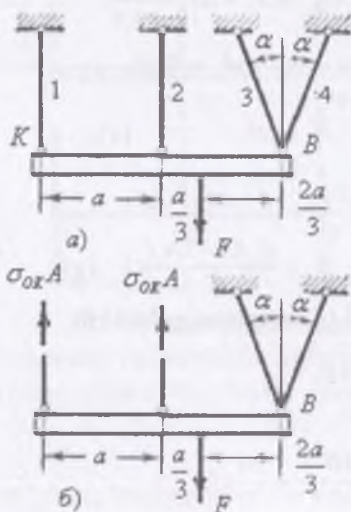
$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{100}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,715 \cdot 10^4 \frac{\kappa H}{M^2}$$

(v) tenglikdan N_3 -ni topamiz: $N_3 = 3 \frac{20}{7} = \frac{60}{7} \kappa H$

va kuchlanish $\sigma_3 = \frac{N_3}{A} = \frac{60}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,429 \cdot 10^4 \frac{\kappa H}{M^2}$

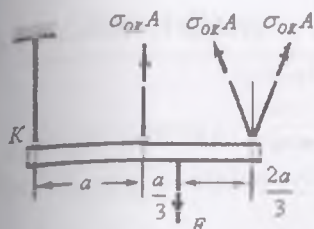
Chekli yuk bo'yicha hisoblash asoslari

Konstruktsiyani mustahkamlikka chekli yuk bo'yicha hisoblash mumkin. Chekli yuk deb shunday yuk tushuniladiki, uni hosil bo'lishidan sistemani yuklanish qobiliyati yo'qoladi, ya'ni sistemada sezilarli geometrik o'lchamlarni o'zgarishi sodir bo'ladi. Chekli yukni ishchi yukga nisbati chekli yuk bo'yicha ehtiyotlik koeffitsienti deyiladi



misol. Bir xil materialdan tayyorlangan, bir xil ko'ndalang kesimli sterjenlar absolyut qattiq balka vositasida bog'langan. Sistema uchun chekli yuk hisoblansin (2.33 – rasm, a) F kuchni o'sishi bilan sterjenlardagi ichki kuchlar ham ortadi. F kuchni keyingi ortishida 1 yoki 3 va 4 sterjenlarda kuchlanish oquvchanlik chegaradagi kuchlanishga tenglashadi. 2 sterjenda plastik deformatsiyani hosil bo'lishidagi kuch – chekli kuch bo'ladi

Unda sistema yoki K yoki B nuqta atrofida aylanadi. Agar, 1 va 2 sterjenlarda oquvchanlik boshlansa, barcha kuchlardan B nuqtaga nisbatan olingan



2.33 – rasm Chekli yuk bo'yicha hisoblashga oid

momentdan chekli yuk topiladi:

$$\sigma_{OK} \cdot A \cdot 2a + \sigma_{OK} \cdot A \cdot a = F_{qEK} \frac{2a}{3}$$

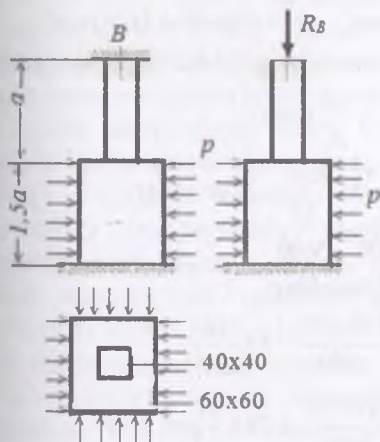
$$\text{yoki } F_{qEK} = \frac{9}{2} \sigma_{OK} A$$

Agar, 2,3 va 4 sterjenlarda oquvchanlik boshlansa, barcha kuchlardan K nuqtaga risbatan olingan momentdan chekli yuk topiladi:

$$\sigma_{OK} A \cdot 4a \cdot \cos \alpha + \sigma_{OK} A \cdot a = F_{qEK} \frac{4a}{3}$$

$$\text{yoki } F_{qEK} = \frac{3}{4} \sigma_{OK} A (1 + 4 \cdot \cos \alpha)$$

Ko'rilgan ikki variantdan ikkinchisida α burchakni har qanday qiymatida chekli yuk kichik qiymatga ega.



Statik noanik pogonali brus

misol. Pastki pog'onasi

$p = 160 \frac{H}{mm^2}$ bosim bilan yuklangan pog'onali po'lat

brus ($E = 2 \cdot 10^5 \frac{H}{mm^2}$, $\mu = 0,3$)

ning kesimlaridagi normal kuchlanishlar topilsin.

yechish. Berilgan brus statik noanik. Tayanch reaksiyalarini aniqlash uchun asosiy sistemani tanlaymiz. Asosiy sistemada bitta tayanch ta'sirini, masalan yuqori B tayanch ta'sirini undagi

noma'lum R_B reaksiya bilan almashtiramiz. Berilgan sistemadagi kabi, asosiy sistemada ham B tayanch qo'lg'almas bo'ladi, ya'ni $\Delta_B = 0$. Kuchlarni ta'sir qilishdagi halal bermaslik printsipiga asosan B

nuqtaning qo'yishi bosim p va reaksiya R_B ta'siridagi ko'chishlarning algebraik yig'indisiga teng.

$$\Delta_B = \Delta_{BP} + \Delta_{BR} = 0$$

Brusning pastki pog'onasi p bosim ostida ikki o'qli siqilishda bo'ladi. Natijada pastki pog'ona B nuqta yo'nalishi u o'qi bo'ylab deformatsiyalanadi.

$$\text{Gukni umumlashgan qonunidan } \varepsilon_z = \frac{1}{E} [\delta_z - \mu(\delta_x + \delta_y)]$$

$\delta_z = 0$ chunki z o'qi bo'ylab hech qanday kuch ta'sir qilmaydi.

$$\delta_x = \delta_y = -p, \text{ unda } \varepsilon_z = \frac{1}{E} [-\mu(-p - p)] = 2 \frac{\mu \cdot p}{E}$$

Pastki pog'ona $1,5a \cdot \frac{2\mu p}{E}$ miqdorga uzayadi. Demak, B nuqta

shu miqdorga yuqoriga ko'tariladi. R_B reaksiya ta'siridan

$$B \text{ nuqta } \Delta_{BR} \text{ miqdorga pastga tushadi: } \Delta_{BR} = -\frac{R_B \cdot a}{EA_1} - \frac{R_B \cdot 1,5a}{EA_2}$$

$$\text{bu erda } A_2 = 60 \times 60 = 3600 \text{ mm}^2 \quad A_1 = 40 \times 40 = 1600 \text{ mm}^2$$

Δ_{BP} va Δ_{BR} - ifodalarini umumiy qo'yish tenglamasiga keltirib

$$\text{qo'yamiz: } \frac{3\mu \cdot p \cdot a}{E} - \frac{R_B \cdot a}{E} \left(\frac{1}{A_1} + \frac{1,5}{A_2} \right) = 0.$$

$$\text{Bu erdan } R_B = \frac{3\mu \cdot p}{\frac{1}{A_1} + \frac{1,5}{A_2}} = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 160}{\frac{1}{1600} + \frac{1,5}{3600}} = 139 \cdot 10^3 \text{ H.}$$

Brusning kesimlaridagi kuchlanishlar:

$$\text{Yuqori pog'ona } \sigma_B = \frac{R_B}{A_1} = \frac{139 \cdot 10^3}{1600} = 87 \frac{\text{H}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Pastki pog'ona } \sigma_H = \frac{R_B}{A_2} = \frac{139 \cdot 10^3}{3600} = 38,6 \frac{\text{H}}{\text{mm}^2}$$

Materiallarning xossalari tajribada o'rganish

Materiallarni sinashdan maksad	nazariy bilimlar tajribada tekshiriladi
	materialning emirilish xarakteri o'rganiladi
	mexanik xossalari o'rganiladi
	plastiklik xossalari o'rganiladi
	qattqlik aniqlanadi
	ruxsat etilgan kuchlanish tanlanadi
Sinash shart - sharoitlari	maxsus tajriba qurilmalari va mashinalari bilan jixozlangan xonalarda tajribani bajarishga ruxsatnomasi bo'lgan mutaxassis tomonidan sinov ishlari o'tkaziladi. Tajriba standart o'lcham va shaklga ega bo'lgan namunada bajariladi

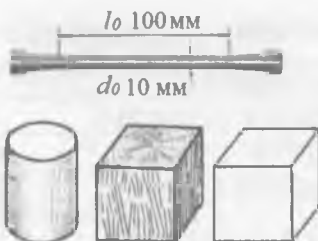
Materiallarni cho'zilish va siqilishga sinash

Tajribadan ko'zlangan maqsad. Materiallar karshiligi fanidan o'qiladigan mavzularni mustahkamlashda tajriba ishlari asosiy rol o'ynaydi. Chunki tajriba darslarida o'quvchilar materiallarni sinov davridagi holatlarini amaliy jihatdan kuzatib boradilar, sinash mashina va asboblarni ishlatilishi bilan tanishadilar. Talaba tajriba ishiga tegishli bo'lgan nazariyani puxta bilishi kerak.

Tajriba jarayonining oddiy sxemasini va uning baholanishini tushunish. Ushbu maqsadda bir necha turli xil namunalarda cho'zilish va siqilishga sinovlar o'tkaziladi. Mavjud namunalarga va ularning o'lchamlariga bog'liq holda tajribani katta yuklanishda va kichik yuklanishda ishlaydigan tajriba qurilmalarida o'tkazish mumkin. Masalan, namuna ishchi qismining uzunligi 100 mm va kesim yuzasining diametri 10 mm bo'lsa, bunday namunani cho'zilishga uchun **PB-10** mashinasida sinash mumkin. Namuna ishchi qismining uzunligi 30 mm va kesim yuzasining diametri 6 mm bo'lsa, bunday namunani cho'zilishga **WR 300** qurilmasida sinash mumkin.



Cho'zilish uchun kichik o'lchamli DIN 50125 bo'yicha alyuminiy, mis, jez va po'lotdan tayyorlangan M10 rezbali golovkali dumaloq namuna. Katta o'lchamli yumshoq po'lotdan tayyorlangan namuna, golovkasi rezbali emas



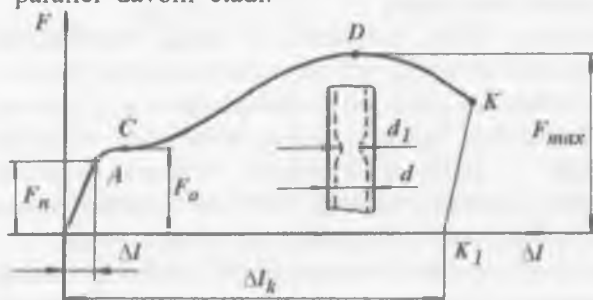
Namunalar

Siqilishga sinaladigan metall namuna balandligi $h=30\text{ mm}$ va kesimining diametri $d=20\text{ mm}$ bo'lgan tsilindr shaklida, yog'och tomonlari $35\times 35\times 35\text{ mm}$ va beton namunalari $100\times 100\times 100\text{ mm}$ tayyorlanadi.

Cho'zilish diagrammasi. Cho'zilish diagrammasi (deformatsiyaning kuchlanishga bog'liqlik diagrammasi) ayrim materiallar xususiyatlarining o'zgarishini ko'rsatadi. Har bir material o'ziga xos kuchlanish va deformatsiyalanishiga ega. Material to'g'risidagi muhim ma'lumotlar cho'zilish diagrammasidan hisoblab aniqlanishi mumkin. Yumshok po'lotni yuklanish ko'rsatkichlari sinov mashinasidan va mexanik xarakteristikalarini chuzilish diagrammasidan olinadi.

Cho'zilish diagrammasini chizadigan qog'oz va qalam o'rnatilgandan keyin, namuna sekin cho'zuvchi kuch bilan yuklanadi.

Kuchning qiymati ortishi bilan qog'ozda abstsissaga og'ishgan to'g'ri chiziq paydo bo'la boshlaydi. Bu holat ma'lum muddat davom etadi va kuchni keyingi ortishida ushbu chiziq abstsissaga taxminan parallel davom etadi.



2.34–rasm.
Yumshoq po'lotni
cho'zilish
diagrammasi.

Cho'zuvchi kuchni ortirsak namunaning yuzi xiralashdi va uning uzayishi uchun kuchning ortirilishi talab qilinmaydi. Material oqadi. O'zgarimas kuchda namuna deformatsiyasini o'sishi – materialning oquvchanlik chegarasi deyiladi. Bu holatda silliq qilib tayyorlangan namunaning sirtida sterjenning simmetriya o'qiga nisbatan 45°

burchakda joylashgan chiziqlar hosil bo'ladi. Cho'zuvchi kuchni



keyingi ortishida diagramma silliq egri chiziq bilan davom etadi. Cho'zuvchi kuch eng katta (F) qiymatiga erishganda namunaning butun uzunligi uzayishdan to'xtab ma'lum



bir bo'lagi uzayadi. Mahalliy uzayish hosil bo'ladi. Mahalliy uzayishda qatnashgan ko'ndalang kesimi - qisqaradi (diametr kichiklashadi),

ingichka bo'yin hosil bo'ladi. Qisqargan kesimni uzish uchun kam kuch sarf qilinadi, shuning uchun moslamani etaklovchi ko'rsatgichi orqaga keta boshlaydi, namuna ingichka bo'yindan uziladi. Namunada uzilish sodir bo'lishi bilan etaklovchi ko'rsatgichni orqaga harakat tezligi kattalashadi. Tajriba to'xtatiladi. Mashinani boshqarish moslamasidagi barabandan yumshoq pulotni cho'zilish diagrammasi chizilgan qog'oz olinadi. Tajriba natijalari asosida materialni mexanik va plastiklik xossalari aniqlanadi.

Yumshoq po'lotning mexanik xossalari

Mexanik xossalari namunani sinashda bir holatdan ikkinchi holatga o'tish chegaralaridagi kuchlanishlar bilan belgilanadi

Proportsionallik chegaradagi kuchlanish $\sigma_n = \frac{F_n}{A_0}$

Guk qonuniga bo'ysunadigan kuchlanish - materialni proporsionallik chegarasi deyiladi. Proportsionallik chegarada Guk $\Delta \ell = \frac{F \ell_0}{EA_0}$

konuni ishlatiladi. Ushbu chegarada materialning elastiklik moduli E topiladi. Material Guk qonuniga amal qiladi: ε deformatsiya yuklamalarga proporsional bo'lib, Guk chizig'ini tashkil qiladi Ushbu chegarada E material elastiklik moduliga ega Guk qonuniga amal qiladi: ε deformatsiya yuklamalarga proporsional bo'lib, Guk chizig'ini tashkil qiladi

Elastiklik chegaradagi kuchlanish $\sigma_3 = \frac{F_3}{A_0}$

Nisbatan kamroq (0,001...0,003 %) qoldiq deformatsiya hosil qiladigan kuchlanish elastiklik chegara deyiladi

Oquvchanlik chegarasidagi kuchlanish $\sigma_{OK} = \frac{F_0}{A_0}$

O'zgarmas kuchda namuna deformatsiyasini o'sishi materialning oquvchanlik chegarasi deyiladi.

Silliqliq qilib tayyorlangan namunaning yuzasida namunaning simmetriya o'qiga 45^0 burchakda joylashgan chiziqlar hosil bo'ladi.

Namunaning yuzi xiralashdi. Oquvchanlik chegara materialni plastiklik xossasini bildiradi. Yuklama olib tashlanganda, muayyan deformatsiya saqlanib qoladi. Oquvchanlik chegaraga tegishli kuchlanishni shartli ravishda nisbiy uzayishi $0,2\%$ to'g'ri keluvchi kuchlanishga teng buladi.

Mustahkamlik chegara - $\sigma_b = \frac{F_{\max}}{A_0}$. Eng katta kuch $F_{\max}$ ta'sirida

hosil bo'lgan kuchlanish. Materialni mustahkamlik chegarasi vaqtinchalik qarshilik xam deyiladi. Mustahkamlik chegara namunaning mahalliy uzayishida hosil bo'ladi

Plastiklik xossalari namunani sinashda bo'ylama va ko'ndalang o'lchamlarni o'zgarili bilan belgilanadi

Nisbiy uzayish - $\delta = \frac{\ell_1 - \ell_0}{\ell_0} \cdot 100\%$ - namuna absolyut uzayishini

boshlangich uzunligiga nisbati bilan topiladi va foizlarda o'lchanadi. Agar, $\delta > 5\%$ -bo'lsa material plastik va $\delta < 5\%$ bo'lsa - mo'rt hisoblanadi

Ko'ndalang kesimning nisbiy qisqarishi $\psi = \frac{A_0 - A_1}{A_0} \cdot 100\%$

Namuna kesimining diametrini maxalliy uzayish evaziga tubdan qisqaradi. Natijada namunag kesim yuzasi boshlangich holatiga nisbatan kichiklashadi.

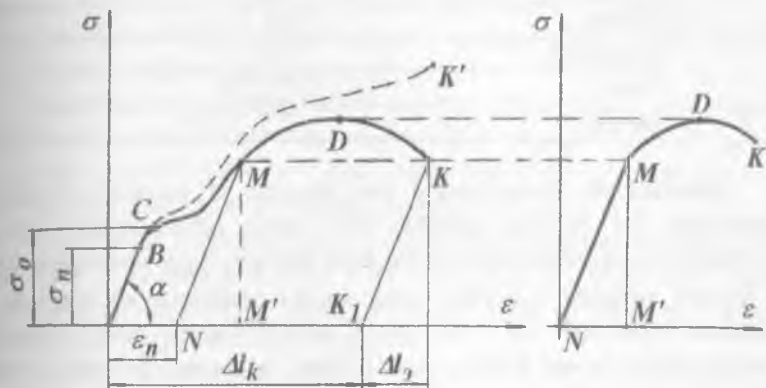
$A_0 = \frac{\pi d^2}{4}$ va $A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ - namunani tegishliche, boshlangich va

uzilish buynining ko'ndalang kesim yuzasi. Plastik materiallar uchun ψ katta bo'ladi. St.2 markali po'lat uchun $\psi = 55 \dots 65\%$, $\delta = 28 \dots 33\%$. δ va ψ - namunani tajribagacha va tajribadan keyingi geometrik o'lchamlari yordamida topiladi.

Materialning emirilmasdan katta deformatsiya hosil qilaolish qobiliyati -plastiklik deyiladi. Plastiklikni o'lchovi - nisbiy uzayishdir. Mo'rtlik - materialning plastiklik xossasiga teskaridir.

$\sigma - \varepsilon$ koordinatasida cho'zilish diagrammasi. Buning uchun F kuchni A_0 ga va $\Delta \ell$ ni namuna uzunligiga bo'lamiz (2.35-rasm). $\sigma - \varepsilon$

koordinatadagi cho'zilish diagrammasini shartli diagramma deb qabul qilsak ham bo'ladi. Chunki namunaning cho'zilishdagi turli holatiga to'g'ri keluvchi kuchlanishlarini ($\sigma; \sigma_0; \sigma_{\max}$) topishda cho'zuvchi kuch F ni namunaning boshlang'ich kesim yuzasi A_0 ga bo'ldik. Agar, namunaning uzayishida ko'ndalang o'lchamning qisqarishini hisobga olsak, hisobiy kuchlanishlar haqiqiy kuchlanishlardan farqli bo'lib chiqadi.



2.35 – rasm. $\sigma - \varepsilon$ koordinatasida cho'zilish diagrammasi

Haqiqiy kuchlanishlar yordamida qurilgan cho'zilish diagrammasining ordinatasi $\sigma - \varepsilon$ koordinatasida $OACMDK$ chiziq bilan chegaralangan cho'zilish diagrammasining ordinatasidan balanddir (2.35–rasm, punktir chiziq) $\sigma - \varepsilon$ diagrammasidan $\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon} = E$ hosil bo'ladi. Materialning elastiklik moduli $-E$ diagramma to'g'ri chiziqli qismini abstsissaga nisbatan og'ishgan burchagining tangensiga teng.

Ayrim materiallarni cho'zilishda mustahkamlik chegarasi σ_B va uzilishdagi uzayishi δ

2.2 jadval

Material	$\sigma_B, \frac{\kappa\Gamma}{\text{cm}^2}$	$\delta, \%$
Bolt va parchin uchun po'lat	3400...5500	22 - 25
Quyma temir (po'lat)	3000...4800	8 - 16
Prokat po'lat	3800...6200	18 - 22

Nikelli po'lat	5500...6500	22 - 27
Xromnikelli po'lat	6500...7000	16 - 18
Maxsus po'lat	11000...16000	8 - 10
Cho'yon	1200...2500	-
Qizil mis	2000...2300	38
Bronza	2500	15
Alyuminiy	1000...3500	10 - 20
Qarag'ay tolalari bo'ylab	800	
Granit	30	
Qum tosh	20	
Fisht	7...30	
Beton	2,5...17,5	

Puxtalanish: Namunaning cho'zilishini M nuqtada to'xtatsak, diagramma OA chiziqqa parallel MN chiziq bilan orqaga qaytadi. Namunada ε_N qoldiq deformatsiya hosil bo'ladi. Agar namunaga qayta F kuchni yuklasak cho'zilish diagrammasi, namunaning uzayishi, N nuqtadan boshlanadi va NM chiziq ustidan davom etadi. Diagrammaning qolgan qismi MDK chizig'i bilan ustma-ust tushadi. Demak, namuna qayta yuklanganda oldingi qoldiq deformatsiya ε_N hisobga olinmas ekan. Takroriy (qayta) yuklashda (cho'zishda) materialning qoldiq deformatsiyasiz katta kuchni qabul qilish qobiliyati yaxshilandi. Bu holat MN chiziqda yaqqol ko'rinadi. MN chiziq takroriy yuklashdagi proporsionallik chegarasi bo'lib, materialni elastiklik xossasini aniqlaydi. Plastik deformatsiya ta'sirida material elastiklik xossasining yaxshilanishi – puxtalanish deyiladi.

Puxtalanish texnikada ko'p uchraydigan texnologik jarayondir. Masalan: remen, zanjir, troslarni sovuq holatida boshlang'ich cho'zilishi, presslash, valiklarda prokatka qilish va h.k.

Plastik materiallar uchun $n = 1,2...1,8$; beton uchun $n = 3$, tosh uchun $n = 10$; cho'yan uchun $n = 2,5...3$ ga teng. Ehtiyotlik koeffitsientini tanlashda mashinaning ahamiyati va ishlash muddatiga e'tibor beriladi. Masalan: qurilish sohasida $n = 2...5$ va aviatsiya texnikasida $n = 1,5...2$

Agar, konstruktsiya materialining xavfli nuqtasidagi eng katta kuchlanish, uning materiali uchun tanlangan ruxsat etilgan kuchlanishdan oshib ketmasa konstruktsiyaning mustahkamligi

Siqilish diagrammasi. Siqilish diagrammasi ayrim materiallar xossalariining ayniqsa ko'rgazmali tarzda o'zgarishga moyilligini ko'rsatadi. Har bir material o'ziga xos siqilish va deformatsiyalanish xususiyatiga ega.

Material to'g'risidagi asosiy ma'lumotlar siqilish diagrammasidan olinishi mumkin. Siqilishda σ_F mustahkamlikdan tashqari 0,2% oquvchanlik chegara $\sigma_{0,02}$ alohida qiziqish uyg'otadi. Ushbu nuqtadan pastda 0,2% ga plastik deformatsiyalanishi ε kuchlanish σ ga proportsional bo'ladi. Mazkur holatda yuklama olib tashlangandan so'ng material 0,2% siqilish ega bo'ladi.

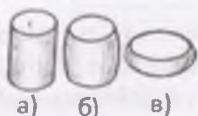
Kuchlanish keragidan ortiq oshirib yuborilganda deformatsiya yuklamaga proportsional bo'lmaydi. Shu paytdan boshlab material batamom plastik jihatdan shaklini o'zgartiradi. Yuklama olib tashlanganda, muayyan deformatsiya saqlanib qoladi.

Agar shakl o'zgarishi yoki yoriqlar yuz bermasa, siqilish sinovi namuna to'liq siqilgungacha o'tkaziladi: $\varepsilon_{jami} = 50\%$. Agar siqilish yuzasidan mustahkamlik σ_{50} ni tashkil qilsa, bu ushbu siqilishda kuchlanish mavjud ekanligini anglatadi.

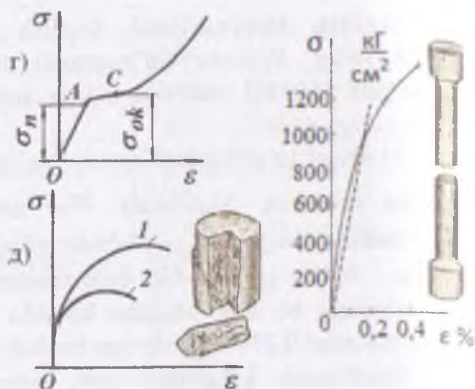
Siqilish diagrammasi siqilish sinovini o'tkazish vaqtida qayd etilgan kuchlanish va cho'zilish qiymatlaridan quriladi:

Plastik va mo'rt metall materiallarni siqilishga sinash. Statik kuch ta'sirada katta koldik deformatsiyasi hosil kiladigan materiallar plastik materiallar deyiladi. (mis, pulat, alyuminiy va x.k.). Mo'rt materiallar (beton, chuyan, instrumental va x.k) kichik qoldiq deformatsiya hosil qilib emiriladi. Materiallarni plastik va mo'rt holatlariga bo'linishi shartlidir, chunki materiallarni xarakteristikalarini temperaturaga, deformatsiya tezligi va kuchlanganlik holatiga bog'lik. Bir sharoitida plastik bo'lgan material, ikkinchi sharoitda mo'rt bo'lishi mumkin

Tajribani bajarish tartibi. Balandligi (h) diametridan (d) 1,5 barobar katta bo'lgan namuna PB-10 mashinasini o'rta etaklovchi va qo'zg'almas supachalari o'rtasiga joylashtiriladi va sekin-asta siquvchi kuch bilan yuklanadi. Tajribada materiallarni siqilishdagi diagrammasi chizib olinsa plastik va mo'rt materiallarni xarakteriskalarini taqqoslash osonlashadi. Plastik materiallarni siqilishda mashinani ko'rsatgichini harakat tezligiga qarab materiallarni oquvchanlik chegarasiga tegishli siquvchi kuchni aniqlashimiz mumkin.



2.36 – rasm. Yumshoq po'lotni siqilishi (a, b, v) va diagrammasi (z) va cho'yon (d) materiallarini siqilish (rasm d, 1) va cho'zilish (rasm d, 2) diagrammasi.



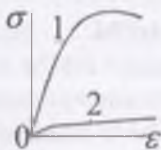
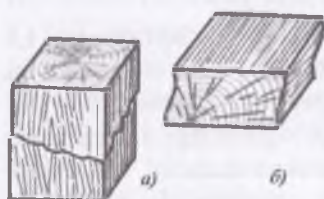
Plastik materialidan tayyorlangan namuna siqilishda emirilmaydi. Shuning uchun siqilish diagrammasida uzilish nuqtasi bo'lmaydi. Mo'rt materialdan (cho'yon) tayyorlangan namuna siqilganda oquvchanlik chegarasi kuzatilmaydi. Materialni mustahkamlik chegarasidan keyin mashinani etaklovchi ko'rsatgichi orqaga harakatlanadi. Bu holat namunada emirilish boshlanganini bildiradi.

Yog'och materialini siqilishga sinash. Yog'och materialni tolalari bo'ylab va ko'ndalang mustahkamlik chegarasini aniqlash.

Qurilish materiallarini siqilishga sinashda PB-10 mashinasi yoki П-50 gidravlik pressidan (2.37–rasm) foydalanish mumkin.

Yogoch – anizotrop material. Yogochni bo'ylama va ko'ndalang o'qlarida xossalari bir xil emas. Yogochdan tayyorlangan namunani

bo'ylama siqilishda mustahkamlik chegarasi $\tau = \frac{F_b}{A_0}$ - formuladan topiladi. $A_0 = a \cdot b$ namuna asosining ko'ndalang kesim yuzasi.



2.37- rasm. a) yog'ochni tolasi bo'ylab va b) tolasiga tik siqilishi. 1. bo'ylama siqilish va 2. tolaga tik siqilish diagrammasi

Yog'ochni tolasi bo'ylab siqilishga sinaganda, uning mustahkamlik chegarasi tolalariga perpendikulyar tekislikda siqilishga sinagandagi mustahkamlik chegarasidan ancha katta bo'ladi.

Yog'ochni ko'ndalang siqilishda mustahkamlik chegarasi shartli ravishda topilishi mumkin.

$$\tau = \frac{F}{A_0} = \frac{F_{\max}}{C \cdot a}$$

Cho'zilish va siqilishda potentsial energiya

Namunani cho'zishda yoki siqishda mashina ish bajaradi. Bu ish miqdor jihatdan materialda to'plangan potentsial (T) va kinetik (K) energiyalar yig'indisidan iborat bo'ladi, ya'ni: $A_{ish} = T + K$

Namunaga qo'yilgan tashqi kuch statik kuch bo'lganligi uchun kinetik energiya nolga teng. Demak, tashqi $A_{ish} = T$ kuchning bajargan ishi namunaning deformatsiyasi natijasida materialda to'plangan potentsial energiyaga teng ekan. Ikkinchi tomondan, proportsionallik chegarasida to'liq ish diagrammada shtrixlangan uchburchakning yuzasi

$$\text{bilan topiladi: } A_{ish} = \frac{F \Delta \ell}{2} = \frac{F^2 \ell}{2EA_0} \quad \text{yoki} \quad T = \frac{F^2 \ell}{2EA_0}$$

Deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasi

$$U = \frac{T}{V_0} = \frac{T}{A_0 \ell} = \frac{F^2}{2EA_0^2} = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{\sigma \epsilon}{2} \quad (2.37)$$

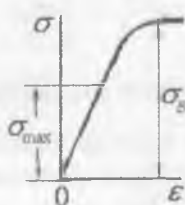
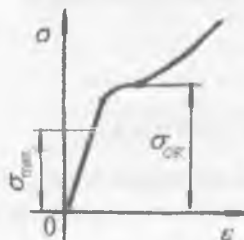
Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash. Cho'zilish va siqilishga ishlaydigan detallarni mustahkamlikka hisoblashda normal kuchlanish σ -ni qaysi qiymati xafli emas degan savol tug'iladi. Albatta, bu kuchlanish detalni emirish yoki uni noqulay sharoitda ishlash holatiga to'g'ri keluvchi xavfli kuchlanish σ_0 - dan kichik bo'lishi kerak. Konstruktsiya qismlarining xavfsiz holatini ta'minlovchi kuchlanishga ruxsat etilgan kuchlanish deyiladi. Bu kuchlanishni $[\sigma]$ bilan belgilaymiz va uning qiymati tajribalar asosida topiladi.

Demak, konstruktsiya qismida hosil bo'lgan eng katta normal kuchlanish $\sigma = \sigma_{\max}$, shu konstruktsiya materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lmasa, konstruktsiyaning mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi, ya'ni:

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma] \quad (2.38)$$

(2.38) formula cho'zilish yoki siqilishdagi mustahkamlik shart deyiladi. $[\sigma]$ ning qiymati xavfli normal kuchlanishning bir qismiga teng deb qabul qilinadi:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_0}{n}$$



bu erda: σ_0 - materialning mustahkamlik chegarasi:

Plastik material uchun $\sigma_0 = \sigma_{OK}$ va mo'rt material uchun $\sigma_0 = \sigma_s$ deb qabul qilinadi. σ_{OK} - oquvchanlik chegarasidagi kuchlanish

Oquvchanlik chegarasida plastik materialda qoldiq deformatsiya hosil bo'lsa, mo'rt materiallar mustahkamlik chegarasida emiriladi. Ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati konstruksiyani ishonchli va iqtisodiy samarali bo'lishini ta'minlaydi. $[\sigma]$ kuchlanishni kata qiymatida hisoblash olib borilsa, engil va iqtisodiy qulay konstruksiya loyihalanadi, agar ruxsat etilgan kuchlanish asossiz oshirilsa konstruksiya ishonchli bo'lmaydi. Ruxsat etilgan kuchlanishning kichik qiymatida konstruksiyani ishonchliligi ortadi, material sarfi oshadi va iqtisodiy noqulaylik bo'ladi.

Mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsientni aniq talab qilingan norma asosida belgilangan bo'lmasa, konstruktor $[n]$ qiymatini quyidagi faktorlarga bog'liq tanlaydi:

ta'sir qiluvchi kuch va hisoblash metodini to'g'ri tanlash;
materialni bir jinsliligi, mexanik ishlov berish xatoligiga sezgirliigi;
detalni mas'uliyati.

Ayrim materiallar uchun cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish

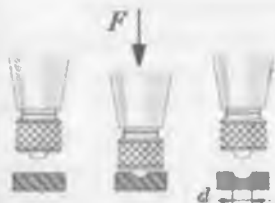
Material	Ruxsat etilgan kuchlanish $\frac{\kappa \Gamma}{\text{cm}^2}$	
	siqilish	cho'zilish
Qurilish uchun po'lat	1600	1600
Po'lat St.2	1400	1400
Sosna tola bo'ylab	100	70
Dub tola bo'ylab	130	90
Tekstolit	500 - 900	300 - 400

Kul rang cho'yon	1200...1500	
Beton $R = 110 \frac{\kappa\Gamma}{\text{cm}^2}$ markali	38	4,5
Beton $R = 170 \frac{\kappa\Gamma}{\text{cm}^2}$ markali	60	7

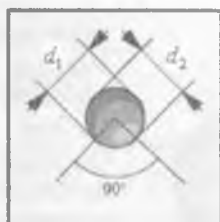
Materiallarning qattiqligi. Brinell bo'yicha sinovlarda ISO 6506 standartiga muvofiq karborunddan tayyorlangan sharcha yoki toblangan po'lat sharcha sinov namunasi sifatida ishlatiladi. WR 300-

Materiallar sinovi uchun universal qurilmada toblangan po'lat sharchadan foydalaniladi. ISO 6506 standarti karborunddan tayyorlangan sharchadan foydalanishni tavsiya qiladi, shu tufayli WR 300

Brinell bo'yicha qattiqlik yuzasidan sinovlarda muayyan D diametrli sharcha bosim izchil oshirib borilgan holda nazorat bosimi yordamida tekshirib boriladigan ishlov berilayotgan detalga vertikal tarzda joylashtiriladi va muayyan vaqt mobaynida aniq sinov yuklamasi bilan amalga oshiriladi.



Brinell bo'yicha
qattiqlikni aniqlash



2.38-rasm. Sferik bosimni
o'lchash

Ushbu jarayon sharchaning bosilishini amalga oshiradi, shundan so'ng hosil bo'lgan sharsimon segmentning d diametri sinov yuklamasi olib tashlangandan keyin o'lchanadi.

Namuna ushbu jarayon vaqtida qimirlamasligi kerak Brinell bo'yicha qattiqlik darajasi F sinov bosimi yuklamasi va sharsimon segmentning A_V ta'sir maydoni asosida hisoblab topiladi:

$$HB = \frac{0,102F}{A_B} \quad \text{ёки} \quad HB = \frac{2 \cdot 0,102 \cdot F}{\pi \cdot D(D - \sqrt{D^2 - d^2})} \quad (2.39)$$

0,102 koeffitsient kp/mm^2 dan kN/mm^2 gacha o'zgarish (konversiya)ni hisobga oladi

D diametrlı sharcha va d shar izining (sharsimon segment) diametri yordamida quyidagılarnı olamız:

Agar sharchanıng bosılıshı doıravıy bo'łmasa, ikkita vertikal turgan o'lchovning o'rtacha qiyamatidan foydalanishimiz kerak.

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2}$$



Brinell Yuxan Avgust.

shved. Johan August Brunell 21 noyabr 1849 yil Bringetofa, Shvetsiyada to'g'ilgan. 17 iyun 1925 yil 75 yoshda Stokgolm Shvetsiyada vafot etgan. Qirollik texno-logiya institutini tamomlagan. Shvetsiyalik injener. Metallurgiya sohasida ilmiy ish olib borgan. Materiallarnı qattıqlıgını aniqlash usulını yaratgan.

1875 yil Leshyoforse shahridagi metallurgiya zavodida injener bo'lib ishlaydi, 1882 yil Fagerste metallurgiya zavodining bosh injeneri bo'ladi. 1903-14 yillar Shvetsiya metallurgiya sanoati uyushmasi bosh injeneri bo'lib ishlaydi. Brinell qattıqlıknı aniqlashning



statik usulını 1900 yilda ishlab chiqadi va bu usul bugungi kunda ham sanoatda tadbiq etiladi. Materialga qattıq sharik (diametri 10 mm) bilan ma'lum kuch (asosan 30 kN) ta'sir etiladi. Qo'yilgan kuchni sharik izining yuzasiga nisbati Brinell bo'yicha qattıqlıq HB ni aniqlaydi. Turli xil materiallar, shakllar namunalarining qattıqlıq qiyamatlarını va sharchalar diametrlarını solishtirish imkoniyatını yaratish uchun muayyan qoidalarga rioya qılınıshı kerak.

Qattıqlıq materialni sirtiga mexanik tarzda singdirilgan detalga qarshilik ko'rsatish qobiliyati.

Qattıqlıq va materialni mustahkamlik chegarasi quyidagicha bog'lanishda: kam uglerodli po'lot uchun:

$$\sigma_B = 0,36 HB \quad \text{va} \quad \text{kul rang cho'yan: } \sigma_B = \frac{HB - 40}{6}$$

KUCHLANGANLIK HOLATLARI VA MUSTAHKAMLIK NAZARIYALARI

Umumiy tushunchalar. Markaziy cho'zilish va siqilishda ko'ndalang kesimning barcha nuqtalarida kuchlanish bir xil bo'lishini ko'rib o'tdik. Cho'zilish va siqilishda sterjen materialining tashqi kuchlar ta'siriga etarlicha qarshilik ko'rsatishini bilish uchun uning faqat ko'ndalang kesimlaridagi normal kuchlanishlarni aniqlashgina kifoya qilmaydi, balki sterjenning turli qiya kesimlaridagi kuchlanishlarni ham topish zarur bo'ladi.

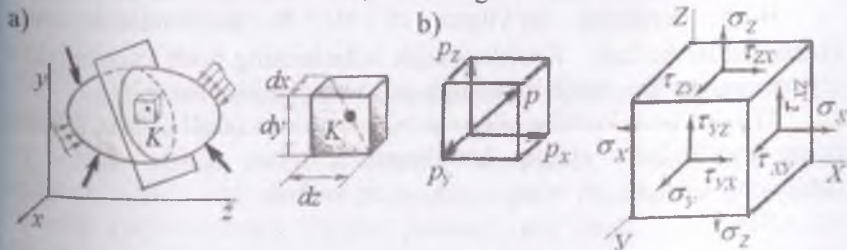


Kesimni ma'lum bir $d\alpha$ burchakka aylantirsak, uning vaziyati o'zgaradi – qiya kesim yuzasi hosil bo'ladi. Natijada undagi kuchlanish ham o'zgaradi. Bundan tashqari kuchlarni tekislikda joylashuvi va ta'sir qilish holatlariga qarab mashina yoki inshoot qismidagi eng katta kuchlanishlarni va ular paydo bo'ladigan yuzalarni topish masalasi qiyinlashadi.

Bunday masalalarni yechish uchun materiallar qarshiligida deformatsiyalanuvchi jism nuqtasidagi kuchlanish holati (2.39-rasm,a) tekshiriladi.

Deformatsiyalanuvchi jism kuchlanish holatini tekshirish muammosi paydo bo'ladi. Bu masalani hal qilish uchun nuqta kuchlanganlik holatini o'rganish kerak.

Nuqtadagi kuchlanganlik holati deb, mazkur nuqta orqali o'tkaziladigan barcha yuzachalarda paydo bo'ladigan kuchlanishlar to'plamiga aytiladi. Masalan, ixtiyoriy sirtga ega bo'lgan jism kuchlar ta'sirida bo'lsin. Uning biror K nuqtasi (2.39-rasm,a) atrofidan tomonlari cheksiz kichik dx, dy, dz bo'lgan o'zaro kesishuvchi



2.39 – rasm. Kuchlanganlik holati

yuzalarni olaylik. Agar, kubik tomonlarining dx, dy, dz o'lchamlarini kichiklashtirib borsak u K nuqtaga aylanadi. Unda kubikning barcha qirralari ushbu nuqtadan o'tadi. Demak, kubik kuchlanganlik holatini tekshirish nuqta kuchlanganlik holatini o'rganish deb qarash mumkin. K nuqtada kesishuvchi yuzadagi (2.39 – rasm, b) to'liq kuchlanishni uchta tashkil qiluvchilarga ajratish mumkin: bitta normal va ikkita kesim yuzasi bo'ylab urinma kuchlanishlarga. Shunday kuchlanishlar kubikning har bir yuzasida hosil bo'ladi. Normal kuchlanishlarni $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ va $\tau_{yx}, \tau_{xy}, \tau_{zx}, \tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$ -bilan urinma kuchlanishlar belgilaymiz.

Kubikning o'zaro parallel yuzalaridagi kuchlarning momentlari muvozanatlashadi. Masalan, x o'qi uchun $\tau_{yz} \cdot dx \cdot dy \cdot dz$ kuchning momenti $\tau_{zy} \cdot dx \cdot dy \cdot dz$ kuch momentiga teng. Shunga o'xshash yana ikkita muvozanat tenglamasini yozish mumkin:

$$\tau_{yz} = \tau_{zy}, \quad \tau_{zx} = \tau_{xz}, \quad \tau_{yx} = \tau_{xy} \quad (2.40)$$

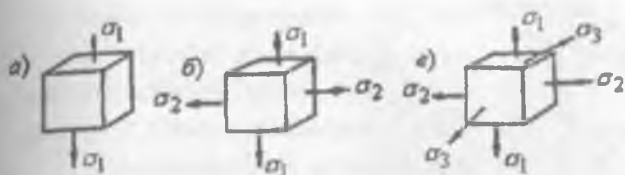
Shunday qilib, o'zaro perpendikulyar yuzalardagi umumiy qirralarga perpendikulyar urinma kuchlanishlar teng va yoki qirraga yoki qirraga teskari yo'nalgan.

(2.40) tenglik urinma kuchlanishlarning juftlik alomati deyiladi. Bu alomatga ko'ra kubik tomonlarida 9 ta kuchlanish emas balki 6 ta kuchlanish ta'sir qiladi. Bu kuchlanishlar tenzor deyiladi.

Nuqta kuchlanganlik holatida x, y, z o'qlarining shunday vaziyatini aniqlash mumkinki, o'qlarning bunday vaziyatida $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ urinma kuchlanishlar nolga teng bo'ladi. Urinma kuchlanishlar nolga teng bo'lgan vaziyatga to'g'ri keluvchi koordinata o'qlariga bosh o'qlar deyiladi. Bosh o'qlarga mos ravishda perpendikulyar joylashgan yuzalar bosh yuzalar (ip, tros, val va balkalarni yon sirtlari) deyiladi.

Bosh yuzalarga qo'yilgan $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ kuchlanishlar bosh kuchlanishlar bo'ladi. Kuchlanganlik holatlarining bosh kuchlanishlar qiymatining noldan farqli bo'lishiga qarab aniqlanishi mumkin:

1) agar, bosh kuchlanishlardan bittasi noldan farqli qolgan ikkitasi nolga teng bo'lsa – chiziqli kuchlanganlik holati (2.40 rasm, a). Oddiy cho'zilishda: $\sigma_1 = \sigma_0$; $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ va



2.40 – rasm.
Kuchlan-
ganlik
holatining
turlari

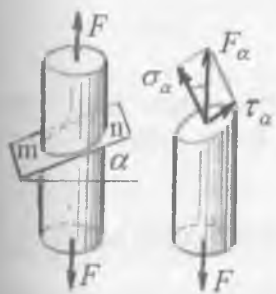
siqilishda $\sigma_1 = \sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -\sigma_0$ bo'ladi.

2) agar, ikkita bosh kuchlanishlar noldan farqli va bittasi nolga teng bo'lsa – tekis kuchlanganlik holati (2.40 - rasm, b).

3) agar, uchta bosh kuchlanishlar ham noldan farqli bo'lsa – hajmiy kuchlanganlik holati bo'ladi (2.40 - rasm, c). σ_1 , σ_2 va σ_3 lar bosh kuchlanishlar va $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ deb qabul qilamiz.

Chiziqli kuchlanganlik holati. chiziqli kuchlanganlik – cho'zilish va siqilishda hosil bo'ladi. F cho'zuvchi kuch ta'siridan brusning $m-n$ qiya kesim yuzasida F_α kuchlanish hosil bo'ladi. F_α qiya kesimning to'liq kuchlanishi deyiladi va quyidagicha topiladi

bu erda $\sigma = \frac{F}{A} = \sigma_1$ ko'ndalang kesimning normal kuchlanishi



2.41 -rasm. Chiziqli
kuchlanganlik holati

To'liq kuchlanishni qiya kesimning n_α normali va $m-n$ qiya tekisligiga proektsiyalarini tegishlacha, normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlar deyiladi. Ularni quyidagi formulalardan topamiz:

normal kuchlanish

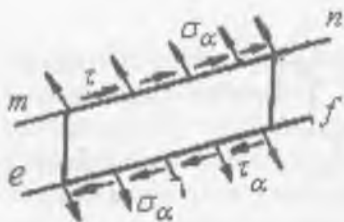
$$\sigma_\alpha = F_\alpha \cdot \cos \alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha$$

va urinma kuchlanish

$$\tau_\alpha = F_\alpha \sin \alpha = \sigma_1 \sin \alpha \cdot \cos \alpha = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha$$

Agar normal kuchlanish tashqi normal yo'nalishi tomon yo'nalsa musbat, aks holda esa manfiy deb hisoblanadi.

Agar tashqi normalni urinma kuchlanish yo'nalishiga tomon qaratish uchun soat strekasi yurishiga qarab burishga to'g'ri kelsa, urinma kuchlanishning qiymati musbat, aks holda esa manfiy deb hisoblanadi. Bu ikki kuchlanish ta'siridan sterjen materiali ikki xil deformatsiyaga uchraydi:



bo'ylama deformatsiya va siljish. σ_α - normal kuchlanish ta'sirida $m-n$ va $e-f$ qiya kesim yuzalari orasidagi masofa uzayadi (qisqaradi); τ_α -urinma kuchlanishi ta'sirida esa siljish

deformatsiyasi hosil bo'ladi. Agar σ_α - cho'zuvchi bo'lsa ishorasi – musbat; τ_α - brusning ajratilgan qismi ni soat strelkasi yo'nalishi bo'ylab aylantirsa, ishorasi – musbat deb qaraladi.

Sterjen materialini emirilishga qanchalik qarshilik ko'rsata olishini bilish uchun mn kesimning vaziyatiga bog'liq bo'lgan eng katta σ_α va τ_α kuchlanishlarning qiymatlarini topish lozim.

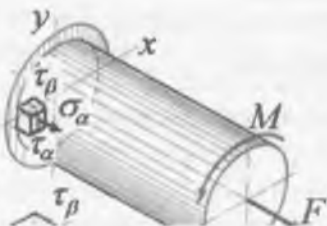
Agar, σ_1 kuchlanish o'zgarmas bo'lsa, normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlar $m-n$ qiya kesimning og'ishgan burchagiga bog'liq. Masalan,

$$1) \alpha = 0; \text{ bo'lsa } \tau_\alpha = 0 \text{ va } \sigma_\alpha = \sigma_1 = \frac{F}{A}$$

$$2) \alpha = 45^\circ \text{ bo'lsa } \tau_\alpha = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{F}{2A} \text{ va } \sigma_\alpha = \frac{\sigma_1}{2} = \frac{F}{2A}$$

$$3) \alpha = 90^\circ \text{ bo'lsa } \tau_\alpha = 0 \text{ va } \sigma_\alpha = 0$$

Normal kuchlanish brusning yon sirtida nolga teng. Urinma kuchlanish brusning bo'ylama, ko'ndalang kesim yuzalarida va yon sirtida nolga teng.

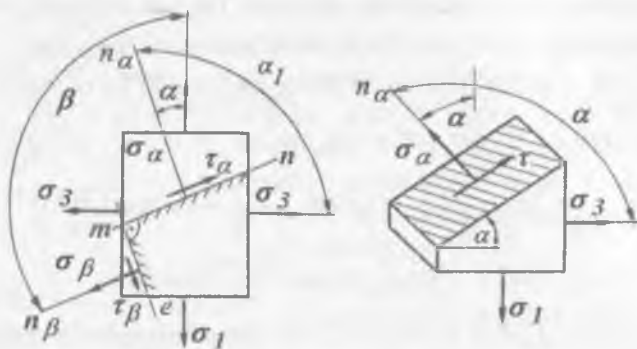


Tekis kuchlanganlik holati

Tekis kuchlanganlik holati – siljish, egilish va murakkab qarshilikda, tsilindr va idishlarda hosil bo'ladi. Tekis kuchlanganlik holatida kubik



ikkita o'zaro
perpendikulyar
tekislikda
yuklanishda
bo'ladi.



2.42-rasm. Tekis kuchlanganlik holatidagi kubikning qiya kesimidagi kuchlanishlar.

Masalan, F cho'zuvchi va M aylantiruvchi moment ta'siridagi doiraviy kesimli tsilindrdan ajratilgan kubikning cho'zuvchi kuchga perpendikulyar yuzasida normal kuchlanish σ_α va urinma kuchlanish τ_α hosil bo'ladi. Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra kubikning F cho'zuvchi kuch yo'nalishiga parallel yuzasida ham urinma kuchlanish hosil bo'ladi. Kubikning tsilindr sirtiga parallel yuzasi har qanday kuchlanish ta'siridan ozod. Shuning uchun kubik tekis kuchlanganlik holatida.

Tekis kuchlanganlik holatida bo'lgan sterjen materialining mustahkamligini tekshirishda sterjendagi eng katta normal va urinma kuchlanishlarning qiymatlarini topish zarur bo'ladi.

Yon tomonlariga bosh kuchlanishlar ta'sir qilgan kubik berilgan bo'lsin (2.42-rasm). Tekis kuchlanganlik holati bo'lgan kubikning m - n qiya kesimidagi normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlarni chizikli kuchlanganlik formulalarga asosanib topamiz:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \cos^2 \alpha_1 = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \cos^2 (\alpha + 90^\circ)$$

yoki:
$$\sigma_a = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha \quad (2.41)$$

$$\tau_a = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_3}{2} \sin 2\alpha = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_3}{2} \sin 2(\alpha + 90^\circ)$$

yoki
$$\tau_a = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha \quad (2.42)$$

Agar, kubikning $m-n$ qiya kesimiga perpendikulyar holatdagi ikkinchi $m-e$ qiya kesimini tanlab olsak, bu qiya kesimdagi σ_β va τ_β kuchlanishlari (2.41) va (2.42) formulalar asosida topiladi.

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_3 \sin^2 \beta = \sigma_1 \cos^2 (\alpha + 90^\circ) + \sigma_3 \sin^2 (\alpha + 90^\circ)$$

ekku
$$\sigma_\beta = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_3 \cos^2 \alpha \quad (2.43)$$

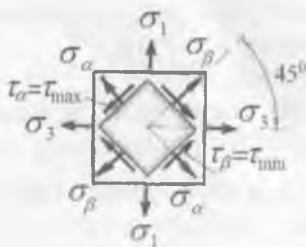
$$\tau_\beta = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\beta = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2(\alpha + 90^\circ)$$

va
$$\tau_\beta = -\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha \quad (2.44)$$

(2.41), (2.42), (2.43) va (2.44) formulalardan ko'rinib turibdi-ki, qiya kesimlarining normal va urinma kuchlanishlari α burchakning o'zgarishiga bog'liq. $\alpha = 0$ va $\alpha = 90^\circ$ burchaklarda $\tau_\alpha = \tau_\beta = 0$ ya'ni urinma kuchlanish nolga teng bo'lar ekan. Demak bu yuzalar bosh yuzalar.

(2.41) va (2.43) tenglamalarning chap va o'ng tomonlarini qo'shib $\sigma_\alpha + \sigma_\beta = \sigma_1 + \sigma_3 = \text{const}$, ya'ni o'zaro perpendikulyar bo'lgan qiya kesimlardagi normal kuchlanishlar yig'indisi bosh kuchlanishlar yig'indisiga teng ekanligini aniqlaymiz. Qiya kesimning og'ish burchagi $\alpha = 45^\circ$ da urinma kuchlanish τ_a maksimal qiymatga erishadi,

ya'ni:
$$\tau_a = \tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

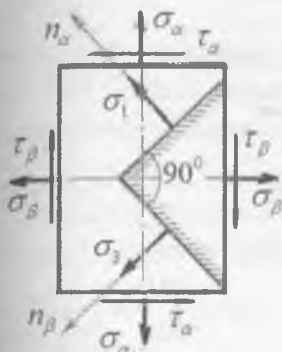


va normal kuchlanish σ_a bosh normal kuchlanishlar yig'indisining yarmiga

teng bo'ladi
$$\sigma_a = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}$$

(2.42) va (2.43) tenglamalarni o'zaro taqqoslasak, $\tau_\alpha = -\tau_\beta$,

o'zaro perpendikulyar joylashgan qiya kesimlardagi urinma kuchlanishlar bir-biriga teng va ishorasi har xil bo'lishini ko'ramiz. $\tau_\alpha = -\tau_\beta$ - urinma kuchlanishlarning juftlik alomati deyiladi.



Bosh kuchlanishlar va bosh yuzalarning yo'nalishini aniqlash.

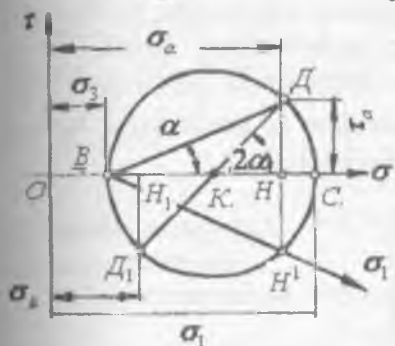
Agar qiya kesimning holati va undagi $\sigma_\alpha; \sigma_\beta; \tau_\alpha = -\tau_\beta$ kuchlanishlar berilgan (2.43-rasm) bo'lsa, kubika ta'sir qiladigan bosh kuchlanishlarni va ularning yo'nalishini topish mumkin. Bunday teskari masalani Mor doirasini ko'rish usuli bilan echiladi.

Buning uchun $\sigma\tau$ koordinata o'qlariga, ma'lum masshtabda

$$\sigma_\alpha = OH; \sigma_\beta = OH_1;$$

$$HD = \tau; H_1D_1 = \tau_\beta$$

kuchlanishlar joylashtiriladi



2.43 - rasm. Tekis kuchlanganlik holati uchun Mor doirasi

D va D_1 nuqtalarni birlashtirib kuchlanishlar doirasining markazi K nuqtani topamiz. DK va D_1K radiuslar bilan chizilgan doira σ o'qini C va B nuqtalarda kesib o'tadi. Kuchlanishlar masshtabida $OC = \sigma_1$ va $OB = \sigma_3$.

2.43-rasmdagi chizmadan quyidagi masofalarni topamiz:

$$OC = OK + KC \quad \text{va} \quad OB = OK - KB$$

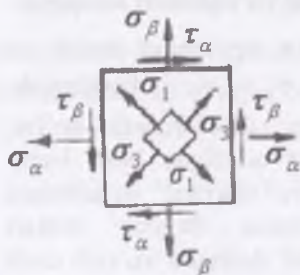
$$OK = \frac{OH + OH_1}{2} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} \quad \text{va}$$

bu erda

$$KC = KB = KD = \sqrt{(KH)^2 + (HD)^2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}{2}\right)^2 + \tau_\alpha^2}$$

$$\left. \begin{aligned} OC = \sigma_1 \\ OB = \sigma_3 \end{aligned} \right\} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2}{4} + \tau_\alpha^2}$$

Demak,
$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[(\sigma_\alpha + \sigma_\beta) \pm \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2} \right] \quad (2.45)$$



Bosh normal kuchlanish σ_1, σ_3 larning yunalishlarini topish uchun Mor doirasidagi KNN' burchagidan foydalanamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{HH'}{KH'}; \quad \operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2\tau_\alpha}{\sigma_\alpha - \sigma_\beta} \quad (2.46)$$

yoki burchak BNN' dan:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{HH'}{BH} = -\frac{\tau_\alpha}{\sigma_\alpha - \sigma_3}$$

α burchak musbat bo'lsa, uni abtssissa o'qidan soat strelkasining yo'nalishiga qarama-qarshi tomonga joylashtiriladi; manfiy bo'lsa teskari yo'nalishda joylashtiriladi. α burchakning qiymatiga bog'liq ravishda σ_1, σ_3 bosh normal kuchlanishlar qo'yilishi kerak bo'lgan bosh yuzalarning holatlari, og'ish burchaklari topiladi



2.44 - rasm . Idish devorining devorining kuchlanganlik holati

Tekis kuchlanganlik holatiga suyuqlik bosimi ta'siridagi tsilindr (idishni) kuchlanganlik holatini olish mumkin.

Doiraviy kesimli brusni (idish materialining cho'ziladigan tolalari. (2.44 - rasm) sirtidagi biror nuqtasi atrofida tsilindr sirtiga ko'ndalang, radial va urinma yuzaga ega bo'lgan elementar kubik shaklidagi yuzachani ajratamiz. Bunda kubikni brusning ko'ndalang kesim yuzasiga parallel yuzasida normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlar. brusni bo'ylama o'qiga parallel yuzada faqat urinma kuchlanish τ_β ta'sir qiladi, brusni sirtiga parallel yuzada hech qanday kuchlanish ta'sir qilmaydi.



Hajmiy kuchlanganlik holati (reldan kubik shaklida ajratilgan zarracha). Qiya kesimning shunday holatini tanlash mumkinki, bunda qiya kesim hamma bosh normal kuchlanishlar yo'nalishlarini kesib o'tadi (2.45- rasm). σ_a va τ_a kuchlanishlari Mor doirasi bilan chegaralangan egri chiziqli murakkab yuzada joylashadi va

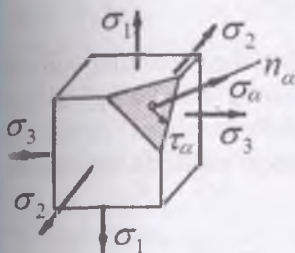
quyidagi formula bilan topiladi:

$$\sigma_a = \sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3$$

$\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3$ - bosh normal kuchlanishlarni qiya kesimning normali bilan hosil qilgan burchagi.

Urinma kuchlanish

$$\tau_a = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3 - \sigma_a^2}$$

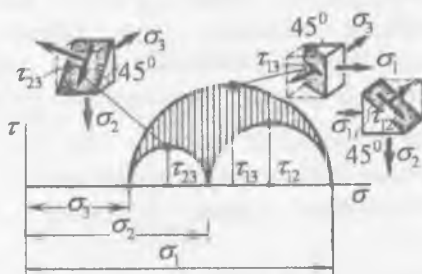


2.45 - rasm. Hajmiy kuchlanganlik holati

Hajmiy kuchlanganlik holatidagi elementning qiya kesimidagi kuchlanishni topish uchun, qiya yuzaning bosh kuchlanishlaridan birortasining yo'nalishiga parallel qilib olinsa, bu yuzadagi normal va urinma kuchlanishlar qolgan ikkita bosh kuchlanishga bog'liq bo'lib qoladi. Masalan: qiya kesimni σ_1 bosh normal kuchlanishiga parallel qilib olamiz.

Demak, shtrixlangan qiya yuzadagi σ_{a1} va τ_{a1} lar faqat σ_2 va σ_3 bosh normal kuchlanishlariga bog'liq ekan. σ_1 bosh normal kuchlanishi ta'siridagi normal va urinma kuchlanishlar nolga teng bo'ladi.

Demak, hajmiy kuchlanganlik holatida bo'lgan kubikdan ajratilgan qiya tekislik tekis kuchlanganlik holatida bo'lar ekan. Qiya kesimdagi normal kuchlanish σ_{a1} va urinma kuchlanish τ_{a1} larni topish uchun Mor doirasidan foydalanamiz.

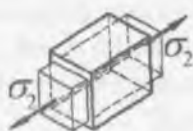
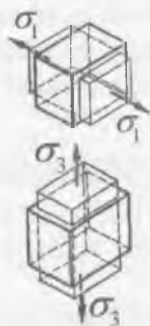


*Hajmiy kuchlanganlik holati uchun
Mor doirasi*

Shu usulda kubikdan qiya kesimlarni navbati bilan σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlariga parallel qilib olamiz va normal va urinma kuchlanishlarini topamiz.

Hajmiy deformatsiya

Kubikning birorta bosh normal kuchlanishga parallel qirrasi cho'ziladi. Shu bosh normal kuchlanish ta'sirida kubikning qolgan qirralari siqiladi. Natijada, bitta qirraning deformatsiyasi murakkab bo'lib, bir yo'nalishda cho'zilishdan va ikkita yo'nalishda siqilishdan iboratdir.



*Kubik qirralarining
deformatsiyasi*

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)]\end{aligned}\quad (2.47)$$

Kubik qirralariga bosh kuchlanishlardan tashqari urinma kuchlanishlar ta'sir qilsa ham chiziqli deformatsiyalar o'zgarmaydi.

Hajmiy kuchlanganlik holatida elementning deformatsiyasi Gukning umumlashgan qonuni bo'yicha topiladi.

(2.47) formuladan chiziqli va tekis kuchlanganlik holatlari dagi elementlarning deformatsiyasini topishda foydalanish mumkin. Boshlang'ich hajmi $V_0 = a \cdot b \cdot c$ bo'lgan kubikning deformatsiyasidan keying hajmi:

$V_1 = (a + \Delta a)(b + \Delta b)(c + \Delta c) = abc + ab\Delta c + bc\Delta a + ac\Delta b$
formula bilan topiladi. Unda kubik hajmining nisbiy o'zgarishi

$\varepsilon_0 = \frac{V_1 - V_0}{V_0} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3$ kubik tomonlarining nisbiy deformatsiyalarining yig'indisiga teng bo'ladi. Guk formulasini hisobga olsak, ε_0 quyidagicha topiladi:

$$\varepsilon_0 = \frac{1-2\mu}{E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (2.48)$$

Kubikning deformatsiyasida hajm yoki shakl o'zgarishi mumkin. (2.48) formuladan aniq-ki, bosh normal kuchlanishlar yig'indisi ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$) nolga teng bo'lsa, hajmiy nisbiy o'zgarishi ham nolga teng bo'ladi, ya'ni kubikda shakl o'zgarishi yuz beradi. Aynan shu holatni $\mu = 0,5$ -da ham ko'rish mumkin. (2.48) formuladan:

$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_{yp}$ deb qabul qilsak; $\varepsilon_0 = \frac{1-2\mu}{E} \cdot 3\sigma_{yp}$ hosil bo'ladi.

Bu erda $\frac{E}{3(1-2\mu)} = K$ o'zgarmas sonning hajmiy elastiklik moduli

deyladi. Unda $\varepsilon_0 = \frac{\sigma_{yp}}{K}$ formula Gukning hajmiy qonuni bo'ladi. Guk

hajmiy qonuniga asosan, agar kubikning tomonlariga qiymati o'rtacha bosh kuchlanishlarga teng kuchlanishlar bilan ta'sir qilinsa, kubikda hajmiy o'zgarish sodir bo'ladi.

Deformatsiyaning potentsial energiyasi

Hajmiy kuchlanganlik holatida deformatsiyaning to'liq potentsial energiyasi quyidagicha topiladi:

$$U = \frac{1}{2}(\sigma_1\varepsilon_1 + \sigma_2\varepsilon_2 + \sigma_3\varepsilon_3) \text{ yoki}$$

$$U = U_x + U_w = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu \cdot (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (2.49)$$

U_x - kubik hajm o'zgarishidagi deformatsiyaning potentsial energiyasi bo'lib, quyidagi formula bilan topiladi:

$$U_x = \frac{3}{2}\sigma_{yp} \cdot \varepsilon_{yp}; \quad \text{bu erda: } \varepsilon_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{K} \text{ hajmiy elastiklik moduli}$$

$K = \frac{E}{3(1-2\mu)}$ va $\sigma_{yp} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$ larni hisobga olsak, hajmiy o'zgarishdagi deformatsiyaning potentsial energiyasi

$$U_x = \frac{1-2\mu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \quad (2.50)$$

Shakl o'zgarishdagi deformatsiyaning potentsial energiyasini topish uchun (2.49) formuladan U_x -ni ayiramiz.

$$\text{Unda: } U_u = \frac{1+\mu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3) \quad (2.51)$$

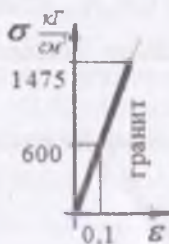
Ushbu formulalar chiziqli kuchlanganlik holati uchun quyida-gicha yoziladi: hajm va shakl o'zgarishdagi deformatsiyaning

$$\text{potentsial energiyasi: } U_x = \frac{1-2\mu}{6E} \sigma_1^2 \quad \text{va} \quad U_u = \frac{1+\mu}{3E} \sigma_1^2$$

$$\text{To'liq potentsial energiya } U = U_x + U_u = \frac{1}{2E} \sigma_1^2$$

MUSTAHKAMLIK NAZARIYALARI

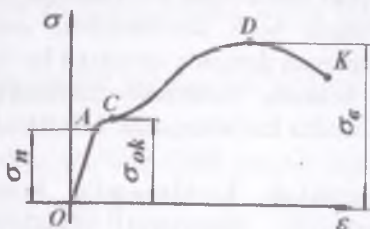
Umumiy tushunchalar. Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlarini loyihalashda, ularning mustahkamligini ta'minlash lozim. Buning uchun konstruksiyaning materialida xavfli holatni keltirib chiqaruvchi sababni aniqlash talab qilinadi. Yuklanish shartlariga ko'ra konstruksiyaning materiali turli mexanik xossalarda bo'lishi mumkin. Masalan, kichik yuklanishda elastik deformatsiya hosil bo'ladi, material elastik xossa holatiga uchraydi. Yuklanish oshirilsa konstruksiyada qoldiq deformatsiya hosil bo'lishi boshlanadi, material plastik xossa holatida bo'ladi. Yuklanishni keyingi o'sishida plastik deformatsiya xavfli holatni yuzaga keltiradi va emirilish boshlanadi. Oddiy cho'zilish va siqilishda, ya'ni chiziqli kuchlanishda materialni emirilishi quyidagi ko'rinishlarda bo'ladi.



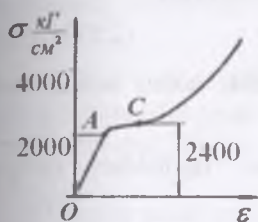
1) emirilish plastik deformatsiya hosil bo'lmasdan boshlanadi. Cho'zilishda emirilish cho'zuvchi kuch yo'nalishiga perpendikulyar tekislikda, siqilishda esa siquvchi kuch yo'nalishiga parallel yuzada zarrachalarni ajralish (yorilish) usuli bilan boshlanadi. Ikkala holda ham emirilish normal kuchlaish va eng katta uzayish hisobiga sodir bo'ladi.

Mo'rt materiallar siqilishda siquvchi kuch yo'nalishiga qiya tekislikda normal va urinma kuchlanishlar ta'sirida emiriladi.

2) elastik deformatsiyadan keyin plastik deformatsiyani rivojlanishi asosida emirilish. Materialni xavfli holati oquvchanlik boshlanishi, uzilish bo'yni hosil bo'lishi va namunani uzilishi bilan belgilanadi. Oquvchanlik chegarada namunaning sirtida cho'zuvchi kuch yo'nalishiga 45° burchak ostida joylashgan siljituvchi chiziqlar hosil bo'lishi, plastik deformatsiya va emirilish urinma kuchlanish ta'sirida kelib chiqadi va siljishdagi emirilish deyiladi.



Yumshoq po'lotni cho'zilish diagrammasi



Yumshoq po'lotni siqilish diagrammasi

3) plastik deformatsiyani uzluksiz o'sishi emirilishga olib keladi. Materialni xavfli holati oquvchanlik boshlanishi asosida kelib chiqadi. Qoldiq deformatsiya τ kuchlanish ta'sirida hosil bo'ladi. Yuqoridagilar asosida materialni emirilishi zarrachalarni ajralishga va siljishga qarshiligi asosida kelib chiqadi. Plastik materiallarda τ ta'siridagi emirilishga qarshilik, σ ta'siridagi emirilishga qarshiligidan kichik bo'ladi,

$(\sigma_0 - \tau_0)$ va mo'rt materiallarda $\tau_0 > \sigma_0$. Bunday emirilish turlarini murakkab kuchlanganlik holatida aniqlash qiyin, chunki kubik har xil xossaga ega bo'lishi mumkin. Turli konstruktsiya va mashinalarni hisoblashda yoki loyihalashda, ularning elementlari va detallarida hosil bo'ladigan eng katta kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishdan oshib ketmasligi ta'minlanishi lozim. Ruxsat etilgan kuchlanishni belgilash uchun materialning tashqi kuch bilan yuklangandan to emirilish deformatsiyasiga bo'lgan oraliqdagi xossasini o'rganish kerak. Bir o'qli cho'zilish va siqilish, ya'ni chiziqli kuchlanish holatida o'tkazilgan ko'p tajribalarning uzoq muddat to'plangan natijalari turli materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar haqida etarli darajada aniqlik bilan fikr yuritish imkonini beradi.

Tekis va hajmiy kuchlanish holatlarida bunday fikr yuritib bo'lmaydi. Bunda deformatsiyaning o'sishi va materialning emirilishi ikkita yoki uchta bosh kuchlanishlarning ta'siridan ro'y beradi, amalda uchraydigan bosh kuchlanishlar sonining nisbati hamda ishoralari cheklanmagan darajada xilma-xil bo'lishi mumkin, har qanday kuchlanganlik holatida materialni mustahkamlik shartini keltirib chiqarish uchun, ushbu kuchlanganlik holatlarida sinov diagrammalarini qurish kerak.

Murakkab kuchlanganlik holatida material mustahkamligini xarakterlovchi faktorlarni ifodalovchi gipotezalar mustahkamlik nazariyalari deyiladi

Birinci, ikkinchi va uchinchi klassik mustahkamlik nazariyalari. Eng qadimgi nazariyalarda bo'lmish birinchi mustahkamlik nazariyasi chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta normal kuchlanish sabab bo'ladi degan gepotezaga asoslanadi. Qabul qilingan gepotezaga ko'ra quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 < \sigma_0 \quad (2.52).$$

bu erda, σ_1 — tekshirilayotgan kuchlanish holati uchun bosh kuchlanishlardan eng kattasi;

σ_0 — chiziqli cho'zish uchun tajribadan olingan chegaraviy kuchlanish.

Eng katta normal kuchlanish nazariyasining bosh kamchiligi shundan iboratki, unda boshqa ikkita kuchlanishlar σ_2 , σ_3 hisobga olinmaydi. Amalda esa bu kuchlanishlar material mustahkamligiga katta ta'sir ko'rsatadi. Masalan, har tomonlama (gidrostatik) siqilishda bo'lgan tsement kubik mustahkamlik chegarasidan bir necha marta katta bo'lgan kuchlanishga emirilmadan chidash bera oladi. Bunday sharoitda boshqa materiallar ham shunday tutadi. Bu nazariya mo'rt materiallarni cho'zishga sinashda tasdiqlanadi. Mo'rt materialni cho'zganda sezilarli plastik deformatsiya hosil bo'lmasdan bir bo'lgi qolgan bo'ladigan ajraladi. Hozirgi paytda birinchi nazariyadan foydalanilmaydi, u faqat tarixiy ahamiyatga ega.

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta cho'zilish sabab bo'ladi degan gepotezaga asoslangan. Bosh deformatsiyalar $\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3$ bo'lganida hajmiy kuchlanish holati uchun qabul qilingan gepotezaga

javob beruvchi umumiy shart quyidagicha yoziladi:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_1 < \varepsilon_0 \quad (2.53)$$

bu erda, ε_1 – tekshirilayotgan kuchlanish holati uchun eng katta cho'zilishning hisobiy qiymati;

ε_0 – bir o'qli cho'zilishga sinash tajribasidan olingan nisbiy cho'zilishning chegaraviy qiymati.

ε_1 va ε_0 – larni aniqlashda ma'lum Guk qonuni formulalaridan foydalaniladi: $\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]$ (a)

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E} \quad (b)$$

Bunda shartli ravishda (a) va (b) bog'lanishlar chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lguncha kuchga ega bo'ladi va materialning sezilarli plastik deformatsiyalarsiz mo'rt emirilishga javob beradi deb hisoblanadi, (a) va (b) ifodalarni (2.53) shartga qo'yib ifodani hosil qilamiz:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) < \sigma_0 \quad (v)$$

(v) tengsizlik chap qismi musbat bo'lgandagina kuchga ega, bunda u eng katta cho'zilishga mos keladi. Qabul qilingan gepoteza bilan bir xil.

Ikkinchi nazariyaning birinchisidan afzalligi shundaki, unda barcha bosh kuchlanishlar ta'siri hisobga olinadi.

Mo'rt materiallar (beton, tosh)ning bosim beriladigan toretsilariga yog' yoki parafin surtib, oddiy siqilishda emirilishini bu nazariya yordamida tushuntirish mumkin. Materialda siquvchi kuchlarga parallel darzlar paydo bo'ladi va u emiriladi. Bu namuna o'qiga perpendikulyar yo'nalishda materialning kengayishiga imkon beruvchi chiziqli deformatsiyalarning o'sishi bilan tushuntiriladi.

Birinchi nazariya kabi ikkinchisi ham tajriba natijalari bilan etarli darajada tasdiqlanmaydi, mo'rt materiallar uchun ko'proq qo'l keladi.

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta urinma kuchlanishlar sabab bo'ladi degan gepotezaga asoslanadi. Shuning uchun u eng katta urinma kuchlanish nazariyasi deb ataladi.

Plastik deformatsiyalar jarayonida siljish va unga mos keluvchi urinma kuchlanishlar ham paydo bo'lishi tajriba asosida tasdiqlangan, shuning uchun qabul qilingan gepotezani sezilarli plastik

deformatsiyalar bilan bog'lanish mumkin. Ushbu nazariyaning umumiy sharti quyidagi ko'rinishga ega:

$$\tau_{\max} < \tau_0 \quad (2.54)$$

bu erda, $\tau_{\max}$ – tekshirilayotgan kuchlanish holati uchun eng katta urinma kuchlanishning chegaraviy qiymati.

Ma'lumki, hajmiy kuchlanishda $\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3$ bo'lganda eng katta urinma kuchlanish maksimal va minimal bosh kuchlanishlar

farqining yarmisi quyidagicha topiladi: $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (a)$

τ_0 – kuchlanish quyidagi tenglikdan topiladi: $\tau_0 = \frac{\sigma_0}{2} \quad (b)$

Shunday qilib 2.54 shartni quyidagicha yozish mumkin:

$$\varepsilon_1 - \varepsilon_3 < \varepsilon_0 \quad (v)$$

Uchinchi nazariyaning asosiy kamchiligi shundan iboratki, hajmiy kuchlanish holatida σ_2 bosh kuchlanishning ta'siri hisobga olinmaydi. Eng katta urinma kuchlanish nazariyasi cho'zilishga ham, siqilishga ham bir xil qarshilik ko'rsatadigan plastik materiallar bilan o'tkazilgan tajriba natijalariga mos keladi. Bu nazariya ularning mustahkamligini baholashda juda keng qo'llaniladi.

Mustahkamlikning energetik nazariyasi. Energetik nazariya quyidagi taxminga asoslanadi: materialning chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'ladigan paytda to'planadigan deformatsiya solishtirma potentsial energiyasining miqdori istalgan murakkab kuchlanish holatida ham, oddiy cho'zilishda ham bir xil.

Bu nazariya yaratilishida dastavval chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga to'la solishtirma potentsial energiyasining eng katta qiymati sabab bo'ladi degan gipoteza asos qilib olingan

$$U < U_0 \quad (2.55)$$

Bu erda, U – to'la solishtirma energiya, u hajmiy kuchlanish holati uchun umumiy holda quyidagi formuladan topiladi:

$$U = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)] \quad (a)$$

U_0 – energiyaning chegaraviy qiymati bo'lib, oddiy cho'zilishga o'tkazilgan tajribadan topiladi. Uni topish formulasi (a) dan uning o'ng tomonini $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ ga tenglab, σ_1 o'rniga cho'zilishdagi chegaraviy kuchlanish qiymatini, ya'ni σ_0 ni qo'yib osongina keltirib chiqariladi.

Shunday qilib,
$$U_0 = \frac{\sigma_0^2}{2E} \quad (b)$$

(a) va (b) larni hisobga olganda (2.16) shart yoyiq holda quyidagicha yoziladi:

$$\sqrt{[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)]} < \sigma_0 \quad (v)$$

Lekin yuqorida qayd qilingan gepoteza tajribada tasdiqlanmagan, shuning uchun unga asoslangan nazariya amalda qo'llaniladi. Hisoblash formulasi:

$$\sigma_{xuc} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq R \quad (2.56).$$

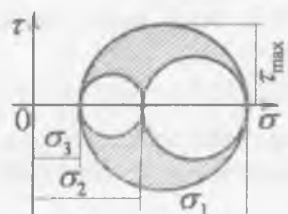
Uchinchi nazariya kabi energetik nazariya ham plastik materiallar bilan o'tkazilgan tajribalarda yaxshi isbotlanadi va amalda keng qo'llaniladi. Yuqorida qayd qilingan nazariyalar materialda plastik deformatsiyalar paydo bo'lish sharoitini belgilovchi kriteriyalarni belgilab beradi. Shuning uchun bu nazariyalarga asoslangan (2.54) va (2.55) tengliklar ba'zan plastiklik shartlari deb ataladi.

Mor mustahkamlik nazariyasi. Barcha materiallar ham cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga bir xil qarshilik ko'rsatmasligini Mor nazariyasi hisobga oladi. Bu nazariya 1882 yilda taklif etilib 1900 yilda rivojlantirildi.

OTTO MOR
(1835 – 1918)



Gonover politexnika institutini tamomlab temir yo'l inshooti qurilishida injener – quruvchi, Germaniyada birinchi po'latdan qurilgan ferma konstruksiyasini loyihalaydi. 32 yoshligida Shtutgart politexnikumi, 1873 yil Drezden politexnikumi professori. Qurilish mexanikasini rivojlanishiga katta hissa qo'shgan: grafoanalitik usulni rivojlantirdi, kuchlanganlik holatni grafik tushuntirdi; mustahkamlik nazariyasini yaratdi; birinchi bo'lib bog'lanish chizig'ini tadbiq etdi. Qiya kesimdagi normal va urinma kuchlanishlar yordamida grafik usulda bosh kuchlanishlarning qiymati va yo'nalishi topiladi. Bu usul qurilishda ahamiyatga ega.

Kuchlanishlar doirasi 	Mor nazariyasi material-larni cho'zilish va siqilish-ga qarshilik ko'rsata olish qobiliyatini e'tiborga oluvchi mustahkamlik shart $\sigma_1 - \frac{[\sigma_x]}{[\sigma_N]} \cdot \sigma_3 = [\sigma_x]$	Lagranj printsipi asosida ko'chishni aniqlashni Maksvell – Mor formulasini ishlab chiqdi
---	---	--

Ichki ishqalanish $T = fN$ materialning elastiklik chegarasidan keyin siljish natijasida sodir bo'ladi. Demak, siljishga ko'rsatilgan qarshilik faqatgina urunma kuchlanish kabi normal kuchlanishga ham bog'liq bo'ladi.

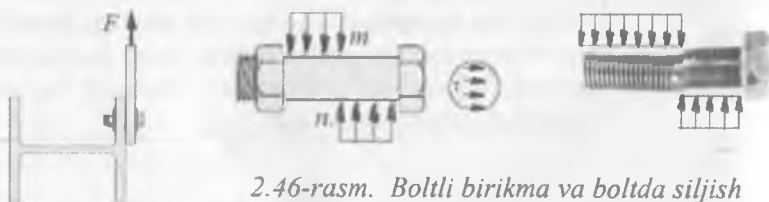
Demak, urunma kuchlanishdan hosil bo'lgan qarshilik kuchi jismning siquvchi normal kuchlanish mavjud bo'lgan nuqtalarida kattaroq, bo'lib cho'zilish mavjud bo'lgan nuqtalarida past bo'ldai. Yuqoridagi fikrlash mor nazariyasining asosini tashkil etadi. Mor mustahkamlik nazariyasiga ko'ra shart quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_1 - \nu \sigma_3 = (1 - \nu) \frac{\sigma}{2} - (1 + \nu) \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2} < \sigma_0^I \quad \nu = \frac{\sigma_0^I}{\sigma_0^{II}} \quad (2.57)$$

bunda: σ_0^I - cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasi;
 σ_0^{II} - siqilishdagi mustahkamlik chegarasi.

SILJISH

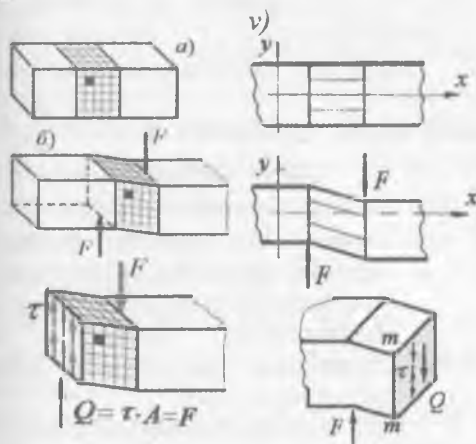
Amaliyotda boltli, parchin mixli, payvandli birikmalar va h.k siljish deformatsiyasiga uchraydi. Birikmalarning mustahkamligi siljishning xavfli holati - qirqilish yoki ezilishga bog'liq.



2.46-rasm. Boltli birikma va boltda siljish deformatsiyasi

Planka va profil bolt vositasida biriktirilgan (2.46- rasm). Planka va profildan boltning bo'ylama o'qiga qarama-qarshi yo'nalishdagi tik bosim kuchi ta'sir qiladi. Natijada boltning $m-n$ tekisligining (2.46- rasm) bir tomoni ikkinchi tomoniga teskari yo'nalishda siljishga uchraydi. Bolt siljishning xavfli holatida emiriladi (qirqiladi). Qirqilish yuzasida hosil bo'lgan urinma kuchlanish boltning kesim yuzasida tekis tarqaladi. Shuning uchun qirqilish yuzasi tekisligicha qoladi.

Siljishda ichki kuch. Ko'ndalang kesim yuzasi A bo'lgan brus F siljituvchi kuch ta'sirida bo'lsin (2.47-rasm,a). Brusning siljishi 2.47-rasmda ko'rsatilgan. Agar brusni $m-n$ tekislik bilan kesib bir bo'lagini tashlab yuborsak, ajratib qoldirilgan qismini muvozanati buziladi.



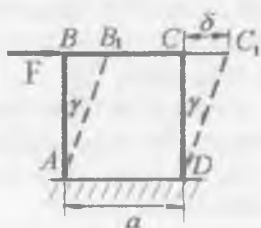
2.47 - rasm.
Brusning siljishi:
a) brusning deformatsiyagacha holati;
b) deformatsiyalangan brus;
v) siljishda ichki - kesuvchi kuchni aniqlash tartibi - kesish usuli.

Brusning tashlab yuborilgan qismining ajratib olingan bo'lagiga ta'sirini τ kuch intensivligi bilan belgilaymiz. Bu kuchlarni teng ta'sir qiluvchisini ko'ndalang kuch Q bilan almashtirsak, brusni ajratib olingan bo'lagining muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sum Y = Q - F = 0 \quad \text{yoki} \quad Q_y = \tau \cdot A = F \quad \text{Buerdan urinma kuchlanish}$$

formulasini hosil qilamiz $\tau = \frac{F}{A}.$ (2.58)

Sof siljish. Deformatsiya va kuchlanish. Oddiy cho'zilish yoki siqilishda bo'lgan sterjenning qiya tekisligida normal va urinma kuchlanishlar hosil bo'lib, bu kuchlanishlar ta'sirida sterjenda uzayish yoki siljish sodir bo'ladi.

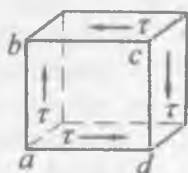


Kubikning BC qirrasiga qo'zg'almas AD qirrasiga nisbatan F kuch ta'sirida ushbu kuch yo'nalishida δ masofaga siljiydi. $BB_1=CC_1=\delta$ absolyut siljish -chizikli deformatsiya.

$$\text{Absolyut siljish} \quad \delta = \frac{Qa}{GA} \quad (2.64)$$

AB va CD qirralar qo'zg'almas A va D nuqtalarga nisbatan γ burchakka og'adi. γ - burchak nisbiy siljish, burchakli deformatsiya. Kubikning deformatsiyasi elastik bo'lganligi

$$\text{uchun, } \gamma \text{ burchak kichik miqdor. Sxemadan: } \operatorname{tg} \gamma = \gamma = \frac{\delta}{a} \quad (2.59)$$

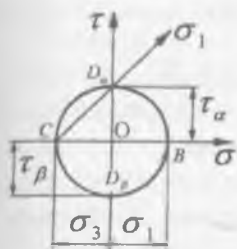


2.48 – rasm. Sof siljishdagi kubik

Siljish deformatsiyasini o'rganish uchun, shunday yuzalarni tanlash kerakki, bu yuzalarda normal kuchlanishlar nolga teng bo'lib faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qilsin. Faqat urinma kuchlanishlar ta'sirida bo'lgan elementning kuchlanganlik holatiga – sof siljish deyiladi.

Sof siljishga ishlayotgan kubikni qirralari urinma kuchlanishlar ta'sirida shu kuchlanishlar yo'nalishi bo'yicha deformatsiyaga uchraydi.

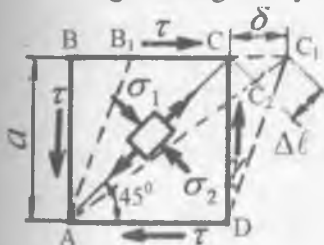
O'zaro perpendikulyar ab va bc qirralarga teng va qarama-qarshi tomonlarga yo'nalgan urinma kuchlanishlar ta'siridagi kubikni o'rganaylik (2.49 – rasm). Kubikning $abcd$ fasad yuzasida normal va urinma kuchlanishlar ta'sir qilmasin. Unda $abcd$ yuza bosh yuza bo'lib, bu yuzadagi bosh normal kuchlanish nolga teng. Demak, kubikning uchta o'zaro perpendikulyar yuzalaridan ikkitasi kuchlanishlar ta'sirida, bitta fasad yuzasi esa har qanday kuchlanishlar ta'siridan ozod. Shuning uchun kubikning tekis kuchlanganlik holatida. Kubikning vertikal qirrasiga $\sigma_a = 0$; $\tau_a = \tau$; gorizontaal qirrasiga $\sigma_b = 0$ va $\sigma_b = -\tau$ ta'sir qilayotgan kuchlanishlar yordamida Mor doirasidan foydalanib $abcd$ bosh yuzadan boshqa yuzadagi bosh kuchlanishlarni topamiz.



2.49-rasm. Sof siljishda bosh kuchlanishlarni aniqlash uchun Mor doirasi

$\sigma\tau$ koordinata sistemasida (2.49 - rasm) $OD_a = \tau_a = \tau$ kuchlanishni τ o'qi bo'ylab yuqoriga va $OD_b = \tau_b = -\tau$ pastga joylash-tiramiz. D_a va D_b nuqtalar koordinata markazi O nuqtadan bir xil masofada joylashganligi uchun, Mor doirasini radiusi $OD_a = \tau$ ga teng bo'ladi. Mor doirasi abtsissa o'qini $OB = \tau$ va $OC = -\tau$ masofalarda kesib o'tadi. Shuning uchun $OB = \tau = \sigma_1$ va $OC = -\tau = \sigma_3$; $\sigma_2 = 0$. Bosh normal kuchlanish σ_1 - ning yo'nalishi doirada CD_a chiziq bilan ko'rsatilgan va bc yuzaning normali bilan 45° burchak ostida joylashgan. Kubikdan ajratilgan element σ_1 ta'sirida bd diagonal bo'ylab cho'ziladi; σ_3 ta'sirida esa ac diagonal bo'ylab siqiladi. Demak, sof siljish o'zaro teng cho'zuvchi va siquvchi bosh normal kuchlanishlarga ekvivalent.

Siljish deformatsiyasida material cho'zilish va siqilishga ham uch-raydi. ac diagonalning absolyut uzayishi: $c_1c_2 = \Delta\ell = \delta \cdot \cos 45^\circ$



Siljish va bosh kuchlanishlar.

va nisbiy uzayishi:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\ell}{l} \sin 45^\circ \text{ unda:}$$

$$\varepsilon = \frac{\delta}{a} \cos 45^\circ \cdot \sin 45^\circ \text{ yoki}$$

$$\varepsilon = \frac{\gamma}{2} \quad (2.60)$$

Diagonalning bosh normal kuchlanishlar $\sigma_1 = \tau$ va $\sigma_3 = -\tau$ ta'siridagi nisbiy uzayishi

$$\text{quyidagicha topiladi: } \varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_3}{E} = \frac{\tau}{E} (1 + \mu) \quad (2.61)$$

(2.60) va (2.61) tengliklarni o'zaro solishtirib: $\tau = \frac{E}{2(1+\mu)} \cdot \gamma$

formulani hosil qilamiz. Bu erda: $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ (2.62)

siljish moduli deb qabul qilinsa, $\tau = \gamma G$ (2.63)
siljishda Guk qonuni hosil bo'ladi.

Shunday qilib nisbiy uzayish va urinma kuchlanish siljishda o'zaro proportsional bog'lanishda bo'ladi. Elastik siljishda ko'ndalang kuch Q – ning bajargan ishi quyidagi formula bilan topiladi:

$$A_{uu} = \frac{Q \cdot \delta}{2} = \frac{Q^2 a}{2GA} = \frac{\tau^2 Aa}{2G} \quad (2.65)$$

Siljituvchi kuch statik xarakterda bo'lsa, bajarilgan ish miqdor jixatdan siljish deformatsiyasining potentsial energiyasiga teng bo'ladi.

$$A_{uu} = U = \frac{Q^2 a}{2GA} \quad (2.66)$$

Sof siljishda ruxsat etilgan kuchlanish. Laboratoriya sharoitida sof siljishni hosil qilish murakkab bo'lganligi uchun, doiraviy va boshqa xil ko'ndalang kesim yuzali sterjenlarni buralishda va plastik deformatsiyasida kuchlanganlik holati, ularning hajmi bo'ylab bir jinsli bo'lmaganligi uchun – ruxsat etilgan kuchlanishni turli mustahkamlik nazariyalari asosida tanlaymiz.

Birinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha sof siljishda $[\tau]' = [\sigma]_q$ hosil bo'ladi.

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasi: $\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma]_q$
bu erda: $\sigma_1 = \tau$ va $\sigma_3 = -\tau$; $\sigma_2 = 0$. Unda , $\tau - \mu(-\tau) \leq [\sigma]_q$

yoki $\tau \leq \frac{[\sigma]_q}{1+\mu}$ va bu erdan $[\tau]'' = \frac{[\sigma]_q}{1+\mu}$

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi: $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$. Agar $\sigma_1 = \tau$
va $\sigma_3 = -\tau$ hisobga olinsa $\tau + \tau \leq [\sigma]$ yoki $[\tau] = \frac{[\sigma]}{2}$

To'rtinchi nazariyaga asosan:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\tau - 0)^2 + (0 + \tau)^2 + (\tau + \tau)^2} = 3\sqrt{\tau} \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad [\tau]''' = \frac{[\sigma]}{3}$$

Uchinchi va to'rtinchi nazariyalar bo'yicha hisoblash plastik materiallarga: ikkinchi nazariya bo'yicha mo'rt materialdan tayyor-

langan detallar uchun va siljishga ishlaydigan konstruksiyalarga tadbqiq etiladi.

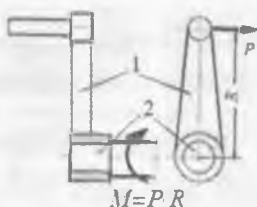
Yuqoridagilarni hisobga olib umumiy holda urinma ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha qabul qilinadi.

Mo'rt materiallar uchun: $[\tau] = (0,8 \dots 1,0)[\sigma]$

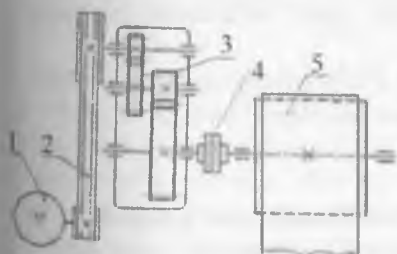
Plastik materiallar uchun: $[\tau] = (0,5 \dots 0,6)[\sigma]$

BURALISH

Buralish deformatsiyasi turli mexanik uzatmalarning val va o'qlari, prujinalar va fazoviy konstruksiyalarning ayrim elementlarida uchraydi. Velosipedning zanjirli uzatmasida yulduzchaga harakat richag-1 orqali mexanik tarzda qo'yilgan tashqi P kuch ta'sirida beriladi. P kuch yulduzchaning 2- o'qiga perpendikulyar tekislikda aylantiruvchi kuch yo'nalishiga mos yo'nalgan $M = P \cdot R$ aylantiruvchi momentni hosil bo'ladi (2.48 - rasm).

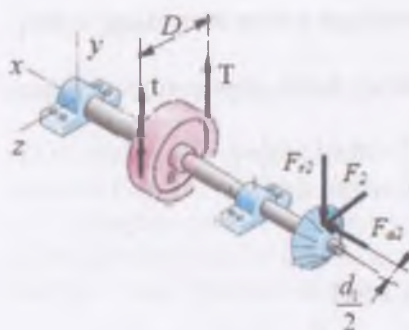


2.48-rasm.
Harakat uzatish
mexanizmi:
1-richag
2-o'q



2.49 - rasm. Lentali konveyer
uchun remenli uzatma va ikki
pog'onali to'g'ri tishli reduk-
tordan tashkil topgan yuritma:
1-elektrodvigatel; 2-remenli
uzatma; 3- ikki pog'onali tishli
reduktor; 4-mufta; 5- lentali
konveyer.

Yuritmaning tarkibidagi remenlarning taranglik kuchlari va tishli uzatmalarning ilashmasida hosil bo'ladigan doiraviy va



2.50- rasm. Valni yuklanish sxemasi

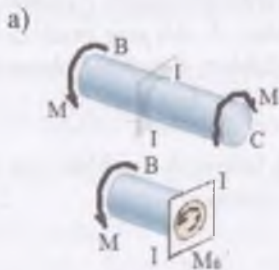
(2.50-rasm) radial kuchlar val-larning markazlariga nisbatan kuch momentlarini hosil qiladi. Masalan, remenlarning taranglik kuchlari T, t va konussimon tishli uzatma-ning ilashmasidagi F_2 doiraviy kuch ta'sirida hosil bo'lgan aylantiruvchi momentlarni topamiz (2.50 - rasm). D diametrli shkivdagi remenning etaklovchi va etaklanuvchi taranglik kuchlari tegishlicha T va t uzatma valining

kesim markaziga nisbatan yo'nalishi remen etaklovchi qismining yo'nalishiga mos bo'lgan, valning sirtida bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikda $M_1 = T \frac{D}{2} - t \frac{D}{2} = t \frac{D}{2}$ aylantiruvchi momentini hosil qiladi.

Konussimon tishli g'ildirakda F_a doiraviy kuch ta'sirida valning sirtida yo'nalishi F_a doiraviy kuch yo'nalishiga mos bo'lgan, valning sirtida bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikda $M_2 = F_a \frac{d_1}{2}$

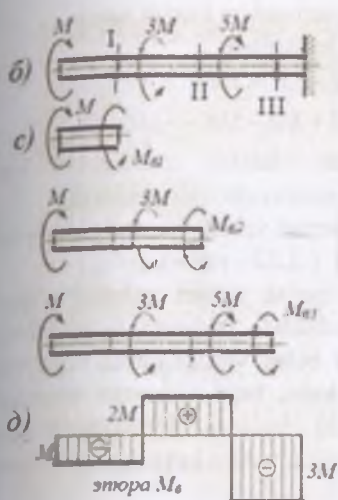
aylantiruvchi momentini hosil qiladi. Bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikda juft kuch momenti ta'sirida hosil bo'ladigan brusning deformatsiyasiga buralish deyiladi.

Buralishda valning sirtidagi tashqi aylantiruvchi moment ta'sirida valning kesim yuzasida faqat burovchi moment hosil bo'ladi.



Burovchi momentni aniqlash

Burovchi momentni hisoblash uchun kesish metodidan foydalanamiz. Buning uchun, masalan valnini I-I tekislik bilan fikran kesib ikkita D va C bo'laklarga ajratamiz (2.51- rasm, a) va bir bo'lagini tashlab yuboramiz. Unda



ajratib olingan val bo'lagining muvozanati buziladi. Uni ta'minlash uchun ajratib olingan val bo'lagining kesilgan yuzasiga tashlab yuborilgan qismning ta'sirini M juft momenti ko'rinishida keltiramiz

2.51-rasm. Valni yuklanish sxemasi (a), kesish tartibi (b) va burovchi moment yupyurasi (d)

misol. Berilgan val (2.52-rasm) uchun burovchi moment epyurasi qurilsin

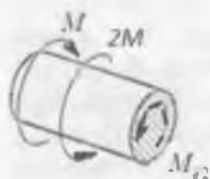
yechish. Val uchta uchastkadan iborat. Uchastkalarining chegarasi aylantiruvchi momentlar qo'yilgan kesimlar hisoblanadi.

1-qirqim. Valni M va $3M$ aylantiruvchi momentlari orasidan ixtiyoriy kesimidan I-I tekislik bilan kesib ikkinchi bo'lagini tashlab yuboramiz. Valni olib qoling bo'lagining muvozanatini ta'minlash uchun, uning kesilgan yuzasiga tashlab yuborilgan tomon ta'sirini $M_{\delta 1}$ moment ko'rinishida



keltirib qo'yamiz. $M_{\delta 1}$ burovchi moment deyiladi. Burovchi moment tashqi aylantiruvchi moment yo'nalishiga teskari aylanadi. Agar, tashqi aylantiruvchi moment valning olib qoling qismini uning keilgan yuzasiga nisbatan soat strelkasining aylanish yo'nalishi bo'yicha aylantirishga intilsa burovchi moment manfiy ishorali. Bunday holatda burovchi momentning yo'nalishi soat strelkasining harakat yo'nalishiga teskari yo'naladi. Valni olib qoling qismining muvozanat shartidag

$$M_{\delta 1} = -M$$



Valni keyingi oraliqlari uchun kesish usuli ko'rsatilgan tartibda bajariladi.

2-qirqim $M_{\delta 2} = -M + 3M = 2M$

3-qirqim $M_{\delta 3} = -M + 3M - 5M = -3M$

Burovchi moment kesish tekisligidan bir tomonda qolgan aylantiruvchi momentlarning algebraik yig'indisiga teng. Burovchi momentni valning uzunligi bo'ylab o'zgarish grafikasi uning epyurasi deyiladi (2.52 - rasm).

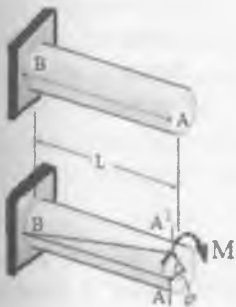
Burovchi moment epyurasini qurish uchun valning o'qiga perpendikulyar tekislikda tanlangan masshtabda ordinata ko'rinishida joylashtiramiz. Val to'planma momentlar bilan yuklanganda burovchi moment epyurasi ko'rilgan masaladagi kabi, bitta uchastka uzunligi bo'ylab valning o'qiga parallel chiziq bo'ladi. Uchastkalarining chegarasida burovchi momentning epyurasida, ushbu kesimga qo'yilgan moment miqdoriga teng sakrash bo'ladi.

Aylantiruvchi momentni valning uzatayotgan quvvati va burchak tezligi bilan ham ifodalash mumkin:

$M = \frac{N}{\omega}$		$\frac{B\tau}{c^{-1}} = H \cdot m$
$M = \frac{N \cdot 30}{n \cdot \pi}$	$= 9549 \cdot \frac{N}{n}$	$\frac{\kappa B\tau}{об / мин} = H \cdot m$
$M = \frac{N \cdot 30}{n \cdot \pi \cdot 9,807}$	$= 973,8 \cdot \frac{N}{n}$	$\frac{\kappa B\tau}{об / мин} = \kappa \Gamma \cdot m$
$M = \frac{N \cdot 30 \cdot 0,937}{n \cdot \pi}$	$= 7028 \cdot \frac{N}{n}$	$\frac{л.с}{об / мин} = H \cdot m$
$M = \frac{N \cdot 30 \cdot 0,937}{n \cdot \pi \cdot 9,807}$	$= 71620 \cdot \frac{N}{n}$	$\frac{л.с}{об / мин} = \kappa \Gamma \cdot см$

n, ω - tegishli, valni aylanishlar chastotasi va burchak tezligi

Doiraviy kesim yuzali bruslarning buralishida deformatsiya va kuchlanish

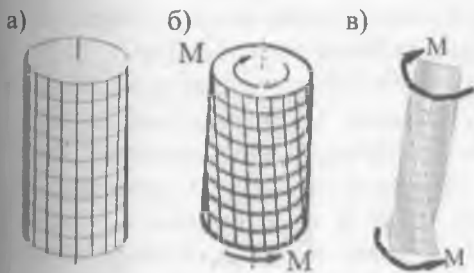


2.53-rasm. Valning buralishi.

Deformatsiya. Bir tomoni biki maxkamlangan brusning erkin uchi M – aylantiruvchi moment ta'siridan tayanch kesimiga nisbatan φ burchakka aylanadi. φ buralish burchagi deyiladi. Val materialining elastik xossasida buralish burchagi M aylantiruvchi moment va valning uzunligiga proporsional bo'ladi. Bunday proporsionallik, agar valning uzunligi bo'ylab M aylantiruvchi momentning qiymati va ko'ndalang kesim yuzasi o'zgarmas bo'lsa o'rinli

bo'ladi (2.53-rasm). Kesimi doiraviy bo'lmagan sterjenlarning buralishida kesim shaklining o'zgarishi kuzatiladi.

Doiraviy kesimli sterjenni (tsilindr) sirtiga doiraviy va bo'ylama chiziqlar yordamida setka chizib (2.54 – rasm, a), tashqi aylantiruvchi moment ta'sirida o'z bo'ylama o'qi atrofida buralishga uchrasa tsilindr sirtidagi chiziqlar vint ko'rinishini egallaydi (2.54 – rasm),

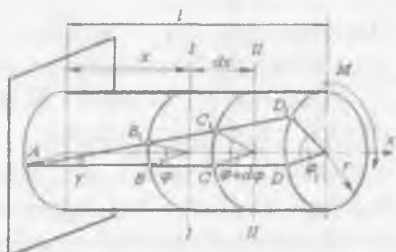


2.54-rasm. Kesimining shakli har xil bo'lgan sterjenlarni buralishi

Buralishgacha tekis bo'lgan kesim tsilindrni deformatsiyasidan keyin ham tekisligicha qoladi, ko'ndalang kesim radiuslari to'g'ri chiziqligicha qoladi. Buning asosida buralish – kesimlarni bir – biriga nisbatan aylanishi natijasidagi siljish tufayli sodir bo'ladi deb aytish mumkin.

Bir uchi qistirib mahkamlangan, erkin uchiga M – juft kuch momenti qo'yilgan brusning buralishini ko'rib chiqamiz. Burovchi

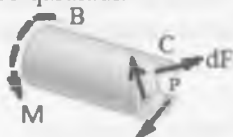
moment ta'sirida brusning sirtiga o'tkazilgan AD to'g'ri chiziq (2.102-rasm), brusning buralishida AD_1 holatini egallaydi.



2.55-rasm.

Namuna buralish burchagini aniqlash sxemasi.

AD to'g'ri chiziqdagi B va C nuqtalar B_1 va C_1 holatlarga o'tadi. Natijada, brusning qistirib qo'yilgan kesimidan x masofadagi kesimi φ burchakka, keyingi kesimi $\varphi + d\varphi$ burchakka va juft kuch momenti qo'yilgan kesim φ_1 burchakka buraladi. Tajribalar shuni ko'rsatadi-ki, brus buralganidan keyin, ko'ndalang kesim yuzalari tekisligicha qoladi, ular orasidagi masofa deyarli o'zgarmaydi; istalgan kesim yuzasida o'tkazilgan radius egrilanmaydi. Bunday buralish brus ko'ndalang kesim yuzalarining bir-biriga nisbatan siljishlarning natijasi deb qaraladi.



Kuchlanish. Valning ixtiyoriy kesimidan bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikda kesamiz Val olib qolingan qismining kesilgan yuzasida ushbu kesimga urinma va kesimning radiusiga perpendikulyar

yo'nalgan tashlab yuborilgan qismni olib qolingan qismga ta'siri sifatida namoyon bo'lgan $dF = \tau \cdot dA$ elementar tangentsial kuchlar hosil bo'ladi. Buning natijasida brus ko'ndalang kesim yuzalarida faqat urinma kuchlanish paydo (2.56-rasm,a) bo'ladi. M aylantiruvchi moment valning sirtiga qo'yilgan bo'lib, B va $I-I$ kesimlar bir-biriga qarama-qarshi yo'nalishda tekis aylanma harakatda. Shuning uchun valning sirtida kuchlanishlar bir xil.

Brusning buralishida bo'ylama tolalar cho'zilmaydi ham, siqilmaydi ham. Shuning uchun, brusning ko'ndalang kesimida normal kuchlanishlar paydo bo'lmaydi. Agar M aylantiruvchi moment kamaysa valdagi deformatsiya ham proportsionallik, ham plastiklik chegarasidan kichik bo'ladi, valda qoldiq deformatsiya hosil bo'lmaydi. Brus ixtiyoriy kesimning markazidan ρ masofada joylashgan nuqta-

larning urinma kuchlanishi siljishdagi Guk qonuniga asosan topiladi (2.56–rasm,a):

$$\tau_{\rho} = \gamma \cdot G \quad (2.67)$$

Bu erda: γ - brus kesim yuzasining sirtida yotuvchi tolaning siljish burchagi. Uni 2.56,a – rasmdagi sxemadan topamiz.

Sxemadan BB_1 masofa cheksiz kichik bo'lganligi uchun uni to'g'ri chiziq deb qabul qilish mumkin. BB_1 masofa bir tomondan ABB_1 uchburchak bilan, ikkinchi tomondan OBB_1 uchburchak bilan bog'liq va ular uchun umumiy hisoblanadi. Unda uchburchak ABB_1 dan $BB_1 = AB \cdot \gamma$ va OBB_1 uchburchakdan $BB_1 = OB \cdot d\varphi$. Sxemadan

$$AB = dx \text{ va } OB = r \text{ e'tiborga olsak } \gamma = \frac{r \cdot d\varphi}{dx} \quad (2.68)$$

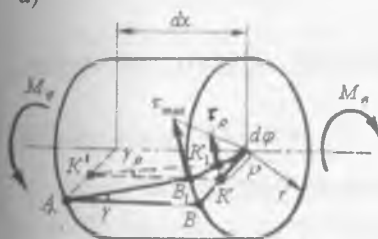
hosil bo'ladi. (2.68) tenglikdan brus kesimining markazidan ixtiyoriy (ρ) masofada yotuvchi tolasi uchun siljish burchagini

$$\text{topish mumkin:} \quad \gamma = \frac{\rho \cdot d\varphi}{dx} \quad (2.69)$$

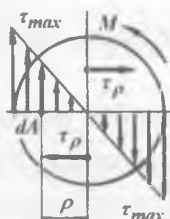
(2.69) tenglikni (2.67) tenglikka keltirib qo'ysak

$$\tau_{\rho} = G\rho \frac{d\varphi}{dx} \quad (2.70)$$

a)



b)



2.56 – rasm. Buralishda urinma kuchlanishni aniqlash sxemasi (a) va uning epyurasi

Hosil bo'lgan formuladan ko'rinishicha, agar $G \frac{d\varphi}{dx} = \text{const}$ bo'lsa, kuchlanish faqat ρ masofaga bog'liq bo'ladi. Masalan,

$\rho = 0$ bo'lsa, $\tau_{\rho} = 0$ va $\rho = \rho_{\text{max}}$ bo'lsa, $\tau_{\rho} = \tau_{\text{max}} = G \cdot r \cdot \frac{d\varphi}{dx}$ bo'ladi.

Demak, kesim yuzasining nuqtalaridagi kuchlanishlar, shu nuqtalardan brus o'qigacha bo'lgan masofaga proporsional o'zgarar ekan.

Urinma kuchlanishlarning brus o'qiga nisbatan momenti miqdor jixatdan (M_s) burovchi momentiga teng: $M_s = \int_A \tau_\rho dA \cdot \rho$ (2.71)

(2.70) formuladagi τ_ρ - ning qiymatini (2.71) formulaga keltirib quysak: $M_s = \int_A G\rho \frac{d\varphi}{dx} dA \cdot \rho = G \frac{d\varphi}{dx} \int_A \rho^2 dA$ hosil bo'ladi

$I_\rho = \int \rho^2 dA$ - brus kesimning qutb inertiya momentini hisobga olsak $\frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_s}{GI_\rho}$ (2.72)

kelib chiqadi. (2.72) ifodani (2.70) formulaga qo'yib, buralishdagi

urinma kuchlanishni topamiz: $\tau_\rho = \frac{M_s \cdot \rho}{I_\rho}$ (2.73)

(2.73) formula val materialining proporsionallik chegarasida qo'llaniladi. (2.73) formulada, agar $\rho = 0$ bo'lsa $\tau = 0$ va

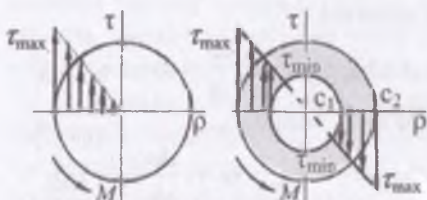
$\rho = R$ bo'lsa, $\tau = \tau_{\max} = \frac{M_s \cdot r}{I_\rho} = \frac{M_s}{W_\rho}$ (2.74)

Urinma kuchlanish sterjen kesimining diametri bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi, chunki (2.73) formulada ρ masofa birinchi darajada (2.56 - rasm, b).

$\tau = \frac{M_s \cdot \rho}{I_\rho}$ formuladan kesim yuzasining ixtiyoriy nuqtasidagi

kuchlanishni topish mumkin. Buerda $I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} = 0,1 \cdot d^4$ doiraviy kesim yuzaning qutb inertiya momenti. Halqaning qutb inertiya momenti

$$I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} (1 - \alpha^4) = 0,1 \cdot d^4 (1 - \alpha^4) \quad \text{buerda} \quad \alpha = \frac{d_0}{d}$$



2.57-rasm. Valning kesim yuzasida urinma kuchlanish

Eng katta kuchlanishni

hisoblash uchun $\tau = \frac{M_s}{W_\rho}$

$$\text{Doira } W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2 \cdot d^3$$

Halqa

$$W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \alpha^4) = 0,2 d^3 (1 - \alpha^4)$$

Buralish burchagini aniqlash. Buralish burchagi (2.72)

formuladan topiladi
$$d\varphi = \frac{M_\delta \cdot dx}{GI_\rho} \quad (2.75)$$

$G \cdot I_\rho$ - brusning buralishdagi bikrligi

(2.75) formulani dx bo'yicha integrallab sterjenning to'liq

buralish burchagini topamiz.
$$\varphi = \frac{M_\delta \cdot \ell}{GI_\rho} \quad (2.76)$$

Buralishda mustahkamlik va bikrlilik shartlari

Yuqoridagi formulalardan ma'lumki, sterjen kesimining marka-zidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida urinma kuchlanish eng katta

qiymatga erishar ekan, ya'ni:
$$\tau_{\max} = \frac{M_\delta}{W_\rho}$$

Agar, $\tau_{\max}$ shu sterjenning materiali uchun ruxsat etilgan kuchla-nishdan katta bo'lmasa, sterjenning buralishdagi mustahkamligi

ta'minlangan bo'ladi:
$$\tau_{\max} = \frac{M_\delta}{W_\rho} \leq [\tau] \quad (2.77)$$

bu erda: $[\tau] = (0,5 \dots 0,6)[\sigma]_p$.

Agar, sterjenga kuyilgan burovchi moment va sterjenning materiali ma'lum bulsa, uning diametrini (2.77) formula yordamida tanlash

mumkin:
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_\delta}{\pi[\tau]}} \quad (2.78)$$

Agar, sterjenning diametri va materiali berilgan bo'lsa, unga qo'yilishi mumkin bo'lgan burovchi moment topilishi mumkin.

$$M_\delta = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [\tau]$$

Ko'pgina vallar uchun to'liq buralish burchagining qiymatini

cheklab qo'yiladi, ya'ni:
$$\varphi_{\max} = \frac{M_\delta \cdot \ell}{GI_\rho} \leq [\varphi] \quad (2.79)$$

Bu erda $[\varphi] = 0,15 \dots 0,3^\circ$ buralish burchagining ruxsat etilgan qiymati. (2.79) formula buralishdagi bikrlilik sharti deyiladi.

$$I_\rho = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \approx 0,1d^4$$
 qutb inertsia momentini hisobga olib, bikrlilik shartidan sterjenning diametrini topamiz.

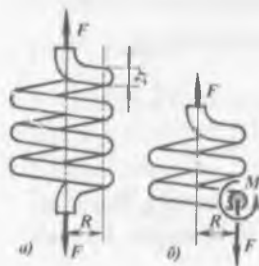
$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 M_{\delta} \ell}{\pi \cdot G [\varphi]}} \quad (2.80)$$

Agar, valning diametri d va uning bir minutdagi aylanishlari soni (n), val materialining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\tau]$ berilgan bo'lsa uzatilayotgan quvvat – N topilishi mumkin:

$$N = \frac{\pi \cdot n \cdot d^3 [\tau]}{155776} \quad kVt \quad \text{va} \quad N = \frac{\pi \cdot n \cdot d^3 [\tau]}{114592} \quad \text{ot kuchi}$$

Vintsimon silindrik prujinalarni hisoblash

Vagonlarning reszorlari o'rni, ichki yonuv dvigatelining gaz taqsimlash mexanizmlarida va x.k.larda vintsimon prujinalar ishlatiladi. Bu prujinalar cho'zuvchi yoki siquvchi kuchlar ta'sirida bo'ladi. Prujinaning deformatsiyasi, tashqi kuchni yumshatadi yoki muvozanatlaydi.



2.58 – rasm. Prujinaning yuklanish sxemasi va ichki kuchlarni aniqlash



2.59 – rasm. Qir qilishdagi τ_1 va buralishdagi τ_2 kuchlanishlar

Prujinadagi ichki kuchlarni aniqlash uchun, uni kesish usulidan foydalanib ikki qismga ajratamiz (2.58 – rasm). Pastki qismini tashlab yuboramiz va uning yuqori qismga ta'sirini (ko'ndalang kuch) kesuvchi kuch Q va burovchi moment M_{δ} bilan almashtiramiz. Prujinaning ajratib olingan qismining muvozanat shartiga ko'ra $Q = F$ va $M_{\delta} = F \cdot R$ hosil bo'ladi. Prujina o'ramining qir qilgan kesim yuzasida kesuvchi kuch Q ta'siridan qir qilishdagi urinma kuchlanish τ_1 va burovchi moment ta'siridagi τ_2 urinma kuchlanish hosil bo'ladi. Qir qilishdan hosil bo'lgan urinma kuchlanish prujina o'ramining kesim

yuzasida tekis taksimlangan deb qabul qilamiz (2.59-rasm):

$$\tau_1 = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r^2} \quad (2.85)$$

Buralishdan hosil bo'lgan urinma kuchlanish prujina o'rami kesimining markazidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida hosil bo'ladi.

$$\tau_2 = \frac{M_\delta}{W_\rho} = \frac{2FR}{\pi \cdot r^3} \quad (2.86)$$

Kesimning V va S nuqtalari xavfli holatda bo'ladi. Chunki bu nuqtalardagi to'liq kuchlanish τ_1 va τ_2 kuchlanishlarning

yig'indisiga tengdir, ya'ni:
$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot r^2} + \frac{2FR}{\pi \cdot r^3} \quad (2.87)$$

Prujinaning deformatsiyasida o'ramlari buralishga uchraydi deb hisoblab, F kuch ta'siridagi prujinaning cho'zilishini topamiz.

Prujinaning λ miqdorga ko'chishida F kuchning bajargan ishini yozamiz: $A_{uuu} = \frac{1}{2} F \lambda \quad (a)$

Prujinada buralishdan hosil bo'lgan potentsial energiya: $U = \frac{M_\delta^2 \ell}{2GI_\rho}$

n - o'ramli prujinani tayyorlashda $\ell = 2\pi R n$ uzunlikdagi sim ishlatiladi.

(a) va (b) formulalarni o'zaro tenglab, $I_\rho = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$ prujina o'rami kesimining qutb inertsia momentini hisobga olsak:

$$\lambda = \frac{4FR^3 n}{Gr'} \quad (2.88)$$

SAVOLLAR

1. Qanday konstruktsiya qismlari buralishga uchraydi.
2. Burovchi moment deb nimaga aytiladi?
3. Sterjenni buralishida qanday kuchlanish hosil bo'ladi.
4. Urinma kuchlanish sterjen kesim yuzasida qanday qonuniyat bilan tarqaladi.
5. Buralishda mustahkamlik shart formulasini yozing.
6. Buralish burchagi formulasini yozing.
7. Buralishda birklik sharti formulasini yozing
8. Buralishda mustahkamlik shartdan foydalanib doiraviy
9. kesimli sterjenni diametrini toping.

10. Vintsimon prujinaning kesim yuzasida qanday kuchlanish hosil bo'ladi.
11. Vintsimon prujinaning deformatsiyasini toping.

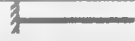
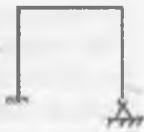
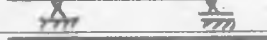
EGILISH

Bruslar, ko'pincha, o'z o'qidan o'tuvchi biror tekislikda yotgan kuchlar yoki juft kuchlar ta'sirida bo'ladi va bu kuchlar sistemasi ta'sirida egiladi. Bunday kuchlar ta'sirida brusning to'g'ri chiziqli geometrik o'qi egri chiziqqa aylanadi. Brusning bunday deformatsiyasiga egilish deyiladi.

Egilishga ishlovchi konstruktsiyalar

ko'p qavatli uylarning qavatlar orasidagi ulaydigan balkalar	yuk ko'taruvchi kranlarning ramalari	suv omboridagi plotinaning ustuni	ko'priknig asosiy balkasi, o'qlar, vallar
			
			

Egilishga qarshilik ko'rsatuvchi bruslar balka deyiladi. Ikki tayanchga tayangan va egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus – balka deyiladi. Balkalarning turlari:

konsol		rama 
ikki tayanchli balka		
bitta konsolli balka		
ikki konsolli balka		
uzluksiz balka		

Konsol deb tayanchdan bir tomonda joylashgan balkaning bir qismiga deyiladi. O'zaro biki yoki sharnirlar vositasida biriktirilgan siniq chiziqli sterjenlar rama deyiladi.

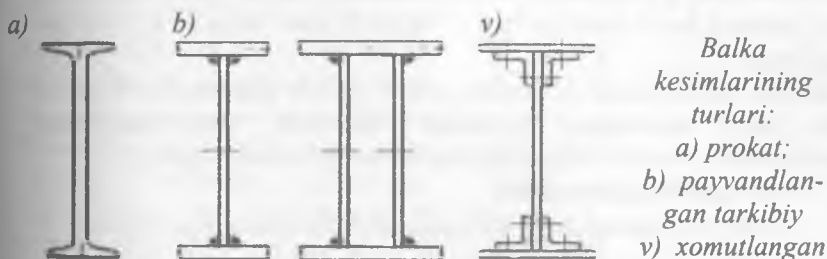
Uzluksiz balka deb, kamida uchta tayanchga tayanuvchi va oraliq sharnirlar bo'lmagan balkaga deyiladi. Ikkita tayanch orasidagi masofa balka proleti deyiladi

Balkalar va balkali konstruksiyalar. *Balka deb, egilishga ishlovchi to'liq kesimli konstruktiv elementlarga aytiladi.*

Oddiyligi va tayyorlanishdagi kam xarajatligi, konstruktiv shaklini qulayligi va qurilishdagi uncha katta bo'lmagan balandligi evvaziga ko'ra balkalar turli yopuvchi inshootlarda, estakadalarda, ko'priklarda va qurilish konstruksiyalarida keng ko'lamda qo'llaniladi.

Metall balkalarning quyidagi turlari mavjud:

- statik sxemaga ko'ra konsol, uzlukli va uzluksiz. Metall konstruksiyalarda erkin tayanuvchi (biki mahkamlanmagan) uzlukli balkalar ishlatiladi. Uzluksiz va biki prolyotli biki mahkamlangan balkalar metall miqdori yoki sarfi jihatidan iqtisodiy samarali, lekin tayyorlash nuqtai nazaridan murakkab.

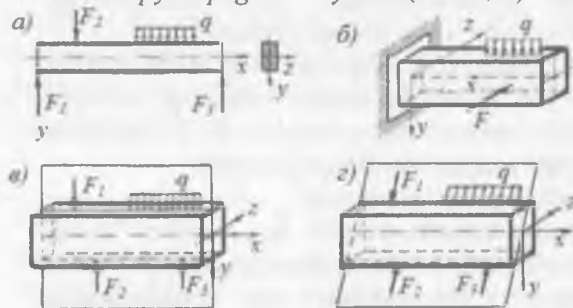


Kesimining turiga ko'ra metall balkalar prokat va tarkibiy balkalarga bo'linadi. Prokat balkalar (*rasm, a*) odiy arzon. Lekin prokat balkalar sortamentining kamligi tarkibiy balkalarni tadbiq etishga olib keladi. Tarkibiy balkalar payvandlangan (*rasm, b*) va boltli yoki xomutlangan (*rasm, v*) shaklda hosil qildinadi

Egilish nazariyasini o'rganish uchun egilish gepotezalarini bilish kerak. Bu gepotezalar egilishga ishlovchi konstruksiyalarni mustahkamlikka va bikiqlikka tekshirishda amaliy ahamiyatga ega

Egilish deb, sterjenni shunday deformatsiyalanishiga aytiladiki, bunda tashqi kuchlar (to'planma, taqsimlangan, juft kuch) uning bo'ylama o'qiga perpendikulyar ta'sir etadi.

Tashqi kuchlarni qo'yilish usuliga ko'ra egilishni turli shakllari mavjud. *Yuklar turli tekisliklarda ta'sir qilsa fazoviy egilish deyiladi (rasm, 6). Agar tashqi kuchlar bir tekislikda ta'sir qilsa tekis egilish deyiladi. Tashqi kuchlarning ta'sir chizig'i birorta bosh markaziy o'qlardan o'tsa tekis to'g'ri egilish deyiladi (rasm, 6). Tashqi kuchlarning ta'sir chizig'i birorta bosh markaziy o'qlarda joylashmasa tekis qiyshiq egilish deyiladi (rasm, 6).*



Egilishning turlari:

- a) taqi kuchlar;
- b) fazoviy egilish;
- g) tekis to'g'ri egilish
- z) tekis qiyshiq egilish

Fazoviy va tekis qiyshiq egilishda balkaning ko'ndalang kesim yuzasida ikkita eguvchi moment va ikkita ko'ndalang kuchlar hosil bo'ladi. Tekis to'g'ri egilishda ikkita ichki kuch faktori eguvchi moment va ko'ndalang kuch hosil bo'ladi. Ushbu bobda tekis to'g'ri egilish o'rganiladi.

Egilish nazariyasini o'rganish uchun egilish gepotezalarini bilish kerak. Bu gepotezalar egilishga ishlovchi konstruksiyalarni mustahkamlikka va birklikka tekshirishda amaliy ahamiyatga ega

Tekis egilish gepotezalari:

1. Balka kesimining, hech bo'lmaganda bitta simmetriya o'qi bor
2. Barcha tashqi kuchlar balkaning simmetriya o'qi tekisligida joylashgan.

3. Balkaga ta'sir etuvchi barcha kuchlar, shu jumladan reaksiya kuchlari ham simmetriya o'qi tekisligida yotganligi uchun, balkaning egilgan o'qi ham shu tekislikda yotadi. Bunday egilish tekis egilish deyiladi

Egilishga ishlovchi konstruksiyalarni mustahkamlik va birklikka tekshirish uchun ularning hisoblash sxemalari tuziladi. reaksiya kuchlari va ichki kuch faktorlari (ko'ndalang kuch va eguvchi moment) topiladi. Bunday masalalarni yechish metodikasi ushbu darslikning statika bo'limida keltirilgan. Kesim yuzasida ikkita ichki kuch faktorlari – ko'ndalang kuch va eguvchi moment hosil bo'ladigan,

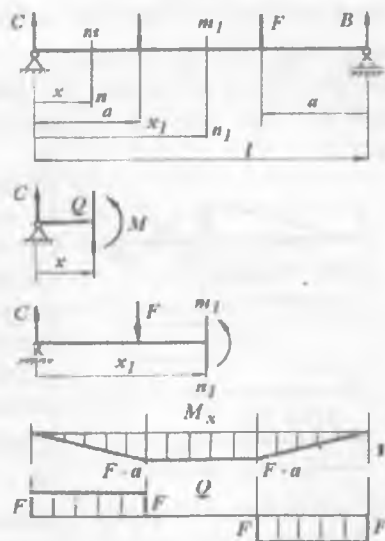
bo'ylama o'qi kuchni ta'sir chiziqlari bo'yicha egrilanadigan brusning deformatsiyasi egilish deyiladi. Statikaning tenglamalaridan reaksiya kuchlarini topish mumkin bo'lgan balkalar statik aniq sistemalarga kiradi. Ikki tayanchda yotgan oddiy balkaning birligini oshirish maqsadida ularning oraliqlari yana bitta tayanch qo'yilsa, bu balka uch tayanchli balka (uzluksiz balka) bo'lib, statik aniqmas balkaga aylanadi, chunki bu holda uchinchi noma'lum reaksiya kuchi hosil bo'ladi. Barcha reaksiya kuchlari bir tekislikda joylashganligi uchun, butun sistemaning muvozanat holatini ifodalovchi statikaning uchta tenglamasini tuzish mumkin. Bu balkalarda reaksiya kuchlari soni statikaning tenglamalari sonidan ko'p va ularni statikaning tenglamalari bilan topib bo'lmaydi. Bunday balkalar statik noaniq

Egilishda kuchlanish

Egilishda brusning ko'ndalang kesim yuzasida eguvchi moment va ko'ndalang kuch hosil bo'ladi. O'zaro teng F kuchlar bilan yuklangan balkani $m - n$ kesimida, pastga yo'nalgan ichki kuch Q ta'sir qiladi.

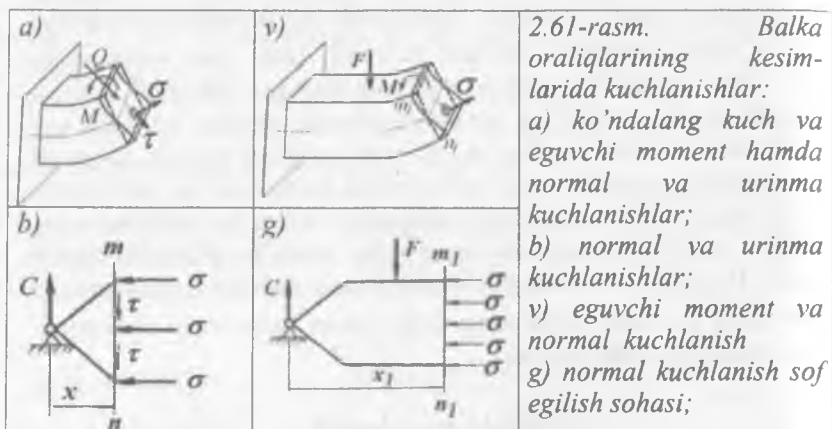
Ko'ndalang kuch Q balkani kesilgan yuzasiga, $m - n$ tekislikka urinma bo'lib yo'nalgan. Shuning uchun bu yuzada urinma kuchlanish τ hosil bo'ladi (2.60- rasm, a,b). Vertikal tekislikda joylashgan reaksiya C va ko'ndalang Q kuchlari balkani x oraliqda $M = Sx$ juft kuch momentini hosil qiladi. Juft kuch momenti M balkani $m-n$ kesim yuzasida normal kuchlanish σ -ni keltirib chiqaradi (2.61- rasm, a,b).

2.60 – rasm. Egilishda ichki kuch faktorlari

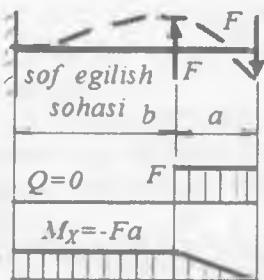


Demak, balkani C tayanchdan x masofada joylashgan kesim yuzasida τ va σ kuchlanishlari hosil bo'lib bu kuchlanishlar balkani bir kesimidan ikkinchi kesimiga uzatiladi. Berilgan balkaning $m-n$

kesimidan normal kuchlanish σ - ni topish uchun, shu kesimdagi



urinma kuchlanish qiymatini, uning kesim yuzasidagi tarqalish qonuniyatini bilish kerak. Kesim yuzasidagi τ noma'lum bo'lganligi uchun, normal kuchlanishni balkaning bu kesimidagi kuchlanganlik holatidan foydalanib topaolmaymiz, chunki τ va σ o'zaro bog'lanishda. Demak, ikkita kuchlanishdan bittasini topish uchun, ularning bittasi berilgan bo'lishi yoki nolga teng bo'lishi kerak. Balkaning x_1 oralig'idagi m_1-n_1 kesimda $Q=c-F = F-F=0$ bo'lganligi uchun bu kesimda urinma kuchlanish ham nolga teng. Shuning uchun bu kesimda faqat $M=Fa$ eguvchi moment yoki normal kuchlanishlar σ ta'sir qiladi.



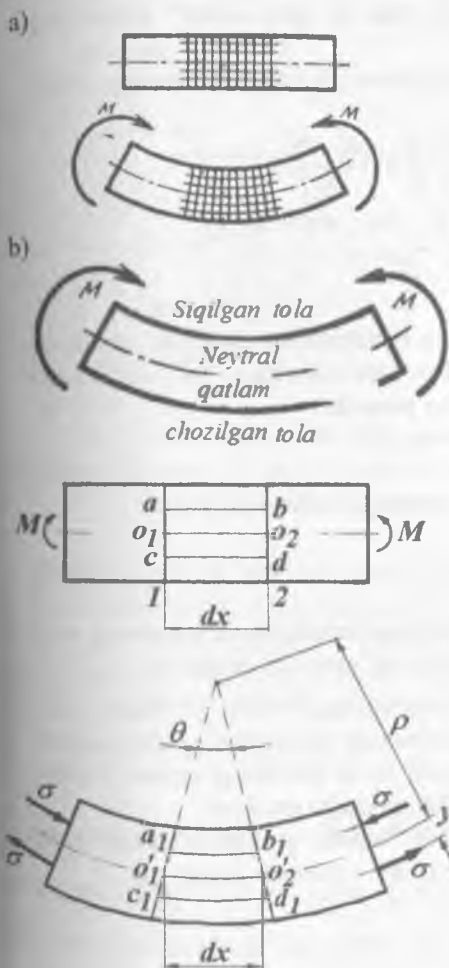
2.62-rasm. Konsol o'qining egriligi va ichki kuch faktorlarining epyuralari

Egilishdagi kuchlanish holatining ko'ndalang kuch nolga teng bo'lgan ($Q=0$) xususiy holi, sof egilish deyiladi. Demak, urinma kuchlanish nolga teng bo'lib, faqat normal kuchlanishlar ta'siridagi balkani deformatsiyasi – sof egilish deb ataladi. Konsol balkaning ikkita tashqi kuch orasidagi kesimida $Q=F$ va $M_x = -Fx$. Shuning uchun bu kesimda normal va urinma kuchlanishlar noldan farqli.

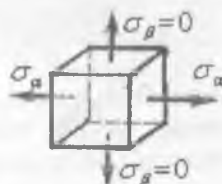
Egilishda normal kuchlanishni aniqlash

Normal kuchlanishni sof egilish holatidan foydalanib topamiz. Buning uchun quyidagi gipotezalardan foydalanamiz:

- balkaning deformatsiyasigacha tekis bo'lgan ko'ndalang kesim yuzasi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi (2.63 – rasm) va bir-biriga nisbatan θ burchakka og'adi:



- o'zaro parallel bo'ylama chiziqlar egrilaniadi va parallelligicha qoladi. Yuqoridagi bo'ylama chiziqlar siqiladi, pastdagilari esa cho'ziladi (teskari holat ham mavjud); balkaning materiali Guk qonuniga bo'ysunadi;



cho'ziladigan va siqiladigan tolalar uchun $E = \text{const}$ deb qabul qilinadi; tolalar bir – biriga vertikal tekislikda bosim ko'rsatmaydi, shuning uchun balkaning kesim yuzasida vertikal tekislikda normal kuchlanish hosil bo'lmaydi.

2.63 – rasm. Egilish.

a) egilish xarakteri;

b) egilishda neytral qatlam holatini aniqlash; v) eguvchi moment va normal kuchlanishni tarqalishi

Demak, 2.63 – rasm (b) dagi ab chiziqli uzunligi kamayadi cd – chiziqli uzunligi esa ortadi. Siqiladigan va cho'ziladigan tolalar orasidagi O_1O_2 nuqtalardan o'tgan chiziqli joylashgan material (tola) cho'zilmaydi ham, siqilmaydi ham. Shuning uchun $O_1O_2 = O_1^1O_2^1 = dx$, ya'ni O_1O_2 tolani uzunligi o'zgarmaydi.

Balkaning deformatsiyalanishida, o'z uzunligini o'zgartirmaydigan material qatlami neytral qatlam deyiladi. Neytral tola bilan ko'ndalang kesimning kesishishidan hosil bo'lgan chiziqli neytral o'q deyiladi.

Masalaning geometrik tomoni. Rasm-(b) dan cd tolani nisbiy uzayishini topamiz:

$$\varepsilon = \frac{\Delta_{cd}}{cd} = \frac{c_1d_1 - cd}{cd} = \frac{c_1d_1 - dx}{dx}$$

Bu erda sxemadan $c_1d_1 = \theta(\rho + y)$ va $dx = \theta \cdot \rho$.

$$\text{Unda} \quad \varepsilon = \frac{\theta(\rho + y) - \theta \cdot \rho}{\theta \cdot \rho} = \frac{y}{\rho}$$

Masalaning fizik tomoni. Balka materialning elastiklik xossasida egiladi. Shuning uchun balkaning cho'ziladigan va siqiladigan tolalaridagi material Guk qonuniga bo'ysunadi:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E$$

$\varepsilon = \frac{y}{\rho}$ nisbiy uzayishni Guk qonuniga keltirib qo'yilsa

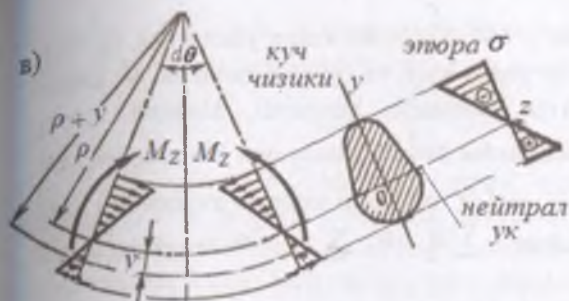
$$\sigma = \frac{y}{\rho} E \quad (2.89)$$

(2.89) formula yordamida normal kuchlanish kesim yuzaning balandligi bo'ylab o'zgarish qonuniyatini aniqlash mumkin

(2.63 – rasm): $y = 0$ bo'lsa $\sigma = 0$ va $y = y_{\max}$ bo'lsa $\sigma = \sigma_{\max}$

Demak, normal kuchlanish kesimining markazida, ya'ni neytral o'qda nolga teng va kesimning sirtida, ya'ni kesimning neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan nuqtasida katta qiymatga erishadi.

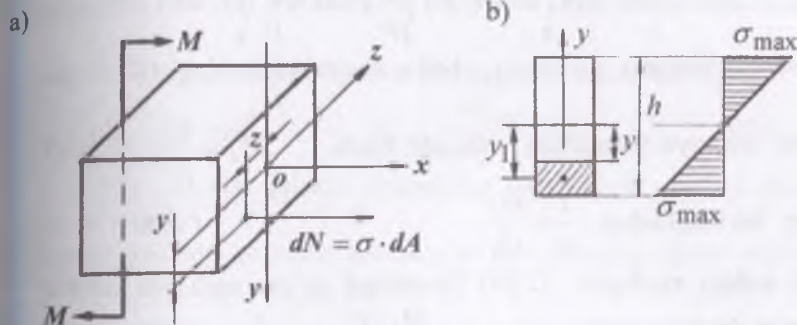
(2.89) formuladan σ ni topish uchun, uni tashqi kuch yoki eguvchi moment bilan bog'lashimiz (2.64 – rasm, a) kerak.



2.64-rasm.

masalaning
mexanik tomoni.

Normal kuchlanish bilan ichki kuch faktori —eguvchi moment orasidagi bog'lanish o'rganiladi (2.64-asm).



2.65 – rasm. Sof egilishdan ajratib olingan balka bo'lagining (a) yuklanish sxemasi; b) to'g'ri turtburchak yuzasida normal kuchlanish epyurasi.

Buning uchun, balkadan ajratib olingan dx uzunlikdagi kesimini (2.65– rasm,a) tashqi kuch momenti M va ichki bo'ylama kuch dN ta'siridagi muvozanatini statikaning tenglamalari yordamida tekshiramiz. Sof egilishda – kesim yuzasidagi elementar dN bo'ylama kuchlarining ta'sir etuvchisi nolga teng bo'ladi

$$\sum X = N = \int_A \sigma \cdot dA = 0 \quad \text{va} \quad \int_A \frac{E}{\rho} y dA = 0$$

Integral ostidagi $\frac{E}{\rho}$ qiymat o'zgarmas miqdor va nolga 'teng bo'lmaganligi uchun, uni integral ishorasi oldiga chiqaramiz va butun tenglikni shu qiymatga qisqartiramiz. Unda integral $\int_A y dA = 0$ balka kesim yuzasining neytral o'q OZ ga nisbatan statik momenti bo'lib,

nolga teng. Shuning uchun OZ o'q balka kesim yuzasining og'irlik markazidan o'tadi. Ichki bo'ylama kuch va eguvchi moment M kesim yuzaning y va z o'qlariga proektsiya bermaydi. Shuning uchun $\sum Z = 0$; $\sum y = 0$ tenglamalardan foydalanmaymiz. Shuningdek, dN va M ni kesim yuzaning Ox va Oy o'qlariga nisbatan momentlari ham ayniyatga aylanganligi uchun $\sum M_x = 0$, $\sum M_y = 0$ tenglamalardan ham foydalanmaymiz.

Unda $\sum M_z = 0$ tenglamani tuzamiz:

$$M_z = \int_A dN \cdot y = \int_A \sigma \cdot dA \cdot y = \int_A \frac{E}{\rho} y^2 dA = \frac{E}{\rho} \cdot \int_A y^2 dA$$

Bu integral $\int_A y^2 dA = I_z$ balka kesim yuzasining OZ o'qga

nisbatan inertsia momentini bildiradi. Unda $M_z = \frac{E}{\rho} \cdot I_z$ ni hosil

qilamiz. Bu tenglikdan $\frac{1}{\rho} = \frac{M_z}{EI_z}$ (2.90)

neytral qatlam egriligini (2.89) formulaga qo'yib egilishda normal kuchlanish formulasini topamiz $\sigma = \frac{M_z \cdot y}{I_z}$ (2.91)

Agar, $\frac{M_z}{I_z} = \text{const}$ bo'lsa normal kuchlanish umasofaga bog'liq.

Masalan, $y = 0$ bo'lsa $\sigma = 0$ va $y = y_{\max}$ bo'lsa $\sigma = \sigma_{\max}$, ya'ni normal kuchlanish balka kesimining neytral o'qida nolga teng va neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan nuqtasida maksimumga erishadi hamda kesimning balandligi bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi.

(2.91) formula balka ko'ndalang kesim yuzasida neytral o'qdan y-masofadagi (2.65– rasm, b) gorizontaal chiziqda yotuvchi istalgan nuqtaning kuchlanishini topish uchun ishlatiladi.

Agar, $y = y_{\max}$ va $M_z = M_{\max}$ bo'lsa

$$\sigma = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_{\max}}{I_z} \quad (2.92)$$

$$(2.92) \text{ formulada } W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} \quad (2.93)$$

kesimning OZ o'qqa nisbatan qarshilik momenti, belgilash kiritilsa (2.92) formula quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \quad (2.94)$$

(2.94) formula kesimning xavfli nuqtasidagi kuchlanishni aniqlaydi. Xavfli nuqtada materialda emirilish bo'lmasligi uchun eng katta normal kuchlanish balkaning materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lmasligi, yani mustahkamligi ta'minlanishi lozim.

Egilishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart

Egilishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart

quyidagicha yoziladi:
$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (2.95)$$

(2.95) formula asosida, materiallar qarshiligida uch xil masala echilishi mumkin.

1. Konstruktsiyaga qo'yilishi mumkin bo'lgan yukning qiymati topiladi:

$$M_{\max} = [\sigma] \cdot W \quad (2.96)$$

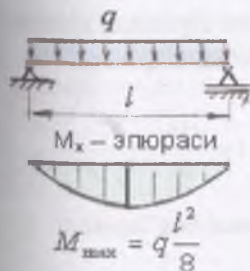
2. Konstruktsiyaning kesimi tanlanadi:
$$W \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} \quad (2.97)$$

3. Konstruktsiyaning mustahkamlik sharti tekshiriladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (2.98)$$

Agar, balkaning materiali cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatsa, ya'ni $[\sigma]_y \neq [\sigma]_c$ bo'lsa, unda

$$\sigma_{\max y} = \frac{M_{\max}}{W_1} \leq [\sigma]_y \quad \text{va} \quad \sigma_{\max c} = \frac{M_{\max}}{W_2} \leq [\sigma]_c \quad (2.99)$$



misol. Berilgan doiraviy kesimli balkaning yuklanish sxemasi uchun - ruxsat etilgan kuchlanishdan foydalanib ruxsat etilgan yuk topilsin.

Eguvchi moment epyurasidan xavfli kesimdagi eguvchi momentni e'tiborga olsak

$$q = \frac{\pi \cdot d^3}{4 \cdot l^2} [\sigma]$$

Egilishda urinma kuchlanishni aniqlash

Shakli to'g'ri burchakli kesimning bo'ylama o'qiga perpendikulyar bo'lgan ko'ndalang yuzadagi urinma kuchlanishni topamiz (2.66-rasm). Sof egilishdan farqli bu yuzada normal σ va urinma kuchlanish τ hosil bo'ladi, chunki balkani shu oralig'ida eguvchi moment ham, ko'ndalang kuch ham nolga teng emas. Urinma kuchlanish to'g'risida quyidagi fikrlarni yuritamiz:

1. Ko'ndalang kuch Q barcha ichki urinma kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchisi. Urinma kuchlanishlarning yo'nalishi ko'ndalang kuch yo'nalishi bilan mos tushadi.

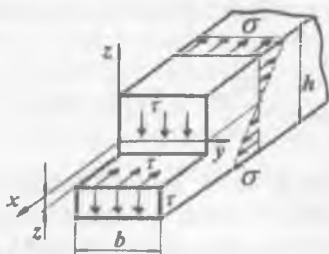
2. Kesimning neytral o'qidan bir xil masofada joylashgan yuzalardagi urinma kuchlanishlar o'zaro teng (2.66-rasm, b).

Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra, balkani ko'ndalang kesimiga perpendikulyar bo'lgan bo'ylama kesimida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi (2.66-rasm, b), ya'ni: $\tau = -\tau^I$. Demak,

balkaning bo'ylama o'qi yo'nalishida ham, urinma kuchlanishlar τ^I hosil bo'ladi, ular balka tolalarini bir-biriga nisbatan siljitadi.

3. Tekis ko'ndalang egilish gipotezasiga asosan, deformatsiyagacha tekis bo'lgan ko'ndalang kesim yuzalar deformatsiyadan keyin qisman egrilanadi. Ko'ndalang kesimning bunday qisman egrilanishi normal kuchlanishning tarqalish qonuniyatiga ta'sir qilmaydi. Shuning uchun egilishda urinma kuchlanishni topishda tolalarning siljish gipotezasi hisobga olinmaydi.

a)



2.66 – rasm. Egilishda urinma kuchlanishni aniqlashga oid

Urinma kuchlanishni aniqlash uchun
$$\tau = \frac{dM_x}{dx} \cdot \frac{S_y^{(I)}}{I_y \cdot b}$$

formuladan foydalaniladi. Agar, $\frac{dM_x}{dx} = Q_x$ differentsial bog'lanishni

hisobga olsak, egilishda urinma kuchlanish formulasi kelib chiqadi.

$$\tau = \frac{Q_x \cdot S_y^0}{I_y \cdot b} \quad (2.100)$$

bu erda: S_y^0 - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta bilan balka kesimining pastki yoki yuqori asosi orasidan ajratib olingan yuzasineytral y o'qqa nisbatan statik momenti;

b - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesim yuzaning eni

I_y - balka kesim yuzasining neytral o'qqa nisbatan inertiya momenti.

(2.100) formula Juravskiy formulasi deyiladi.

Egilishda urinma kuchlanish ($Q_x = \text{const}$; $I_y = \text{const}$) kesimning balandligi bo'ylab kuchlanishi tekshirilayotgan nuqtaning o'rniga va shu nuqta joylashgan kesimning eni b -ga bog'liq. Amaliyotda, hamma konstruktsiya qismlarining kesimi ham balandligi bo'ylab o'zgarmas enli bo'lavermaydi. O'zgaruvchan enli kesimlarda τ kesim enining o'zgarish nuqtasida ikki xil qiymatga ega bo'ladi.

2.67 – rasmdan ko'rinishicha z masofa qanchalik kichik bo'lsa ajratilgan yuza shuncha kattalashadi, unda yuzani y -o'qiga nisbatan statik momenti ham qattadashadi. Demak, kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta neytral o'qqa yaqinlashsa, undagi urinma kuchlanish τ ham kattalashadi. Agar, kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta neytral o'qdan eng uzoqda joylashsa, ya'ni kesimning chetki nuqtasi bilan ustma-ust tushsa, unda ajratilgan elementning yuzasi nolga teng bo'ladi va ajratilgan yuzani y -o'qiga nisbatan statik momenti ham nolga teng bo'ladi. Demak, $Z = Z_{\max}$ nuqtada, ya'ni kesimning chetki nuqtasida urinma kuchlanish nolga teng bo'ladi.

Urinma kuchlanish kesimning neytral qatlamida eng katta qiymatga va kesimning chetki nuqtalarida nol qiymatga erishadi.

τ kesimning balandligi bo'ylab egri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi.

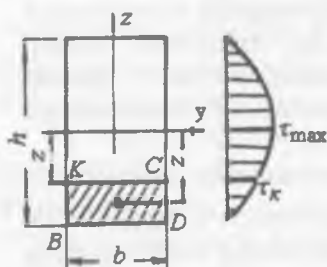
Normal va urinma kuchlanish formulalarini turli kesimlarga tadbiq etish

1. To'g'ri to'rtburchak. To'g'ri to'rtburchak kesimida urinma kuchlanishning tarqalish qonuniyatini aniqlash uchun Juravskiy

formulasidan foydalanamiz $\tau = \frac{QS_y^0}{I_y b}$

bu erda: S_y^0 - to'g'ri to'rtburchakning kesim yuzasidan ajratilgan $BKCD$ shtrixlangan yuzaning y -o'qiga nisbatan statik momenti, ya'ni: $S_y^0 = A_{BKCD} \cdot Z_1$ (2.67 - rasm)

$A_{BKCD} = b \left(\frac{h}{2} - Z \right)$ - ajratilgan $VKSD$ shtrixlangan yuza;



2.67-rasm. Urinma kuchlanishni tarqalish qonuniyati

$Z_1 = \frac{h}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - Z \right)$ - ajratilgan $BKSD$

yuzaning og'irlik markazidan neytral o'qigacha bo'lgan masofa. Unda

$$S_y^0 = b \left(\frac{h}{2} - Z \right) \left[\frac{h}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - Z \right) \right] = \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - Z^2 \right)$$

$I_y = \frac{bh^3}{12}$ - to'g'ri to'rtburchakning markaziy u - o'qiga nisbatan inertsiya momenti.

Unda
$$\tau = \frac{Q \cdot \frac{b}{2} \left[\frac{h^2}{4} - Z^2 \right]}{\frac{bh^3}{12} \cdot b} = \frac{6Q \left[\frac{h^2}{4} - Z^2 \right]}{bh^2} \quad (2.101)$$

Bu erda, agar $Z = 0$ bo'lsa $\tau = \tau_{\max} = \frac{3Q}{2bh}$ va $Z = \frac{h}{2}$ da $\tau = 0$

(2.101) formulada Z masofa ikkinchi darajada, shuning uchun τ to'g'ri to'rtburchakning balandligi bo'ylab parabola qonuniyati bilan o'zgaradi, to'g'ri to'rtburchakning chetki nuqtalarida τ -nol qiymatga va neytral qatlamida eng katta qiymatga erishadi.

2. Uchburchak. Kesimning 1 va 2 nuqtalari neytral o'qdan uzoqda bo'lib, 1 nuqta cho'zilish va 2 nuqta siqilish tolalarida joylashgan.

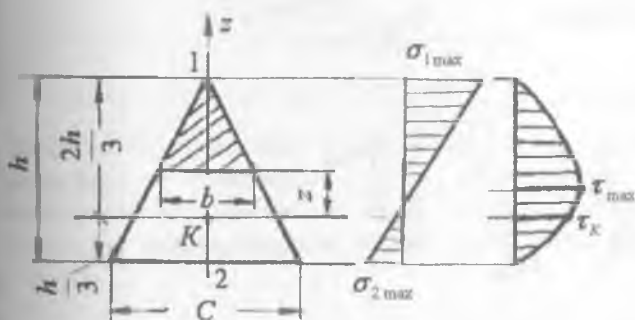
Mustahkamlik shart: $\sigma_{1\max} = \frac{M_{\max}}{W_x^1} \leq [\sigma]; \quad \sigma_{2\max} = \frac{M_{\max}}{W_x^{11}} \leq [\sigma]$

bu erda: $W_x^1 = \frac{bh^2}{24}$ va $W_x^{11} = \frac{bh^2}{12}$ qarshilik momentlar

Uchburchakning kesimida urinma kuchlanishning tarqalish qonuniyatini aniqlash uchun Juravskiy formulasidan foydalanamiz:

$$\tau = \frac{QS_y^0}{I_y b}$$

Uchburchakdan ajratilgan (shtrixlangan) yuzaning U - o'qqa nisbatan statik momentini yozamiz: $S_y^0 = \frac{b}{3} \left(\frac{2h}{3} - Z \right) \left(\frac{h}{3} + Z \right)$



Uchburchak yuzasining balandligi bo'yicha normal va urinma kuchlanishlarning epyurasi

Uchburchakning og'irlik markazidan o'tgan o'q y - ga nisbatan inertsia momenti $I_y = \frac{ch^3}{36}$ va statik momentni Juravskiy formulasiga keltirib qo'yamiz:

$$\tau = \frac{QS_y^0}{I_y b} = \frac{Q \cdot \frac{b}{3} \left(\frac{2h}{3} - Z \right) \left(\frac{h}{3} + Z \right)}{\frac{ch^3}{36} b} = \frac{12Q \left(\frac{2h}{3} - Z \right) \left(\frac{h}{3} + Z \right)}{ch^3}$$

bu erda: $-\frac{h}{3} \leq Z \leq \frac{2h}{3}$

Agar: $Z = -\frac{h}{3}$ bo'lsa, $\tau = 0$ (pastki chetki nuqta)

$Z = \frac{2h}{3}$ bo'lsa, $\tau = 0$ (yuqori chetki nuqta)

$Z = 0$ bo'lsa, $\tau = \frac{8}{3} \cdot \frac{Q}{ch} = \tau_k$

$Z = \frac{h}{6}$ masofada $\tau = \tau_{\max} = \frac{3Q}{ch}$

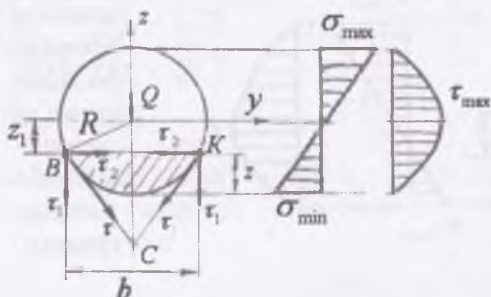
Demak, uchburchaksimon kesimlarda urinma kuchlanish neytral qatlamdan $\frac{h}{6}$ masofada joylashgan nuqtada maksimal qiymatga erishadi.

3. Doiraviy kesim. Kesimning qarshilik momenti:

$$W_x = W_y = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

Mustahkamlik sharti

$$\sigma_{\max} = \frac{32 M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma]$$



Doiraviy kesimning diametri bo'yicha normal va urinma kuchlanishlar epyurasi

Neytral qatlamdan Z_1 masofada joylashgan B, K nuqtalaridagi urinma kuchlanishni topamiz. Bu nuqtalardagi urinma kuchlanishlar doiraviy kesimning shu nuqtasidagi urinma tekislik bilan bir xil yo'nalishda bo'ladi va Z o'qi bilan S nuqtada kesishadi. B va K nuqtalardagi τ urinma kuchlanishlarni τ_1 va τ_2 kuchlanishlariga ajratish mumkin. Kesimning B va K nuqtalaridagi gorizontaal urinma kuchlanishlari (τ_2) o'zaro muvozanatlashadi, τ_1 urinma kuchlanishlarining yig'indisi esa ko'ndalang kuch Q ga tenglashadi. Demak, doiraviy kesimdagi τ_1 urinma kuchlanishlari to'g'ri burchakli kesimdagi to'liq urinma kuchlanish τ bilan bir xil funktsiyada bo'ladi.

Shuning uchun, doiraviy kesimlardagi urinma kuchlanishni topish

uchun ham Juravskiy formulasidan foydalanamiz, ya'ni: $\tau = \frac{QS_y^0}{I_y b}$

bu erda: S_y^0 - doiraviy kesimning Z - masofa va kesimning chetki nuqtasi bilan chegaralangan ajratilgan yuzasining neytral o'qqa nisbatan statik momenti.

$$S_y^0 = \frac{2}{3}(R^2 - Z^2)^{3/2} \quad \text{va} \quad b = 2\sqrt{(R^2 - Z^2)}$$

Doiraviy kesimning neytral o'qqa nisbatan inertsia momenti

$I_y = \frac{\pi \cdot R^4}{4}$, ajratilgan yuzaning statik momenti S_y^0 va kesimning eni

b ni Juravskiy formulasiga qo'yamiz:

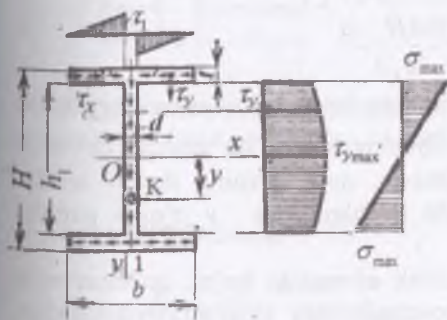
$$\tau = \frac{\frac{Q}{3}(R^2 - Z^2)^{3/2}}{\frac{1}{4}\pi \cdot R^4 \cdot 2\sqrt{(R^2 - Z^2)}} = \frac{4Q}{3\pi \cdot R^4}(R^2 - Z^2) \quad (2.102)$$

bu erda $0 \leq Z \leq \pm R$ oraliqda o'zgaradi.

Agar, $Z = 0$ bo'lsa $\tau = \tau_{\max} = \frac{4Q}{3\pi \cdot R^2}$ ya'ni urinma kuchlanish

doiraviy kesimning neytral o'qida maksimal qiymatga erishadi.

Agar, $Z = R$ bo'lsa $\tau = 0$ ya'ni doiraviy kesimning chetki nuqtasida urinma kuchlanish nolga teng bo'ladi. (2.102) formulaga asosan, τ doiraviy kesimni diametri bo'ylab parabola qonuni bilan o'zgaradi.



Qo'shtavrda urinma kuchlanish
epyurasi

4.Qo'shtavrli kesim.

Qo'shtavrli kesim oddiy to'g'ri to'rtburchaklardan tashkil topgan. Shuning uchun qo'shtavrli kesimning neytral o'qidan y masofada joylashgan nuqtasining urinma kuchlanishini Juravskiy formulasidan aniqlash

mumkin: $\tau = \frac{QS_x^0}{I_x b(d)}$

bu erda: S_x^0 - neytral o'qdan u va qo'shtavrli kesimning chetki nuqtalari oraliq'ida qolgan yuzaning neytral o'q x - ga nisbatan statik momenti

b - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesimning eni.

Qo'shtavrning supachasi neytral o'qdan uzoq masofada joylashganligi uchun, bu yuza asosan normal kuchlanishlar ta'sirida bo'ladi. Qo'shtavrning chetki nuqtasidan neytral o'qqa yaqinlashgan sayin normal kuchlanish kichiklashib keladi va neytral o'q ustida $\sigma = 0$. Qo'shtavrning devoridan tanlangan ixtiyoriy K nuqtasidagi urinma kuchlanishni topish uchun K va l nuqtalar orasidan ajratilgan yuzaning neytral o'qqa nisbatan statik momentini yozamiz:

$$S_x^0 = bt \left(\frac{H-t}{2} \right) + \frac{d}{2} \left(\frac{h_1^2}{4} - y^2 \right)$$

Urinma kuchlanish:
$$\tau = \frac{Q}{2I_x d} \left[bt(H-t) + d \left(\frac{h_1^2}{4} - y^2 \right) \right] \quad (2.103)$$

bu erda:
$$I_x = \frac{d \cdot h_1^3}{12} + 2 \left[\frac{b \cdot t^3}{12} + bt \left(\frac{H-t}{2} \right)^2 \right] \quad - \text{ qo'shtavr}$$

kesimining neytralo'q x - ga nisbatan inertsia momenti,

d – kuchlanish tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesimning eni.

(2.103) formulaga asosan, qo'shtavr devorining balandligi bo'ylab τ parabola qonuniyati bilan o'zgaradi

Agar, $u = 0$ bo'lsa $\tau = \tau_{\max} = \frac{Q}{2I_x d} \left[bt(H-t) + \frac{d_1^2}{4} \right]$ va

$$y = \frac{h_1}{2}; \quad \tau = \tau_1 = \frac{Qbt(H-t)}{2I_x d}$$

Qo'shtavrning supachasiga nisbatan devorida y - ni turli qiymatida S_x^0 kichik chegarada o'zgaradi. Shuning uchun, qo'shtavrni devorida urinma kuchlanish juda katta. Demak, qo'shtavrning devori asosan urinma kuchlanishlar ta'sirida. Bu kuchlanishlar y o'qiga parallel yo'nalishda bo'ladi.

Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra, qo'shtavrning devoriga perpendikulyar yuza – supachada ham kesimni neytral o'qiga

parallel yo'nalgan urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi va quyidagi

formula bilan topiladi:

$$\tau_n = \frac{Q S_x^0}{I_x t_n}$$

Qo'shtavr supachasidan ajratib olingan, x -uzunlikdagi shtrixlangan yuzaning statik momentini topamiz: $S_x^0 = x \cdot t \frac{H-t}{2}$

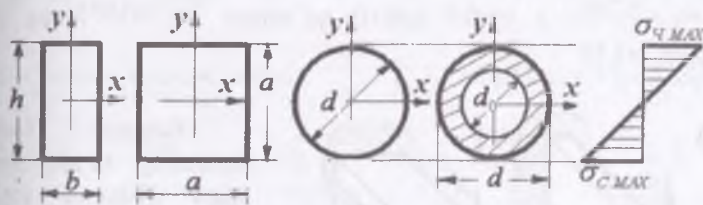
shuning uchun

$$\tau_n = \frac{Q \cdot x(H-t)}{2I_x} \quad (2.104)$$

(2.104) formulada x - birinchi darajada bo'lganligi uchun τ_n , supachaning uzunligi bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi $x=0$ bulsa $\tau=0$ va $x=b_1$; $\tau_{n\max} = \frac{Q b_1(H-t)}{2I_x}$.

Demak, τ_n qo'shtavr supachasining u o'qqa yaqin yuzasida eng katta qiymatga ega.

Ratsional kesim. Qarshilik moment – egilishga ishlovchi brusni mustahkamlikka geometrik xarakteristikasi. Qarshilik moment qancha katta bo'lsa, ko'ndalang kesimdagi kuchlanish shuncha kichiklashadi (bir xil yuklanishda) va berilgan ruxsat etilgan kuchlanishda katta kuchni qabul qilib xavfsiz ishlashi mumkin.



To'g'ri burchak, kvadrat, aylana va xalqali kesimlarning qarshilik momentlarini bosh markaziy inertsiya momentlaridan foydalanib topamiz:

to'g'ri to'rtburchak $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$, kvadrat $W_x = \frac{a^3}{6}$,

aylana $W_x = \frac{I_x}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ va xalqa $W_x = \frac{I_x}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} (1 - c^4)$

h - to'g'ri to'rtburchak inertsia momenti olingan x -o'qiga perpendikulyar joylashgan kesimni balandligi. Kesimi simmetrik bo'lgan plastik materiallardan tayyorlangan balkalar cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatadi, shuning uchun bu kesimlarda $\sigma_{x, \max} = \sigma_{C, \max}$. Amalda hamma simmetrik kesimlar ham ratsional emas. Masalan, doiraviy kesimda materialning asosiy qismi kam yuklangan - kichik kuchlanishli neytral qatlam atrofida joylashadi. Bu material to'liq foydalanilmaydi. Bu masalada kvadrat kesim ozroq qulay. Qo'shtavr profilining kesimi ratsional, chunki materialni asosiy qismi - polkada, ya'ni eng katta kuchlanishlar tomonida joylashgan. Qo'shtavr devorining asosiy vazifasi kesimning monolitligini ta'minlash.

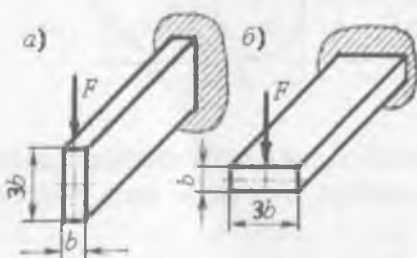
Berilgan uzunlikdagi balka materialining sarfi ko'ndalang kesim yuzaga to'g'ri proporsionaldir. Shuning uchun, W_x - qancha katta va kesim yuza kichik bo'lsa, balka kesimining shakli ratsional. Kesimni ratsionalligini baholovchi o'lchov birliksiz xarakteristika qabul

qilamiz:

$$\omega_x = \frac{W_x}{\sqrt{A^3}}$$

Bu erda ω_x - solishtirma qarshilik momenti; A - kesim yuza.

Solishtirma qarshilik momenti aylana uchun $\omega_x = 0,141$; xalqa uchun $\omega_x = 0,294$ ($s = 0,7$); №10 qo'shtavr $\omega_x = 0,955$ va №20 qo'shtavr $\omega_x = 1,33$



Kesimni tashqi kuchning ta'sir chiziqiga nisbatan joylashuviga ko'ra mustahkamlik o'zgaradi (yuk o'zgarmas).

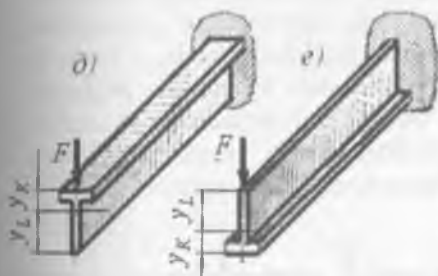
Masalan, $h : b = 3$ nisbatda bo'lgan to'g'ri to'rtburchak brus uchun ruxsat etilgan yuk, kesimni 90° ga aylantirgandagi holatiga nisbatan uch barobar ko'p. Shunga o'xshash №20 qo'shtavr uchun ham profilni 90° ga aylantirilganda 7,2 marotaba kam kuchni qabul qiladi. Demak, kuch chiziqi minimal inertsia o'qi

bilan ustma – ust tushishi kerak ekan. Shunda egilish – katta bikrlilik tekisligida hosil bo'ladi.

Mashinasozlik konstruksiyalarida, masalan har xil ramalar, stanoklar, podshipniklarning podveskalarini tayyorlashda mo'rt material – kul rang cho'yon ishlatiladi. Kul rang cho'yon cho'zilishga nisbatan siqilishga ko'proq qarshilik ko'rsatadi. Shuning uchun

$$\frac{[\sigma_c]}{[\sigma_t]} = 3, \dots, 4, 5.$$

Bunda, simmetrikkesimdan foydalanish noqulay chunki siqiladigan tomon materiali kam yuklanadi va ortiqcha material sarflinishiga olib keladi. Shuning uchun mo'rt materiallardan tayyorlangan konstruksiya elementining kesimi nosimmetrik tavrli, Π – shaklli va nosimmetrik qo'shtavr bo'lishi kerak.



Bunday kesimlarni shunday joylashtirish kerak-ki, materialni asosiy qismi cho'ziladigan tomonda joylashsin. Masalan, d – rasmda ko'rsatilgan tavrli kesim e – rasmda ko'rsatilgan tavrli kesimdn 2,22 marotaba ko'p yukni ko'taradi.

Bu holatni aniqlash uchun $\frac{y_K}{y_C} = \frac{[\sigma_t]}{[\sigma_c]}$ tenglikdan foydalanildi:

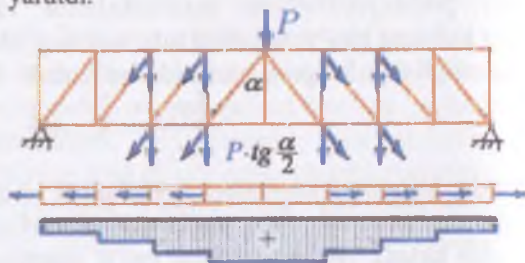
$$\sigma_{\max, t} = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y_K \leq [\sigma]_t \quad \text{va} \quad \sigma_{\max, c} = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y_C \leq [\sigma]_c$$

Bu shart balka uzunligi bo'yicha eguvchi moment o'zgarmas bo'lsa samarali bo'ladi.

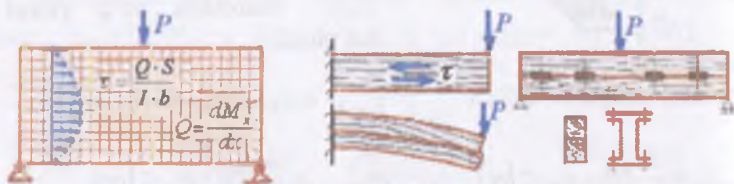
D. I. JURAVSKIY
(1821 – 1891)



Dmitriy Ivanovich Juravskiy dunyo amaliyotida birinchi bo'lib ferma elementlaridagi zo'riqish kuchlarni aniqlash usulini yaratdi.

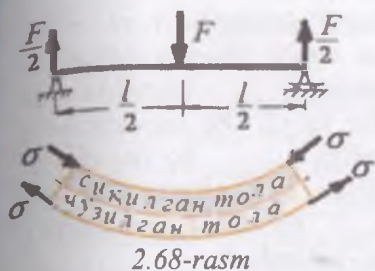


D.I. Juravskiy « Gau raskosli sistemalik ko'priklari haqida » kitobida tashqi kuch ta'siridan raskosli ferma qismlarida kuchni tarqalish qonuniyatini nazariy va eksperimental usulda aniqladi. Buning uchun u «Strunali usul »da tayyorlangan modeldan foydalandi Bu usul hozirgi vaqtda ham foydalanilmoqda. U birinchi bo'lib katta proletli ko'priklarni loyihalashda tayanchdan prolyotni o'rtasigacha fermalar stoykasining balandligini kattalashtirish usulini kiritdi. Yog'ochdagi siljituvchi kuchlanishlarni o'rganish asosida ko'ndalang egilishda urinma kuchlanish formulasini yaratdi



Ko'prikning prolyoti 51.2 m., suv sathidan 40,4 m. balandlikda





Balkalar mustahkamligini bosh kuchlanishlar bo'yicha tekshirish

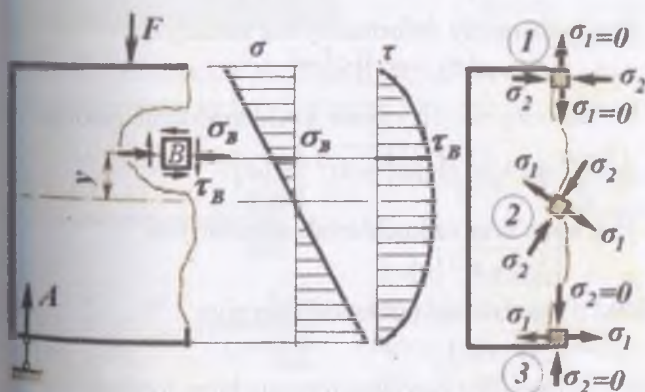
Egilayotgan balking ko'ndalang kesim yuzasida eng katta normal cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlarning qiymati balka kesimining neytral o'qidan eng uzoqda joylashgan chetki 1 va 3 nuqtalarida (2.68-rasm) hosil bo'ladi.

Bu nuqtalarda urinma kuchlanish nolga teng. Shuning uchun bu materialning mustahkamligi normal kuchlanish bo'yicha ta'minlanadi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (2.105)$$

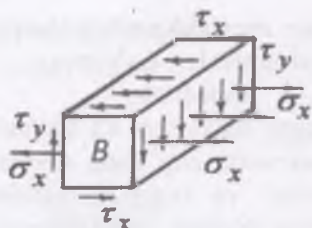
Urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishgan neytral qatlamdagi materialda (2 nuqta) normal kuchlanish nolga teng. Shuning uchun bu materialning mustahkamligi urinma kuchlanishlar bo'yicha ta'minlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_{\max}}{I_x d} \leq [\tau] \quad (2.106)$$



2.69-rasm.
Balking kesimida normal, urinma va bosh kuchlanishlarni tarqalishi

Balka kesimining neytral o'qidan y masofada joylashgan materialning (B element) mustahkamligini normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha ta'minlash mumkin emas.



Chunki B elementda σ va τ lar noldan farqli. Shuning uchun bu elementning mustahkamligi (2.105) va (2.106) mustahkamlik shartlariga bo'ysunmaydi. Ajratilgan B elementning old qismi – balkaning yon sirtiga ustma - ust tushadi.

Bu yuza normal va urinma kuchlanishlardan ozod, shuning uchun bu yuzacha bosh yuza. B elementni vertikal yuzalari normal σ_x va τ_y urinma kuchlanishlar, gorizontal yuzasi esa faqat τ_x urinma kuchlanish ta'sirida. Ikkita kuchlanishlar ta'siridagi yuzalar tekis kuchlanganlik holatida bo'ladi. Demak, B element tekis kuchlanganlik holatida. Tekis kuchlanganlik holatida bo'lgan elementning mustahkamligi bosh kuchlanishlarga bog'liq bo'lib, mustahkamlik nazariyalari asosida tekshiriladi.

Balka kesimining turli nuqtalaridagi bosh kuchlanishlarni aniqlab, mustahkamlik nazariyalari asosida mustahkamlik shartlarini tuzamiz:

I – nazariya. Eng katta normal kuchlanishlar nazariyasi:

$$\sigma_1 \leq [\sigma] \quad \frac{1}{2} [\sigma_x + \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}] \leq [\sigma]$$

II – nazariya. Eng katta nisbiy deformatsiyalar nazariyasi:

$$[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\sigma]$$

Bu erda $\sigma_2 = 0$ va σ_1 va σ_3 bosh kuchlanishlarni hisobga olsak:

$$\left[\frac{1-\mu}{2} \sigma_x + \frac{1+\mu}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \right] \leq [\sigma]$$

III – nazariya. Eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasi

$$\left[\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \right] \leq [\sigma]$$

IV–nazariya. Shakl o'zgarishdagi potentsial energiya.

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlar quyidagi formula bilan topiladi.

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[\sigma_x \pm \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_x^2} \right] \quad (2.107)$$

Bosh kuchlanishlarning yo'nalishi analitik usulda quyidagi formula bilan topiladi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2\tau_x}{\sigma_x}$$

Egilishda ko'chishni aniqlash

Muxandislik inshootlari yoki mashina va mexanizm elementlarini egilishda kesim yuzadagi kuchlanishlarni hisoblash va tarqalish qonuniyatini o'rganishda—egilish deformatsiyasiga kuchlanishni aniqlash nuqtai nazaridan e'tibor bergan edik.

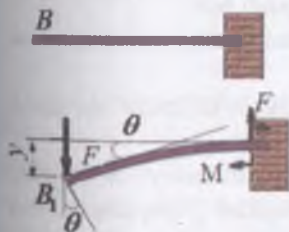
Hisoblangan kuchlanishlar konstruksiyaning mustahkamligini tekshirish imkonini beradi. biroq mustahkamligi etarli bo'lgan balkalar bikrligi etarli darajada bo'lmasligi tufayli foydalanishga yaroqsiz bo'lishi mumkin. Masalan, tomni yopuvchi plitalarni ko'taradigan balkalar, ko'priqli kranlarni asoslari (balkasi), ko'priklarni ramalari, uzatmalarni vallari va h.k.



Agar balka ushbu balka uchun belgilangan chegaraviy egilishdan ko'proq egiladigan bo'lsa, inshootdan foydalanishda qo'shimcha qiyinchiliklar paydo bo'ladi.

Balkaning bikrligini tekshirish uchun uning o'qida yotuvchi ayrim nuqtalarining ko'chishlarini topishni o'rganish lozim

Salqiliq va kesimning aylanish burchagi.



Balkani biror inertsiya o'qi tekisligida tashqi kuch bilan yuklansa, uning o'qi shu inertsiya o'qi tekisligida egri bo'ladi, ya'ni tekis egilish sodir bo'ladi. * B nuqta F kuch yo'nalishida B_1 holatga ko'chadi (2.70 – rasm). Bu ko'chish balking salqiligi deyiladi

2.70 – rasm. Egilish.

Salqilik— y bilan belgilanadi. Balka egri o'qining tenglamasi $y = f(x)$. Aslida, balking o'qi neytral qatlamda yotgani uchun uning

uzunligi o'zgarmagani sababli B_1 nuqta vertikal chiziqdan bir tomonga qochishi kerak, biroq balkaning uzunligiga nisbatan salqilik juda kichik miqdor va ikkinchi tartibli kichik miqdor bo'lganligi uchun u e'tiborga olinmaydi.

Egilishgacha tekis bo'lgan balkaning kesimi, deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qolib, o'zining boshlang'ich holatiga nisbatan θ burchakka aylanadi. Shuning uchun θ burchak balka kesimini aylanish burchagi deyiladi. y va θ abstsissaning funktsiyasi. Balkaning har bir kesimi uchun y bilan θ orasida matematik bog'lanish bor:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{dy}{dx}$$

Burchak θ ni juda kichik miqdor ekanligini hisobga olsak,

$$\operatorname{tg} \theta = \theta \quad \text{yoki} \quad \theta = \frac{dy}{dx}$$

Demak, balka har bir kesimining aylanish burchagi θ shu kesimdagi salqilik y dan abtsissa bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng.

Balka bikrligini tekshirish uchun eng katta salqilik $y_{\max} = f$ balka prolyotining qandaydir ulushidan oshib ketmaganligini aniqlashdan iborat $f = \frac{\ell}{300 \dots 1000}$. Mas'uliyatli inshootlar, masalan

temir yo'l ko'priklari uchun $f = \frac{\ell}{1000}$ olinadi. Bundan ko'rinib turibdiki, egilishda salqilik balka prolyotiga nisbatan juda kichik bo'ladi.

Egilishda ko'chishni aniqlashni ikkita maqsadi bor:

- 1) yuklanish ta'sirida balkaning elastik deformatsiyasini naqadar kichik bo'lishini ta'minlash;
- 2) statik noaniq masalalarni, masalan uzluksiz balkalar va statik noaniq ramalarni yechish.

Salqilik va kesimni aylanish burchagini analitikaviy va tajriba usullari bilan aniqlash mumkin. Analitikaviy usullar quyidagilardan iborat:

- 1) balka egilgan o'qining taqribiy tenglamasini uzluksiz integrallash usuli;
- 2) boshlang'ich parametrlar usuli;
- 3) grafoanalitik usul;
- 4) energetik usul.

Balkaning deformatsiyasini o'rganish, uni egilgan o'qining tenglamasini tuzish va hosil bo'lgan tenglamani differentsiyalash usuli bilan balkaning istalgan kesimini aylanish burchagi θ ni topish mumkin.

Balka egilgan o'qining differentsial tenglamasi

Salqilik y ni abtsissa funktsiyasi ko'rinishida hosil qilish uchun, balkani deformatsiyasini tashqi kuch bilan bog'lash kerak. Shunday bog'lanish, birinchidan balkaning egrilik radiusi bilan eguvchi moment, balka materialining elastiklik moduli va balka kesimining inertiya momenti orasidagi bog'lanish va ikkinchidan egrilik radiusi ρ bilan uning x va y koordinatalari orasidagi bog'lanishdir, ya'ni

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}; \quad (2.108)$$

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}} \quad \text{unda} \quad \frac{M}{EI} = \pm \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}} \quad (2.109)$$

(2.109) formula balka egilgan o'qining differentsial tenglamasi.

Amaliyotda burchak $\theta = \frac{dy}{dx}$ kichik miqdordir, shuning uchun uning

kvadrati yana ham kichik bo'ladi. Demak, (2.109) formuladagi $\left(\frac{dy}{dx}\right)^2$

ifodani birga nisbatan hisobga olmasak ham bo'ladi. Unda

$$\pm \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad \text{yoki} \quad EI \frac{d^2 y}{dx^2} = \pm M \quad (2.110)$$

Bu formula balka egilgan o'qining taqribiy differentsial tenglamasi deyiladi. (2.110) tenglamaning ishorasi M eguvchi momentning ishorasiga bog'liq.

Balka egilgan o'qining taqribiy differentsial tenglamasini integrallash usuli. Balka egilgan o'qining differentsial tenglamasidan salqilik tenglamasi $y = f(x)$ ni hosil qilish uchun, (2.110) tenglamani integrallash kerak:

birinchi integrali: $EI \frac{dy}{dx} = \int M dx + C$ va ikkinchi tartibli

integrali: $EI \cdot y = \int dx \int M dx + CX + D$ ko'rinishda bo'ladi.

Unda kesimni aylanish burchagi $\theta = \frac{1}{EI} [\int M dx + C]$ (2.111)

vasalqilik tenglamasini hosil qilamiz.

$$y = \frac{1}{EI} [\int dx \int M dx + CX + D] \quad (2.112)$$



bu erda C va D – integrallash doimiylklari. Agar, $M = -FX$ bo'lsa aylanish burchagi va salqilik tenglamalari quyidagicha ko'rinishga keladi:

$$\theta = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} + C \right] \quad a) \quad y = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} + CX + D \right] \quad (6)$$

Integrallash doimiylari C va D ni topish uchun balka uchlarning tayanish shartlaridan foydalaniladi. Agar, $x=0$ bo'lsa, (a) tenglamadan

$$\theta = \theta_B = \theta_O = \frac{C}{EI} \quad \text{ëku} \quad C = \theta_O EI \quad (B)$$

Demak, integrallash doimiysi S balka boshlang'ich kesimining aylanish burchagi θ_0 ni balkaning bikrligi EI ga ko'paytmasiga teng ekan.

(a) tenglamadan θ_0 burchak noma'lum bo'lganligi uchun S ham noma'lumligicha qoladi. (6) tenglamadan

$$y = y_B = y_0 = \frac{D}{EI} \quad \text{va} \quad D = y_0 EI \quad (r)$$

Demak, integrallash doimiysi D balka boshlang'ich nuqtasining salqiligi y_0 ni balkaning bikrligi EI ga ko'paytmasiga teng.

Agar, $x = \ell$ bo'lsa, K tayanch kesim qo'zg'almas bo'lganligi uchun (a) tenglamadan $\theta = \theta_K = 0$ va (6) tenglamadan $y = y_K = 0$ hosil

bo'ladi. Unda (a) tenglamadan $C = \frac{F\ell^2}{2}$ ifodani (6) tenglamaga

keltirib qo'yamiz va $D = \frac{F\ell^3}{6} - \frac{F\ell^2}{2} \cdot \ell = -\frac{F\ell^3}{3}$.

ifodani hosil qilamiz.

C va D integrallash doimiylarini (a) va (6) tenglamalarga keltirib qo'ysak:

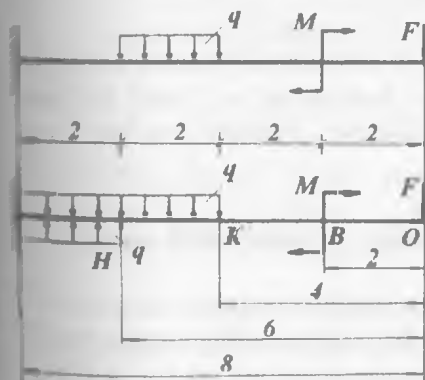
$$\theta = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} + F \frac{\ell^2}{2} \right] \text{ va } y = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} + F \frac{\ell^2}{2} x - \frac{F \ell^3}{3} \right]$$

hosil bo'ladi. Bu tenglamalardan x ni turli qiymatlarida balkaning uzunligi bo'ylab kesimni aylanish burchagi θ va salqilik y - topiladi.

Boshlang'ich parametrlar usuli

Uzunligi bo'ylab bir nechta oraliqlardan iborat bo'lgan har qanday balka uchun ham θ va y -larni aniqlashda, taqribiy differentsial tenglamani tadbiq etish foydali bo'lavermaydi. Chunki, n - ta oraliqdan iborat balkani deformatsiyasini aniqlash uchun n - ta taqribiy differentsial tenglama tuzish kerak. Bu tenglamalarni integrallash natijasida $2n$ -ta integrallash doimiyligi hosil bo'ladi va masalani yechish murakkablashadi. Shuning uchun, uzunligi bo'ylab ikkita va undan ko'proq oraliqlardan iborat balkalarda elastik egilgan o'qning differentsial tenglamasini tadbiq etish va undagi doimiylarni aniqlash ancha murakkab va noqulaydir.

Agar, balkani deformatsiyasiga ta'sir qilmagan holda uning sxemasini o'zgartirishda va elastik egilgan o'qning differentsial tenglamasini integrallashda ayrim cheklanishlarni qabul qilsak, differentsial tenglamalardagi $2n$ - ta noma'lumni 2-taga qadar kamaytirish mumkin. Buning uchun quyidagi cheklanishlarni qabul qilamiz:



1) balkani XOY koordinata sistemasiga joylashtiramiz va balkani boshlang'ich nuqtasini aniqlaymiz;

2) balkaning oraliq masofalarini, koordinata boshidan ma'lum tartibda joylashtiramiz

3) Balkaning biror oraliqdagi taqsimlangan kuch intensivligini ta'siri, balkani oxirigacha davom etmasa, balkani shu oraliqlarini o'zaro teng va

qaramaqarshi yo'nalgan taqsim-

langan kuch intensivligi bilan to'ldiramiz.

4) Juft kuch momentini MX^0 - ko'rinishda yozamiz;

5) Differentsial tenglamani integrallashda - qavslarni ochmaymiz.

Integrallashni quyidagicha bajaramiz: $\int (x-a)^n dx = \frac{(x-a)^{n+1}}{n+1}$

kesimning aylanish burchagini hisoblash formulasi

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} - M(x-2)' - q \frac{(x-4)^3}{6} + q \frac{(x-6)^3}{6} \right] \quad (2.113)$$

salqilik formulasi

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} - M \frac{(x-2)^2}{2} - q \frac{(x-4)^4}{24} + q \frac{(x-6)^4}{24} \right] \quad (2.114)$$

buerda: y_0, θ_0 - balka boshlang'ich nuqtasining salqiligi va boshlang'ich kesimining aylanish burchagi bo'lib, balka uchlarini tayanchlarga tayanish shartlaridan topiladi

Kesimning aylanish burchagi va salqilik formulalariga $x=8m$ qiymat qo'yilsa formulalarni chap tomoni nolga teng bo'ladi ($\theta=0$, $y=0$), chunki balkani qistirib mahkamlangan kesimi absolyut qo'zg'almas. Unda, balka kesimining aylanish burchagi formulasidan

hosil bo'lgan $\theta_0 = -\frac{1}{EI} \left[-32F - 6M - q \frac{56}{6} \right]$ ifodani $x=8m$ qiymatda

salqilik formulasiga keltirib qo'yib

$$y_0 = -\frac{1}{EI} \left[F \frac{664}{6} + 30M + q \frac{282}{3} \right]$$

ifodani hosil qilamiz. Topilgan y_0, θ_0 ifodalarini kesimni aylanish burchagi va salqilik formulalariga keltirib qo'yib, hosil bo'lgan formulalardan balka ixtiyoriy kesimining aylanish burchagi va salqiligini hisoblash mumkin.

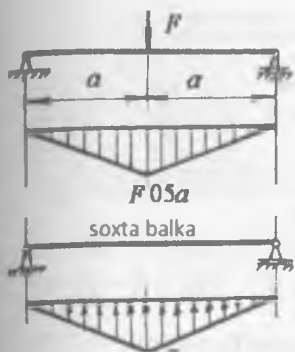
Egishda ko'chishni topishning grafoanalitik usuli

Grafoanalitik usul bilan balkani tanlangan kesimining salqiligi va aylanish burchagini aniqlash mumkin. Bu usulni analitik tomoni balka egilgan o'qining taqribiy differentsial tenglamasiga asoslangan, ya'ni:

$$\frac{d^2(EI \cdot y)}{dx^2} = EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M \quad (2.115)$$

bu erda: M - berilgan balkaning eguvchi momenti (2.71 -rasm)

Masalani grafik tomonini yoritish uchun soxta balka va soxta kuch tushunchalarini kiritamiz. Soxta balka haqiqiy balkadan farq qiladi va u soxta kuch intensivligi q_f , ya'ni haqiqiy balkani eguvchi momentning epyurasi bilan yuklaymiz.



2.71 – rasm. Haqiqiy va soxta balkalar

Demak, soxta kuch miqdor jihatdan eguvchi momentga teng ekan, ya'ni: $M = q_f \cdot$ soxta kuch intensivligi q_f - haqiqiy balkaning eguvchi momenti qonuniyati bilan o'zgaradi. Soxta kuch intensivligi bilan soxta eguvchi moment orasidagi differentsial bog'lanishni haqiqiy balkadagi M va q orasidagi bog'lanish asosida yozamiz:

$$\frac{d^2 M_f}{dx^2} = q_f. \quad (2.116)$$

$M = q_f$ tenglikni hisobga olsak, (2.115) va (2.116) tenglamalarni solishtirib quyidagi formulani hosil qilamiz:

$$\frac{d^2(EI \cdot y)}{dx^2} = \frac{d^2 M_f}{dx^2} \quad (2.117)$$

(2.117) formulani integrallab, ixtiyoriy o'zgarmas chap va o'ng tomon integrallash doimiylarini o'zaro tenglashtirsak, quyidagini hosil qilamiz:

$$\frac{d(EI \cdot y)}{dx} = EI \theta \frac{dM_f}{dx} \quad \text{va} \quad EI \cdot y = M_f$$

Berilgan tashqi kuch ta'sirida haqiqiy balkani ixtiyoriy kesiminingaylanish burchagi - θ , soxta balkani shu kesimidagi ko'ndalang kuchning haqiqiy balkani bikrligiga bo'linmasiga teng:

$$\theta = \frac{Q_f}{EI} \quad (2.118)$$

Berilgan tashqi kuch ta'sirida haqiqiy balkaning ixtiyoriy nuqtasining salqiligi - u , soxta balkaning shu nuqtasidagi eguvchi moment M_f - ning haqiqiy balkaning bikrligi bo'linma-

sig'a teng:

$$y = \frac{M_f}{EI} \quad (2.119)$$

Haqiqiy balkani tanlangan kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlash uchun soxta balkani shu kesimidagi soxta ko'ndalang kuch va soxta eguvchi momentini aniqlash kerak. Soxta balkani tanlash shartlari 2.72 – rasmda ko'rsatilgan.



2.72-rasm. Soxta balkani tanlash metodikasiga oid

SAVOLLAR

1. Sof egilish deb nimaga aytiladi?
2. Sof egilishga misollar keltiring?
3. Neytral qatlam deb qanday materialga aytiladi?
4. Egilishda normal kuchlanish formulasini yozing?
5. Egilishda normal kuchlanish balka kesimini yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?
6. Egilishda urinma kuchlanish formulasini yozing?
7. Egilishda urinma kuchlanish balka kesimini yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?
8. Egilishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart formulasini yozing?
9. Egilishda urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart formulasini yozing?
10. Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkalar deb nimaga aytiladi?
11. Balka kesimini aylanish burchagi va salqiligi nima?
12. Egilish deformatsiyasi qanday usullar bilan topiladi?
13. Balka egilgan o'qining taqribiy differentsial tenglamasini yozing?
14. Universal formulani yozing?

D.K. MAKSVELL
(1831-1879)

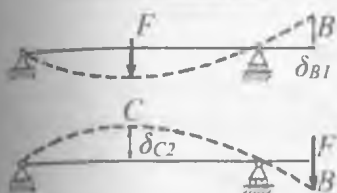


1850 yilda Maksvell elastiklik nazariyasida kuchlanishni aniqlashni tekis masalasining echimini tugatdi. Statik aniq fermalardagi kuchlarni aniqlashning grafik usuli (1864) Maksvell - Kremon diagrammasi yaratildi. Fermada ko'chish-

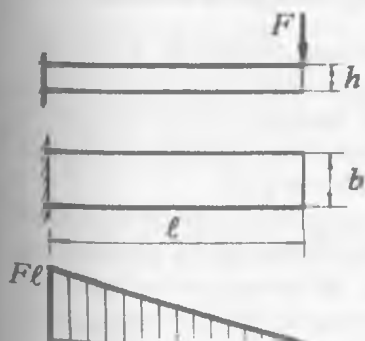
ni aniqlash formulasi $\Delta_{IP} = \sum \frac{N_P N_I}{EF} l_i$

Maksvellni ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasiga asosan F kuch C nuqtaga qo'yilganda D nuqtaning salqiligi F kuch D nuqtaga qo'yilganda C nuqtaning salqiligiga teng, ya'ni

$$f_D = f_C = \frac{Fa^3}{4EI}$$



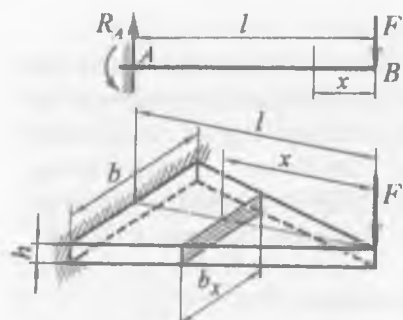
Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkalar. Balkaning kesim yuzasi eguvchi momentning eng katta qiymatiga erishadigan ya'ni xavfli holatdagi kesimi bo'yicha tanlanadi. Lekin xavfli kesimdagi eguvchi moment boshqa kesimlardagi eguvchi momentdan katta bo'lganligi uchun normal kuchlanish ham eng katta qiymatga erishadi. Balkaning uzunligi bo'ylab kesimlarda kuchlanish notekis tarqaladi, uzunlik bo'ylab material kuchlanish bilan to'liq yuklanmaydi. Natijada ortiqcha material sarflanadi.



Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkani tanlash uchun, kesim yuzasi to'g'ri to'rtburchak ko'rinishida va balandligi o'zgarmas bo'lgan balkaning xavfli kesimi va erkin uchidan x masofada joylashgan kesimi uchun mustahkamlik shartlarini yozamiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{F\ell}{bh^2} \leq [\sigma]$$

6



$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Fx}{\frac{b_x h^2}{6}} \leq [\sigma], \quad (2.122)$$

$$\text{bu erdan } \frac{6F\ell}{bh^2} = \frac{6Fx}{b_x h^2} \text{ yoki}$$

$$b_x = b \cdot \frac{x}{\ell}$$

b_x teng qarshilik ko'rsatuvchi balkaning uzunligi bo'yicha kesimning eni balkaning uzunligi

bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi;

x - masofadagi kesimning qarshilik momenti.

$$W_x = \frac{b_x h^2}{6} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{x}{\ell} = W \frac{x}{\ell}$$

$$\text{kesimdagi kuchlanish } \sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Fx}{W \frac{x}{\ell}} = \frac{F\ell}{W} = \sigma_{\max} = \text{const}$$

Shunday qilib, balkaning barcha kesimlarida eng katta normal kuchlanishlar bir xil. Tashqi yukni ko'taradigan kesimning minimal enini urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan foydalanib topamiz.

$$\tau_{\max} = \frac{3Q}{2b_{\min}h} \leq [\tau], \text{ buerdan } b_{\min} = \frac{3Q}{2h[\tau]}$$

Egilishda ko'chishni topishning energetik usullari

Yuqorida, to'g'ri sterjenning ko'ndalang egilishdagi ko'chishini aniqlashni turli usullarini ko'rib o'tdik. Balka egilgan o'qining taqribiy differentsial tenglamasini integrallash usuli, boshlang'ich parametrlar va grafoanalitik usullarni tadbiq etish usullari bilan balkaning egilishini oddiy ko'rinishlarida, uni aniqlash yoki hisoblash qulay

Egilishga uchraydigan konstruktsiya qismlarining ayrim murakkab shakl yoki ko'rinishlari mavjudki, bu xildagi konstruktsiya qismlarining ko'chishlarini aniqlash uchun egilishdagi deformatsiyaning energiya-siga asoslangan Mor usuli yoki uni Vereshagin qoidasini tadbiq etish osondir. Mor usuli yoki Vereshagin qoidalari bilan to'g'ri sterjenlarning

cho'zilish yoki siqilish, buralish va egilishdagi ko'chishlarini aniqlash va statik noaniq masalalarni yechish mumkin.

Egilish deformatsiyasining potentsial energiyasi. Balkaga o'sib boruvchi elementar kichik dF yuk bilan ta'sir qilinsin (2.73 – rasm). Yuk dF miqdorga ortganda balkaga yuklangan oldingi yuk pastga tushadi va uning potentsial energiyasi (U_F) kamayadi, balka deformatsiyasining energiyasi (U) esa tegishliicha ortadi.



2.73 – rasm

Balkani har bir dF miqdordagi yuklanganida, uni zarrachalarining harakat xususiyati o'zgarmaydi. Shuning uchun, har bir yuklashda balkani hamma qismida muvozanat holati sodir bo'ladi.

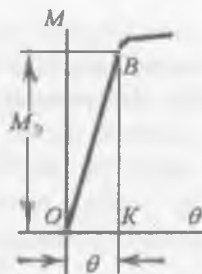
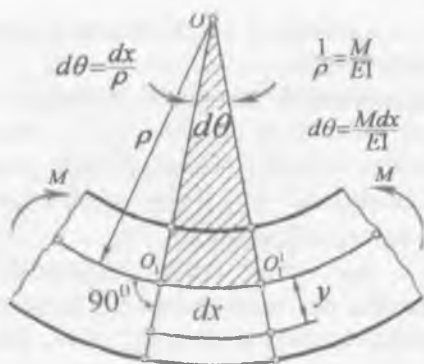
Demak, balkani deformatsiyasi uni muvozanat holatini buzmasdan hosil bo'ladi. Shuning uchun balkaning har bir yuklanish holatida, $U_F = U$ tenglik kelib chiqadi, ya'ni yukning potentsial energiyasi U_F balka deformatsiyasining potentsial energiyasiga to'liq o'tadi. Boshqa turga aylangan energiyaning o'lchami sifatida, konstruksiyaga ta'sir qiluvchi tashqi kuchni bajargan ishi qabul qilinadi.

Unda U_F tashqi kuchning musbat ishorali ishi A_F bilan o'lchanadi; deformatsiyaning potentsial energiyasi esa ichki kuchlarning manfiy ishorali ishi (A) bilan o'lchanadi. Ichki kuchlar balka nuqtalarini ko'chishiga teskari tomonga yo'nalganligi uchun, (A) ish manfiy. Demak, $A_F = 0$, ya'ni muvozanat buzilmagan holatdagi ko'chishda tashqi va ichki kuchlarning bajargan ishlarning yig'indisi nolga teng. Yuqoridagi tenglikka asosan, deformatsiyaning potentsial energiyasi U tashqi kuchning bajargan ishi A ga teng, ya'ni: $U = A_F$

Balkaning sof egilishda bo'lgan qismidan ajratilgan dx uzunlikdagi bo'lagingining deformatsiyasini tekshiramiz (2.74-rasm). Balka o'qining egrilanishida, uning kesimlari $d\theta$ burchakka aylanadi. Egrilik radiusi ρ eguvchi moment va $d\theta$ burchak orasidagi bog'lanish 2.74 – rasmda ko'rsatilgan.

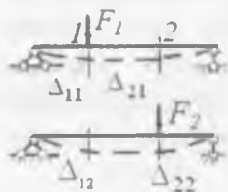
Balka egilishining proportsionallik chegarasida eguvchi momentning bajargan ishi OVK uchburchakning yuzasi bilan o'lchanadi (2.74–

rasm).
$$dA = \frac{Md\theta}{2} = \frac{M^2 dx}{2EI} \text{ yoki } dU = dA = \frac{M^2 dx}{2EI}$$



Eguvchi moment va elastik aylanish burchagi orasidagi boglanish

2.74 – rasm. Egrilik radiusi va eguvchi moment orasidagi bog'lanish



2.75-rasm. Ketma-ket qo'yilgan kuchlar ta'sirida egilish

Ishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi. Ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi

Balkani tashqi kuch bilan yuklanishida to'rt xil holatni ko'ramiz.

I-holat. Balka F_1 kuch bilan 1 nuqtada yuklangan. 1 va 2 nuqtalarning F_1 kuch ta'siridagi ko'chishlarini Δ_{11} va Δ_{21} bilan belgilaymiz

II-holat. Balkaning 2 nuqtasiga F_2 kuch qo'yiladi. 1 va 2 nuqtalarning F_2 kuch ta'siridagi ko'chishini Δ_{12} - va Δ_{22} bilan belgilaymiz (2.75– rasm):

bu erda: Δ_{11} - birinchi nuqtaning F_1 kuch ta'sirida shu kuch yo'nalishi bo'yicha ko'chishi.

Δ_{21} -ikkinchi nuqtaning F_1 kuch ta'sirida F_1 kuch yo'nalishidagi ko'chishi;

Δ_{12} - birinchi nuqtaning F_2 kuch ta'sirida F_2 kuch yo'nalishidagi ko'chishi;

Δ_{22} - ikkinchi nuqtaning F_2 kuch ta'sirida shu kuch yo'nalishidagi ko'chishi.

F_1 va F_2 tashqi kuchlarning bajargan ishlarini Klapeyron formulasi bilan aniqlaymiz: $A_{11} = \frac{F_1 \Delta_{11}}{2}$ va $A_{22} = \frac{F_2 \Delta_{22}}{2}$

A_{11} va A_{22} ishlarni, balkaning ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan ichki omil, eguvchi moment yordamida ham aniqlash mumkin:

$$A_{11} = \sum \int_0^l \frac{M_1^2 dx}{2EI} \quad \text{va} \quad A_{22} = \sum \int_0^l \frac{M_2^2 dx}{2EI}$$

III – holat. Balkani ketma-ket, avval F_1 kuch bilan, keyin F_2 kuch bilan yuklaymiz. 2.75 -rasm 1 nuqtani ko'chishida F_1 kuchning bajargan ishi A_{11} ni topgan edik. F_2 kuch egilgan balkadagi 2 nuqtaga qo'yiladi. F_2 kuch nol qiymatdan – eng katta qiymatga o'sishi davomida, F_1 kuch o'zgarmas bo'ladi va Δ_{12} miqdorga ko'chishida $A_{12} = F_1 \Delta_{12}$ ishni bajaradi. Bu paytda F_2 kuch A_{22} ishni bajaradi. Unda, balkani F_1 va F_2 kuch bilan ketma-ket yuklanganda bajarilgan to'liq ish:

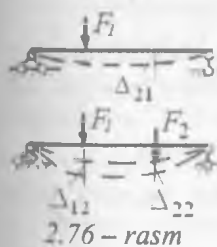
$$A = A_{11} + A_{12} + A_{22} = \frac{F_1 \Delta_{11}}{2} + F_1 \Delta_{12} + \frac{F_2 \Delta_{22}}{2} \quad (2.123)$$

Boshqa tomondan to'liq ishni, F_1 va F_2 kuchlarni tegishli ko'chishlarga ko'paytmalarini yig'indisining yarmiga teng deb qabul qilish mumkin:

$$A = \frac{F_1(\Delta_{11} + \Delta_{12})}{2} + \frac{F_2(\Delta_{21} + \Delta_{22})}{2} \quad (2.124)$$

(2.123) va (2.124) tenglamalarni o'zaro tenglashtirsak,

$F_1 \Delta_{12} = F_2 \Delta_{21}$ hosil bo'ladi. Bu erda $A_{12} = F_1 \Delta_{12}$ bo'lib, F_2 kuch ta'sirida 1 nuqtaning ko'chishda F_1 kuchni o'z yo'nalishida bajargan ishi. Unda, $A_{21} = F_2 \Delta_{21}$ ish F_1 kuch ta'sirida 2 nuqtaning ko'chishida F_2 kuchni o'z yo'nalishida bajargan ishi (1.76- rasm,)



Demak, $A_{12} = A_{21}$ ikkinchi kuch ta'sirida birinchi kuch qo'yilgan nuqtaning shu kuchning yo'nalishidagi ko'chishida bajargan ishi miqdor jixatdan, birinchi kuch ta'siridan ikkinchi kuch qo'yilgan nuqta yo'nalishidagi ko'chishda bajargan ishga teng.

Bu ta'rif ishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi bo'lib, Betti teoremasi deyiladi.

To'liq A - ishni eguvchi momentlar orqali ifodalaymiz:

$$A = \sum \int_0^l \frac{(M_1 + M_2)^2 dx}{2EI} \quad (2.125)$$

bu erda: - M_1 va M_2 ichki kuch faktorlari, F_1 va F_2 ta'sirida balkaning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan eguvchi momentlari.

(2.123) tenglikdan A_{12} ishni topamiz: $A_{12} = A - A_{11} - A_{22}$ yoki

$$A_{12} = \sum \int_0^l \frac{(M_1 + M_2)^2 dx}{2EI} - \sum \int_0^l \frac{M_1^2 dx}{2EI} - \sum \int_0^l \frac{M_2^2 dx}{2EI}$$

bu erdan: $A_{12} = \sum \int_0^l \frac{M_1 M_2 dx}{EI}$ va $A_{21} = \sum \int_0^l \frac{M_2 M_1 dx}{EI}$

IV – hol. $F_1 = F_2 = 1$ birlik kuch deb qabul qilsak,

$$1 \cdot \Delta_{12} = 1 \cdot \Delta_{21} \quad \text{ëku} \quad \delta_{12} = \delta_{21} \quad (2.126)$$

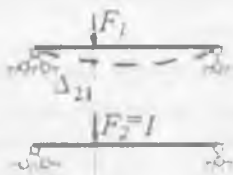
hosil bo'ladi, ya'ni *birinchi birlik kuch ta'siridan ikkinchi birlik kuch yo'nalishidagi ko'chishi* δ_{12} *miqdor jihatdan, ikkinchi birlik kuchi*

ta'siridan birinchi birlik kuchi yo'nalishidagi ko'chishi δ_{21} - ga teng.

Bu ta'rif Maksvell teoremasi deyiladi va ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi bo'ladi. Ushbu ta'rifga asosan Kastiliano teoremasi quyidagicha yoziladi

$\delta_{B1} = \delta_{C2}$ va ta'riflanadi. B nuqtaga qo'yilgan F ta'siridagi C nuqtaning ko'chishi C nuqtaga qo'yilgan F ta'siridagi B nuqtaning ko'chishiga miqdor jihatdan teng

Egilishda ko'chishni aniqlashning Mor integrali. Balka yuklanishining 2 xil holatini ko'ramiz:



2.77 – rasm. Tashqi va birlik kuchlar ta'siridagi balkalar.

Birinchi holda balkaga F_1 tashqi kuch, ikkinchi holda $F_2 = 1$ birlik kuch qo'yilgan bo'lsin

(2.77– rasm). Δ_{21} ko'chishda

$F_2 = 1$ birlik kuchning bajargan ishi A_{21} ni aniqlaymiz.

$$A_{21} = F_2 \Delta_{21} = 1 \cdot \Delta_{21} = \Delta_{21}$$

A_{21} ishning eguvchi moment bilan ifodalanadi

$$A_{21} = \Delta_{21} = \int_0^l M_2 \frac{M_1 dx}{EI} \quad (2.127)$$

bu erda: M_2 - birlik $F_2=1$ kuch ta'siridan hosil bo'lgan moment.

(2.127) tenglik Mor integrali. Demak, Mor integrali yordamida har qanday ko'chishni ichki kuch bilan ifodalash mumkin emas. Buning uchun berilgan balkaning sxemasi yonida birlik kuch bilan yuklangan soxta balka sxemasi chiziladi.

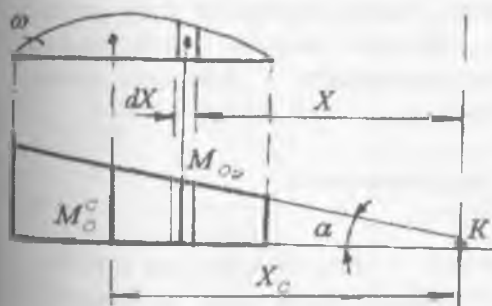
Agar chiziqli ko'chish topilsa, soxtaga balkaga $F = 1$ o'lchov birliksiz to'planma kuch qo'yiladi; agar kesimning aylanish burchagi topilsa soxta balkaga $M = 1$ o'lchov birligisiz moment ta'sir qildiriladi. Birlik kuchning yo'nalishi ko'chishning yo'nalishi bilan mos tushishi kerak.

Vereshagin qoidasi. Birlik kuch to'planma kuch yoki moment bo'lishidan qat'iy nazar, bu momentning epyurasi to'g'ri chiziq. Tashqi kuch momentining epyurasi to'g'ri chiziqli ham, egri chiziqli ham bo'lishi mumkin. Faraz qilaylik, tashqi kuch momenti M -ning epyurasi egri chiziqli, birlik kuch momenti M_0 -ni epyurasi to'g'ri chiziqli bo'lsin

(2.72 - rasm). Unda integral $\int_0^l MM_0 dx$ - moment M -ning har qanday

holatida - $\omega_0 M_0$ ifoda bilan almashtirish mumkin. Sxemadan:

$$M = x \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ bo'lsa, } \int_0^l MM_0 dx = \int_0^l d\omega \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha$$



2.78 - rasm Vereuagin qoidasiga sxema

kelib chiqadi. Bu erda:

$M \cdot dx = d\omega$ - eguvchi moment M epyurasidan ajratilgan elementar yuza

$$-\int_0^l d\omega \cdot x = \omega \cdot x_c = S_K$$

- eguvchi moment epyurasini K nuqtaga nisbatan statik momenti. Unda

$$\omega \cdot x_c \cdot \operatorname{tg} \alpha = \omega \cdot M_0^c$$

;bu erda $M_0^c = x_c \cdot \operatorname{tg} \alpha$

eguvchi moment M epyurasining og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momentining ordinatasi. Unda Vereuagin formulasi:

$$\delta = \frac{\omega \cdot M_0^c}{EI} \quad (2.128)$$

Verevagin usuli bilan egilishda ko'chishlarni topish uchun, berilgan balka eguvchi momentining epyurasi ostida birlik kuch momenti epyurasi quriladi, keyin epyuralar o'zaro ko'paytiriladi

Egilishda statik noanik sistemalar

Ayrim konstruksiyalarning ish sharoitiga ko'ra, undagi tayanch sonini ko'paytirish kerak. Tayanch soni, konstruksiya qismlarining ayrim nuqtalaridagi ko'chishini cheklash uchun ham ko'paytiriladi.

Bunday hollarda sistemada ortiqcha bog'lanishlar paydo bo'ladi (2.79–rasm). Ortiqcha bog'lanishlar sistemada qo'shimcha noma'lum – reaksiya kuchlarini keltirib chiqaradi (N_A ; R_A ; R_B ; R_C ; H_B ; M_A ; M_B).

Noma'lum reaksiya kuchlarini topish uchun statikaning tenglamalaridan foydalanamiz:



$$\left. \begin{aligned} \sum X &= 0 \\ \sum Y &= 0 \\ \sum M &= 0 \end{aligned} \right\} (2.129)$$

2.79 - rasm. Statik noaniq balkalar

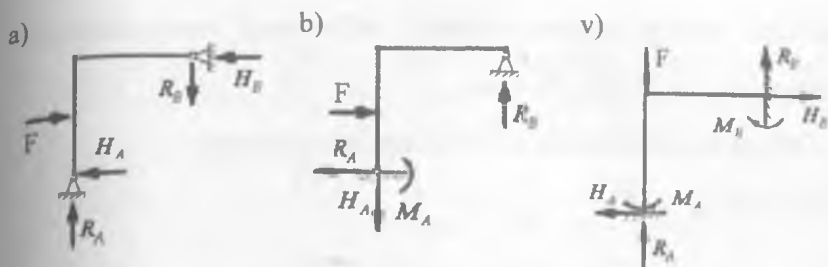
Statikaning tenglamalaridan va rasmdan ko'rinib turibdiki, har bir sistemadagi noma'lum reaksiya kuchlarining soni statikaning tenglamalari sonidan ortiqcha ekan. Bunday sistemalar statik noaniq sistemalar, noma'lum reaksiya kuchlarini aniqlash statik noaniq masalalar deyiladi. Statik noaniq sistemalarni hisoblash uchun, avvaluni aniqmaslik darajasi topiladi:

$$S = n - 3$$

Z – statikaning muvozanat tenglamalari soni;

n – sistemadagi noma'lumlar soni.

Sistemaning aniqmaslik darajasi – uning ortiqcha bog'lanishlari soniga teng bo'ladi. Masalan, 2.79-rasm, a,b-larda noma'lum reaksiya kuchlarining soni to'rtta bo'lib, statikaning tenglamalari sonidan bitta ko'p. Demak, bu ramalarning noaniqlik darajasi birga teng. 2.79-rasm, v.da oltita noma'lum reaksiya kuchlari statikaning tenglamalari sonidan uchtaga ko'p. Demak, bu ramaning noaniqlik darajasi uchga teng. Noma'lum reaksiya kuchlarini aniqlash ortiqcha bog'lanish ta'sirini yo'qotamiz. Ortiqcha bog'lanishlari yo'qotilgan yoki statik aniqmaslik darajasi ochilgan har qanday statik noaniq sistema – statik aniq sistema deyiladi.



2.79-rasm. Statik noanik ramalar

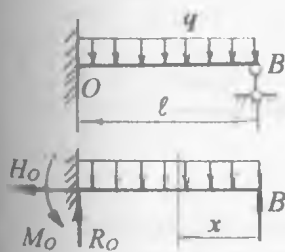
Sistemani aniqmaslik darajasi qo'shimcha tenglamalar – sistemaning deformatsiya tenglamasini tuzish bilan ochiladi.

Sistemani deformatsiya tenglamasi quyidagi usullardan bittasini tatbiq etish bilan tuziladi:

- 1) balka egilgan o'qining differentsial tenglamasi;
- 2) ko'chishlarni taqqoslash;
- 3) Mor integrali yoki Vereshagin formulasini tatbiq etish;
- 4) Uch moment teoremasini tatbiq etish;
- 5) Kuch usuli. Kanonik tenglama tuzish.

Balka egilgan o'qining differentsial tenglamasini tatbiq etish.

Ortiqcha bog'lanish sifatida B tayanchdagi reaksiya kuchini tanlaymiz. B noma'lum reaksiya kuchi va q bilan yuklangan sistema statik noaniq bo'lib asosiy sistema deyiladi.



2.80 – rasm. Statik noaniq balka

Asosiy sistema berilgan sistemaga–ekvivalent. Noma'lum reaksiya kuchlarini topish uchun statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum X = -H_O = 0 \quad a)$$

$$\sum Y = -R_O - q\ell + B = 0 \quad b)$$

$$\sum M_O = -M_O + q\frac{\ell^2}{2} - B\ell = 0 \quad c)$$

(a), (b) va (c) tenglamalardan ko'rinib turibdi-ki, noma'lum reaksiya

kuchlarining soni statikaning muvozanat

tenglamalaridan ortiqcha. Masala statik noaniq. Sistemaning aniqmaslik darajasini :

$$S = n - 3 = 4 - 3 = 1$$

Sistemaning aniqmaslik darajasi birga teng, ya'ni $S = 1$.

Sistemani aniqmaslik darajasini ochish uchun bitta qo'shimcha

tenglamani balka egilgan o'qining differensial tenglamasidan

foydalanamiz. $EI \cdot y^{11} = Bx - q \frac{x^2}{2}$

Differensial tenglamani ikki marotaba integrallaymiz:

$$EI \cdot y' = B \frac{x^2}{2} - q \frac{x^4}{6} + C \quad (z)$$

$$EI \cdot y = B \frac{x^3}{6} - q \frac{x^4}{24} + CX + D \quad (d)$$

Integrallash doimiyliklari C va D hisobiga noma'lumlar soni ikkitaga ortdi. Lekin, balka uchlarini tayanchlarga tayanish shartlariga ko'ra: $x = 0$ da $y = 0$ va $D = 0$

$X = \ell$ da $y = 0$, va $y' = 0$ unda

$$\left. \begin{aligned} B \frac{\ell^2}{2} - q \frac{\ell^3}{6} + C &= 0 \\ B \frac{\ell^3}{6} - q \frac{\ell^4}{24} + C\ell &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (e)$$

(e) tenglamalar sistemasidan

$B = \frac{3}{8} q\ell$ kelib chiqadi.

Ko'chishlarni taqqoslash usuli. Asosiy sistemadagi B nuqtaning salqiligi q va B reaksiya kuchlari ta'siridagi salqiliklarning yig'indisiga teng (2.81-rasm), ya'ni

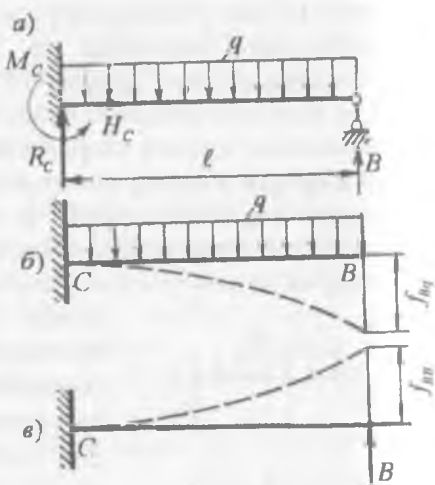
$$f_B = f_{Bq} + f_{BB} = 0$$

bu erda: $f_{Bq} = -\frac{q\ell^4}{8EI}$

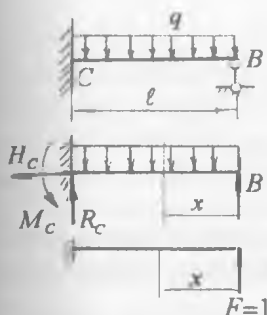
B nuqtaning q kuch ta'siridan

salqiligi. $f_{BB} = \frac{B\ell^3}{3EI}$ - B nuqtaning B reaksiya kuchi ta'siridan ko'chishi.

Unda $-\frac{q\ell^4}{8EI} + \frac{B\ell^3}{3EI} = 0$ yoki $B = \frac{3q\ell}{8}$



2.81 - rasm. Ko'chishlarni taqqoslash sxemasi



Mor integralini tadbqiq etish. Bu usulda berilgan balkaning ostida asosiy va birlik kuch bilan yuklangan soxta balkalar chiziladi.

2.82 – rasm. Tashqi va birlik kuch bilan yuklangan balkalar

Asosiy va soxta balkalarning X oraliq uchun moment tenglamalari yoziladi (2.82–rasm). $M_x = Bx - q \frac{x^2}{2}$ tashqi kuch va noma'lum reaksiya kuchi B ta'siridagi eguvchi moment tenglamasi

Birlik kuch ta'siridagi moment

$$M_o = Fx = 1 \cdot x = x$$

B nuqtaning salqiligi nolga teng, ya'ni: $f_B = 0$ yoki

$$f_B = \int_0^l \frac{M_x M_o dx}{EI} = \int_0^l \frac{(Bx - q \frac{x^2}{2}) \cdot dx}{EI} = 0$$

bu erda $\frac{1}{EI} \neq 0$,

$$\text{shuning uchun} \quad \int_0^l \left(Bx - q \frac{x^2}{2} \right) \cdot dx = 0$$

$$\text{yoki integrallashdan keyin} \quad B = \frac{3}{8} q \ell$$

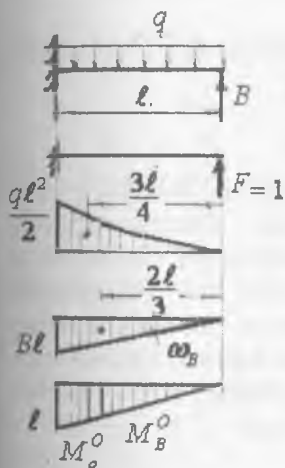
Vereshagin qoidasini tadbqiq etish.

Berilgan kuch $-q$, noma'lum reaksiya kuchi $-B$ va $F = 1$ birlik kuchi

ta'siridan hosil bo'lgan eguvchi momenti epyuralarini kuramiz. Har qaysi eguvchi moment epyurasi yuzalarini topamiz (2.83–rasm):

$$\omega_q = \frac{1}{3} q \frac{\ell^2}{2} \ell = q \frac{\ell^3}{6}, \quad \omega_B = \frac{1}{2} B \ell \cdot \ell = \frac{B \ell^2}{2}$$

Ushbu yuzalarining og'irlik markazlariga to'g'ri keluvchi birlik kuchi momenti epyurasining ordinatasini topamiz:



2.83 – rasm.

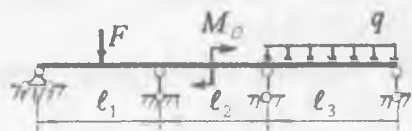
$$M_q^o = \frac{3}{4}\ell \quad \text{va} \quad M_B^o = \frac{2}{3}\ell$$

B nuqtaning ko'chishini yozamiz:

$$f_B = \frac{\omega_q \cdot M_q^o + \omega_B \cdot M_B^o}{EI} = \frac{1}{EI} \left(-q \frac{\ell^3}{6} \cdot \frac{3}{4}\ell + \frac{B\ell^2}{2} \cdot \frac{2}{3}\ell \right) = 0 \quad \text{va} \quad B = \frac{3}{8}q\ell$$

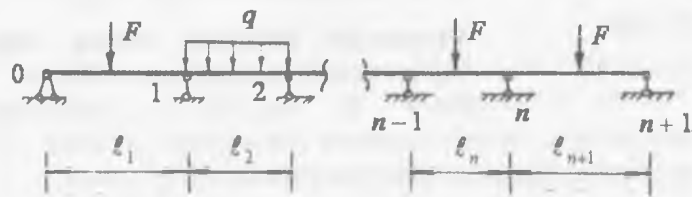
Ortiqcha noma'lum reaksiya kuchi B topilgan balkaning eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyuralari statik aniq balkadagi kabi quriladi.

Uzluksiz balkalar. Uch moment teoremasi. Statik aniqmas konstruksiyalarning asosiy ko'rinishlaridan biri uzluksiz balkalardir. Uzluksiz deb, kamida uchta tayanchga tayanuvchi va oraliq sharnirlar bo'lmagan balkaga aytiladi (2.84-rasm). Uzluksiz balkaning chetki kesimlari sharnirli yoki qistirib mahkamlangan tayanchlarga tayanadi.



2.84-rasm Uzluksiz balka

Bo'ylama kuchni qabul qilish uchun uzluksiz balkaning bitta tayanchi qo'zg'almas sharnirli bo'lishi kerak. Harorat ta'sirida uzunligini o'zgartirishi uchun uzluksiz balkaning qolgan tayanchlarini qo'zg'aluvchan sharnirli qabul qilinadi. Agar balka $n + 1$ ta sharnirli tayanchga tayansa, unda gorizontol reaksiya kuchini hisobga olmaganda, shuncha vertikal yo'nalgan reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Berilgan uzluksiz balka uchun ikkita muvozanat shartini tuzish mumkin bo'lganligi uchun, bu balka $n - 1$ marotaba noaniqdir (2.85-rasm).



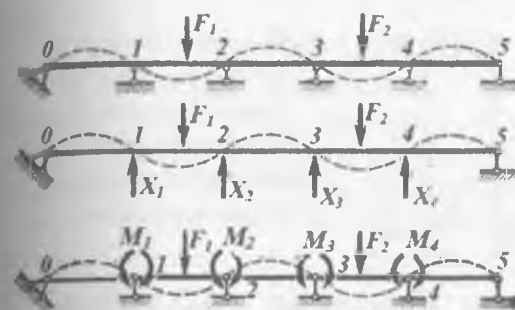
2.85-rasm Uzluksiz balkani hisoblash sxemasi

Balkaning tayanchlari chapdan o'ngga qarab 0; 1; 2; 3...n-1 va $n + 1$ sonlari bilan belgilanishi mumkin. Tayanchlar orasidagi

masofalar $\ell_1, \ell_2, \ell_3, \dots, \ell_n$ va ℓ_{n+1} bilan belgilanadi. Har bir oraliq uzunligining indeksi o'ng tayanch nomeriga to'g'ri keladi.

Balkaning uzunligi bo'ylab kesimning inertsia momenti bir xil bo'lsin. Uzluksiz balkaning aniqmaslik darajasini ochish uchun uch moment teoremasidan foydalanamiz. Buning uchun uzluksiz balkaning asosiy sistemasini tanlaymiz. Asosiy sistemada oraliq sharnirli tayanchlar ustiga sharnirlar, noma'lum reaksiya kuchlari o'rniga esa noma'lum tayanch momentlari qabul qilingan (2.86-rasm).

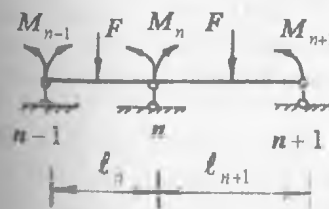
Bunday asosiy sistemada har bir tashqi kuch, o'zi qo'yilgan oraliqqa ta'sir qiladi, ya'ni tashqi kuch balkaning boshqa oraliqlariga ta'siri noma'lum tayanch momentida ifodalanadi.



2.86-rasm.
Noma'lum momentlar
bilan yuklangan uzluksiz
balka

Demak, asosiy sistema – sharnirlarga tayangan, tashqi kuch va noma'lum momentlar bilan yuklangan oddiy – balkalar ekan.

Asosiy sistemada, har bir oddiy ikki tayanchli balka, boshqa balkalardagi kuchlarga bog'liq bo'lmasdan, o'ziga qo'yilgan tashqi kuch ta'sirida aloxida deformatsiyalanadi.



2.87-rasm. Ikki prolyotli uzluksiz
balka

Noma'lum uchta momentlar bilan yuklangan ikki proletli uzluksiz balka uchun uch moment tenglamasi quyidagicha yoziladi:

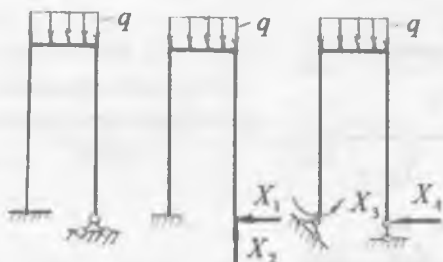
$$M_{n-1}\ell_n + 2M_n(\ell_n + \ell_{n+1}) + M_{n+1}\ell_{n+1} = -6 \left(\frac{\omega_n a_n}{\ell_n} + \frac{\omega_{n+1} a_{n+1}}{\ell_{n+1}} \right) \quad (2.130)$$

ω_n va ω_{n+1} - tashqi F kuch eguvchi momenti epyurasining yuzasi (kuch yuzasi) uch moment tenglamasi hosil bo'ladi.

Uzluksiz balkada uch moment tenglamasining soni, undagi oraliq tayanchlarning soniga teng. Barcha uch moment tenglamalari sistema ko'rinishda hisoblansa, noma'lum reaksiya momentlari topiladi.

Uzluksiz balkaning har bir oraliq'i – alohida ikki tayanchli balka deb qabul qilinsa va eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyuralari qurilsa bo'ladi.

Statik aniqmas ramalar. Ramali (birikmalar) konstruktsiyalar o'zaro biktir qilib biktirilgan ster jenlardan tashkil topgan. Ulardan bittasining deformatsiyasi unga yondashgan boshqalarining deformatsiyasiga sabab bo'ladi. Bunday statik noaniq sistemalarni kuch usuli bilan hisoblashda ham asosiy sistemani tanlab olish kerak.



2.88 – rasm. Berilgan statik noaniq rama va unga ekvivalent hisoblangan asosiy sistemalarning mumkin bo'lgan variantlari.

Sistema bir necha variantda tanlab olinadi. Asosiy sistemani tanlashda ortiqcha bog'lanishlar ortiqcha noma'lumlar X bilan almashtiriladi. Asosiy sistemada statik noaniq sistema sodda va statik aniq ko'rinishga ega bo'lishi, geometrik o'zgarimas bo'lishi kerak.

Ikki marta statik noaniq rama uchun asosiy sistemaning ikkita varianti va bir marta statik noaniq ramaning asosiy sistemasi 2.88 – rasmda ko'rsatilgan. Asosiy sistemalarning qaysi variantda noma'lum bog'lanishlarning birlik qiymatida ($X_1=1$; $X_2=1$) va tashqi kuch ta'sirida eguvchi moment epyuralarini qurish) oson bo'lsa, o'sha variant qabul qilinadi. Asosiy sistemani tanlashda ham chiziqli, ham burchakli bog'lanishlar tashlab yuboriladi

Asosiy sistema variantlaridan biri (2.88 – rasm) ga ko'ra B tayanch qo'zg'almas – sharnirli bo'lib, noma'lum reaksiya kuchlari X_1 va X_2 birlik kuchlar bilan almashtirilgan. Kuchlar ta'sirining mustaqillik alomati asosida har bir kuch ta'siridan ko'chishlar topiladi, so'ngra ular qo'shiladi, bularning yig'indisi nolga teng bo'lishi kerak, chunki B nuqtaning barcha kuchlar ta'siridan gorizonta va vertika ko'chishlari cheklangandir, ya'ni:

$$\Delta_B(q; x_1, x_2) = 0.$$

Deformatsiya tenglamalari bu holda quyidagicha yoziladi:

$$\Delta_{\beta} = \Delta_{\beta x1} + \Delta_{\beta x2} + \Delta_{\beta q} = 0 \quad (\text{gorizontal ko'chish})$$

$$\Delta_{\beta} = \Delta_{\beta x1} + \Delta_{\beta x2} + \Delta_{\beta q} = 0 \quad (\text{vertikal ko'chish})$$

X_1 va X_2 noma'lumlardan hosil bo'ladigan ko'chishlarni quyidagicha yozish mumkin: $\Delta_{\beta x1} = \delta_{\beta 1} X_1$ va $\Delta_{\beta x2} = \delta_{\beta 2} X_2$

Bu erda $\delta_{\beta 1}$ va $\delta_{\beta 2}$ - asosiy sistema B tayanchini $X_1 = 1$, $X_2 = 1$ birlik kuchlari ta'siridan ko'chishidir. Gorizontal ko'chishda $\Delta_{\beta} = \Delta_1$ va vertikal ko'chishda $\Delta_{\beta} = \Delta_2$ deb qabul qilinsa, yuqoridagi tenglama quyidagicha yoziladi:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \Delta_{1q} &= 0 \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \Delta_{2q} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.131)$$

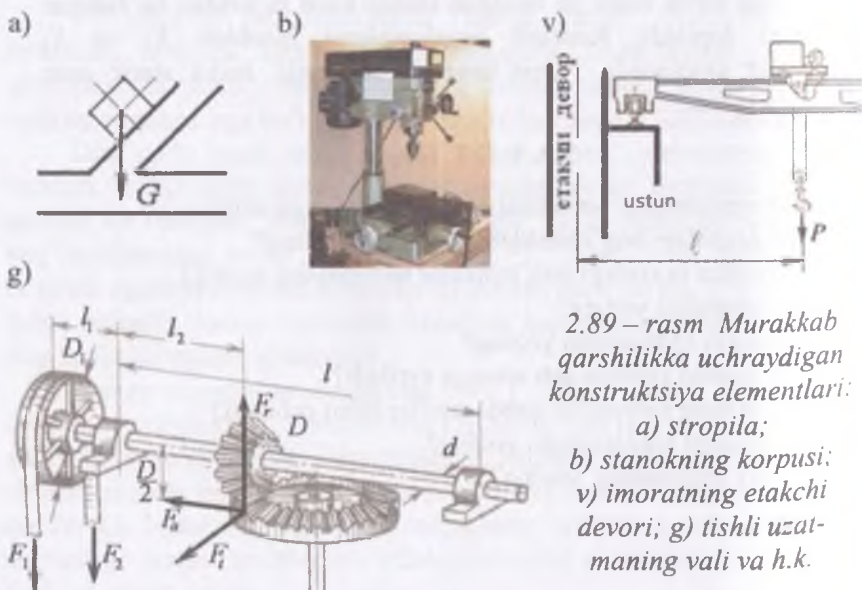
Hosil bo'lgan tenglama kuch usulining kanonik tenglamalari deyiladi. Ularning soni sistemaning statik noaniqlik darajasiga teng bo'ladi. Kanonik tenglamalardagi ko'chishlarni topish uchun asosiy sistemada $X_1 = X_2 = 1$ noma'lum birlik kuchlardan va tashqi kuchdan eguvchi moment epyuralari quriladi. Mor formulasi yoki Vereshagin qoidasi bo'yicha kerakli epyuralar o'zaro ko'paytirilib, kanonik tenglamaning birlik kuch va berilgan tashqi kuch ta'siridan bo'ladigan ko'chishlari topiladi. Kanonik tenglamalarni hisoblab X_1 va X_2 noma'lumlar aniqlanadi. Noma'lumlar topilgach, balka statik aniq ko'rinishga keladi.

SAVOLLAR

1. Balka egilishining potentsial energiyasi nimaga teng?
2. Ishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasini ayting?
3. Ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasini ayting?
4. Mor integralini yozing?
5. Vereshagin formulasini yozing?
6. Statik noaniq sistema deb nimaga aytiladi?
7. Statik noaniq sistemalar qanda usullar bilan echiladi?
8. Uch moment tenglamasini yozing?
9. Kanonik tenglamani yozing?

MURAKKAB QARSHILIKLAR

Texnikada ishlaydigan hamma detallar ham oddiy deformatsiyalar, ya'ni cho'zilish va siqilish, siljish, buralish yoki egilish deformatsiyalariga uchramasdan, balki bir paytda shu oddiy deformatsiyalarning kamida ikkitasi ta'sirida bo'lishi mumkin. Bunday holda konstruktsiya qismi murakkab deformatsiyaga duch keladi. Shuning uchun, mashina yoki inshoot qismlarining ko'nda-lang kesimida bir vaqtda ikkita va undan ortiq ichki kuch faktorlari va ularga mos kuchlanishlar hosil bo'ladi. Natijada kesim yuzasida shunday murakkab kuchlanganlik holati kelib chiqadi. Kuchlarning mustaqillik alomatiga asosan murakkab kuchlanganlik holatiga konstruktsiya elementining kesimida hosil bo'ladigan to'liq kuchlanish oddiy deformatsiya holatida hosil bo'ladiga kuchlanishlar yig'indisidan iborat deb qarash mumkin. Kuchlarning mustaqillik alomatini murakkab deformatsiyaga tadbqiq etish uchun, elementning deformatsiyasi kichik va uning materiali Guk qonuniga bo'ysunishi kerak. Quyidagi rasmlarda murakkab qarshilik holatidagi ayrim konstruktsiya elementlari ko'rsatilgan.



2.89 – rasm Murakkab qarshilikka uchraydigan konstruktsiya elementlari:

- a) stropila;
- b) stanokning korpusi;
- v) imoratning etakchi devori; g) tishli uzatmaning vali va h.k.

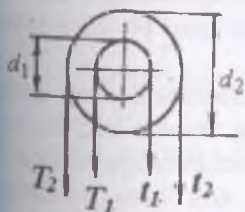
2.89-rasm, a-da imoratlarning tomiga o'rnatiladigan stropila ko'rsatilgan. Stropila shifer, yomg'ir, shamol va qorning bosimi ta'sirida bo'ladi. 2.89-rasm, a.-da imoratlarning tomiga o'rnatiladigan stropila ko'rsatilgan. Stropila shifer, yomg'ir, shamol va qorning bosimi ta'sirida bo'ladi. Vertikal pastga yo'nalgan G -og'irlik kuchi stropila kesimining birorta ham (markaziy) simmetriya o'qi tekisligida yotmaydi. Unda stropila G - kuchning ta'sir chiziqiga va x, y -o'qlari bilan mos tushmaydigan teksilikda egiladi. Murakkab - qiyshiq egilish hosil bo'ladi.

2.89- rasm, b. Da detalni parmalaydigan stanok ko'rsatilgan. Uning vertikal korpusi parmalashda hosil bo'lgan bosim kuchi ta'sirida markazlashmagan cho'zilish va siqilishda bo'ladi.

2.89- rasm, v.da, ko'priki kran va undagi yukning og'irligi ta'siridan markazlashmagan cho'zilish va siqilishga qarshilik ko'rsatayotgan yotakchi devor ko'rsatilgan. Devorning kesimida cho'zilish yoki siqilishdagi va egilishdagi normal kuchlanishlar hosil bo'ladi.

2.89- rasm, g.da tasmali uzatma harakatni elektrodvigateldan olib val orqali konussimon tishli uzatmaga va uning yordamida ikkinchi vertikal valga uzatadi

Tasmalarni bosim kuchi ta'sirida va uzatmaning shesternya va g'ildirak ilashmasida hosil bo'lgan doiravi F , radial F_r va bo'ylama F_a - kuchlar ta'siridan esa val egilish deformatsiyasiga, tasma va uzatma orasidagi aylantiruvchi moment ta'sirida esa buralish deformatsiyasiga uchraydi. Demak, val bir vaqtda buralish va egilish deformatsiyalariga uchraydi. Valni kesim yuzasida buralishdagi urinma va egilishdagi normal kuchlanish hosil bo'ladi.



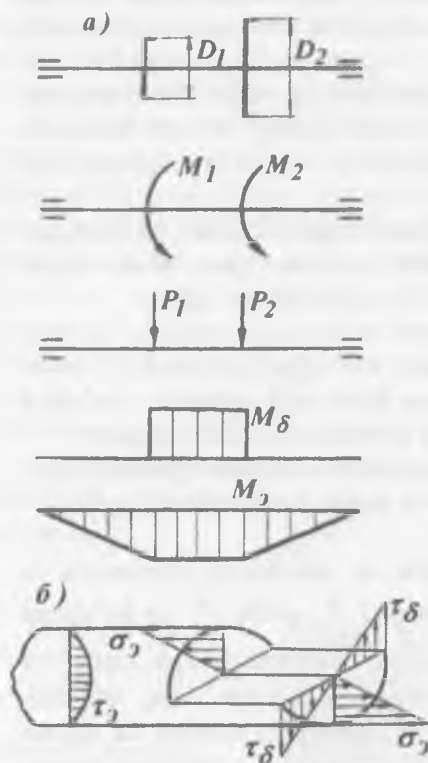
Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta'siri

Bir vaqtda buralish va egilish deformatsiyalariga uchraydigan brus val deyiladi. Val mashina, stanok va mexanizmlarning harakatga keltiruvchi asosiy elementi. Shkivga o'rnatilgan remenlar taranglik kuchlarining valga

bosimi (2.90-rasm) $P_1 = T_1 + t_1 = 3t_1$ va

$R_2 = 3t_2$ ta'sirida egilish deformatsiyasi, remenni etaklovchi va etaklanuvchi qismlarining taranglik kuchlarini val kesimining markaziga

nisbatan momentlari $M_1 = T_1 R_1 - t_1 R_1 = t_1 R_1$ va $M_2 = t_2 R_2$ ta'sirida buralish deformatsiyasi hosil bo'ladi.



2.91 – rasm. Valni yuklanish hisoblash sxemasi, burovchi va eguvchi moment epyuralari; valning kesimidagi kuchlanishlar.

Demak, valning kesimda buralishdagi burovchi moment; egilishdagi eguvchi moment va ko'ndalang kuch hosil bo'ladi. Buruvchi moment ta'sirida, valning ko'ndalang kesimda buralishidagi urinma kuchla-

nishi $\tau_\delta = \frac{M_\delta}{W_\rho}$ va eguvchi

moment ta'sirida valning ko'ndalang kesimda egilishdagi

normal kuchlanish $\sigma_\gamma = \frac{M_\gamma}{W_x}$

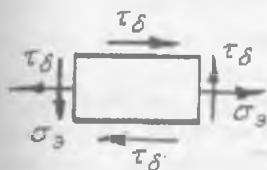
hosil bo'ladi.

Kesim yuzasida buralishdagi urinma va egilishdagi normal kuchlanishlar hosil bo'ladigan brusning deformatsiyasi buralish bilan egilishni birgalikdagi ta'siri deyiladi.

Urinma kuchlanish val kesimining chetki nuqtalarida eng katta qiymatga erishadi. Ko'ndalang kuch Q ta'siridagi urinma kuchlanish, burovchi momentdan hosil bo'lgan urinma kuchlanishga nisbatan kichik. Bu kuchlanish val kesimining markazida eng katta qiymatga erishadi. Lekin valni hisoblashda, bu kuchlanishning ta'siri sezilarli emas.

Normal kuchlanish val kesimining chetki nuqtalarida eng katta qiymatga erishadi (2.92 – rasm) va kesim markazida nolga teng. Demak, val kesimining chetki nuqtasida $\tau_\delta = \tau_{\delta \max}$, $\sigma_\gamma = \sigma_{\gamma \max}$ bo'lib,

bu nuqta atrofida ajratilgan elementar yuza xavfli holatda va murakkab kuchlanganlik holatida. Val materialidan ajratilgan kubik shaklidagi



2.93- rasm. Valning kuchlanganlik holati – kubikning kuchlanganlik holati

elementning old qismi va unga parallel bo'lgan orqa tomoni har qanday kuchlanishlar ta'siridan ozod, qolgan ikkita yuzalarida urinma va normal kuchlanishlar ta'sir etadi (2.93-rasm). Shuning uchun kubik tekis kuchlanganlik holatida. Tekis kuchlanganlik holatidagi valning mustahkamligi, mustahkamlik nazariyalari asosida tekshiriladi.

Po'latdan tayyorlangan valning mustahkamligi III va IV mustahkamlik nazariyalari bo'yicha tekshiriladi.

III nazariya eng 285opp urinma kuchlanishlar nazariyasi

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (2.132)$$

bu erda $\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[\sigma_3 \pm \sqrt{\sigma_3^2 + \tau_6^2} \right]$ bosh normal kuchlanishlar

Agar $\sigma_3 = \frac{M_3}{W}$ va $\tau_6 = \frac{M_6}{W_\rho} = \frac{M_6}{2W}$ kuchlanishlarni e'tiborga

olsak III mustahkamlik nazariya quyidagicha yoziladi: $\frac{\sqrt{M_3^2 + M_6^2}}{W} \leq [\sigma]$

bu erda $\sqrt{M_3^2 + M_6^2} = M_{\text{rez}}$ keltirilgan moment. Unda,

mustahkamlik shart quyidagicha yoziladi: $\frac{M_{\text{rez}}}{W} \leq [\sigma]$.

(2.133)

Mustahkamlik shartdan val kesimining o'lchamlari

quyidagicha topiladi $W \geq \frac{M_{\text{rez}}}{[\sigma]}$ yoki agar $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ bo'lsa,

valning diametri: $d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{rez}}}{\pi \cdot [\sigma]}}$ (2.134)

IV energetik nazariya $\sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_6^2} \leq [\sigma]$ (2.135)

Bu erda σ, τ_d kuchlanishlarni hisobga olsak, mustahkamlik shart quyidagicha yoziladi $\frac{\sqrt{M_s^2 + 0,75M_d^2}}{W} \leq [\sigma]$ (2.136)

QIYSHIQ EGILISH

Amaliyotda shunday konstruktsiya qismlari uchraydi-ki, bu holatda elementga qo'yilgan tashqi kuchning ta'sir chizig'i elementning bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inertsia o'qlari tekisligidan o'tmaydi. Bunday sterjenning egilishi tashqi kuchning ta'sir qilish tekisligida yotmaydi. Qiyshiq egilish bo'ladi

Tashqi kuchning ta'sir chizig'i bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inertsia o'qlari tekisligidan o'tmaydigan sterjenning def ormatsiyasiga qiyshiq egilish deyiladi.

Bino tomidagi stropilalar, qiyalikda harakatlanuvchi mashina va mexanizmlarning elementlari qiyshiq egilishga ishlaydi.



Avtomobilning ramasi va ko'plab detallari qiyshiq egilishda.

Stropila va teng tomonli burchak qiyshiq egilishda, chunki kuch birorta xam inertsia o'qida ta'sir qilmaydi. F kuch y bosh inertsia o'qiga nisbatan φ burchak ostida joylashgan. F kuchning x va y o'qlaridagi ajratuvchilari (2.94 - rasm, a) $F_y = F \cos \alpha$ va $F_x = F \cdot \sin \varphi$. Ixtiyoriy Z masofada joylashgan bosh inertsia o'qlari (x_1 va y_1) ga nisbatan F_x va F_y kuchlarning eguvchi momentlari

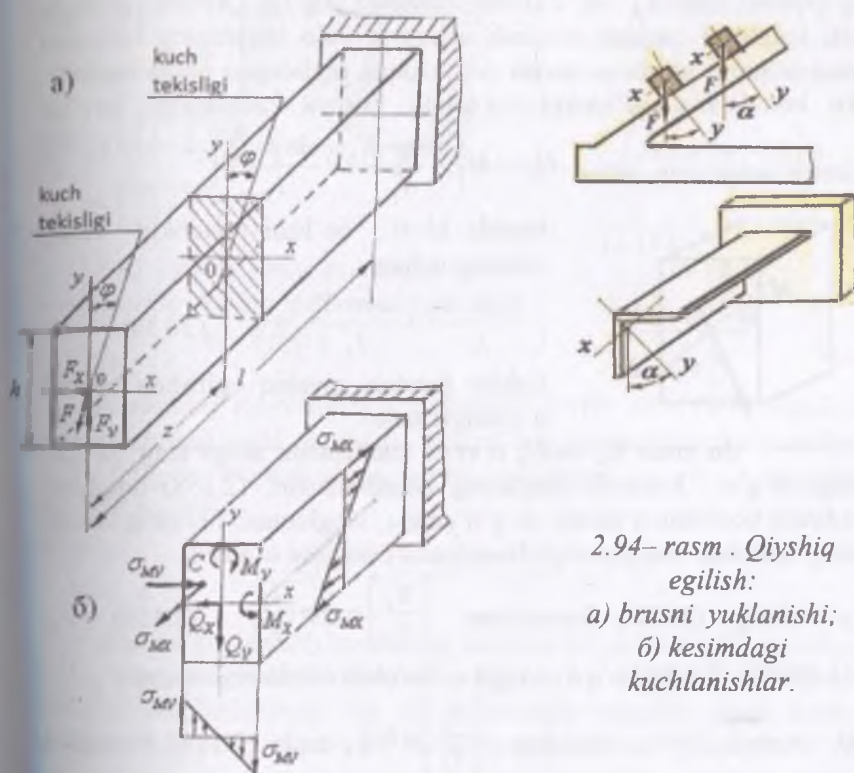
$$M_{y1} = -F_z \cdot z = -F \cdot z \cdot \sin \alpha$$

$$M_{x1} = -F_y \cdot z = -F \cdot z \cdot \cos \alpha$$

quyidagicha yoziladi:

$M = F \cdot z$ deb qabul qilsak, $M_x = M \cdot \sin \varphi$ va $M_y = M \cdot \cos \varphi$ hosil bo'ladi.

Demak, sterjenning ko'ndalang kesimida ikkita M_x va M_y eguvchi momentlari va ularga mos ravishda σ_x va σ_y normal kuchlanishlari paydo bo'ladi. Eguvchi momentlar sterjenni ikkita bosh inertiya o'qlari tekisliklarida egadi. Sterjenning kesim



2.94– rasm . Qiyshiq egilish:

a) brusni yuklanishi;
b) kesimdagi kuchlanishlar.

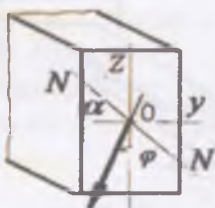
Yuzasidan tanlangan ixtiyoriy C nuqtaning to'liq kuchlanishi σ_x va σ_y normal kuchlanishlarining yig'indisiga teng:

$$\sigma_c = -\frac{M_y \cdot X_c}{I_y} - \frac{M_x \cdot Y_c}{I_x} = -M \left(\frac{\cos \varphi \cdot X_c}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot Y_c}{I_x} \right) \quad (2.137)$$

bu erda: I_y va I_x sterjen kesimining y va x o'qlariga nisbatan inertiya momenti.

x_c va y_c sterjen kesimidan ajratilgan C nuqtaning koordinatalari. C nuqta sterjenning siqiladigan tolalari tomonida joylashganligi uchun σ_c normal kuchlanishning ishorasi manfiy. Agar, C nuqtani koordinata o'qlarining manfiy tomoniga yoki sterjen materialining cho'ziladigan tolalariga o'tkazsak, normal kuchlanishning ishorasi musbat. Tekis ko'ndalang egilishdagi kabi, qiyshiq egilishda ham normal kuchlanishning qiymati, asosan y va x koordinatalariga bog'liq. Qiyshiq egilishda xavfli holatdagi nuqtani aniqlash uchun, avvalo sterjenning kesimida neytral o'qning holati va undan eng uzoqda joylashgan nuqta topiladi. Tekis ko'ndalang egilishdan ma'lumki, normal kuchlanish neytral

qatlamda nolga teng, ya'ni $O = -M \left(\frac{\cos \varphi \cdot X_o}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot Y_o}{I_x} \right),$



buerda $M=0$ bo'lishi mumkin emas, shuning uchun

$$\left(\frac{\cos \varphi \cdot X_o}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot Y_o}{I_x} \right) = 0 \quad (2.138)$$

Ushbu formula qiyshiq egilishda neytral o'q o'qlamasini.

Bu erda: X_o va Y_o normal kuchlanishi nolga teng bo'lgan holatga to'g'ri keluvchi nuqtaning koordinatalari. (2.138) tenglama koordinata boshidan o'tuvchi to'g'ri chiziq tenglamasi. Shuning uchun, qiyshiq egilishda neytral o'q koordinata boshidan o'tuvchi

to'g'ri chiziq. (2.138) formuladan $\left[\frac{X_o}{Y_o} \right] = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{I_y}{I_x} \quad (2.139)$

hosil qilamiz. Neytral o'q u - o'qiga α burchak ostida joylashgan

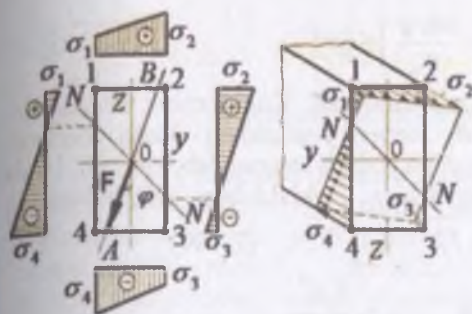
(2.95- rasm). 2.95 - rasmdan $\left[\frac{X_o}{Y_o} \right] = \operatorname{tg} \alpha$, unda (2.139) formulani

quyidagicha yozamiz: $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{I_y}{I_x} \quad (2.140)$

(2.140) formuladan, qiyshiq egilishda kesim neytral o'qining holati tashqi kuchning qiymatiga emas, balki kuchning y o'qiga og'ishgan burchagi φ ga va kesimning shakliga bog'liq ekan.

Masalan: inertsia momentlari ikkala o'qqa nisbatan bir-biriga teng bo'lgan doiraviy, kvadrat - kesimlarda neytral o'q tashqi kuchning ta'sir chizig'iga perpendikulyar joylashadi, ya'ni $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi$. Boshqa

barcha kesimlarda neytral o'q kuch chizig'iga perpendikulyar bo'lmaydi. Tomonlari h va b bo'lgan to'g'ri to'rtburchak kesim uchun kuchning ta'sir chizig'i kesimning diagonalini bo'yicha joylashsa (2.95-rasm), neytral o'q kesimning ikkinchi diagonalidan o'tadi.



$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{bh^3 \cdot 12}{b^3 h \cdot 12} \cdot \frac{b}{h} = \frac{h}{b}$$

Qiyshiq egilishda normal kuchlanish quyidagi formula bilan topiladi:

$$\sigma = \pm M \left(\frac{\cos \varphi \cdot x}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot y}{I_x} \right) \quad (2.141)$$

2.95 – rasm. Brus kesimining tomonlarida kuchlanishlarni tarqalish qonuniyati

Kesimning neytral o'qda joylashgan 2 (B) va 4 (A) nuqtalarida kuchlanish maksimal qiymatga, neytral o'q ustidagi barcha nuqtalarida nolga teng va neytral o'qga yaqin joylashgan 1 va 3 nuqtalarda minimal bo'ladi.

$$\sigma = \pm M \left(\frac{\cos \varphi \cdot x_{1,2,3,4}}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot y_{1,2,3,4}}{I_x} \right)$$

Normal kuchlanish kesimning qirralari bo'yicha to'g'ri qonuniyatli chiziq bilan o'zgaradi. Unda kesimning har bir nuqtasi (1,2,3,4) uchun topilgan kuchlanishlarni bir xil masshtabda belgilab, ularni ketma – ketlikda to'g'ri chiziq bilan birlashtirsak kesimni qirralari bo'yicha

kuchlanish epyurasini qurish mumkin (2.141) formulada $\frac{I_y}{x_{\max}} = W_y$ va

$\frac{I_x}{y_{\max}} = W_x$ ifoda bilan almashtirilsa quyidagicha yoziladi:

$$\sigma = \pm M \left(\frac{\cos \varphi}{W_y} + \frac{\sin \varphi}{W_x} \right) \quad (2.142).$$

(2.142) qiyshiq egilishda kesimning xavfli nuqtalaridagi normal kuchlanishni aniqlash formulasi. Normal kuchlanishni tarqalish

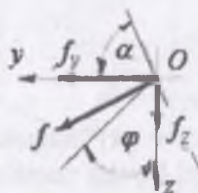
qonuniyatiga asosan normal kuchlanishni eng katta qiymatga erishgan 2 va 4 nuqtalari xavfli holatda. Xavfli holatni cheklash uchun normal kuchlanishning maksimal qiymati sterjen materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lmashligi ta'minlanishi lozim, ya'ni mustahkamlik shart bajarilishi kerak. Qiyshiq egilishda mustahkamlik

sharti.
$$\sigma_{\max} = M_{\max} \left(\frac{\cos \varphi}{W_y} + \frac{\sin \varphi}{W_z} \right) \leq [\sigma] \quad (2.143)$$

Qiyshiq egilishda ko'chishni aniqlash. Kuchlarning mustaqillik alomatiga asosan qiyshiq egilish sterjen kesimining ikkita inertiya o'qlari tekisligidagi tekis egilishlardan tashkil topgan deb qaraladi. Unda to'liq salqiliksterjen nuqtasining ikkita tekislikdagi salqiliklarining yig'indisiga teng
$$f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2} \quad (2.144)$$

bu yerda,
$$f_z = \frac{F_z \ell^3}{3EI_z} \quad \text{va} \quad f_y = \frac{F_y \ell^3}{3EI_y}$$

Unda to'liq ko'chish



Qiyshiq egilishda ko'chishni aniqlash

$$f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2} = \frac{F\ell^3}{3E} \sqrt{\frac{\cos^2 \varphi}{I_y^2} + \frac{\sin^2 \varphi}{I_z^2}}$$

Yuqoridagi formulalardan ko'rinishicha sterjenning egilishi uning bikrligiga bog'liq

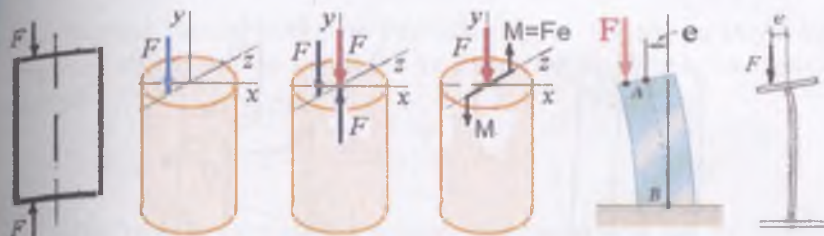
$$\frac{f_y}{f_z} = \tan \alpha = \tan \varphi \frac{I_y}{I_z} \quad \text{va} \quad f = \frac{f_y}{\sin \varphi} = \frac{f_z}{\sin \alpha} \quad \text{ni}$$

hosil qilamiz. Agar $\alpha = \varphi$ bo'lsa, sterjenning egilishi neytral o'qqa perpendikulyar tekislikda sodir bo'ladi.

Markazlashmagan siqilish (cho'zilish)

Markaziy bo'lmagan cho'zilish yoki siqilish deb – bo'ylama o'qiga parallel kuch ta'sirida cho'zilish (siqilish) ga uchraydigan va ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inertiya o'qlari tekisligida egilmaydigan brusning deformatsiyasiga aytiladi

Markazlashmagan siqilish (cho'zilish) qurilishda bino ustunlarini hisoblashda ko'p uchraydi. XOY o'qlariga nisbatan X_F va Y_F masofalarda joylashgan F kuch ta'siridagi brusning markazlashmagan siqilishini (2.96 – rasm) ko'rib chiqaylik. F kuch ta'sirida brusning istalgan kesimida $N_z = -F$ siquvchi bo'ylama kuch va $M_x = -Fy$ va $M_y = -Fx$ eguvchi momentlari hosil bo'ladi. Brus F kuch ta'sirida siqiladi M momnti ta'sirida egilishga uchraydi. Brus M_y eguvchi momenti ta'sirida OY o'q atrofida OX tekisligida egiladi.



Brusni markazlashmagan siqilishiga oid

$M_x = F y$ momenti ta'siridan brus OY tekisligida OX o'q atrofida egiladi (2.96 – rasm). Kesimdan ajratilgan ixtiyoriy C nuqta brusning siqiladigan tolalarida joylashganligi uchun normal kuchlanish manfiy ishorali (2.96 – rasm). Brusdan ajratilgan ixtiyoriy nuqtada N_z kuch ta'siridan siqilishdagi normal kuchlanish, M_y va M_x eguvchi momentlari ta'siridan egilishdagi ikkita normal kuchlanishlar hosil bo'ladi.

C nuqtadagi to'liq kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} + \frac{FY_F \cdot Y_c}{I_x} + \frac{FX_F X_c}{I_y} \quad (2.145)$$

Agar, $\frac{I_x}{A} = i_x^2$ va $\frac{I_y}{A} = i_y^2$ brus kesimining X va Y o'qlariga nisbatan inertsia radiuslarini hisobga olsak:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{Y_F Y_c}{i_x^2} + \frac{X_F X_c}{i_y^2} \right) \quad (2.146)$$

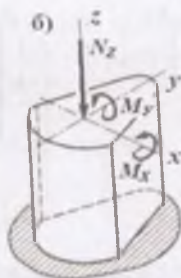
(2.146) formuladan brus istalgan nuqtasining kuchlanishini topish mumkin. Markazlashmagan siqilishda brusning xavfli holatidagi materialni aniqlash uchun, avvalo brus kesimidagi neytral o'qning holati va undan eng uzoqda joylashgan nuqtasini topamiz. Ko'ndalang egilishdan ma'lum-ki, neytral o'qda normal

kuchlanish nolga teng, ya'ni

$$\sigma = -\frac{F}{A} \left(1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} + \frac{Y_F Y_o}{i_x^2} \right) = 0$$

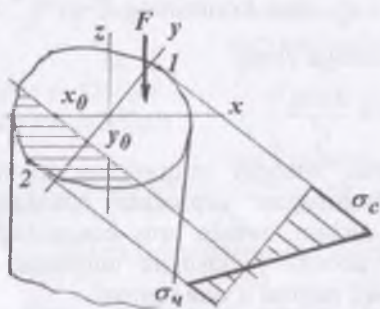
bu erda X_o va Y_o – neytral o'q ustida joylashgan nuqtaning koordinatalari. $\frac{F}{A} \neq 0$ bo'lmaganligi uchun

$$1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} + \frac{Y_F Y_o}{i_x^2} = 0 \quad (2.147)$$



2.96 – rasm . Markazlashmagan cho'zilish va siqilish: a) brusni yuklanish sxemasi; b) kesimdagi ichki kuch faktorlar

(2.147) markazlashmagan siqilish yoki cho'zilishda neytral o'q tenglamasi. Neytral o'q koordinata boshidan o'tmaydigan to'g'ri chiziq. Bu tenglamadan koordinata boshidan neytral o'qgacha bo'lgan masofalar X_o va Y_o larni topish mumkin. $Y_o = 0$ bo'lsa, (2.147) dan $1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} = 0$ ifodani olamiz.



2.97 – rasm . neytral o'q

Shuningdek, $X_o = 0$ bo'lsa $1 + \frac{Y_F \cdot Y_o}{i_x^2} = 0$

hosil bo'ladi. Bu tenglamalarni echib

$$X_o = -\frac{i_y^2}{X_F} \text{ va } Y_o = -\frac{i_x^2}{Y_F}$$

neytral o'q koordinata o'qlarining kesishi-shidan hosil bo'lgan kesmalarni topamiz.

Demak, neytral o'q X va Y o'qlarini X_o va Y_o masofalardan kesib o'tadi (2.97 – rasm). Neytral o'q kesim yuzasini ikki qismga, cho'ziladigan va siqiladigan tolalarga ajratadi. Agar kesimning sirtidan neytral o'qga parallel urinmalar o'tkazsak, brus kesimining neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan nuqtalarini (1 va 2) aniqlaymiz. 1 nuqta brusning siqiladigan tolasida joylashganligi uchun normal kuchlanish manfiy, 2 nuqtada esa musbat.

Normal kuchlanish kesim yuzasida to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi va kesimning sirtidagi 1 va 2 nuqtalarda eng katta qiymatga erishadi

$$\sigma_{12} = \pm \frac{F}{A} \left(1 \pm \frac{X_F \cdot X_{12}}{i_y^2} \pm \frac{Y_F \cdot Y_{12}}{i_x^2} \right) \quad (2.148)$$

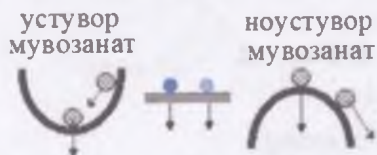
Cho'zuvchi va siquvchi normal kuchlanishlarga bir xil qarshilik ko'rsatadigan materiallar uchun kesim yuzada ikki xil ishorali kuchlanish xavfli emas.

SAVOLLAR

1. Murakkab qarshiliklar nima?
2. Murakkab qarshiliklar turlarini ayting?
3. Valni buralish bilan egilishida kesim yuzasida qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
4. Buralish bilan egilishda mustahkamlik shartni yozing?
5. Valni diametrini aniqlang?
6. Qiyshiq egilish sxemasini chizing?
7. Qiyshiq egilishda neytral o'q tenglamasini yozing?
8. Qiyshiq egilishda mustahkamlik shart formulasini yozing?
9. Qiyshiq egilishda mustahkamlik shart formulasidan foydalanib kesimni tanlang?
10. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda normal kuchlanish formulasini yozing?
11. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda kesimni neytral o'q tenglamasini yozing?
12. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda mustahkamlik shart formulasini yozing?
13. Kesim yadrosi nima?
14. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda deformatsiya qanday aniqlanadi?
15. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda normal kuchlanish sterjen kesim yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?

USTUVORLIK

Ustuvorlik haqida tushuncha. Ko'pgina injenerlik inshootlarini hisoblashda, ularning mustahkamlik sharti bilan bir qatorda ustuvorligi ham ta'minlanishi kerak. Botiq yoki qabariq sirt ustida yotgan sharning muvozanat holati ustuvor yoki noustuvor muvozanatga misol bo'ladi (2.98 – rasm).



2.98 – rasm. Ustuvor va noustuvor sharlar



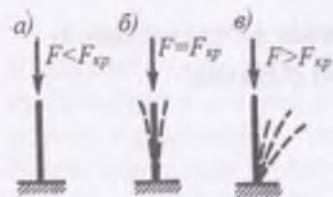
Qabariq sirtida joylashgan shar kichik miqdorga og'dirilganda pastga dumalab ketadi. Shuning uchun bu shar noustuvor. Uzun va ingichka sterjenlar, ingichka qobiq va plastinkalarni ustuvorlikka hisoblash katta ahamiyatga ega.



Sekin-asta o'suvchi kuch ta'sirida sterjen siqilsa, kuchning biror kritik qiymatida sterjen o'zining to'g'ri chiziqli holatini yo'qotadi.

Sterjenning ustuvor muvozanati buziladi.

Ushbu masalani ingichka sterjenni siquvchi kuch ta'siridan siqilishida ko'rishimiz mumkin. Siquvchi kuch kpitik kuchdan kichik bo'lsa (a-rasm, $F < F_{kr}$) sterjen faqat siqiladi, agar siquvchi kuch kritik kuchga tenglashsa (b-rasm, $F = F_{kr}$) sterjen noustuvor



va siquvchi kuch o'zgarmasa sterjenda yangi muvozanat yuzaga keladi. Agar siquvchi kuch kritik kuchdan

kattalashib ketsa (b-rasm, $F > F_{kr}$) noustuvor sterjenni bo'ylama egilishi ortadi, sterjen emirilishi mumkin. Demak, kritik kuchdan kichik siquvchi kuch ta'sirida sterjen siqiladi, kritik kuchdan katta qiymatda siqilish va egilishga uchraydi, kritik kuch emiruvchi xarakterga ega. Sterjenning to'g'ri chiziqli holatidan chetga chiqishi noustuvordir. Noustuvor sterjen bo'ylama egilish holatida bo'ladi.



2.99 – rasm. Sterjenni ustuvor va noustuvor holati

Bo'ylama egilish juda xavflidir, chunki siquvchi kuch ozgina orttirilganda sterjenni egilishi tez ortadi, chunki salqilik va kuch o'zaro chiziqsiz bog'lanishda. Natijada egilishda bo'ladigan kuchlanish ham tez ortadi, sterjen emirilishi mumkin. Siquvchi kuchni kritik qiymatida konstruksiyaning elementida deformatsiyaning xarakteri o'zgaradi, konstruksiya ishdan chiqadi. Shuning uchun ustuvorlikga hisoblash konstruksiyani boshlang'ich shaklida, ya'ni kritik kuchdan kichik yuklanishda ishlashini ta'minlash kerak.

Ustuvorlikga hisoblash sterjenni o'lchamlari, materialining xarakteristikasi va unga ta'sir qiluvchi kuchni shunday tanlash kerakki, bo'ylama egilish xavfli bo'lmasin. Ustuvorlikka noto'g'ri hisoblash oqibatida, juda ko'p konstruksiyalarning emirilishi sodir bo'lgan. Masalan: 1907 yil AQShda Shimoliy Lavrentiya daryosiga qurilgan, bosh prolyoti 549 m bo'lgan konsol sistemali katta ko'priq ag'darilib tushgan. 9000 tonnali konstruksiya butunlay ishdan chiqqan; konstruksiyaning katta qismi suvga 40 m chuqurlikka cho'kib 74 kishi halok bo'lgan. Shunday voqea Kvebek daryosidagi ko'priqda ham ikki marotaba sodir bo'lgan. Birinchi halokatdan 9 yil o'tgach, 1916 yil oldingi sxema bo'yicha yangi Kvebek ko'prigi quriladi va ikkinchi marotaba ham osma prolet suvga ag'darilib cho'kib ketadi.

1981 yil may oyida Shveysariyaning Menxenshteyn qishlog'idagi ko'priqda bo'lgan halokatli hodisa siqilgan sterjenlarning ustuvorlikka puxta hisoblash naqadar zarur va muhimligini ko'rsatuvchi saboqdir. Halokat ro'y bergan paytda ko'priqdan uzunligi 42 m bo'lgan va 12 vagonidan iborat bo'lgan passajir poezdi o'tgan. Parovoz ko'priqdan o'tib bo'lib, lekin daryoga qulagan 6 ta vagon uni ham tortib ketgan. Falokatda ko'p kishi o'lgan va 200 kishi yarador bo'lgan. Falokat

fermaning siqilgan tirgovichlaridan biri ustuvorligini yo'qotish natijasida sodir bo'lgan.

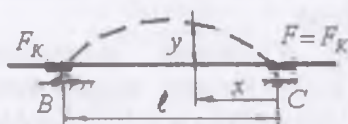
Siquvchi kuchning kritik qiymatida sterjenning ko'ndalang kesimida kritik kuchlanish hosil bo'ladi.

$$\sigma_k = \frac{F}{A} \quad (2.149)$$

Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi. Kritik kuchni aniqlashni Eyler usuli elastik sistema muvozanati bo'lgan shakllarning qismlari analiziga asoslangan. Muvozanat holat qismlarga ajralayotgan paytga to'g'ri keluvchi siquvchi kuchning kichik qiymati kritik kuch deyiladi.

Ikki uchi sharnirli tayanchga tayangan o'zgarmas kesimli siqilayotgan sterjendagi kritik kuchni topish uchun, sterjen egilgan o'qining differentsial tenglamasidan foydalanamiz (2.185-rasm).

Siqilayotgan sterjenning deformatsiyasi elastik bo'lib, kritik kuch ta'siridan sterjenning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan kuchlanish sterjen materialining proportsionallik chegarasidagi kuchlanishdan katta bo'lmaydi. Bunda sterjen egilgan o'qining differentsial tenglamasi



2.100 – rasm. Eyler formulasini aniqlash sxemasi

(2.150) differentsial tenglama-

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} = -\frac{Fy}{EI} \quad \text{ёки} \quad \frac{d^2 y}{dx^2} + K^2 \cdot y = 0$$

$$\text{bu erda} \quad K^2 = \frac{F}{EI} \quad (2.150)$$

ning integrali quyidagicha yoziladi:

$$y = \alpha \cdot \sin Kx + b \cdot \cos Kx \quad (2.151)$$

bu erda: a, b – integrallash doimiyliklari, sterjen uchlarini tayanish shartlaridan topiladi.

Masalan: 1) birinchi shart $x = 0$ bo'lganida, $y = y_s = 0$ va $b = 0$ bo'ladi. Unda sterjen egilgan o'qining tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$y = \alpha \cdot \sin Kx \quad (2.152)$$

(2.152) ga asosan sterjenning egilgan o'qi sinusoida ekan, ya'ni sterjen sinusoida bo'yicha egiladi

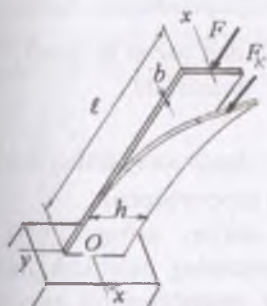
2) ikkinchi shart: $x = l$ da $y = y_B = 0$ bo'ladi. Unda

$y = \alpha \cdot \sin \kappa x = 0$. Bu erda $a \neq 0$, demak $\sin \kappa \ell = 0$, bu hol uchun

$K\ell = \pi, 2\pi \dots n\pi$ to'g'ri keladi. Buerdan $K = \frac{n\pi}{2}$ yoki $K^2 = \frac{n^2\pi^2}{\ell^2}$

ni bo'lsa, (2.150) tenglikdan $F_k = \frac{n^2\pi^2 EI_{\min}}{\ell^2}$ (2.153)

hosil bo'ladi, buyerda n – ixtiyoriy butun son.



2.101-rasm. Sterjenni minimal inertsiya o'qi tekisligida noustuvor holati

Bu formulani (1744 y.) birinchi marotaba L.Eyler topganligidan, Eyler formulasi, uning yordamida topiladigan kuchni kritik kuch deyiladi.

L.Eyler ta'rifiga ko'ra, *kritik kuch deb, sterjenning eng kichik og'ishi uchun kerak bo'ladigan siquvchi kuchga aytiladi*. Ustuvorlik yo'qolishida sterjen $EI_{\min}$ kichik birklik tekisligida egiladi,

ya'ni uning ko'ndalang kesimi inertsiya momenti minimal bo'lgan bosh inertsiya o'qi tekisligida egiladi. Shuning uchun Eyler formulasida

$I_{\min}$ qatnashadi. Buerda $I_x = \frac{bh^3}{12}$ va $I_y = \frac{hb^3}{12} = I_{\min}$

(2.153) formula Eyler formulasi. Shunday qilib, engil egilgan sterjenni muvozanatda ushlaydigan kuch bir nechta qiymatga ega bo'lishi mumkin ekan. Sterjenning bo'ylama – egilishidagi siquvchi kuchni minimal qiymati $n = 1$ to'g'ri keladi. Unda

$$F_k = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{\ell^2} \quad (2.154)$$

F_k kuchni bu qiymatiga sterjenni yarim to'lqinli sinusoida shaklidagi egilishi to'g'ri keladi.

$$y = a \cdot \sin \frac{\pi x}{\ell} \quad (2.155)$$

Agar $n = 2$ van $= 3$ bo'lsa, sterjenni egilishi ikkita va uchta yarim to'lqinli sinusoidal chiziq bo'ladi: (2.102–rasm) va u noustuvor.

$$K = \frac{2\pi}{\ell}; \quad y = a \cdot \frac{\sin 2\pi x}{\ell}; \quad F_k = \frac{4\pi^2 EI}{\ell^2}$$

$$K = \frac{3\pi}{\ell}; \quad y = a \sin \frac{3\pi x}{\ell}; \quad F_k = \frac{9\pi^2 EI}{\ell^2}$$



2.102 – rasm. Sterjenni ikki va uch yarim to'liqinli (sinusida) noustuvor holatalari

Eyler formulasidan ko'rinishicha, F_k kuch sterjenning bikrligiga to'g'ri va sterjen uzunligi kvadratiga teskari proporsional.

Elastiklik chegarasida ishlaydigan sterjen uchun kritik kuch sterjenning geometrik o'lchamlari va materialning elastiklik moduliga bog'liq: sterjen tayyorlangan materialning mustahkamlik tavsifnomalariga bog'liq emas. Masalan: yumshoq va yuqori sortli po'latlarda E qiymati taxminan bir xil bo'lganligi uchun, ularda kritik kuch ham bir xildir, ya'ni ular bir xil kritik kuchda ustuvorligini yo'qotadi.

Shunday qilib, siqilishga va cho'zilishga ishlaydigan sterjenlar orasida keskin farq bor. Chegaraviy cho'zuvchi kuch bevosita materialning mustahkamlik xarakteristikalarigabog'liq bo'lganligidan turli sort po'latlar uchun turlichadir. Lekin, elastiklik chegaradagi siqilishda boshqa holni ko'ramiz. Chegaraviy cho'zuvchi kuch sterjenning uzunligiga bog'liq emas, lekin chegaraviy siquvchi kuch qiymati sterjen uzunligi ortishi bilan keskin kamayadi.

Siqilgan sterjenlarda bo'ylama egilish to'satdan sodir bo'lganligi uchun xavfli, shuning uchun o'lchamlari noto'g'ri belgilangan konstruksiyalarda uni oldini olish qiyin. Cho'zilgan sterjenlarda xavfli holat belgilari emirilishdan oldin paydo bo'ladi.

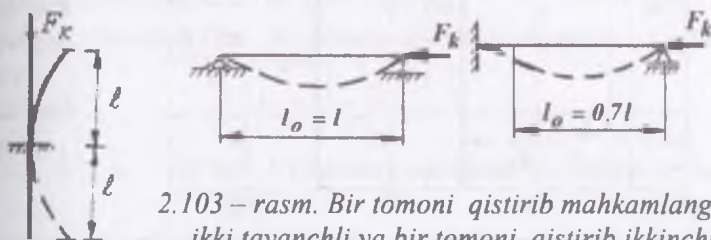
Ikkita sharnir tayanchli sterjenning egilishdagi eng katta salqiligi $x = \frac{\ell}{2}$ masofasidagi nuqtasida hosil bo'ladi:

$$y_{\max} = a \sin kx = a \sin \frac{\pi}{\ell} \cdot \frac{\ell}{2} = a$$

Sterjen uchlarini mahkamlanish shartini Eyler formulasiga ta'siri. Sterjen uchlarini mahkamlanish shartini kritik kuchning

qiymatiga ta'sirini aniqlash uchun, har xil tayanchlarga tayangan sterjenlarning bo'yлама egilishdagi deformatsiyalarini ikkita sharnirli tayanchga tayangan sterjenning deformatsiyasi bilan taqqoslaymiz (2.103-rasm).

Masalan, bir uchi qistirib mahkamlab qo'yilgan sterjen (2.103-rasm) deformatsiyasining uzunligini ikkita uchi sharnirli mahkamlab qo'yilgan sterjen deformatsiyasi uzunligining yarmiga teng. Demak, bir uchi qistirib mahkamlangan, har birining uzunligi ℓ bo'lgan ikkita sterjenlar egilgan o'qlarining shakli erkin uchlari orasida hosil bo'lgan yarim to'lqin (sinusida)



2.103 – rasm. Bir tomoni qistirib mahkamlangan, ikki tayanchli va bir tomoni qistirib ikkinchi tomoni sharnirli sterjenlarning noustuvor xolatdagi shakli

uzunligiga teng, ya'ni: $\ell_0 = 2\ell$.

$$\text{Eyler formulasi: } F_k = \frac{\pi^2 EI}{\ell_0^2} \text{ yoki } F_k = \frac{\pi^2 EI}{(2\ell)^2} = \frac{\pi^2 EI}{4\ell^2}$$

Sterjen uchlarning mahkamlanish shartlariga ko'ra, kritik

$$\text{kuchning formulalarini yozamiz. } F_k = \frac{\pi^2 EI}{(\mu\ell)^2} \quad (2.156)$$

buerda μ - keltirilgan uzunlik koeffitsienti;

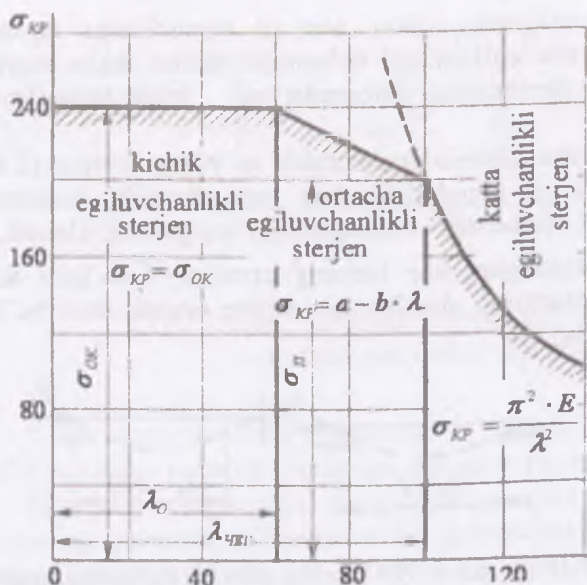
$\ell_0 = \mu \cdot \ell$ - keltirilgan uzunlik.

Kritik kuchlanish. Eyler formulasini ishlatish chegarasini aniqlash

Siquvchi kuchni kritik qiymatida ko'ndalang kesimda hosil bo'lgan normal kuchlanish kritik kuchlanish deyiladi.

Eyler formulasidan kritik kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A} = \frac{\pi^2 EI}{A\ell^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\mu\ell}{i}\right)^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (2.157)$$



bu yerda:

$$i_{\min}^2 = \frac{I}{A}$$

inertiya
radiusi.

λ -sterjenni
egiluvchanligi

2.104-rasm. Kritik
kuchlanish va
egiluvchanlik
orsidagi
bog'lanishning
grafikasi

Kritik kuchni aniqlash uchun Eyler formulasi sterjen materialining Guk qonuni chegarasida keltirib chiqarilgan edi. Shuning uchun Eyler formulasi yordamida topilgan kritik kuchlanishni materialning proportsionallik chegarasidagi kuchlanishdan katta bo'lgan hollarda foydalanib bo'lmaydi, ya'ni $\sigma_{sp} \leq \sigma_n$.

$$\text{Unda } \sigma_{sp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_n$$

hosil bo'ladi. Buerdan $\lambda \geq \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}}$,

ya'ni chegaraviy egiluvchanlik materialni fizik-mexanik xossasiga bog'liq, lekin sterjen o'lchamlariga bog'liq emas.

Yasinskiy ta'rifidan $\lambda = \mu \frac{\ell}{i}$ sterjenning egiluvchanligi- siqilgan

sterjenni o'lchov birleksiz xarakteristikasi, sterjen ustuvorligini yo'qolishiga qarshilik ko'rsatadi, bir vaqtda sterjen uzunligiga va ko'ndalang kesim bikrligini ifodalaydi. $\lambda \geq \lambda_{UEF}$, ya'ni chegaraviy egiluvchanlik tushunchasi asosida Eyler formulasini ishlatish chegarasini belgilaymiz. Eyler formulasi sterjen uchun hisoblangan egiluvchanlik chegaraviy egiluvchanlikga teng yoki undan katta bo'lsa ishlatiladi

(11.9) formuladan , σ_k sterjenning egiluvchanligiga bog'liq. Ingichka va uzun sterjenlarda kritik kuchlanish kichik bo'ladi. Mustahkamlik chegarasi $\sigma_B = 40 \text{ MPa}$ bo'lgan st.3 po'lat uchun $\lambda = 150$ va

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ mPa} \quad \text{bo'lsa:} \quad \sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(150)^2} = 87,7 \text{ MPa} \leq 160 \text{ MPa}$$

$$\lambda = 50 \quad \text{bo'lsa:} \quad \sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(50)^2} = 300 \text{ MPa} > [\sigma] = 160 \text{ MPa}$$

Siqilayotgan sterjendagi kuchlanish kritik kuchlanishdan kichik kuchlanishda emirilish sodir bo'ladi. Agar $\sigma_k = \sigma_n$ deb olinsa, (11.10) formuladan egiluvchanlikni chegaraviy qiymatini topamiz:

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}}$$

Agar $\lambda = \lambda_0$ bo'lsa, Eyler formulasidan foydalanish mumkin.

$$\text{St.3 po'lat uchun:} \quad \sigma_n = 200 \text{ mPa.} \quad \lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{200}} \approx 100$$

St.5 po'lat uchun $\lambda_0 = 90$. Shunday qilib, egiluvchanligi $\lambda = 100$ sterjenlar uchun Eyler formulasi ishlatilishi mumkin (2.104 – rasm). Egiluvchanlik 0 dan 40-50 gacha bo'lsa, sterjen kalta bo'ladi. Bunday sterjenlar mustahkamlik yo'qolishi bilan emiriladi. Shuning uchun, kritik kuchlanish oquvchanlik (plastic material) yoki mustahkamlik chegarasidagi kuchlanishga (mo'rt material) teng qilib olinadi. (2.104 – rasm).

Egiluvchanligi ($50 \leq \lambda \leq \lambda_0$) oraliqda bo'lgan sterjenlar elastik plastik deformatsiyalanib, ustuvorligini yo'qotadi. Bunda, kritik kuchlanish sterjen materialining proportsionallik yoki oquvchanlik chegaralaridagi kuchlanishiga teng bo'ladi Kritik kuchlanishni bunday o'zgarishi to'g'ri chiziq bo'lib, Yasinskiy formulasiga bo'ysunadi va u po'lot materiali uchun quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_k = a - b\lambda$$

$$\text{cho'yan uchun:} \quad \sigma_k = a - b\lambda + c\lambda^2$$

Siqilgan sterjenning kundalang kesimdagi ratsional shakli

Siqilgan sterjenlar uchun Eyler formulasini qo'llab, kritik kuchni topganda sterjen uchlarining mahkamlanishiga bog'liq holda bosh tekisliklarda ustuvorlikni yo'qotishning turli shakllari bo'lishi mumkinligini inobatga olish zarur. Bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi uchi esa ozod bo'lgan sterjenning ustuvorligi bikrligi kichik bo'lgan tekislikda yo'qoladi, chunki bu tekislikda egilishga mos keluvchi kritik kuch eng kichik bo'ladi

Egilish x o'qi tekisligida bo'ladi

$$F_{1k} = \frac{\pi^2 EI_x}{(\mu_1 \ell)^2} \quad \text{va} \quad F_{2k} = \frac{\pi^2 EI_y}{(\mu_2 \ell)^2} \quad \text{deb qabul qilaylik.}$$

$I_x > I_y$ bo'lganligi uchun: $F_{1k} > F_{2k}$. Sterjen ikkala bosh inertiya tekisligida ham bir xil egilishi uchun $I_x = I_y$ yoki $\mu_1 = \mu_2$ bo'lishi kerak. Masalan: kesim yuzasi ikkita shvellardan tashkil topgan bo'lsa, ularning ikkala bosh inertiya tekisligida bir xil ustuvorlikni yo'qotishini ta'minlash uchun $I_x = I_y$ tenglikni hosil qilamiz. Demak, $F_{1k} = F_{2k}$

tenglik yuzaga keladi, unda quyidagi teng ustuvorlik sharti hosil bo'ladi.

$$\frac{I_x}{\mu_1^2} = \frac{I_y}{\mu_2^2}. \quad \text{Agar, } \mu_1 = \mu_2 \text{ bo'lsa, ham sterjen ikkala bosh inertiya}$$

tekisligida ustuvorlikni bir xil yo'qotadi. $i_{\min}$ - minimal inertiya radiusining eng katta qiymatga olib keladigan yuza ratsional kesim bo'ladi. O'lchov birligisiz tavsifnoma tanlaymiz:

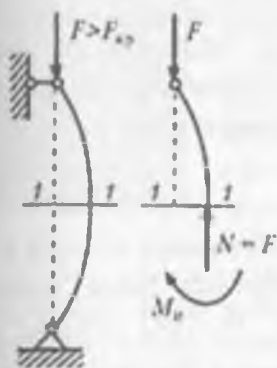
$$\zeta = \frac{i_{\min}}{\sqrt{A}} \quad (2.158)$$

Kesimning ratsionalligini ζ - ning qiymati yordamida aniqlaymiz:

kvadrat	-0,289;	doira	-0,283 ;	to'rtburchakli	- 0,204
shveller					0,41 - 0,29
qo'shtavr					0,41 - 0,27
burchak					0,5 - 0,3
trubasimon ($d = 0,7 - 0,8$)					1,2 - 1,0
trubasimon ($d = 0,95 - 0,8$)					2,25 - 1,64

Siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka amaliy hisoblash

Siqilgan sterjenlarni mustahkamlikda hisoblash o'lichamlarini shunday tanlash kerak-ki, ularni ekspluatatsiya qilish jarayonida kuch ta'siridan ustuvorlikni yo'qotilmasligi kerak. Buning uchun siqilgan sterjenning kesimdagi normal kuchlanish kritik kuchlanishdan kichik bo'lishi kerak:



$$\sigma = \frac{N}{A_{\delta}} < \frac{F_k}{A_{\delta}} = \sigma_k \quad (2.159)$$

bu erda: N - siquvchi kuch;
 A_{δ} - sterjenning zaiflashgan kesim yuzasi.

Kritik kuchlanish materialning oquvchanlik chegarasida plastik material uchun yoki mustahkamlik chegarasida mo'rt materiallar uchun xavfli bo'lishi mumkin.

Shuning uchun sterjenning ustuvorlikka amaliy hisoblashda kritik kuchlanishni hosil bo'lishini cheklash kerak, ya'ni ustuvorlikka ehtiyotlik shartini ta'minlash kerak:

$$\sigma_y = \frac{F_k}{A_{\delta}} = [\sigma]_y \quad (2.160)$$

Ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]_y$ ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsienti (n_y) orqali topiladi:

$$[\sigma]_y = \frac{\sigma_k}{n_y} \quad (2.161)$$

$$\text{Unda} \quad \sigma_y = \frac{F_k}{A_{\delta} \cdot \varphi} \leq [\sigma] \quad (2.162)$$

Bu shart orqali sterjenning ko'ndalang kesimi tanlanishi mumkin.

Ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsienti n_y mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti n - dan katta qabul qilinadi: yog'och - $n_y = 2,8 \dots 3,2$; po'lat - $n_y = 1,8 \dots 3,0$; cho'yan $n_y = 5 \dots 5,5$

$[\sigma]$ - sterjenning mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanishi;

φ - mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanishning kamaytirish koeffitsienti.

Koeffitsient - φ - materialning egiluvchanligiga bog'liq ravishda topiladi. Yog'och uchun koeffitsient φ - quyidagi formulada topiladi:

$$\lambda = 75 \text{ bo'lsa, } \varphi = 1 - 0,5 \left(\frac{\lambda}{100} \right)^2 \text{ va } \lambda \leq 75 \text{ bo'lganida } \varphi = \frac{3100}{\lambda^2}$$

Koeffitsient sterjen kesimining o'lchamlariga bog'liq bo'lganligi uchun uni qiymati oldindan berilgan bo'lmaydi. Shuning uchun kesimni o'lchamlari asta-sekin yaqinlashish usuli bilan topiladi. Birinchi marotaba $\varphi = 0,5$ deb olinadi. Keyingi yaqinlashishda λ - ga bog'liq holda koeffitsient φ interpolyatsiya usuli bilan topiladi:

$$\varphi_1 = \varphi' - \frac{\varphi' - \varphi''}{10} \cdot K$$

Topilgan φ yordamida kuchlanish, aniqlanish va uning kuchlanishini ruxsat etilgan qiymat bilan solishtiriladi. Ikkala kuchlanish orasida farq bo'lishi mumkin. Agar $\sigma_y < [\sigma]$ bo'lsa, kesim o'lchamining qiymati kichiklashtirilishi kerak, agar $\sigma_y > [\sigma]$ bo'lsa, kesim o'lchamlarini oshirish kerak. Hisoblangan kuchlanish σ bilan kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati orasidagi farq 3-5% olib borilishi kerak. Masalani qo'yilishiga ko'ra hisoblash uch xil variantda olib boriladi. Dastlabki hisoblash - bunda ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsientining haqiqiy qiymati aniqlanadi va talab etilgan qiymati

bilan taqqoslab ko'riladi:

$$n_y = \frac{F_{\kappa\varphi}}{F} \leq [n_y].$$

Ruxsat etilgan yuk hisoblanadi

$$[F] = \frac{F_{\kappa\varphi}}{[n_y]}$$

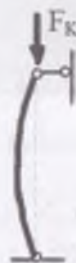
Loyihaviy hisoblash - sterjen ko'ndalang kesimining talab etilgan o'lchamlari aniqlanadi. Bunda Eyler formulasi yordamida ko'ndalang kesimining minimal inertiya momenti:

$$I_{\min} \geq \frac{F \cdot [n_y] \cdot (\mu \cdot l)^2}{\pi^2 E}$$

LEONARD EYLER (1707-1783)



L.Eyler 5 aprel 1707 yil Bazel shahrida to'g'ilgan, 18 sentyabr 1783 yil Peterburgda vafot etgan. Ilmiy faoliyatida matematika, mexanika, fizika, astronomiya va texnikaga oid 800 ga yaqin ilmiy ishi bor. Mexanikaga oid ilmiy ishlari 1728 yildan boshlab chop etildi. «Mexanika, yoki harakatni analitik ma'nosi to'g'risidagi fan» «Qattiq jism harakatining nazariyasi» va boshqalar. Harakat qonunlarini o'rganishda Eylerda asosan-oldin



*Siqilgan
sterjenda
kritik kuchni
topgan*

nuqta harakati, keyin qattiq jism harakati o'rganiladi. L.Eylerda – o'zgaruvchan kesimli sterjenni bo'ylama egilishi, ikki uchi sharnirli bog'lanishda bo'lgan sterjenni xususiy og'irligi ta'siridan egilish masalasi echilgan. Kemalarning muvozanat va ustuvorlik nazariyasi ishlab chiqilgan. Natijada mexanik sistemaning ustuvorlik nazariyasi yaratildi. Mexanikani integrall printsipini – kam harakat printsipi deb aniq va tushunarli qilib bayon etadi

FELIKS STANISLAVOVICH YASINSKIY (1856 – 1899)



F.S.Yasinskiy 1877 yil Peterburg yo'llar aloqasi injenerlar institutini tamomlaydi. 1894 yildan shu institut professori. Sterjenlarni bo'ylama – ko'ndalang egilish va ustuvorligining amaliy echimini topdi

$$\sigma = 1028 \frac{K^2}{CM^2}$$

Yuqori poyasda emirilishga sabab

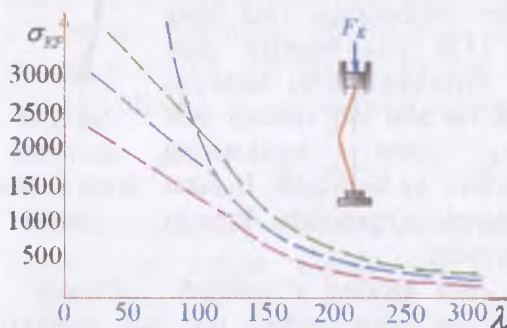


$$\sigma = 1007 \frac{KZ}{CM^2}$$

bo'lgan kuchlanish

Yasinskiy yuqori ochiq poyasli ko'prik ustuvorligini ta'minlash usulini yaratdi. Ko'plab sinash asosida sterjenlar egiluvchanligini aniqlash uchun empirik formula

yaratildi *iev. Ko'prik qulab tushgan (1875)*



*Eyler formulasini
ishlatilish chegarasini
aniqlash diagrammasi*

DINAMIK KUHLANISHLAR

Umumiy tushunchalar. Materiallar qarshiligi fanining asosiy masalasi - konstruktsiya qismlarini ko'ndalang kesimining o'lchamlari yoki ularni materialini tanlashni, shu paytgacha faqat statik yuk ta'sirida o'rgandik. Noldan o'zining oxirgi qiymatiga sekin-asta o'sadigan kuch statik yukga misol bo'ladi. Statik yuk ta'sirida element deformatsiyasining tezligi vaqt oralig'ida sezilarli bo'lmaydi, chunki bunda inshoot qismlarida paydo bo'ladigan harakat tezlanishi juda kichik bo'ladi. O'zgarmas tezlik bilan ko'tarilayotgan yukning kanatga ta'siri statik kuch; agar yuk ma'lum tezlanish bilan ko'tarilsa, dinamik kuch bo'ladi. Dinamik kuch ta'siridagi element zarrachalarining harakat tezlanishi vaqt oralig'ida sezilarli bo'ladi. Dinamik yuk o'zining qiymatini o'zgartirib turadi.

Dinamik yuk ta'siridagi element Dalmber alomatiga asosan har daqiqa tashqi va inertsia kuchlari ta'sirida muvozanatda deb qarash mumkin. Inertsia kuchlari element materialining zarrachalarini harakat tezlanishi asosida qo'shimcha kuch sifatida hosil bo'ladi. Elementning xususiy og'irligi kabi, inertsia kuchi ham hajmiy kuch deb qaralishi

mumkin. Har bir zarrachaga ta'sir qiluvchi elementar inertiya kuchining qiymati dP_{IH} , zarrachaning massasi m - ni uning tezlanishi a ko'paytmasiga teng va tezlanishga teskari tomonga yo'naladi:

$$dP_{IH} = dm \cdot a \quad (1.163)$$

Elementar zarracha massasi $dm = \frac{dG}{g}$ ni hisobga olsak,

$$dP_{IH} = \frac{dG}{g} \cdot a = \frac{\gamma \cdot dv}{g} \cdot a \quad \text{hosil bo'ladi.}$$

$dG = \gamma \cdot dv$ zarrachaning xususiy og'irligi;

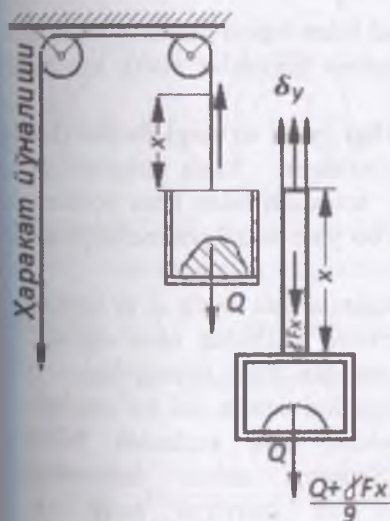
g - erkin tushish tezlanishi, $9,81 \text{ m./sek}^2$

γ - materialning solishtirma og'irligi; kn/m^3

dv - elementar zarrachaning hajmi, m^3

Sterjenli sistemalarni hisoblashda, hajmiy inertiya kuchlari, sterjenning o'qi bo'ylab tarqalgan inertiya kuchlari bilan almashtiriladi. Elementar uzunlik dx bo'ylab tarqalgan inertiya kuchi quyidagi

formula bilan topiladi $dP_{IH} = \frac{\gamma \cdot A \cdot dx}{g} \cdot a$



2.105 - rasm.

Trosni yuklanish sxemasi

Ichki yonuv dvigatellarining qismlari, tebranma harakatda qatnashuvchi konstruksiyalar, zarb ta'sirida ishlaydigan mexanizmlar dinamik yuklar ta'sirida bo'ladi.

Inertiya kuchlari tasiridagi inshoot va mashina qismlarining hisobi.

1. Trosni hisoblash. a - tezlanish bilan yuqoriga harakat qilayotgan, og'irligi Q bo'lgan yuk po'latdan tayyorlangan trosga osilgan. Trosni ixtiyoriy y uzunligidan kesib, pastki qismining muvozanat holatini o'rganamiz

Tros o'zining xususiy og'irligi a tezlanish bilan harakat qilishda hosil

M_y , Q yuk va yukni yuqoriga

bo'lgan qo'shimcha inertsia kuchi $\frac{Q + \gamma Ax}{g} a$ ta'sirida bo'ladi. Trosning ixtiyoriy tanlangan ko'ndalang kesimidagi dinamik kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_g = \frac{N_g}{A} = \frac{1}{A} \left(Q + \gamma Ax + \frac{Q + \gamma Ax}{g} \cdot a \right) = \frac{Q + \gamma Ax}{A} \left(1 + \frac{a}{g} \right)$$

$\frac{Q + \gamma Ax}{A}$ trosning harakatlanmayotgan, ya'ni yukni qo'zg'almas bo'lgan holatiga to'g'ri keluvchi statik kuchlanishni ifodalaydi.

$$\sigma_g = \sigma_{cm} \left(1 + \frac{a}{g} \right) = K_g \cdot \sigma_{cm} \quad (1.164)$$

$K_g = 1 + \frac{a}{g}$ dinamik koefitsient deyiladi.

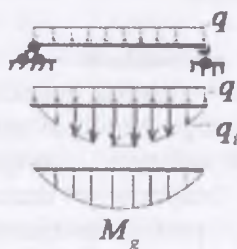
Shunday qilib, yukni tekis tezlanishda harakatlantirsak, dinamik kuchlanish statik miqdordan katta bo'lar ekan.

Sistemaning mustahkamlik sharti $\sigma_{g \max} = \sigma_{c \max} \cdot K_g \leq [\sigma]$

dan quyidagini hosil qilamiz $\sigma_{c \max} = \frac{[\sigma]}{K_g} \quad (1.165)$

Dinamik koefitsientni nazariy usul bilan topish mumkin bo'lmasa, faqat tajribaviy qiymati ishlatilsa, dinamik masalalar statik hisoblash bilan almashtiriladi.

2. Taqsimlangan kuch intensivligi q -ta'siridagi elementlarda kuchlanishni aniqlash. Teng taqsimlangan kuch intensivligi q ta'ciridagi o'zgarmas kesimli balka a tezlanish bilan kran yordamida ko'tariladi. Natijada balkaning uzunligi bo'ylab tarqalgan inertsia kuchi q_i hosil bo'ladi



. Balka, taqsimlangan kuch q ta'siridan tashqari inertsia kuchidan ham egiladi. Balka taqsimlangan kuch intensivligi q ta'sirida egilganligi uchun, uni ko'tarishda har bir kesimi turli tezlanish bilan ko'chadi. Shuning uchun balkaning uzunligi bo'ylab inertsia kuchining intensivligi o'zgaruvchan bo'ladi. Xususiy holda balkaning egilishdagi birligi yoki

kesimining salqiligi juda katta bo'lsa, a tezlanish orqali inertsia kuchlari ta'sirida hosil bo'lgan deformatsiyani hisobga olsak ham

bo'ladi. Natijada balkaning hamma kesimlarini ko'chish tezlanishi bir xil inertsia kuchi q_i balkaning uzunligi bo'ylab teng tarqalgan deb qaraladi. Unda dinamik taqsimlangan $q_g = q + \frac{q}{g}a$ kuch ta'siridagi eguvchi moment

$$M_g = \frac{q_g \cdot \ell^2}{8} = \left(q + \frac{q}{g}a\right) \frac{\ell^2}{8} = \frac{q\ell^2}{8} \left(1 + \frac{a}{g}\right) = M_c \cdot K_g \quad \text{va} \quad \text{xavfli}$$

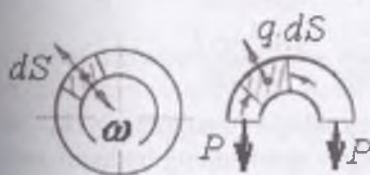
$$\text{kesimdagi dinamik kuchlanish} \quad \sigma_g = \frac{M_g}{W} = \frac{M_c}{W} \cdot K_g = \sigma_c \cdot K_g$$

va mustahkamlik sharti

$$\sigma_{g\text{-max}} = \sigma_{c\text{-max}} \cdot K_g = K_g \cdot \frac{q\ell^2}{gW} \leq [\sigma] \quad (1.166)$$

formular bilan topiladi. Lokomotivni ikkita g'ildiragini birlashtiruvchi sparnikdagi (tirsakli-sharnirli o'q) eng katta eguvchi moment ham shu usul bilan aniqlanishi mumkin:

$$M_{\text{max}} = \frac{q_g \ell^2}{8} = \frac{\gamma A \ell^2}{8} \left(1 + \frac{\omega^2 r}{g}\right)$$



Aylanuvchan halqasimon elementda kuchlanish. O'zgarmas kesimli tez aylanayotgan halqaning kuchlanishini topamiz. Halqaning aylanishida, ajratilgan ds uzunlikdagi element

o'zgarmas burchak tezlik ω bilan harakat qiladi. Burchak tezlanish

$\varepsilon = 0$, shuning uchun tangentsial tezlanish $\omega_t = 0$, markazga intiluvchi tezlanish $\omega_n = \frac{\omega^2 D}{2}$ halqaning markaziga intiladi.

Hosil bo'lgan inertsia kuchi quyidagicha topiladi:

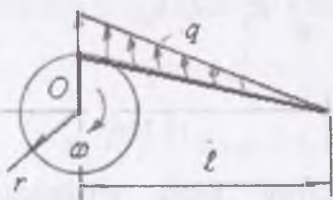
$$q ds = \frac{\gamma A}{g} \frac{\omega^2 D}{2} ds = \omega_n \frac{\gamma A}{g} ds$$

q - halqaning bir birlik uzunligidagi inertsia kuchining intensivligi.

Halqaning cho'zuvchi kuchi $P = \frac{Dq}{2}$ ni hisobga olsak, dinamik kuchlanish ni topamiz:

$$\sigma_g = \frac{P}{A} = \frac{Dq}{2A} = \frac{D}{2A} \cdot \frac{\gamma A}{g} \cdot \frac{\omega^2 D}{2} = \frac{\gamma \omega^2 D^2}{4g} \quad (1.167)$$

4. **Shatunni hisoblash.** O'zgaras burchak tezlikda shatunni A nuqtasida markazga intiluvchi, B nuqtada faqat tangentsial tezlanish hosil bo'ladi. AB shatunni hamma nuqtasida (A va B nuqталardan tashqari) markazga intiluvchi va tangentsial kuchlanishlar hosil bo'ladi. OA krivoship AB shatunga perpendikulyar bo'lgan holatda, markazdanqochuvchi inertiya kuchlari shatun o'qiga perpendikulyar



2.106 – rasm. Shatunda dinamik kuch

yo'naladi va AB uzunlikda chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. A nuqtada $q = q_0$ va B nuqtada $q = 0$. Shatunni ikki tayanchli balka deb qabul qilsak, eng katta eguvchi moment

$$x = \frac{l}{\sqrt{3}}$$

masofada hosil bo'ladi:

$$M_{\max} = \frac{q_i l^2}{9\sqrt{3}}, \quad \text{bu erda} \quad q_i = \frac{A\gamma}{g} \omega^2 r.$$

Dinamik kuchlanish
$$\sigma_n = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{q_i^2}{9\sqrt{3}W} = \frac{\gamma A \omega^2 \cdot r \cdot l^2}{g 9\sqrt{3}W} \quad (1.168)$$

Zarb ta'sirida kuchlanish. Konstruktsiya qismining yoki bir bo'lagining juda kichik vaqt davrida tezligi o'zgarishining hodisasi-zarb ta'sirida sodir bo'ladi. Zarb ta'sirida zarblanuvchi va zarb beruvchi qismlar orasida juda katta bosim hosil bo'ladi. Zarb ta'sirining tezligi qisqa vaqt oralig'ida o'zgaradi va xususiy holda nolga qadar yaqinlashadi. Chunki zarblanuvchi elementda, zarb beruvchi elementning teskari yo'nalishga harakatini o'zgartiruvchi reaksiya

hosil bo'ladi
$$F_g = \frac{Q}{g} a,$$

bu erda Q - zarb beruvchi elementning og'irligi.

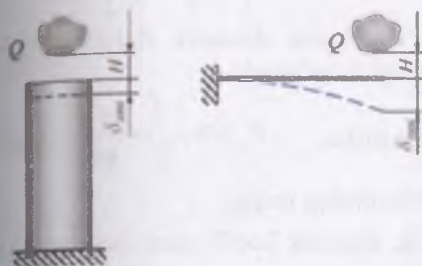
Zarb davomida zarb beruvchi va zarblanuvchi elementlardagi F_g reaksiyalar o'zaro teng. Agar F_g kuch ma'lum bo'lsa, zarblanuvchi elementlardagi kuchlanishni topamiz. Lekin, zarbni davom qilish vaqti noma'lum bo'lganligi uchun (Q yukni-zarb ta'sirining tezligini nolga qadar tushish davri) a - tezlanishni topib bo'lmaydi. Shuning uchun F_g

kuchning qiymati ham noma'lum. F_g kuchni topish uchun energiyani saqlanish qonunidan foydalanamiz.

- 1) zarbning kinetik energiyasi zarblanuvchi element deformatsiyasini potentsial energiyasiga aylanadi, ya'ni

$$T = A_g \quad (2.169)$$

- 2) kuchlanish va deformatsiyaning zarblanuvchi elementi hajmida teng tarqalgan deb qabul qilinadi.



Zarb ta'sirining oxirida Q yuk $h + \delta_g$ masofani bosib o'tadi.

Unda Q yukni kinetik energiyasi bajarilgan ishga teng bo'ladi:

$$T = A_g = (h + \delta_g) Q$$

Zarblanuvchi element deformatsiyasining potentsial energiyasini topish uchun, statik deformatsiyaning potentsial energiyasidan

2.107 – rasm. Zarb ta'siri

foydalanamiz: $N_c = \frac{1}{2} Q \cdot \delta_c$

bu yerda : $\delta_c = \frac{Q}{C}$ yoki $Q = c \cdot \delta_c$.

c -elementning bikrlilik koeffitsienti, elementning shakli, o'lchamlari va materiali, deformatsiyasi turiga bog'lik.

Unda $N_c = \frac{1}{2} Q \delta_c = \frac{c}{2} \cdot \delta_c^2$

Zarblanuvchi elementning deformatsiyasi elastik bo'lsa, dinamik kuchlanish materialning proportsionallik chegarasidan katta bo'lmaydi, unda Guk qonunidan foydalanish mumkin:

$$\delta_g = \frac{F_g}{c} \quad \text{va} \quad U_g = \frac{F_g \cdot \delta_g}{2} = \frac{C}{2} \delta_g^2 = \frac{Q}{2\delta_c} \cdot \delta_g^2;$$

bu erda: $C = \frac{Q}{\delta_c}$. Topilgan T va U_g larning ifodalarini (2.169) formulaga

keltirib qo'ysak, $Q = (h + \delta_g) = \frac{Q}{2\delta_c} \delta_g^2$ yoki

$$\delta_g^2 = 2\delta_c \delta_g - 2h\delta_c = 0 \text{ hosil bo'ladi. buerdan } \delta_g = \delta_c \pm \sqrt{\delta_c^2 + 2h\delta_c}$$

va $\delta_g = \delta_c \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] = K_g \delta_c \quad (2.170)$

Guk qonuniga asosan kuchlanish va kuch deformatsiyasiga

proportsional, unda
$$\sigma_d = \sigma_c \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] \quad (2.171)$$

$$F_d = Q \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] \quad (2.172)$$

bu erda: K_g – dinamik koeffitsient
$$K_g = \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] \quad (2.173)$$

Yuqoridagi formulalardan ko'rinishicha dinamik deformatsiya, kuchlanish va kuch statik deformatsiyaga bog'liq ekan.

Agar $h = \frac{v^2}{2g}$ bilan almashtirilsa, $K_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g\delta_c}}$ hosil buladi. Bu erda v - zarb beruvchi elementning tezligi.

$$\frac{2h}{\delta_c} = \frac{h \cdot Q}{Q\delta_c} = \frac{T_0}{U_c} \quad \text{ni hisobga olsak, dinamik koeffitsient quyidagicha}$$

topiladi
$$K_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{T_0}{U_c}} \quad (2.174)$$

bu erda T_0 – zarb ta'siri boshlangan vaqtdagi yukni kinetik energiyasi: Agar, Q yuk $h = 0$ masofadan tushib zarb bersa, $\delta_g = 2\delta_c$ hosil bo'ladi. $\sigma_g = 2\sigma_c$ va $F_g = 2Q$

Masofa δ_c deformatsiyadan katta bo'lsa, $\frac{2h}{\delta_c}$ qiymatga nisbatan

ildiz ostidagi birni hisobga olmasak ham bo'ladi, ya'ni $K_g = 1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}}$

bu erda xatolik 5% dan katta bo'lmaydi.

Unda, $\delta_g = \delta_c \left(1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} \right)$ va $\sigma_g = \sigma_c \left(1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} \right)$

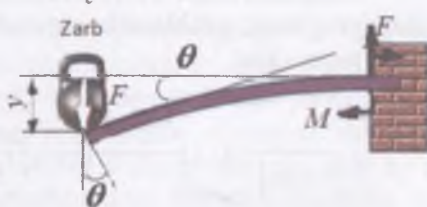
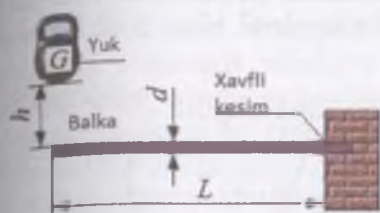
Agar, $\frac{2h}{\delta_c}$ qiymatni juda katta deb qabul qilsak, K_g -ni quyidagi

formula bilan topamiz:
$$K_g = \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} = \sqrt{\frac{T_0}{U_c}}$$

Bu erda $\sigma_g = \sigma_c \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}}$ kuchlanishni hisoblashda qo'yilgan

xatolik 10 % oshib ketmasligi kerak

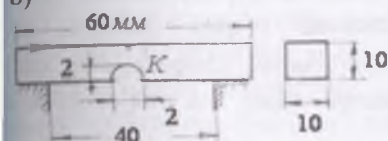
$$\frac{2h}{\delta_c} > 110$$



a)



b)



Zarbga sinash. Materialni zarbga sinash uchun maxsus namuna tayyorlanadi (2.108-rasm). Materialni og'irroq vaziyatda ishlatish uchun namunada o'lchamlari 2 mm bo'lgan kanal tayyorlanadi. Mayatnik tipidagi koperda namunaga K nuqtadan zarb beriladi.

2.108 – rasm. Zarbga sinash namunalari

C mayatnik h_1 balandlikdan tushib namunani emiradi va ortiqcha qolgan energiya hisobiga $h_2 \leq h_1$ balandlikka ko'tariladi. Mayatnikning bajargan ishi $W_{uuu} = G(h - h_2)$ - ning bir qismi namunani emirishga sarflanadi.

Ishning bir qismi ishqalanishga, havoning qarshiligini engishga sarflanadi. Materialni zarb ta'siriga qarshilik ko'rsatib bilish qobiliyatini zarbga qovushqoqlik tavsiflari aniqlaydi:

$$a = \frac{W_1}{A} = \frac{W - \Delta W}{A} \quad (2.175)$$

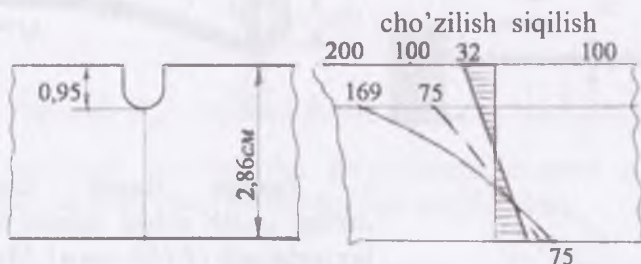
a - tavsiflar qancha katta bo'lsa, materialni zarb ta'siriga qarshilik ko'rsatish qobiliyati shuncha yaxshi bo'ladi. a -ning qiymati tajribani o'tkazish sharoitiga, namunali o'lchamlariga bog'liq bo'ladi.

Namunani zaiflashgan kesimida kuchlanishning tarqalish qonuniyati (2.109 – rasm)da ko'rsatilgan. (a) diagramma namunani kanalcha bo'lmagan paytdagi kuchlanish epyurasi. (b) diagramma namunani zarb ta'siridan egilishdagi normal kuchlanish (σ_{1y}) epyurasi.

Punktir chiziqli epyura kanal yonida kuchlanishni mahalliy to'plami

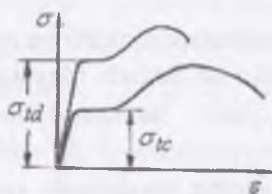
hosil bo'lmagan paytdagi kuchlanishni tarqalish qonuniyati.

Diagrammadan ko'rinishicha, namunani balandligini 0,95 smga kamaytirganda, kuchlanishning-mahalliy to'plami bilan 5,22 marotaba kattalashar ekan



2.109 – rasm.. Zarb ta'sirida materialni mexanik xarakteristikasi

Kanalchaning asosida joylashgan material hajmiy kuchlanganlik holatida bo'ladi. σ_2 kuchlanish namunani o'qiga parallel, σ_1 perpendikulyar joylashadi. Material oquvchanlik chegarasidan katta bo'lgan $\sigma_1 = 1,25\sigma_T$ plastik deformatsiya oladi va mo'rt holatda bo'ladi.



2.110 – rasm. Dinamik siqilish va cho'zilish diagrammasi

Tajribalar natijasiga ko'ra, bir xil materialdan tayyorlangan namunalar statik va dinamik kuchlarga har xil qarshilik ko'rsatishi aniqlangan. Masalan: namunalarni cho'zilishga katta tezlikda sinashda olingan diagramma statik kuch ta'siridagi diagrammadan farq qiladi

1) dinamik kuch ta'sirida materialning oquvchanlik va mustahkamlik chegaralari kattalashadi:

2)emirilishdagi qoldiq deformatsiyasi kamayadi;

3)diagramma σ o'qi tomonga siljiydi;

4)oquvchanlik vaqti kamayadi;

5)materialning elastiklik moduli kattalashadi.

Zarb ta'siridan plastik materialda mo'rtlik namoyon bo'lishi mumkin, ya'ni plastik material mo'rt materialdek emiriladi. Davidenko N.N. tajribasiga asosan, zarb ta'siridan oquvchanlik chegarasi 20-70% ga, mustahkamlik chegarasi 10-30% ga ortadi.

O'ZGARUVCHAN KUCHLANISHLAR

Materiallarni, sistematik ravishda qiymatini yoki qiymati va ishorasini o'zgartirib turadigan yuklarga qarshiligi, ularni statik yoki zarb ta'siriga qarshiligidan farq qiladi. Shuning uchun materialning o'zgaruvchan yuklar ta'siridagi mustahkamligini o'rganish masalasi alohida ahamiyatga ega. Qiymati jihatidan o'zgaruvchan va juda ko'p takrorlanadigan yuklar ta'sirida mashinalarning qismlari, tasodifan va sezilarli darajada qoldiq deformatsiya hosil qilmay emirilishi qiziqtirib qolgan edi.

O'zgaruvchan yuklar ta'sirida materiallarni strukturasi o'zgaradi, shuning uchun materialda «toliqishi» – «charchash» hosil bo'lib emiriladi-plastiklik mo'rtlik bilan almashadi degan fikr paydo bo'lgan edi. XX asrni boshlarida metallarning strukturasi va mexanik xossalari o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'siridan o'zgarmas ekanligi isbotlanadi.

Masalan: parovoy mashinani shtoki yoki poezd vagonining o'qi uzoq vaqtlar o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sirida ishlasa ham, o'zining strukturasi va plastiklik xossalarini o'zgartirmaydi. Ko'plab o'tkazilgan tajribalar shuni ko'rsatdiki, o'zgaruvchan yuklar ta'siridagi metalni sirtida mikrodarz (yorilish) paydo bo'ladi. Mikrodarz o'sib, boshqa mikrodarzlilar bilan qo'shiladi va detalni ichkari tomon rivojlantiradi. O'zgaruvchan yuklar ta'sirida darz ketgan yuzalar o'zaro yaqinlashadi va bir-biriga bosim ta'sirini o'tkazadi.



Siklik yuklanishda bo'lgan mexanik uzatmaning tishida va valdagi darz yorilish.

Natijada darz yuzalari silliqlashadi. Yangi rivojlangan darz yuzasi esa qo'pol va donador bo'ladi. Bu holat mo'rt emirishga yaqindir. O'zgaruvchan yuklar ta'siridagi emirilishni bunday mexanizmi, darz rivojlanishi bilan detalning kesimi zaiflashishi va detalni mustahkamligi kamayib borayotganligini to'g'ri tushuntiradi. Darzning asosidagi material hajmiy kuchlanganlik holati-mahalliy tavsifga ega, chunki darz va kuchlanganlik holati materialning hamma qismida ham hosil bo'lmaydi.

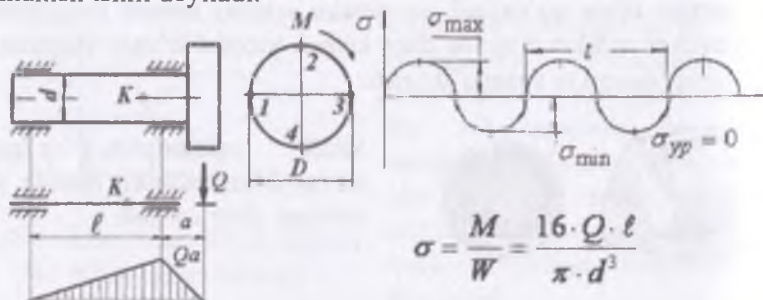
Demak, texnikani, fanni rivojlanishining yangi etapida-materiallarni o'zgaruvchan yuklar ta'sirida emirilishiga asosiy sabab,

uning «toliqishi» – «charchashi» emas ekan, balki detalning sirtida hosil bo'lgan darz yuzasi ekan. Shuning uchun, toliqish terminida materiallarni asta-sekin rivojlanadigan mikrodarzlar ta'siridan emirilishi tushuniladi.

Kuchlanish sikllarining turlari

Bir uchiga shkiv o'rnatilgan valni sirtidan to'g'ri keladigan kuchlanishni topaylik. Agar, val shkivning og'irligi Q ta'siridan egiladi deb qabul qilsak, valning ko'ndalang kesim yuzasida egilishdagi normal kuchlanishlar hosil bo'ladi. Kesim yuzasidan ajratilgan 1 va 3 nuqtalar (2.111-rasm) neytral o'q ustida joylashadi. Shuning uchun bu nuqtalarda egilishdagi normal kuchlanish nolga teng. 2 va 4 nuqtalar val materialning cho'ziladigan va siqiladigan tolalarida joylashgan. Bu nuqtalardagi normal kuchlanishlar o'zaro teng va qaramaqarshi ishoralidir.

Agar, valning aylanishini hisobga olsak, vaqt oralig'ida, ya'ni ma'lum davrda (T) bu nuqtalarning o'rni almashib turadi. Demak, K nuqtaning holati 1,2,3 va 4 nuqtalar holati bilan mos tushishi mumkin ekan. Natijada, K nuqtaning kuchlanishi vaqt oralig'ida qiymatini va ishorasini o'zgartiradi. Bir davr ichida kuchlanishning o'zgarishiga kuchlanish tsikli deyiladi.

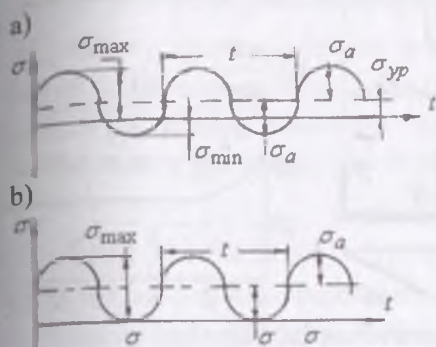


2.111-rasm. Valning kesimida hosil bo'lgan eguvchi moment va tsiklik o'zgarib turuvchi normal kuchlanish

Konstruktsiya qismlarini ishlash jarayonida kuchlanishlar tsikllari juda ko'p davom etishi mumkin va turlicha bo'ladi.

1) Nosimmetrik o'zgaruvchan kuchlanishlar (2.112 - rasm ,a,b) maksimal va minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali va noldan boshlanadigan tsikli bo'ladi. Agar kuchlanishlarni

($\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$) maksimalva minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali bo'lsa, o'zgarmas kuchlanishlar deyiladi.



2.112 – rasm. Sikl turlari:
a) nosimmetrik; b) pulsatsiyali

Simmetrik tsikli o'zgaruvchan kuchlanishlarni maksimal va minimal qiymatlari bir-biriga teng va har xil ishoralidir. Kuchlanishlarning ishorasini hisobga olganda, minimal kuchlanishni maksimal kuchlanishga nisbati sikl tavsifi deyiladi, ya'ni:

$$\eta = -\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

Siklning o'rtacha kuchlanishi:

$$\sigma_{yp} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

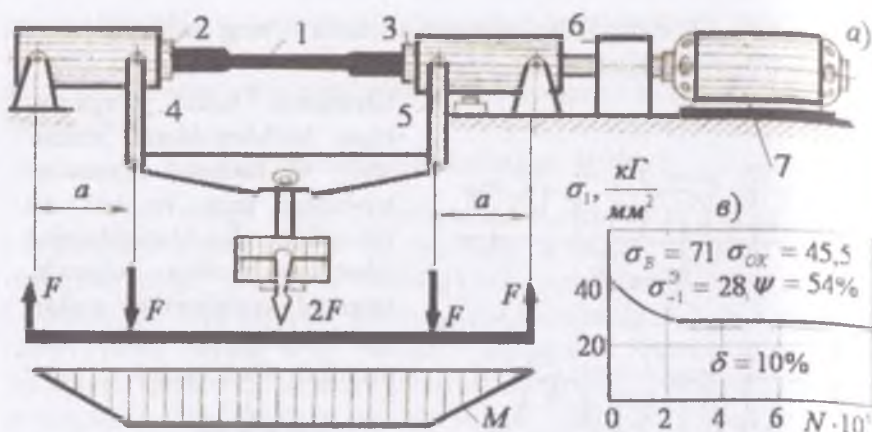
$$\text{Sikl kuchlanishining amplitudasi: } \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

Simmetrik siklda chidamlilik chegarasini aniqlash

Materialda darz paydo bo'lib emirilishi uchun faqat uning toliqishi kifoya qilmasdan, balki eng katta kuchlanish materialning chidamlilik chegarasidan oshib ketishi kerak.

Chidamlilik chegarasi deb, tsikllar soni juda ko'p bo'lganda, detalni toliqib emirilishiga sabab bo'lmaydigan eng katta kuchlanishga aytiladi.

Simmetrik tsikllarda chidamlilik chegarasi σ_{-1} , oddiy cho'zilish va siqilishda σ_{+1} bilan belgilanadi. Simmetrik tsikllarda chidamlilik chegarasi boshqa tsikllardagi chidamlilik chegarasidan kichik va uni tajribada aniqlash mumkin. Buning uchun bir xil materialdan 6-10 ta namuna tayyorlab olinadi. Namuna doiraviy kesimli bo'lib, sharikopodshipnik orqali shunday yuklanadiki, uni o'rta qismi sof egilishga ishlasin (bu holatda $\tau = 0$). Namuna (2000...3000) ayl./min. tezlik bilan aylanadi (2.113 - rasm). Namunada mahalliy kuchlanishlar to'plami hosil bo'lmasligi uchun, uni shakli silliq etib tayyorlanadi. Birinchi namuna mashinaga o'rnatiladi va tashqi kuch bilan shunday yuklanadiki, uning ko'ndalang kesimidagi eng katta normal kuchlanish, materialning mustahkamlik chegarasidagi kuchlanishni 0,5...0,6 qismini tashkil qilsin



2.113 – rasm. Valni o'zgaruvchan kuchlanishga sinash qurilmasi: a) qurilma, b) diagramma. 1- namuna, 2 – chap support, 3 – o'ng support, 4 va 5 – richag, 6 – indikator, 7- elektrodvigatel

Mashina ishlashi bilan val aylana boshlaydi va $+\sigma'$ dan $-\sigma'$ gacha o'zgaruvchi kuchlanishlar ta'sirida bo'ladi. Tajriba namuna emirilguncha davom ettiriladi. Namuna emirilishi bilan mashina to'xtatiladi. Moslamani hisoblash asbobi, namunani emirilishiga qadar aylangan tsikl N_1 sonini ko'rsatadi. Ikkinchi namuna σ' kuchlanishdan kichik σ'' kuchlanishi bilan yuklanadi va emirilish tsikli N_2 yozib olinadi. Uchinchi namunaga $\sigma''' < \sigma''$ kuchlanishi beriladi va h.k. Har bir tajribada tsikl soni yozib olinadi. Kuchlanish kamayib borishi bilan tsikl soni ortib boradi, ya'ni $\sigma' > \sigma'' > \sigma''' > \sigma^{IV} > \dots$ kuchlanishlar uchun $N_1 < N_2 < N_3 < \dots$ tsikllar soni to'g'ri keladi. Kuchlanishlarni kamaytiraverib, shunday tsikl sonini topamizki, bunda namuna emirilmaydi. Agar po'lat materialidan tayyorlangan namuna $N = 10 \cdot 10^6$ tsiklda emirilmasa, $N = 100 \cdot 10^6 - 200 \cdot 10^6$ tsiklda ham emirilmas ekan. Tajriba natijalarini, masalan xromnikelli po'lat materiali uchun, grafikda ifodalash mumkin (2.113 – rasm, b). Buning uchun, ordinataga har bir namunada hosil qilingan kuchlanishlari, abstsissada esa tsikl sonlari joylashtiriladi. Egri chiziqqa o'tkazilgan gorizontall urinmani ordinatasi materialning chidamlilik chegarasini aniqlaydi. Po'lat materialini egilishdagi chidamlilik chegarasi oddiy cho'zilish va siqilishdagi

mustahkamlik chegarasi bilan bog'liq: $\sigma_{-1}^3 = 0,4\sigma_B$. O'zgaruvchan cho'zuvchi yoki siquvchi kuch ta'siridagi po'latni chidamlilik chegarasi σ_{-1}^0 egilishdagi chidamlilik chegarasidan kichik, ya'ni: $\sigma_{-1}^0 = 0,7$; va $\sigma_{-1}^3 = 0,28\sigma_B$, chunki cho'zilish va siqilishda kesimining hamma nuqtasi bir xil kuchlanish ta'sirida bo'ladi. Egilishda eng katta kuchlanish, kesimning chetki tolalarida hosil bo'ladi, qolgan materialda kuchlanishning qiymati kichiklashadi. Buralishda chidamlilik chegarasi

$$\tau_{-1}^0 = 0,55\sigma_{-1}^3 = 0,22\sigma_B \text{ va}$$

rangli metallar uchun. $\sigma_{-1}^3 = (0,24 \dots 0,50)\sigma_B$

a) **kuchlanishlar kontsentratsiyasi.** Uzunligi bo'ylab kesimi bir jinsli bo'lmagan detallarda, kichik diametrdan katta diametrga o'tish joylarida yoki zaiflashgan kesimlarda kuchlanishlarni tarqalish qonuniyati o'zgaradi va mahalliy kuchlanish, ya'ni kuchlanishlar to'plami hosil bo'ladi.

$$\sigma_M = \alpha_k \frac{F\ell}{W}$$

Bunday kuchlanishlarga kuchlanishlar kontsentratsiyasi deyiladi. *Maksimal kuchlanishni nominal kuchlanishga nisbati kuchlanishlar kontsentratsiyasining koeffitsienti deyiladi:*

$$\alpha_{KH} = \frac{\sigma_M}{\sigma_{HOM}} \quad (2.178)$$

Bu holatda namuna materiali izotrop va elastik deb qaraladi.

Kuchlanishlar kontsentratsiyasining haqiqiy koeffitsienti materialning hamma xususiyatlarini hisobga oladi va uni qiymati tajribalar asosida topiladi.

Materialning mahalliy kuchlanishlarga sezgirliqi q yuqoridagi koeffitsientlarga bog'liq:

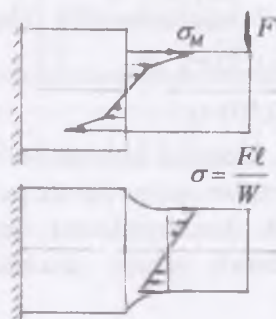
$$q = \frac{\alpha_{kg} - 1}{\alpha_{KH} - 1} \quad (2.179)$$

q - ning qiymati yuqori sifatli, termik ishlov berilgan legirlangan po'latda birgacha, kamuglerodli po'latda 0,5 gacha, cho'yonda nolga yaqinbo'ladi. Demak, mustahkamlik chegarasi katta bo'lgan materiallarda q - ni qiymati katta ekan. Agar, $\sigma_{HOM} = \sigma_{-1}$

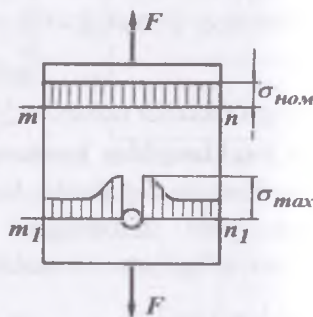
va $\sigma_M = \sigma_{-1K}$ deb qabul qilsak, $\alpha_{kg} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}}$ hosil bo'ladi.

Unda kuchlanish konsentratsiyasining haqiqiy koeffitsienti chidamlilik chegarasi bilan bog'liq bo'ladi $\alpha_{kg} = 1 + q(\alpha_{KH} - 1)$.

Po'lat materiali uchun $\alpha_{kg} = 1,2 + 0,2 \frac{\sigma_B - 40}{110}$; kanavkalar, kesimlar o'zgaradigan joylar bo'lsa $\alpha_{kg} = 1,5 + 1,5 \frac{\sigma_B - 40}{110}$



2.114 – rasm. O'zgaruvchan kesimlarda kuchlanishlar konsentratsiyasi



2.115 – rasm. Notekislik atrofida kuchlanishlar konsentratsiyasi

formula ishlatiladi. Toliqish emirilishlari kesimlarni o'zgaradigan joylarda, notekisliklar atrofida boshlanadi. Bunday hollarda detalning chidamlilik chegarasi kamayadi.

O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlik sharti

O'zgarmas yukda kuchlanishni ruxsat etilgan qiymati quyidagicha topiladi:

Plastik material uchun: $[\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_{OK}}{K_{01}}$ (2.180)

Mo'rt material uchun: $[\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_B}{K_{02} \cdot \alpha_{kg}}$ (2.181)

bu erda: K_{01} - oquvchanlik chegaraga nisbatan mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti.

K_{02} - mustahkamlik chegaraga nisbatan mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti.

α_{kg} - kuchlanishlar kontsentratsiyasining haqiqiy koeffitsienti.

Simmetrik tsiklda chidamlilik chegarasida (σ_{-1}) xavfli kuchlanish bo'ladi.

$$\text{Mo'rt material uchun: } [\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{K_0 \cdot \alpha_{kg} \cdot \alpha_n} \quad (2.182)$$

$$\text{Plastik material: } [\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{K_0 \cdot \alpha_{kg} \cdot \alpha_M \cdot K_T \cdot K_\vartheta \cdot K_g} \quad (2.183)$$

bu erda: K_0 - asosiy mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti

K_T - detalni tayyorlashning texnologiyasini kuchlanishga ta'siri;

K_3 - detalni ekspluatatsiya qilish sharoitining kuchlanishga ta'siri;

K_g - o'zgaruvchan kuchlanishning zarb ta'siri bilan birgalikdagi ta'sirini hisobga oluvchi dinamik koeffitsient.

Egillish bilan buralishning birgalikdagi statik yuk ta'sirida mustahkamlik sharti: $\frac{\sigma^2}{[\sigma]^2} + \frac{\tau^2}{[\tau]^2} \leq 1$ va o'zgaruvchan yuk ta'sirida:

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_{yp} \quad \text{va} \quad \tau = \tau_{yp} + \tau_a \quad \text{yoki} \quad [\sigma] = [\sigma_r^3] \quad \text{va} \quad [\tau_r^{\delta}]$$

III-BOB. MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI

Tabiat fanlari ichida mexanika fani texnikaning ilmiy asoslaridan biridir. Sanoat va texnikaning istalgan sohasida turli konstruktsiyalı mashinalar, asboblار, turli qattiq va suyuq massalar, gazlar va boshqalar bilan ish olib borishga to'g'ri keladi. Ma'lum texnologik jarayonda mashina (texnika) va asboblار bir-biriga nisbatan doimo o'zaro harakatda bo'lganliklaridan, shu jarayonning normal borishini ta'minlovchi konstruktsiyani yaratish va hisoblashga to'g'ri keladi. Buning uchun mashina tarkibidagi harakatlanuvchi bo'g'inlarning va elementlar materiallarining mexanik xossalarini o'rganish lozim.

Shuning uchun mashina mexanikasi turli jarayonlarda qatnashuvchi mexanizm va mashinalar harakatini nazariy va eksperimental o'rganib, ularning ish organlarining boshqa ish organlari bilan aloqasidagi harakat qonuniyatlarini topish bilan shug'ullanadi.

Mexanika ikki qismdan iborat:

1. Nazariy mexanika - bunda sistema (ob'ekt) harakatining umumiy qonuniyatlari o'rganadi.

2. Tadbiqiy (amaliy) mexanika-mexanikaning umumiy qonuniyatlari asosida mexanik sistema (uzatish mexanizmlari) harakatini boshqarish usullari, harakat ko'rsatkichlari (uzatishlar soni, tezlik tezlanish) o'rganiladi.

Tadbiqiy mexanikada - materiallarning mexanik xossalari asosida mexanik sistema konstruktsiyalarining mustahkamligi va birligi o'rganiladi.

Mexanizm va mashinalar nazariyasi tadbiqiy mexanikaning tarkibiy qismiga kiradi.

Mexanizm va mashinalar nazariyasi jarayonning boshqarilishida ishtirok etayotgan dvigatel va mexanik uzatmalarni ishonchli ishlashini ta'minlash uchun mexanizmlarni tuzilishi, kinematikasi va dinamikasini analiz va sintez etish bilan shug'ullanadi.

Mexanizm va mashinalar yaratishda quyidagi talablar qo'yiladi [25]

1. Texnik talablar - bunda mashinaning ish unumi yuqori bo'lishi, aniq harakat qilishi va sifatli mahsulot ishlab chiqarishi talab etiladi.

2. Konstruktsiyaning ratsional bo'lishi ortiqcha material sarflamasdan, detallarni optimal o'lchamlari va materiali to'g'ri tanlanishi. mustahkamligi etarli darajada bo'lishi lozim.

Konstruktsiyani ratsional bo'lishi quyidagi parametrlarga bog'liq :

a) Konstruktiv parametr-maksimal yuklanish, quvvat, tezlik va tezlanish, bo'g'inlardagi kuchlanish, gabarit o'lchamlar va og'irliklar.

b) Texnologik parametrlar-foydali qarshilik kuchlari yoki quvvat, mahsulot me'yorini ta'minlovchi (mexanizm) mashina harakati va ish organining aylanishlar soni, sirtning g'adir-budurligi, berilgan tsiklni bajarish aniqligi va h.k.

v) Energetik parametrlar-energiya sarfi, uning mexanizmda yo'qolishi, mashina uzellarining FIK.

g) Iqtisodiy parametrlar-mashina uzellarini ishlab chiqarish narxi, ekspluatatsion harajatlar, harakatga keltirish uchun sarflangan energiya narxi.

Mashina va mexanizmlar og'ir sanoatda, o'rmon xo'jaligida, aviatsiya sanoatida, engil, to'qimachilik, oziq-ovqat sanoati va kimyoviy-texnologiya, neft va gaz sanoati hamda boshqa sohalarda ishlatiladi.

Mexanizm va mashinalar nazariyasida ikkita muammo hal qilinadi:

1. Mexanizmlar analizi-mexanizmlar kinematik va dinamik jihatdan tekshiriladi.

2. Mexanizmlar sintezi-mexanizm bo'g'inlarining berilgan harakat qonunini amalga oshiruvchi mexanizm yaratish talab etiladi

Mexanizmlar analizidan, asosan texnologik maqsadlar uchun foydalaniladi, mutaxassis texnologlar uchun mexanizmning ayrim nuqtalari harakat qonunini bilish kifoya. Mutaxassis mashinasozlar uchun sintez muammosi muhim ahamiyatga ega.

Mashinalashtirilgan ishlab chiqarish va ulardan unumli foydalanish uchun mexanizmlarning kinematik sxemasini tuzish, uning tarkibidagi ayrim bo'g'inlarning harakat qonunlarini bilish va undan foydalana olish ikkala mutaxassisga ham taalluqli

Turli yaratilgan inshootlarni ikki turga ajratish mumkin:

1. Qismlari bir-biriga nisbatan harakatlanmaydigan (qo'zg'almaydigan) – bino, ko'pri, rezervuar va h.k. Bunday inshootlar muhandislik inshootlari deyiladi.

2. Qismlari bir-biriga nisbatan qo'zg'ala oladigan qurilmalar. Bunday qurilmalar mashinalar yoki mexanizmlar deyiladi.

Qismlari nisbiy harakatda bo'ladigan inshootlar mexanikasi bilan, asosan mexanizm va mashinalar fani shug'ullanadi.

Mashina so'zi frantsuzcha machine va lotincha machine so'zlaridan olingan bo'lib, inshoot degan ma'noni bildiradi.

Mexanizm so'zi grekcha machine so'zidan olingan bo'lib, qurol

yoki inshootni anglatadi.

Har qanday mashina ma'lum foydali ish bajaradi. Ana shu tufayli ishni bajarish uchun mashinada quyidagi asosiy belgilar bo'lishi shart:

- 1) mashina ma'lum tartibda tuzilgan bo'lishi;
- 2) uning qismlari ma'lum tartibda harakatlanishi;
- 3) mashina tegishli foydali mexanik ish bajarishi.

Mashinada shu uch belgidan faqat ikkitasi bo'lib, uchinchisi bo'lmasa, u holda, mashina mexanizmga aylanadi. Demak, mexanizm foydali ish bajarmaydi va energiyani bir turdan boshqa turga aylantirmaydi. Mexanizmning vazifasi ma'lum tartibda harakat qilish yoki harakatni uzatishdan iborat, xolos.

Shunday qilib, mexanizm vositasida ma'lum harakat hosil qilinishi yoki biror harakat o'zgartirilishi mumkin.

Mexanizm harakati vaqtida shu mexanizm bo'g'inlarida sodir bo'ladigan ko'zg'alish, tezlik, tezlanish, inertsia kuchlarining o'zgarish qonunlarini ma'lum bir davr ichida o'rganish-mexanizm va mashinalar nazariyasi fanining asosini tashkil etadi. Mexanizmdagi ayrim nuqtalarning yurgan yo'li, tezligi, tezlanishi, mexanizm tarkibidagi ayrim bo'g'inlarning burchak tezliklari, burchak tezlanishlari va ularning inertsia kuchlari, inertsia kuchining momentlari va h.k.lar mexanizmdagi mavjud jarayonning harakatini bildiradi. Ushbu harakat qonunlarini o'rganish mexanizm va mashinalar nazariyasining asosiy masalasi.

Mexanizm va mashinalar nazariyasini o'rganishda, barcha bo'g'inlarini absolyut qattiq jimsalar deb, ularning harakati vaqtida bo'g'inlarda deformatsiya hosil bo'lmaydi deb faraz qilinadi, mexanizm tarkibidagi etaklovchi bo'g'inning bir minutdagi aylanish soni o'zgarmas deb qabul qilinadi.

Mexanizm va mashinalar nazariyasi texnikadagi konkret masalalarni hal qilishda bika, deformatsiyalanuvchi jismlar mexanikasining qonun-qoidalarini tadbiiq etadi.

Mexanizmlarning turlari. Mashinasozlikda ishlatilayotgan mexanizmlarni konstruksiyasiga ko'ra quyidagi turlarga bo'linadi:

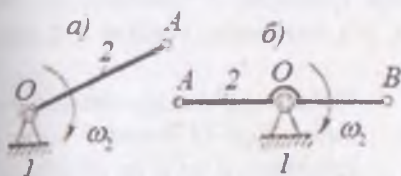
1. Richagli mexanizmlar
2. Kulachokli mexanizmlar
3. Tishli mexanizmlar
4. Vintli mexanizmlar
5. Friksion mexanizmlar
6. Egiluvchan bo'g'inli mexanizmlar

7. Hidravlik va pnevmatik mexanizmlar

8. Elektrik mexanizmlar.

Richagli mexanizmlar. Richagli mexanizmlar deb, aylanma harakatni ilgarilanma-qaytma yoki ilgarilanma - qaytma harakatni aylanma harakatga o'zgartirib beruvchi mexanizmlarga aytiladi.

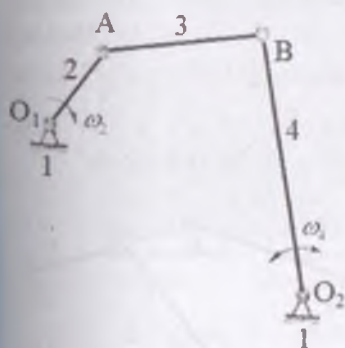
Richagli mexanizmlar hozirgi zamon mashinalarida juda ko'p ishlatiladi. Bunday mexanizmlar sterjenli mexanizmlar deb ham aytiladi.



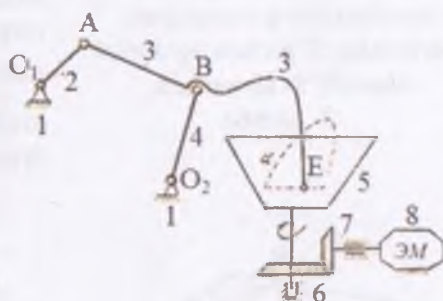
3.1-rasm – Ikki bo'g'inli mexanizmlar.

a) qo'zg'almas bo'g'inli
b) qo'zg'aluvchan bo'g'inli

Eng oddiy richagli mexanizm-ikki bo'g'inli mexanizmdir (3.1-rasm). Ular bir elkali (3.1-rasm, a) va ikki elkali (3.1-rasm, b) bo'lishi mumkin. Bu mexanizmlarning ikkalasi ham qo'zg'almas O o'q atrofida ω_2 burchak tezligi bilan aylanadi. Bu xildagi mexanizmlar aylanma harakat qiluvchi – elektr motorlari, ventilyatorlar, shamol dvigatellarida ishlatiladi.



3.2-rasm. To'rt bo'g'inli mexanizm. 1-qo'zg'almas bo'g'in, 2-krivoship, 3-shatun, 4-koromislo

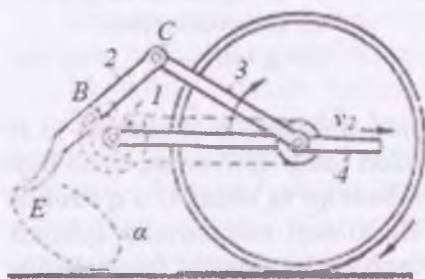


3.3-rasm. Xamir qorish mashinasining mexanizmi: 1-qo'zg'almas bo'g'in, 2-krivoship, 3-shatun, 4-kormislo, 5-xamir qozoni, 6,7- tishli g'ildiraklar, 8-elektromotor

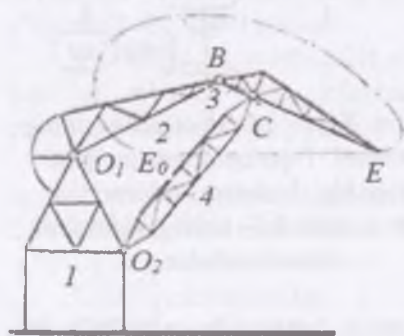
To'quv avtomatlari va yuk ko'tarish kranlarida to'rt bo'g'inli mexanizmlar ishlatiladi (3.2-rasm). Bu mexanizm tarkibida bitta krivoship, bitta koromislo bo'lgani uchun, to'rt bo'g'inli bunday

mexanizm sharnirli krivoship-koromisloli mexanizm deb aytiladi. Bunday mexanizmlar ip gazlama, shoyi, yung va kanop to'qimalar to'qiydigan avtomat stanoklarning asosini tashkil etadi. To'quv avtomatlaridagi to'rt bo'g'inli sharnirli krivoship-koromisloli mexanizm batanli mexanizm deyiladi

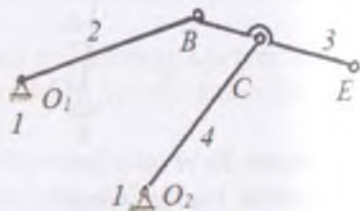
Bunday mexanizmlar xamir qorish mashinalarida ham ishlatiladi (3.3-rasm). Mexanizmning xamir qoruvchi panjasi 3 shatun bilan bir butun bo'lib, uning uchi E xamir qozonida ℓ traektoriya bo'lib harakatlanadi. Xamir qozoni ham, o'z navbatida, vertikal o'q atrofida aylanadi



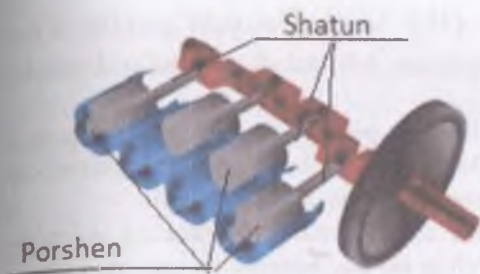
3.4-rasm. Pichan ag'darish mashinasining mexanizmi.
1-krivoship, 2-pichan ag'darish shatuni, 3- koromislo, 4- planka



Pichan ag'darish mashinasining mexanizmi (3.4-rasm) 1 bo'g'inli krivoship, 2 bo'g'inli pichan ag'darish shatuni va 3 bo'g'inli koromislo, g'ildirak o'qiga o'rnatilgan 4 planka qo'zg'almas bo'g'indan tashkil topgan. To'rt bo'g'inli mexanizmlar ikki krivoshipli yoki ikki koromisloli bo'lishi mumkin. Masalan, yuk ko'tarish kranlarida ishlatiladigan ikki koromisloli mexanizm (3.5-rasm). Bunday mexanizmdagi O_1B va O_2C koromislolar O_1 va O_2 o'qlar atrofida tebranma harakat qiladi



3.5-rasm. Ko'tarish kranining mexanizmi va kinematik sxema-si:
1- qo'zg'almas bo'g'in, 2,4- koromislolar, 3-shatun



3.6-rasm. Krivoship-polzunli mexanizm:

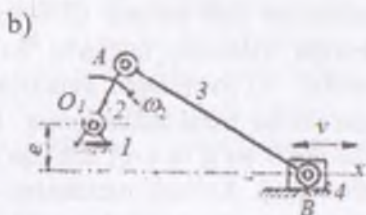
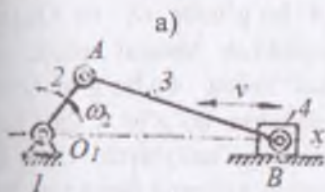
a) aksial va

b) dezaksial

1-qo'zg'almas bo'g'in,

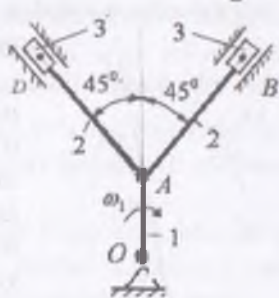
2-krivoship, 3- shatun,

4- polzun



Shatun

Porshen



3.7-rasm. V-shaklli krivoship- shatunli mexanizm

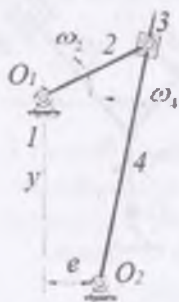
Sharnirli to'rt bo'g'inli mexanizmdagi koromislo o'rniga polzun o'rnatib, uni qo'zg'almas yo'naltiruvchi bo'ylab harakatga keltirsa, krivoship-shatunli mexanizm hosil bo'ladi (3.6-rasm).

Krivoship-shatunli mexanizm porshenli dvigatellarda, kompressorlarda, presslarda, nasoslarda ishlatiladi. Agar polzun (3.7-rasm) markazi B dan o'tuvchi $x-x$ chizig'i krivoship o'qi (O_1) dan o'tsa aksial krivoship-shatunli mexanizm, agar $x-x$ to'g'ri chiziq

krivoshipning aylanish nuqtasi (O_1) dan yuqori yoki pastdan o'tsa, dezaksial krivoship-shatunli mexanizm deb ataladi. e oraliq dezaksial deyiladi.

Mexanizm – krivoship, shatun, polzun va tayanchdan tashkil topgan. Krivoship – 360° ga to'la aylanuvchi bo'g'in; shatun murakkab harakatlanadi va polzun ilgarilanma-qaytma harakat qiladi.

Agar to'rt bo'g'inli sharnirli mexanizmdagi polzunning qo'zg'almas yo'naltiruvchisi qo'zg'aluvchan bo'lsa, bunday mexanizm kulisali mexanizm deb ataladi (3.8-rasm). 2,3,4 bo'g'inlar O_1 va O_2 o'qlar atrofida aylanadi, uchinchi bo'g'in murakkab harakat qiladi, uning harakti, O_1 atrofidagi aylanma harakat bilan 4 bo'g'in bo'ylab ilgarilanma harakatdan iborat. Qo'zg'aluvchan bo'g'in 4 da harakat qiluvchi 3 bo'g'in tosh deb, qo'zg'aluvchan yo'naltiruvchi 4 esa kulisa deb ataladi. Kulisali mexanizm – bir turdagi aylanma harakatni boshqa turdagi aylanma harakatga yoki uzluksiz aylanma harakatni ilgarilanma-qaytma harakatga o'zgartirib beradi.



3.8-rasm. Kulisali mexanizm: 1-qo'zg'almas bo'g'in, 2 krivoship, 3 tosh, 4 kulisa

Kulisali mexanizmlar-tikuv mashinalarida, to'quv avtomatlarida, tanda iplari o'ralgan g'altakni harakatlantiruvchi mexanizmda, poligrafiya mashinalarida, randalash stanogida xamir qorish, jun tozalash, kartoshka kovlash mashinalarida, kompressorlarda ko'plab ishlatiladi.

Kulachokli mexanizmlar. Kulachokli mexanizmlar texnikaning xilma-xil sohalarida, masalan ichki yonuv dvigatellarida, avtomatik mashinalarda ishlatiladi. Turli mashinalar, stanoklar va asboblarda qo'llaniladigan – kulachokli tekis va fazoviy mexanizmlarda oliy juftlikli kulachok va

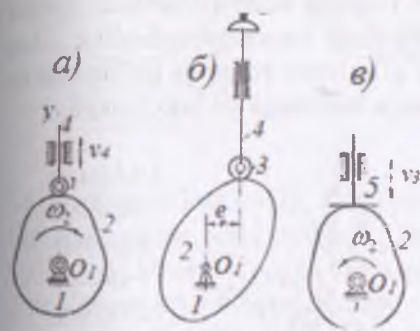
tolkatel deb aylanuvchi bo'g'inlar mavjud.

Kulachok shakli tolkatelning harakat qonunini belgilaydi.

3.9-rasmda oddiy kulachokli mexanizm ko'rsatilgan. Bu mexanizm to'rt bo'g'indan: qo'zg'almas bo'g'in, qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi bo'g'in (kulachok), rolik, to'g'ri chiziq bo'ylab yuqoriga va pastga harakat (ilgarilanma-qaytma) qiluvchi bo'g'in (tolkateldan) iborat. Tolkatel shtanga deb ham ataladi.

Rolik-kulachok profili bilan tolkatel orasidagi ishqalanishni kamaytirish uchun ishlatiladi. 3.9-rasmda ko'rsatilgan mexanizm

tolkatelli ilgari lanma-qaytma harakat qiluvchi kulachokli mexanizm deb ataladi. Bunday kulachokli mexanizmlarda kulachok ω_2 burchak tezligi bilan aylansa, tolkatel ma'lum oraliqda (balandlikk) ko'tarilib, yana oldingi vaziyatiga qaytib keladi.



3.9-rasm. Kulachokli mexanizmlar: a) aksial, b) dezaksial, v) tekis tolkatelli: 1- qo'zg'almas bo'g'in, 2-kulachok, 3-rolik, 4-tolkatel, 5-tekis tolkatel

Kulachokli mexanizmlar aksial va dezaksial kulachokli mexanizmlarga bo'linadi (3.9-rasm). Tolkatelning o'qi kulachokning aylanish o'qi O_1 dan o'tsa, bunday kulachokli mexanizm aksial (markaziy) kulachokli mexanizm deb ataladi (3.8-rasm), tolkatel o'qi O_1 nuqtadan o'tmasa, u holda mexanizm dezaksial kulachokli mexanizm deyiladi (3.9-rasm).

Kulachokli ba'zi mexanizmlarda tolkatel bilan kulachok bir-biri bilan tekislik orqali urinadi. Shuning uchun bunday kulachokli mexanizmlar tekis tolkatelli kulachokli mexanizmlar deyiladi (3.9-rasm).

Ko'pincha, kulachokli mexanizmlarda tolkatel kulachokka o'tkir uchi bilan tegib turadi. Bunday mexanizmlar o'tkir uchli tolkatelli kulachokli mexanizmlar deb ataladi.

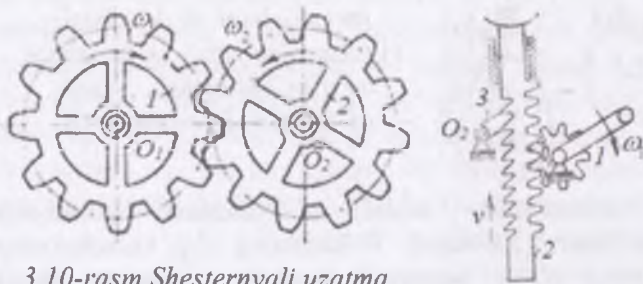
Ayrim kulachokli mexanizmlarda kulachok aylanma harakat qilganda, tolkatel ham aylanma harakat qiladi (ma'lum o'n atrofida tebranadi)

Shesterniyali (tishli g'ildirakli) mexanizmlar. Presslar bolg'alovchi mashina, tebranuvchi konveyerlar, ilashish muftalari, kranlar, suv nasoslari xamir qorish mashinalari va h.k ishlatiladi.

Texnikada ishlatiladigan mexanizm va mashinalarda bir valdan ikkinchi valga (bir bo'g'indan ikkinchi bo'g'inga) aylanma harakat uzatish kerak bo'ladi. Buning uchun ketma-ket tishlar tayyorlangan tishli g'ildiraklardan (3.10-rasm) tarkib topgan mexanizmlar ishlatiladi. Tishlar o'rnatilgan g'ildirakning radiusi cheksiz katta bo'lsa, g'ildirak aylanasi to'g'ri chiziq bo'ladi. Bunday tishli bo'g'inlar tishli reykarlar

deyiladi. Harakatni uzatishning bunday turi reykali uzatma deyiladi (3.11-rasm). 1-bo'g'inni qo'lda strelka bilan ko'rsatilgan tomonga qarab aylantirsak, uning uchiga o'rnatilgan tishli g'ildirak ham O_1 nuqta atrofida aylanadi.

Natijada 2 reyka yuqori tomon V tezlik bilan ko'tariladi. Reyka pastga tushib ketmasligi uchun uning chap tomoniga sobachka deb ataluvchi 3 bo'g'in o'rnatilgan, bu bo'g'in reyka yuqoriga ko'tarilganda unga yo'l beradi, ammo reykaning pastga tushishiga yo'l qo'ymaydi.



3.11-rasm.
Reykali
uzatma:
1-dasta,
2-reyka,
3-sobachka

3.10-rasm. Shesternyali uzatma

Bu mexanizm domkrat deyiladi va mashinalarni ma'lum balandlikka ko'tarishda ishlatiladi.

Tishli g'ildiraklar vositasida harakat bir valdan ikkinchi valga uzatiladi, ya'ni bir g'ildirakning tishlari ikkinchi g'ildirakning tishlari bilan doimo bog'lanishda bo'ladi, ikkita shesternyali tishli ilashish hosil bo'ladi. Agar tishli ilashishda tsilindrik sirtlarga o'rganilgan tishlar shu tsilindrlarning o'qlariga parallel bo'lsa, tishli ilashishning bu turi to'g'ri tishli tsilindrik ilashish deb ataladi.



3.12-rasm. Sirtqi
ilashish



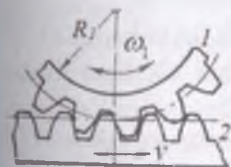
Tsilindrik sirtlarga tishlarning qanday o'rganilishiga qarab, tishli ilashishlar ikkiga bo'linadi. Agar tishli ikkala bo'g'indagi tishlar tsilindrning sirtqi yuzasiga o'rnatilgan bo'lsa, bunday



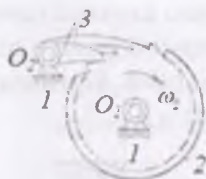
3.13-rasm. Ichki ilashish



3.14-rasm.
Reykali
mexanizm

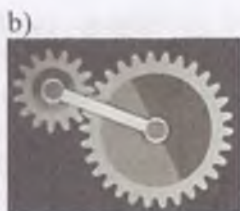


3.15-rasm.
Xrapovikli
mexanizm



Xrapovikli mexanizm (3.15 -rasm) tarkibida xrapovik deb ataluvchi tishli g'ildirak bo'ladi. Tishlari bir tomonga qiya bo'lgan shesternya xrapovik deyiladi. Sobachka deb ataluvchi bo'g'in xrapovikni soat strelkasiga teskari tomonga aylanib ketishiga yo'l qo'ymaydi. Xrapovikli mexanizmlar balandliklarga yuk ko'tarish lebedkalariga, to'quv avtomatlarida va boshqa mashinalarda ishlatiladi.

Mexanizm tarkibidagi ikkita shesternyalar qo'zg'aluvchan bo'lsa, 3-bo'g'in 2-bo'g'in atrofida aylanadi (3.16-rasm), mexanizm shesternyali differentsial mexanizm deb, 2 shesternya qo'zg'almas bo'lsa, mexanizm shesternyali planetar mexanizm (3.17-rasm) deb ataladi. Differentsial va planetar mexanizmlar epitsiklik mexanizmlar deb ham ataladi. Ular tashqi va ichki ilashishli bo'lishi mumkin, gabariti kichik bo'lishi bilan birga etaklanuvchi bo'g'inda istalgan tezlik hosil qilish mumkin.



3.16-rasm. a)-b) tashqi ilashishli differentsial yoki planetar mexanizm: 1-qo'zg'almas bo'g'in, 2- qo'zg'aluvchan markaziy shesternya, 3 satelit, 4 vodila

3.17-rasm. v)-g) ichki ilashishli differentsial yoki planetar mexanizm: 1-qo'zg'almas bo'g'in, 2-qo'zg'aluvchan markaziy shesternya, 3 satelit, 4 vodila

Tekislikda harakatlanuvchi shesternyalı mexanizmlar tarkibiga kiradigan shesternyalarning o'qlari bir-biriga paralel bo'ladi. Fazoviy shesternyalı mexanizmlar tarkibiga kiradigan shesternyalarning o'qlari paralel bo'lmaydi.

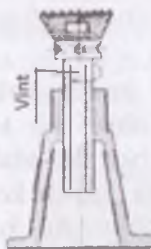
Bunday mexanizmlarda uch xil ko'rinish bo'ladi: tishli g'ildiraklarning o'qlari kesishadi (konussimon tishli);

o'qlar kesishmaydi (ayqash o'qlar), ular o'zaro tik joylashadi;

o'qlar bir-biri bilan kesishmaydi ham bir-biriga tik ham emas (gipoidli mexanizm).



3.18-Konus shesternyalı mexanizm



O'qlar bir-biri bilan kesishib o'tsa, bunday mexanizm konus shesternyalı mexanizm deb ataladi (3.18-rasm). Mexanizm tarkibiga kiruvchi ayrim bo'g'inlar vintsimon harakat qilsa, bunday mexanizmlar vintli mexanizmlar deb ataladi. Vintli mexanizm bo'g'inlari vintli juftlar vositasida bir-biri bilan bog'lanadi.

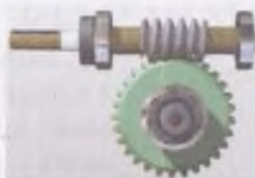
Vintli mexanizmdagi kichik g'ildirak tishlari sonini kamaytirsak, u holda g'ildirakning tishlari vint kesimini hosil qiladi. Bunda chervyakli mexanizm kelib chiqadi (3.20-rasm).

Chervyakli mexanizm chervyak vali va chervyak g'ildiragidan

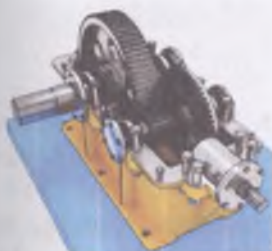
tashkil topadi. Chervyakning tishlari chervyakning kirimi deb ataladi. Kirimlar soni-1,2,3 va hokazo bo'lishi mumkin.



20-rasm. Chervyakli mexanizm



3.21-rasm. Gipoidli uzatma

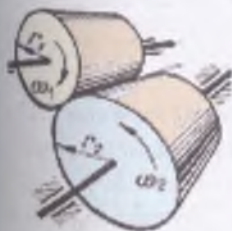


3.22 -rasm. To'g'ri tishli tsilindrik va konussimon tishli uzatmalardan tashkil topgan ikki pog'onali reduktor



3.23-rasm. Qiyshiq tishli tsilindrik uzatmadan tashkil topgan ikki pog'onali reduktor

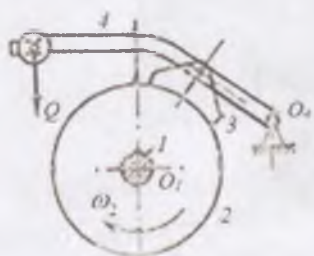
Gipoidli mexanizmlar - dvigatellardagi uzatmalarda ishlatiladi (3.21-rasm). Bir necha juft shesternyadan iborat murakkab uzatma reduktor deb ataladi.



Friksion mexanizmlar. Ishqalanish kuchining yordami bilan har qanday bo'g'inning harakati to'xtatilishi yoki to'xtab turgan bo'g'in harakatga keltirilishi mumkin. Ishqalanish kuchlari yordami bilan harakatga keltiruvchi yoki to'xtatiluvchi mexanizmlar friksion mexanizmlar deb ataladi.

Friksion mexanizmlarda aylanma harakat oliy juftlikni hosil qiluvchi bo'g'inlar orasida vujudga keluvchi ishqalanish orqali uzatiladi. Aylanuvchi g'ildiraklar tsilindrik yoki konussimon ko'rinishda bo'ladi.

Friksion mexanizmlar texnikada bo'g'inlarning burchak tezliklarni bir me'yorda o'zgartirish uchun har xil konus uzatmalarda, ba'zi muftalarda



3.24-rasm. Kolodkali tormoz:
1-val, 2-disk, 3-kolodka,
4-richag

va turli tormozlarda ishlatiladi. ω_2 burchak tezligi bilan aylanayotgan diskni O_2 atrofida aylanuvchi 4 richakka o'rnatilgan 3 kolodkani bosib to'xtatish mumkin (3.24-rasm), chunki kolodka bilan diskning orasida ishqalanish kuchi hosil bo'ladi.

Egiluvchan bo'g'inli mexanizmlar. Texnikada egiluvchan bo'g'inlarni (arqonlar, tasmalar, lentalar, zanjirlar, troslar va boshqalar) o'z ichiga oluvchi mexanizmlar ham ishlatiladi.

Bunday mexanizmlar to'qimachilik sanoatida yigiruv, to'quv mashinalarida, ichki yonuv dvigatellarida, tegirmonlarda ko'p uchraydi. Egiluvchan bo'g'inlar oraliq bo'g'in sifatida ishlatiladi.

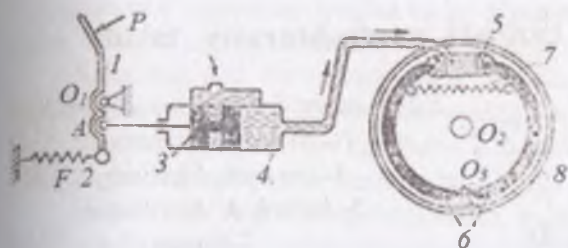
Ular yordami bilan o'qlari etaklovchi bo'g'in o'qiga parallel va ayqashib o'tuvchi bo'g'inlarga harakat uzatiladi.



3.25-rasm. Egiluvchan bog'lanishli mexanizmlar: a) tasmalm va zanjirli uzatmalardan tashkil topgan yuritma, b) tasmalm uzatma,

Gidravlik va pnevmatik mexanizmlar. Texnikada harakat uzatishda oraliq vosita sifatida suyuqlik va gazlar ham ishlatiladi. Bunday mexanizmlar gidravlik jihozlangan yoki pnevmatik jihozlangan mexanizmlar deb ataladi.

3.26-rasmda avtomobillarda ishlatiladigan gidravlik tormozning kinematik sxemasi ko'rsatilgan. Agar mashina to'xtatilishi lozim bo'lsa, shofyor oyog'i bilan (R kuch bilan) tormoz pedaliga bosadi, bunda tormoz richagi (1) O_1 o'q atrofida soat strelkasi aylangan tomonga teskari aylanib, richagning A joyidan ulangan tormoz porshenining shtogi o'ng tomonga harakatlanadi va tormoz tsilindri (4) dagi suyuqlik 5- tsilindrga o'tadi.



3.26-rasm. Gidravlik mexanizm: 1-richag, 2-7-prujina, 3-shtok, 4-5- tsilindr, 6-kolodkalar, 8-tormoz barabani

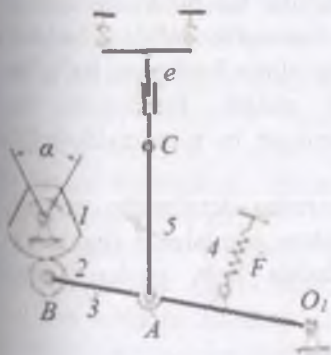
Tsilindrdagi porshenchalar o'ngga va chapga harakatlanib, 6-kolodkani O_3 o'q atrofida o'ngga va chapga aylantiradi. Kolodkalar tormoz barabaniga tegib, g'ildirakni to'xtata boshlaydi. 7 prujina tormoz kolodkalarini tormoz barabanidan ajratish uchun xizmat qiladi.



Ekskavatorning kovishi turli xarakatlarni bajarishi uchun uning strelasi turli vaziyatlarda bo'lishi kerak. Buning uchun gidravlik tsilindrlardan foydaniladi

Elektrik mexanizmlar.

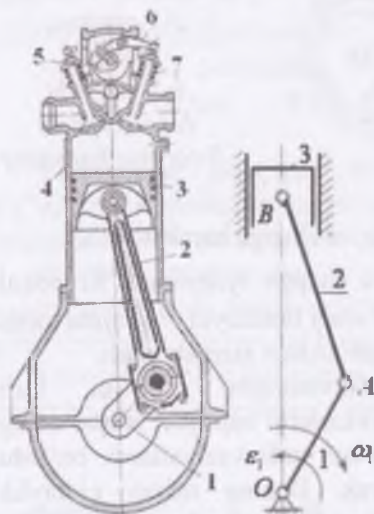
Elektrik mexanizmlarning elektrik jihozlari qattiq, egiluvchan va suyuq muhitlar vazifasini o'taydi.



3.27-rasm. Elektrik mexanizm. 1-kulachok, 2-rolik, 3-richag, 4-prujina, 5-tortqi, 6-kontakt knopkalari o'rnatilgan bo'g'in, 7-kontaktlar

3.27-rasmda to'qimachilik fabrikalarining tayyorlov bo'limida ishlatiladigan ip o'rash mashinalarining dvigatellarini maksimal va minimal vaqt ichida ishlab turish jarayonini tartibga solish mexanizmi ko'rsatilgan. Elektrik mexanizmlar tuquv, oxorlov va to'qimachilik sanoatining turli mashinalarida ishlatiladi. Elektrik mexanizmlarning afzalligi shundaki, ularning tarkibiga kiradigan etaklanuvchi bo'g'inlar elektrikli jihozlar yordami bilan tez to'xtatilishi yoki tez harakatga keltiriladi.

Mexanizmlarni tuzilishi va strukturaviy tahlili



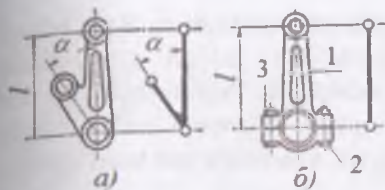
3.28 – rasm Ichki yonuv dvigateli.

1-krivoship 2- shatun;
3- porshen; 4- tsilindr;
5- kulachok; 6- tolkatel;
7-klapan

Mexanizm -bir yoki bir necha jism harakatini boshqa jismlarning aniq qonuniyatiga amal qiluvchi harakatiga aylantirib beruvchi qurilma. Mexanizm – barcha mashina, mexanik asbob va sanoat robotlarining kinematik asosi.

Mexanizm bir yoki bir nechta bo'g'inlar harakatini boshqa bo'g'inlarning talab etiladigan harakatiga aylantirib beruvchi bo'g'inlar sistemasi. Mexanizmlar har bir mashinaning qismlariga kiradi. Mexanizm bo'g'in va kinematik juftdan tashkil topgan. Bir yoki bir nechta detallarning qo'zg'almas birikmasi **bo'g'in** deyiladi. Qo'zg'almas bo'g'in tayanch deb ataladi. Etaklovchi va etaklanuvchi bo'g'inlar mavjud. Harakati berilgan bo'g'in etaklovchi, qolganlari etaklanuvchi.

Detal va bo'g'in. Mashina va mexanizmlar detallardan tashkil topadi. Detal ishlash layoqatini ta'minlash uchun, u ratsional shakl va o'lchamlarga ega. Shunday detallar jumlasiga bolt, gayka, vint, shesternya va boshqalar misol bo'ladi [25].



3.29- rasm. Bo'g'in (a) va (b)
kinematik sxemasi:
1-shatun; 2-bolt; 3-gayka

Shatun deb ataluvchi bo'g'in uchta detaldan shatun 1, bolt 2 va 3 gaykadan iborat. Mexanizmlar nazariyasini o'rganishda detallar va bo'g'inlarning konstruktiv shaklidan emas, balki ularning kinematik sxemalaridan foydalaniladi.

Krivoship deb, qo'zg'almas o'q atrofida to'liq aylanma harakatni amalga oshiradigan richagli mexanizmning bo'g'iniga aytiladi.

Koromislo deb, qo'zg'almas o'q atrofida harakatni amalga oshiradigan richagli mexanizmning bo'g'iniga aytiladi.

Shatun deb, faqat harakatlanuvchan bo'g'inlar bilan kinematik juft hosil qiladigan richagli mexanizmning bo'g'iniga aytiladi.

Kulisa deb, qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat qiladigan va boshqa qo'zg'almas bo'g'in bilan ilgarilanma juftlik hosil qiladigan richagli mexanizmning bo'g'iniga aytiladi.

Kulachok deb, profili o'zgaruvchan egrilikka ega bo'lgan va etaklanuvchi bo'g'inning harakatini aniqlaydigan bo'g'in.

Kirish (etaklovchi) bo'g'in deb, harakati berilgan va mexanizm yordamida boshqa bo'g'inlarning talab qilingan harakatiga o'zgartirib beradigan bo'g'iniga aytiladi.

Chiqish (etaklanuvchi) bo'g'in deb, mexanizm amalga oshirishi lozim bo'lgan harakatni bajaruvchi bo'g'iniga aytiladi.

Bog'lanishlar to'g'risida umumiy tushunchalar. Qo'yilgan kuchlar ta'sirida ixtiyoriy harakat qiladigan material nuqta erkin nuqta deb ataladi. Material nuqtaning fazodagi harakati, biror geometrik va kinematik harakterdagi shartlar bilan cheklabqo'yilsa, bunday material nuqta erksiz nuqta deyiladi [25].

Oddiy geometrik harakterdagi bog'lanishga havo oqimi kuchlari ta'sirida material nuqtaning harakatini yo'naltiruvchi trubalar misol bo'ladi. Nuqtaning erkin harakatini cheklab turuvchi shartlar bog'lanishlar deb ataladi.

Mexanizm tarkibiga kiruvchi bo'g'inlarning har biri ma'lum tartibda harakat qilishi shart. Agar sistema tarkibiga kiruvchi bo'g'inlar ma'lum tartibda harakat qilmasa, u holda bunday sistema mexanizm bo'lmay, tartibsiz harakat qiluvchi sistema bo'ladi. Mexanizm tarkibiga

kiruvchi bo'g'inlarning ikkitasi kinematik juft hosil qiladi. Bo'g'inlarni kinematik juftlar orqali bir-biriga biriktirish yo'llari xilma-xildir. Masalan, valning uchiga (ship) podshipnik biriktiriladi va val podshipnikda faqat aylanma harakat qiladi. Bu erda valning uchi podshipnik bilan tsilindrik sirt orqali birikib, kinematik juft hosil qiladi.



3.30-rasm. Podshipnik va val birikmasi
1-podshipnik, 2-val

Uchining sirtqi tsilindrik yuzasi podshipnikning ichki tsilindrik yuzasi ya'ni ikkala bo'g'in bir-biriga tsilindrik yuzasi bilan tegishib turadi. Ana shu tegishib turgan sirtlar juftning elementlari deb ataladi. Agar val bilan podshipnik erkin bo'g'inlar (biriktirishga qadar) deb qaralsa, ular erkin jismlar bo'lib ma'lum tartibda harakatlanmasligi mumkin. Kinematik juft tarkibiga kiruvchi bo'g'inlarning tartibsiz harakatiga chek qo'yiladi. Val podshipnikda faqat aylanma harakat qila oladi.

Bo'g'inlarning nisbiy (tartibsiz) harakatiga qo'yilgan chek kinematik juftlardagi bog'lanish shartlari deyiladi.

Bir -biriga nisbatan harakat qiladigan ikki bo'g'inning birikmasi **kinematik juft** deyiladi. Quyi va oliy kinematik juftlar mavjud

Oliy kinematik juft - vint - gayka
bo'g'in bo'g'in bilan
nuqta yoki chiziq
buyicha birikma
hosil qiladi

kulachokli
mexanizm

tishli mexanizm



Quyi kinematik juftlarning belgilanishi

Quyi kinematik juft - bo'g'in bo'g'inga sirtlari buyicha tegishadi



qo'zg'almas
ustun va
krivoship
birikmasi



koromislo
- shatun
birikmasi



shatun
koromislo
birikmasi



polzun
yo'nalti-
ruvchi
birikmasi

Quyi kinematik juftlarning ko'rinishlari.[16]



*Ilgarilanma
harakat
porshen va
shtok*



*Aylanma
harakat-
dagi tekis
sharnir*



*Sharaviy
sharnir*



*Aylanma
harakatdagi
val va
podshipnik*



*Ilgari-lanma
harakat:
polzun va
yo'naltirgich*

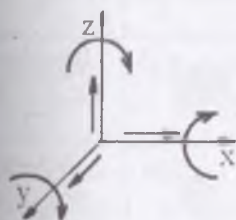
Kinematik juftni ahamiyati- mashinalarning ishga yaroqliligini va ishonchli ishlashini ta'minlaydi, chunki ular orqali bir bo'g'indan boshqasiga kuch uzatiladi.

Ishlatishdagi muammo- nisbiy harakat natijasida kinematik juftliklarda ishqalanish va eyilish sodir bo'ladi

Ehtiyotlik chorasi- ishqalanish va eyilishni kamaytirish uchun turini, geometrik shaklini, o'lchamlarini, moylovchi materiallarni to'g'ri tanlash katta ahamiyatga ega.

Kinematik juftlarning klassifikatsiyasi. Harakatlanuvchanlik bo'g'in va mexanizmlarning asosiy xususiyatidir va mexanizmlarning tuzilishi unga asoslanadi. *Mexanizm bo'g'inlarining fazoda qo'zg'ala olish xususiyati harakatlanuvchanlik deb tushuniladi.*

Qattiq jism fazoda 6 ta harakatni bajarishi mumkin, ulardan uchta x , y , z o'qlari bo'ylab ilgarilanma harakatdan, uchta esa shu o'qlar atrofida aylana harakatdan iborat bo'lishi mumkin.



3.31-rasm. Mumkin bo'lgan harakatlar yo'nalishi

Mexanizmni erkinlik darajasi mumkin bo'lgan harakatlar soniga qarab beriladi. Har qanday qo'zg'alish jismning holatini xarakterlovchi ma'lum koordinata sistemasida koordinatalarning o'zgarishi bilan aniqlanadi. Bu o'zgaruvchan koordinatalar erkinlik darajasi deb ataladi va bo'g'inni harakatlanuvchanlik o'lchovi sifatida xizmat qiladi.

O'zgaruvchan koordinatalar soni bo'g'inning erkinlik darajasiga teng. Bir-biriga bog'lanmagan harakatlar soni erkinlik daraja deb ataladi.

Absolyut qattiq jismga hech qanday cheklanish qo'yilmasa mumkin bo'lgan oltita harakatni bajara oladi, agar erkin jism boshqa bir jism bilan kinematik juft hosil qilsa, uning nisbiy harakatiga ma'lum darajada chek qo'yiladi. *Bog'lanishning ta'siri bog'lanishlar sharti deb ataluvchi cheklanishlar soni bilan baholanadi. Har bir bog'lanish sharti bitta harakatdan mahrum bo'lishni bildiradi*

Nisbiy harakatga qo'yilgan cheklar soni oltita bo'lsa, kinematik juftlik detallarining birkir birikmasi hosil bo'ladi, bog'lanishlar soni birdan kichik bo'lsa, u holda kinematik juft bo'lmaydi, chunki ikki jism bir-biridan mustaqil holda harakatlanadi. Kinematik juft erkinlik darajasini H bilan, bog'lanishlar sonini S bilan belgilasak [25], ularning yig'indisi mumkin bo'lgan harakatlar soniga teng bo'lishi kerak, ya'ni:

$$S + H = 6 \quad (3.1)$$

Bu tenglikdan, kinematik juft bo'g'inining harakatiga qo'yilgan bog'lanish soni bilan erkinlik darajasi faqat 1 dan 5 gacha o'zgarishini ko'rish mumkin. Shuning uchun kinematik juftlar klassi ham 1 va 5 oraliqda o'zgaradi. Dobrovolskiy kinematik juftlar klassini bog'lanishlar soniga teng qilib olgan:

$$S = 6 - H \quad (3.2).$$

Bog'lanish soni, erkinlik darajasi va eskizi			Kinematik juft va shartli belgisi	Bog'lanish soni, erkinlik darajasi va eskizi			Kinematik juft va shartli belgisi
1	5		Shar-tekislik	3	3		Sferik
2	4		Shar-tsilindr	5	1		Ilgarilanma
3	3		Tekis	5	1		Aylanma
4	2		Tcilindrik	5	1		Vintli

3.32-rasm. Bog'lanish eskizlari va shartli belgilari

Aylanma juftlik,- qo'zg'aluvchanligi bitta bo'lgan juftlik, bo'g'inlari o'z o'qi atrofida nisbiy aylanma harakat qiladi, geometrik yopiq quyi kinematik juft.

Ilgarilanma juftlik- qo'zg'aluvchanligi bitta bo'lgan, bo'g'inlari faqat to'g'ri chiziqli nisbiy ilgarilanma harakat qiladigan geometrik yopiq tarzdagi quyi kinematik juft.

Tcilindrsimon juftlik - qo'zg'aluvchanligi ikkita bo'lgan, bo'g'inlari mustaqil ravishda aylanma va to'g'ri chiziqli ilgarilanma nisbiy harakatlar qiladigan, geometrik yopiq tarzdagi quyi kinematik juft.

Sferik juftlik-qo'zg'aluvchanligi uchta bo'lgan, bo'g'inlari x, y, z o'qlari atrofida mustaqil ravishda uch marta nisbiy aylana oladigan, geometrik yopiq tarzdagi quyi kinematik juft.

Sharning 3 ta o'q atrofida aylanma va ikki x, y o'qlar bo'ylab ilgarilanma harakatida shar 5 xil harakatni bajaradi, bunda bog'lanish tenglamalari soni

$$S = 6 - H = 6 - 5 = 1 \text{ bo'ladi:}$$

Shunday qilib, shar bilan tekislik 1 klass juft hosil qiladi.

Agar tekislik ustida tsilindr z va x o'qlari atrofida aylanma harakat, x va y o'qlari bo'ylab ilgarilama harakat qilsa, kinematik juft bo'g'ini bo'lgan tsilindrning erkinlik darajasi soni 4 ga teng bo'ladi.

Tsilindrga qo'yilgan bog'lanish soni :

$$S = 6 - 4 = 2$$

Kinematik juft II klass kinematik juftdir[25].

Bo'g'in (shar) sirtqi yuzasi bilan ikkinchi bo'g'inning ichki yuzasiga doimo tegib turishi va bo'g'inlardan biri ikkinchisiga nisbatan fakat shu yuzalar orqali x, y, z o'qlari atrofida aylanma harakat qilishi mumkin. Bo'g'inlarning nisbiy ilgarilanma harakatiga chek qo'yilgan va bog'lanishlar soni $S = 6 - 3 = 3$

Kinematik juft III klass juftga oid.

Ikkala tsilindr ham kinematik juftning bo'g'inlari bo'lib ular bir-biriga nisbatan fakat x o'qi atrofida aylanma harakat, shu o'q bo'ylab esa ilgarilama harakat qila oladi, xolos. Demak, kinematik juft tarkibidagi bo'g'inning erkinlik darajasi 2 ga teng, kinematik juft bo'g'inining nisbiy harakatiga qo'yilgan bog'lanishlar soni:

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

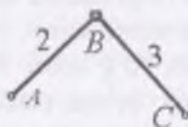
Kinematik juft IV klassga oid.

Agar x o'qi bo'ylab ilgarilanma harakatiga chek qo'ysak, u holda bo'g'in fakat shu o'q atrofida aylanadi, bordiyu, aylanma harakatiga

chek qo'ysak, bo'g'in fakat x o'qi bo'ylab ilgari lanma harakat qiladi. Unda kinematik juft bo'g'iniga qo'yilgan bog'lanish shartlarining soni $S = 6 - 1 = 5$.

Kinematik juft V klassga oid.

Kinematik zanjirlar va ularning turlari. Bir necha bo'g'inning kinematik juftlar vositasi bilan birikishidan hosil bo'lgan qo'zg'aluvchi sistema kinematik zanjir deb ataladi.

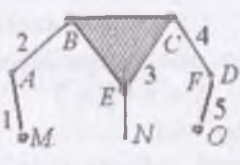
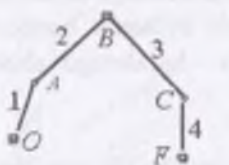


3.33—rasm. Kinematik zanjir

Masalan, 2 va 3 bo'g'inlar V klass aylanma kinematik juft orqali B nuqtada bog'lanib, kinematik zanjir hosil qiladi. Ko'rsatilgan bo'g'inlarda ikki hol bo'lishi mumkin: birinchidan, bo'g'inlarning ikkalasi ham qo'zg'aluvchan bo'lib, bir-biriga nisbatan aylanma harakat qila oladi va ikkinchidan, bo'g'inlarning biri qo'zg'almas bo'lib,

ikkinchisi birinchisiga nisbatan (yoki, aksincha, birinchisi ikkinchisiga nisbatan) B sharnir vositasida aylanma harakat qiladi. A va C kinematik juftlarning erkin elementlari.

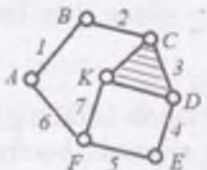
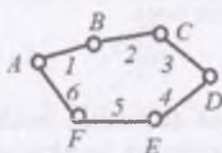
Kinematik zanjirlar, tarkibidagi bo'g'inlar xiliga ko'ra oddiy va murakkab zanjirlarga bo'linadi. Agar kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi bo'g'inlarning biri fakat ikkitadan kinematik juftga kirsa, bunday zanjir oddiy, ikkitadan ortiq kinematik juftga qo'shilsa, bunday zanjir murakkab zanjir deb ataladi. Murakkab kinematik zanjirlar tarkibida bazisli bo'g'in bo'ladi, bu bo'g'in uch nuqtasidan kinematik juftga qo'shilishi mumkin.



3.34 – rasm. Oddiy va murakkab zanjirlar.

Ochiq (3.34– rasm) va yopiq (3.35– rasm) kinematik zanjirlar mavjud.

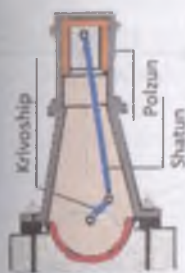
Kinematik zanjirlar tarkibiga kiruvchi har bir bo'g'in eng kamida ikkita kinematik juftga qo'shilsa bunday zanjirlar yopiq zanjirlar deb ataladi.



3.35 - rasm. Oddiy va murakkab yopiq kinematik zanjirlar

Yopiq kinematik zanjirlarda erkin elementlar bo'lmaydi. Murakkab yopiq kinematik zanjirning F nuqtasida 5,6,7 bo'g'inlar kinematik juft hosil qilgan, shuning uchun bu nuqtada ikkita kinematik juft bo'ladi.

Mexanizmlarning turlari, tuzilishi va texnikada ishlatilishi. Kinematik zanjir nuqtai nazaridan mexanizmga quyidagicha ta'rif berish mumkin. *Kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi qo'zg'almas biror bo'g'inga nisbatan bir yoki bir necha bo'g'in muayyan tartibda harakatlangan vaqtda zanjirning qolgan bo'g'inlari ham ma'lum tartibda harakat qilsa, bunday kinematik zanjir mexanizm deb ataladi.*



3.36-rasm. Krivoship polzunli mexanizm

Quyi va oliy kinematik juftli mexanizmlar tekis yoki fazoviy bo'lishi mumkin. *Mexanizm tarkibidagi barcha bo'g'inlar bir tekislikda yoki parallel tekisliklardaharakatlanadigan mexanizm – tekis mexanizm deyiladi.*

Harakatlanuvchi nuqtalari tekis bo'lmagan yoki o'zaro kesishuvchi tekislikda joylashuvchi traektoriyalar chizib harakatlansa - fazoviy mexanizmlar deyiladi.

Quyi juftlikli tekis mexanizmlar: krivoship-polzunli (3.36-rasm) va sharnirli to'rt bo'g'inli richagli mexanizm.

Bo'g'inlarining o'lchamlariga ko'ra krivoship – koromisloli, ikki krivoshipli yoki ikki koromisloli bo'ladi.

Quyi juftlikli fazoviy mexanizmlarga sanoat robotlarida tadbiq etiladigan mexanizmlar misol bo'ladi. Sanoat robotlari yig'ish, payvandlash, bo'yash, yuklash kabi turli - tuman texnologik va yordamchi jarayonlarda ishlatiladi.

Tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlarning tuzilish formula-si. Tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlarning tuzilish formulasini rus akademigi P.L. Chebishev formulasi yoki tekis mexanizmlarning tuzilish formulasi yoxud tekis mexanizmlarning harakatlanuvchanlik darajasini aniqlovchi formula deb ataladi.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 \quad (3.3)$$

bu yerda, W - tekis mexanizmning harakatlanuvchanlik darajasi;

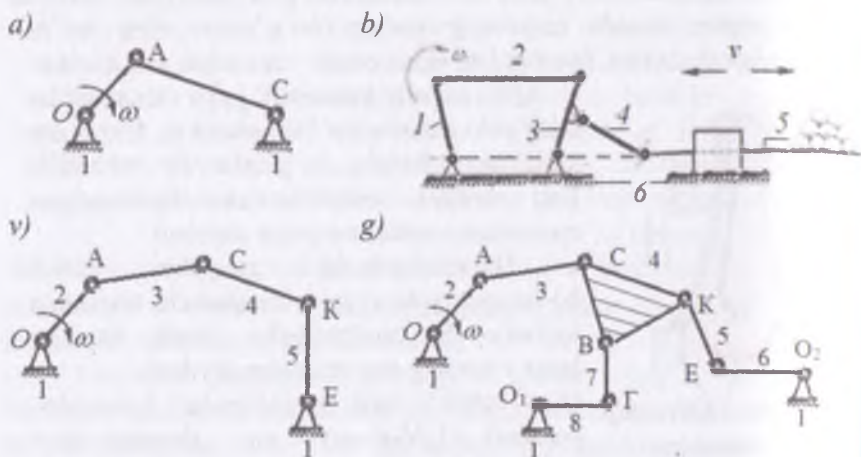
n - tekis mexanizm tarkibidagi qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni;

P_5 - V klass (tekislikda II klass) kinematik juftlar soni;

P_4 - IV klass (tekislikda I klass) kinematik juftlar soni

(3.3) formulaga asosan, agar $W = 0$ bo'lsa, bunday siste-maning birorta ham bo'g'ini harakat qila olmaydi, ya'ni sistema ferma bo'ladi. Agar mexanik sistemaning harakatlanuvchanlik darajasi birga teng bo'lsa ($W = 1$), bu sistema bitta etaklovchi bo'g'inga ega, agar $W = 2$ bo'lsa, sistema mexanizm bo'lib, uning etaklovchi bo'g'ini ikkita.

3.37- rasm,a.da uch bo'g'inli mexanik sistemada ikkita harakatlanuvchan bo'g'in $n=2$ va $R_q=3$, demak, $W=3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$



3.37-rasm. Mexanizmlar: a) harakatchanlik darajasi nol bo'lgan;
b) harakatchanlik darajasi birga teng bo'lgan;
v) harakatchanlik darajasi ikkiga teng bo'lgan;
g) harakatchanlik darajasi uchga teng bo'lgan;

Sistemadagi 2 bo'g'in A o'q atrofida B nuqta chizgan traektoriya bo'ylab aylanmoqchi bo'ladi, sistemaning konstruksiyasi va 3 bo'g'inning o'lchami ($l_{AB} = \text{const}$) yo'l qo'ymaydi. Bundan tashqari sistemaning harakatchanlik darajasi nolga teng bo'lganidan ham, u mexanizm emas, balki birk sistema - ferma.

3.37-rasm, b.da berilgan mexanik sistemada beshta harakatlanuvchan bo'g'in $n=5$ va ettita beshinchi klass quyi kinematik juft $R_q=7$ mavjud, demak, $W=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$.

Mexanizmmda bitta etaklovchi bo'g'in bor. Harakati berilgan 1-bo'g'in etaklovchi qolganlari etaklanuvchi

3.37-rasm, v.da berilgan mexanik sistemada to'rtta harakatlanuvchan bo'g'in $n=4$ va beshta beshinchi klass quyi kinematik juft $R_q=5$ mavjud, demak, $W=3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2$.

Bu mexanizmning etaklovchi bo'g'ini ikkita, harakat qonuni ham ikkita.

3.37-rasm, g.da berilgan mexanik sistemada ettita harakatlanuvchan bo'g'in $n=7$ va to'qqizta beshinchi klass quyi kinematik juft $R_q=9$ mavjud, demak,

$$W=3 \cdot 7 - 2 \cdot 9 = 3.$$

Tekis mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy tasnifi [25].

Qo'zg'almas bo'g'in va u bilan aylanma kinematik juft hosil qiluvchi boshlang'ich bo'g'indan tashkil topgan sistema boshlang'ich oddiy mexanizm deyiladi. Mexanizm bir yoki bir nechta boshlang'ich bo'g'inga hamda stoykaga biriktiriladigan bo'g'inlarga nisbatan harakatchanligi nolga teng bo'lgan strukturaviy guruhlarini birlashtirish orqali hosil qilinadi. Natijada mexanizmning xarakatchanlik darajalari soni o'zgarmaydi.

L.V.Assurning g'oyasi asosida mexanizm qo'yidagi tartibda hosil qilinadi

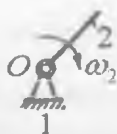
1) mexanizmlarni asosi qilib oddiy ikki bo'g'inli - harakatlanuvchi bo'g'in va stoykadan iborat birlamchi mexanizm olinadi.

2) birlamchi mexanizmga uning bog'lanadigan bo'g'iniga nisbatan erkinligi nol bo'lgan statik aniq kinematik zanjirni biriktirish orqali murakkab mexanizmlar hosil bo'ladi.

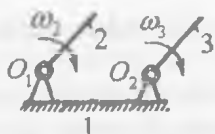
Mexanizmlarning hosil kilinishiga oid asosiy printsiptni L.V.Assur birinchi marta ishlab chiqdi; uni quyidagicha ta'riflash mumkin: *Har qanday mexanizm etaklovchi bo'g'in bilan (yoki etaklovchi bo'g'inlar bilan) qo'zg'almas bo'g'inga harakatlanuvchanlik darajasi nolga teng bo'lgan kinematik zanjirlarni ketma-ket qo'sha borib hosil qilinishi mumkin.*

Haqiqatan ham har qanday mexanizmning tarkibiga qo'zg'almas bo'g'inining harakat qonuni ma'lum bo'lgan (odatda etaklovchi bo'g'in yoki bo'g'inlarning harakat qonunlari berilgan bo'ladi) etaklovchi bo'g'in yoki bo'g'inlar va harakat qonunini topish lozim bo'lgan etaklanuvchi bo'g'inlar kiradi. Shunday qilib, etaklanuvchi bo'g'inlarning harakat qonunlari etaklovchi bo'g'inning yoki bo'g'inlarning harakat qonunlari bilan mexanizmning tuzilishiga bog'liqdir.

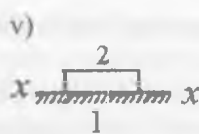
L.V.Assur qo'zg'almas bo'g'in bilan V klass kinematik juft hosil qiluvchi, ya'ni etaklovchi bo'g'in bilan qo'zg'almas bo'g'inni (stoykani) shartli ravishda I klass I-tartibli mexanizm deb atadi (3.38-rasm, a, b, va v).



a)



b)



3.38- rasm,
I klass
1-tartibli
mexanizm

3.38- rasm, *a* da 2 bo'g'in qo'zg'almas bo'g'in 1 ga nisbatan ω_2 burchak tezligi bilan aylanmoqda. 1 bo'g'in bilan 2 bo'g'in birga qo'shilib, 0 nuqtada V klass aylanma kinematik juft hosil qiladi.

3.38- rasm, *b* va 2 va 3 bo'g'inlar qo'zg'almas bo'g'in 1 bilan O_1 va O_2 nuqtalarda V klass kinematik juft hosil qiladi. 2 bo'g'in o'z o'qi O_1 atrofida ω_2 , 3 bo'g'in esa o'z o'qi O_2 atrofida ω_3 burchak tezliklari bilan aylanadi. 3.38- rasm, *v* va 2 bo'g'in 1 bo'g'inga nisbatan faqat ilgariqlama-qaytarma harakat qila oladi. 1 va 2 bo'g'inlar o'zaro V klass ilgariqlama juft hosil qiladi.

Haqiqatan 3.38- rasm, *a*, *b*, *v* larda uch xil I klass mexanizmlari ko'rsatilgan. Shakldagi har bir mexanizmning harakatlanuvchanlik darajasini aniqlab olamiz; 3.38- rasm, *a* dagi mexanizm qo'zg'almas bo'g'in (1) bilan etaklovchi bo'g'in (2) dan iborat, demak, Chebishev formulasiga binoan:

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

bo'ladi. Binobarin, bu sistema etaklovchi bo'g'ini bitta bo'lgan mexanizm ekan (uning harakatlanuvchanlik darajasi birga teng); 3.38- rasm, *b*, dagi mexanizm qo'zg'almas bo'g'in (1) bilan 2 va 3 etaklovchi (qo'zg'aluvchi) bo'g'inlardan tuzilgan, uning harakatlanuvchanlik darajasi:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 = 2$$

bo'ladi. Demak, bu etaklovchi bo'g'ini ikkita bo'lgan mexanizm ekan (uning harakatlanuvchanlik darajasi ikkiga teng); 3.38- rasm, *v* dagi mexanizm polzun (2) bilan qo'zg'almas yo'naltiruvchi (1) dan iborat. uning harakatlanuvchanlik darajasi quyidagicha bo'ladi:

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

L.V. Assurning mexanizmlarning hosil qilinishi to'g'risidagi ta'limotiga binoan, yangi mexanizmlar 3.38- rasm, *a*, *b*, *v* larda ko'rsatilgan I klass mexanizmlarning etaklovchi bo'g'inlariga harakatlanuvchanlik darajasi nolga teng bo'lgan gruppalar (yoki kinematik zanjirlar) qo'shish yo'li bilan hosil qilinadi. Demak, harakatlanuvchanlik darajasi nolga teng bo'lgan tekis kinematik zanjirlarning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi: $W_{zp} = 3n - 2P_5 - P_4 = 0$

L.V.Assur tarkibiga faqat quyi kinematik juftlar kirgan gruppalarni tekshirib chiqdi, u holda bunday gruppalarning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$3n - 2P_5 = 0 \quad (3.9)$$

(3.9) tenglama harakatlanuvchanlik darajasi nol bo'lgan gruppalar (kinematik zanjirlar) tarkibidagi bo'g'inlar soni bilan V klass kinematik juftlar orasidagi bog'lanishni ifodalaydi.

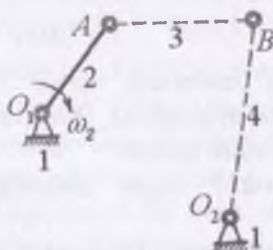
(3.9) tenglamani quyidagi ko'rinishda yozamiz:

$$P_5 = \frac{3}{2}n \quad (3.10)$$

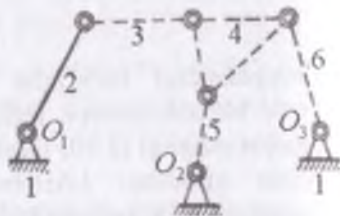
Gruppalardagi bo'g'inlar soni juft sonlardan, ya'ni 2,4,6,8,10,12,14,16,18,20,22,24,26,28,30,32,34,36,38,40,42,44,46,48,50,52,54,56,58,60,62,64,66,68,70,72,74,76,78,80,82,84,86,88,90,92,94,96,98,100,102,104,106,108,110,112,114,116,118,120,122,124,126,128,130,132,134,136,138,140,142,144,146,148,150,152,154,156,158,160,162,164,166,168,170,172,174,176,178,180,182,184,186,188,190,192,194,196,198,200,202,204,206,208,210,212,214,216,218,220,222,224,226,228,230,232,234,236,238,240,242,244,246,248,250,252,254,256,258,260,262,264,266,268,270,272,274,276,278,280,282,284,286,288,290,292,294,296,298,300,302,304,306,308,310,312,314,316,318,320,322,324,326,328,330,332,334,336,338,340,342,344,346,348,350,352,354,356,358,360,362,364,366,368,370,372,374,376,378,380,382,384,386,388,390,392,394,396,398,400,402,404,406,408,410,412,414,416,418,420,422,424,426,428,430,432,434,436,438,440,442,444,446,448,450,452,454,456,458,460,462,464,466,468,470,472,474,476,478,480,482,484,486,488,490,492,494,496,498,500,502,504,506,508,510,512,514,516,518,520,522,524,526,528,530,532,534,536,538,540,542,544,546,548,550,552,554,556,558,560,562,564,566,568,570,572,574,576,578,580,582,584,586,588,590,592,594,596,598,600,602,604,606,608,610,612,614,616,618,620,622,624,626,628,630,632,634,636,638,640,642,644,646,648,650,652,654,656,658,660,662,664,666,668,670,672,674,676,678,680,682,684,686,688,690,692,694,696,698,700,702,704,706,708,710,712,714,716,718,720,722,724,726,728,730,732,734,736,738,740,742,744,746,748,750,752,754,756,758,760,762,764,766,768,770,772,774,776,778,780,782,784,786,788,790,792,794,796,798,800,802,804,806,808,810,812,814,816,818,820,822,824,826,828,830,832,834,836,838,840,842,844,846,848,850,852,854,856,858,860,862,864,866,868,870,872,874,876,878,880,882,884,886,888,890,892,894,896,898,900,902,904,906,908,910,912,914,916,918,920,922,924,926,928,930,932,934,936,938,940,942,944,946,948,950,952,954,956,958,960,962,964,966,968,970,972,974,976,978,980,982,984,986,988,990,992,994,996,998,1000,1002,1004,1006,1008,1010,1012,1014,1016,1018,1020,1022,1024,1026,1028,1030,1032,1034,1036,1038,1040,1042,1044,1046,1048,1050,1052,1054,1056,1058,1060,1062,1064,1066,1068,1070,1072,1074,1076,1078,1080,1082,1084,1086,1088,1090,1092,1094,1096,1098,1100,1102,1104,1106,1108,1110,1112,1114,1116,1118,1120,1122,1124,1126,1128,1130,1132,1134,1136,1138,1140,1142,1144,1146,1148,1150,1152,1154,1156,1158,1160,1162,1164,1166,1168,1170,1172,1174,1176,1178,1180,1182,1184,1186,1188,1190,1192,1194,1196,1198,1200,1202,1204,1206,1208,1210,1212,1214,1216,1218,1220,1222,1224,1226,1228,1230,1232,1234,1236,1238,1240,1242,1244,1246,1248,1250,1252,1254,1256,1258,1260,1262,1264,1266,1268,1270,1272,1274,1276,1278,1280,1282,1284,1286,1288,1290,1292,1294,1296,1298,1300,1302,1304,1306,1308,1310,1312,1314,1316,1318,1320,1322,1324,1326,1328,1330,1332,1334,1336,1338,1340,1342,1344,1346,1348,1350,1352,1354,1356,1358,1360,1362,1364,1366,1368,1370,1372,1374,1376,1378,1380,1382,1384,1386,1388,1390,1392,1394,1396,1398,1400,1402,1404,1406,1408,1410,1412,1414,1416,1418,1420,1422,1424,1426,1428,1430,1432,1434,1436,1438,1440,1442,1444,1446,1448,1450,1452,1454,1456,1458,1460,1462,1464,1466,1468,1470,1472,1474,1476,1478,1480,1482,1484,1486,1488,1490,1492,1494,1496,1498,1500,1502,1504,1506,1508,1510,1512,1514,1516,1518,1520,1522,1524,1526,1528,1530,1532,1534,1536,1538,1540,1542,1544,1546,1548,1550,1552,1554,1556,1558,1560,1562,1564,1566,1568,1570,1572,1574,1576,1578,1580,1582,1584,1586,1588,1590,1592,1594,1596,1598,1600,1602,1604,1606,1608,1610,1612,1614,1616,1618,1620,1622,1624,1626,1628,1630,1632,1634,1636,1638,1640,1642,1644,1646,1648,1650,1652,1654,1656,1658,1660,1662,1664,1666,1668,1670,1672,1674,1676,1678,1680,1682,1684,1686,1688,1690,1692,1694,1696,1698,1700,1702,1704,1706,1708,1710,1712,1714,1716,1718,1720,1722,1724,1726,1728,1730,1732,1734,1736,1738,1740,1742,1744,1746,1748,1750,1752,1754,1756,1758,1760,1762,1764,1766,1768,1770,1772,1774,1776,1778,1780,1782,1784,1786,1788,1790,1792,1794,1796,1798,1800,1802,1804,1806,1808,1810,1812,1814,1816,1818,1820,1822,1824,1826,1828,1830,1832,1834,1836,1838,1840,1842,1844,1846,1848,1850,1852,1854,1856,1858,1860,1862,1864,1866,1868,1870,1872,1874,1876,1878,1880,1882,1884,1886,1888,1890,1892,1894,1896,1898,1900,1902,1904,1906,1908,1910,1912,1914,1916,1918,1920,1922,1924,1926,1928,1930,1932,1934,1936,1938,1940,1942,1944,1946,1948,1950,1952,1954,1956,1958,1960,1962,1964,1966,1968,1970,1972,1974,1976,1978,1980,1982,1984,1986,1988,1990,1992,1994,1996,1998,2000,2002,2004,2006,2008,2010,2012,2014,2016,2018,2020,2022,2024,2026,2028,2030,2032,2034,2036,2038,2040,2042,2044,2046,2048,2050,2052,2054,2056,2058,2060,2062,2064,2066,2068,2070,2072,2074,2076,2078,2080,2082,2084,2086,2088,2090,2092,2094,2096,2098,2100,2102,2104,2106,2108,2110,2112,2114,2116,2118,2120,2122,2124,2126,2128,2130,2132,2134,2136,2138,2140,2142,2144,2146,2148,2150,2152,2154,2156,2158,2160,2162,2164,2166,2168,2170,2172,2174,2176,2178,2180,2182,2184,2186,2188,2190,2192,2194,2196,2198,2200,2202,2204,2206,2208,2210,2212,2214,2216,2218,2220,2222,2224,2226,2228,2230,2232,2234,2236,2238,2240,2242,2244,2246,2248,2250,2252,2254,2256,2258,2260,2262,2264,2266,2268,2270,2272,2274,2276,2278,2280,2282,2284,2286,2288,2290,2292,2294,2296,2298,2300,2302,2304,2306,2308,2310,2312,2314,2316,2318,2320,2322,2324,2326,2328,2330,2332,2334,2336,2338,2340,2342,2344,2346,2348,2350,2352,2354,2356,2358,2360,2362,2364,2366,2368,2370,2372,2374,2376,2378,2380,2382,2384,2386,2388,2390,2392,2394,2396,2398,2400,2402,2404,2406,2408,2410,2412,2414,2416,2418,2420,2422,2424,2426,2428,2430,2432,2434,2436,2438,2440,2442,2444,2446,2448,2450,2452,2454,2456,2458,2460,2462,2464,2466,2468,2470,2472,2474,2476,2478,2480,2482,2484,2486,2488,2490,2492,2494,2496,2498,2500,2502,2504,2506,2508,2510,2512,2514,2516,2518,2520,2522,2524,2526,2528,2530,2532,2534,2536,2538,2540,2542,2544,2546,2548,2550,2552,2554,2556,2558,2560,2562,2564,2566,2568,2570,2572,2574,2576,2578,2580,2582,2584,2586,2588,2590,2592,2594,2596,2598,2600,2602,2604,2606,2608,2610,2612,2614,2616,2618,2620,2622,2624,2626,2628,2630,2632,2634,2636,2638,2640,2642,2644,2646,2648,2650,2652,2654,2656,2658,2660,2662,2664,2666,2668,2670,2672,2674,2676,2678,2680,2682,2684,2686,2688,2690,2692,2694,2696,2698,2700,2702,2704,2706,2708,2710,2712,2714,2716,2718,2720,2722,2724,2726,2728,2730,2732,2734,2736,2738,2740,2742,2744,2746,2748,2750,2752,2754,2756,2758,2760,2762,2764,2766,2768,2770,2772,2774,2776,2778,2780,2782,2784,2786,2788,2790,2792,2794,2796,2798,2800,2802,2804,2806,2808,2810,2812,2814,2816,2818,2820,2822,2824,2826,2828,2830,2832,2834,2836,2838,2840,2842,2844,2846,2848,2850,2852,2854,2856,2858,2860,2862,2864,2866,2868,2870,2872,2874,2876,2878,2880,2882,2884,2886,2888,2890,2892,2894,2896,2898,2900,2902,2904,2906,2908,2910,2912,2914,2916,2918,2920,2922,2924,2926,2928,2930,2932,2934,2936,2938,2940,2942,2944,2946,2948,2950,2952,2954,2956,2958,2960,2962,2964,2966,2968,2970,2972,2974,2976,2978,2980,2982,2984,2986,2988,2990,2992,2994,2996,2998,3000,3002,3004,3006,3008,3010,3012,3014,3016,3018,3020,3022,3024,3026,3028,3030,3032,3034,3036,3038,3040,3042,3044,3046,3048,3050,3052,3054,3056,3058,3060,3062,3064,3066,3068,3070,3072,3074,3076,3078,3080,3082,3084,3086,3088,3090,3092,3094,3096,3098,3100,3102,3104,3106,3108,3110,3112,3114,3116,3118,3120,3122,3124,3126,3128,3130,3132,3134,3136,3138,3140,3142,3144,3146,3148,3150,3152,3154,3156,3158,3160,3162,3164,3166,3168,3170,3172,3174,3176,3178,3180,3182,3184,3186,3188,3190,3192,3194,3196,3198,3200,3202,3204,3206,3208,3210,3212,3214,3216,3218,3220,3222,3224,3226,3228,3230,3232,3234,3236,3238,3240,3242,3244,3246,3248,3250,3252,3254,3256,3258,3260,3262,3264,3266,3268,3270,3272,3274,3276,3278,3280,3282,3284,3286,3288,3290,3292,3294,3296,3298,3300,3302,3304,3306,3308,3310,3312,3314,3316,3318,3320,3322,3324,3326,3328,3330,3332,3334,3336,3338,3340,3342,3344,3346,3348,3350,3352,3354,3356,3358,3360,3362,3364,3366,3368,3370,3372,3374,3376,3378,3380,3382,3384,3386,3388,3390,3392,3394,3396,3398,3400,3402,3404,3406,3408,3410,3412,3414,3416,3418,3420,3422,3424,3426,3428,3430,3432,3434,3436,3438,3440,3442,3444,3446,3448,3450,3452,3454,3456,3458,3460,3462,3464,3466,3468,3470,3472,3474,3476,3478,3480,3482,3484,3486,3488,3490,3492,3494,3496,3498,3500,3502,3504,3506,3508,3510,3512,3514,3516,3518,3520,3522,3524,3526,3528,3530,3532,3534,3536,3538,3540,3542,3544,3546,3548,3550,3552,3554,3556,3558,3560,3562,3564,3566,3568,3570,3572,3574,3576,3578,3580,3582,3584,3586,3588,3590,3592,3594,3596,3598,3600,3602,3604,3606,3608,3610,3612,3614,3616,3618,3620,3622,3624,3626,3628,3630,3632,3634,3636,3638,3640,3642,3644,3646,3648,3650,3652,3654,3656,3658,3660,3662,3664,3666,3668,3670,3672,3674,3676,3678,3680,3682,3684,3686,3688,3690,3692,3694,3696,3698,3700,3702,3704,3706,3708,3710,3712,3714,3716,3718,3720,3722,3724,3726,3728,3730,3732,3734,3736,3738,3740,3742,3744,3746,3748,3750,3752,3754,3756,3758,3760,3762,3764,3766,3768,3770,3772,3774,3776,3778,3780,3782,3784,3786,3788,3790,3792,3794,3796,3798,3800,3802,3804,3806,3808,3810,3812,3814,3816,3818,3820,3822,3824,3826,3828,3830,3832,3834,3836,3838,3840,3842,3844,3846,3848,3850,3852,3854,3856,3858,3860,3862,3864,3866,3868,3870,3872,3874,3876,3878,3880,3882,3884,3886,3888,3890,3892,3894,3896,3898,3900,3902,3904,3906,3908,3910,3912,3914,3916,3918,3920,3922,3924,3926,3928,3930,3932,3934,3936,3938,3940,3942,3944,3946,3948,3950,3952,3954,3956,3958,3960,3962,3964,3966,3968,3970,3972,3974,3976,3978,3980,3982,3984,3986,3988,3990,3992,3994,3996,3998,4000,4002,4004,4006,4008,4010,4012,4014,4016,4018,4020,4022,4024,4026,4028,4030,4032,4034,4036,4038,4040,4042,4044,4046,4048,4050,4052,4054,4056,4058,4060,4062,4064,4066,4068,4070,4072,4074,4076,4078,4080,4082,4084,4086,4088,4090,4092,4094,4096,4098,4100,4102,4104,4106,4108,4110,4112,4114,4116,4118,4120,4122,4124,4126,4128,4130,4132,4134,4136,4138,4140,4142,4144,4146,4148,4150,4152,4154,4156,4158,4160,4162,4164,4166,4168,4170,4172,4174,4176,4178,4180,4182,4184,4186,4188,4190,4192,4194,4196,4198,4200,4202,4204,4206,4208,4210,4212,4214,4216,4218,4220,4222,4224,4226,4228,4230,4232,4234,4236,4238,4240,4242,4244,4246,4248,4250,4252,4254,4256,4258,4260,4262,4264,4266,4268,4270,4272,4274,4276,4278,4280,4282,4284,4286,4288,4290,4292,4294,4296,4298,4300,4302,4304,4306,4308,4310,4312,4314,4316,4318,4320,4322,4324,4326,4328,4330,4332,4334,4336,4338,4340,4342,4344,4346,4348,4350,4352,4354,4356,4358,4360,4362,4364,4366,4368,4370,4372,4374,4376,4378,4380,4382,4384,4386,4388,4390,4392,4394,4396,4398,4400,4402,4404,4406,4408,4410,4412,4414,4416,4418,4420,4422,4424,4426,4428,4430,4432,4434,4436,4438,4440,4442,4444,4446,4448,4450,4452,4454,4456,4458,4460,4462,4464,4466,4468,4470,4472,4474,4476,4478,4480,4482,4484,4486,4488,4490,4492,4494,4496,4498,4500,4502,4504,4506,4508,4510,4512,4514,4516,4518,4520,4522,4524,4526,4528,4530,4532,4534,4536,4538,4540,4542,4544,4546,4548,4550,4552,4554,4556,4558,4560,4562,4564,4566,4568,4570,4572,4574,4576,4578,4580,4582,4584,4586,4588,4590,4592,4594,4596,4598,4600,4602,4604,4606,4608,4610,4612,4614,4616,4618,4620,4622,4624,4626,4628,4630,4632,4634,4636,4638,4640,4642,4644,4646,4648,4650,4652,4654,4656,4658,4660,4662,4664,4666,4668,4670,4672,4674,4676,4678,4680,4682,4684,4686,4688,4690,4692,4694,4696,4698,4700,4702,4704,4706,4708,4710,4712,4714,4716,4718,4720,4722,4724,4726,4728,4730,4732,4734,4736,4738,4740,4742,4744,4746,4748,4750,4752,4754,4756,4758,4760,4762,4764,4766,4768,4770,4772,4774,4776,4778,4780,4782,4784,4786,4788,4790,4792,4794,4796,4798,4800,4802,4804,4806,4808,4810,4812,4814,4816,4818,4820,4822,4824,4826,4828,4830,4832,4834,4836,4838,4840,4842,4844,4846,4848,4850,4852,4854,4856,4858,4860,4862,4864,4866,4868,4870,4872,4874,4876,4878,4880,4882,4884,4886,4888,4890,4892,4894,4896,4898,4900,4902,4904,4906,4908,4910,4912,4914,4916,4918,4920,4922,4924,4926,4928,4930,4932,4934,4936,4938,4940,4942,4944,4946,4948,4950,4952,4954,4956,4958,4960,4962,4964,4966,4968,4970,4972,4974,4976,4978,4980,4982,4984,4986,4988,4990,4992,4994,4996,4998,5000,5002,5004,5006,5008,50

juftlarning erkin elementlari ikkita bo'lgani uchun, u II klass 2-tartibli gruppaga deb atalgan edi. Akademik I.I. Artobolevskiy tarkibida ikkita bo'g'in va uchta V klass kinematik juft bo'lgan gruppani II klass 2-tartibli gruppaga deb atadi.

Tarkibiga fakat II klass 2-tartibli gruppalar kirgan mexanizmlar II klass mexanizmlar deb ataladi. Bunday mexanizmlar I klass (yoki boshlang'ich) mexanizmlarga II klass 2-tartibli Assur gruppasini qo'shish yo'li bilan hosil qilinadi.



3.41– rasm II klass mexanizm



3.42– rasm. III klass mexanizm

3.41– rasmdagi mexanizm to'rt bo'g'inli bo'lib hozirgi zamon texnikasida eng ko'p uchraydigan mexanizmlardan biridir. Rasmdagi to'rt bo'g'inli mexanizm quyidagi yo'l bilan hosil qilinadi:

I klass mexanizmga (1,2 bo'g'inlarga) II klass 2-tartibli Assur gruppasi qo'shiladi (3,4 bo'g'inlar), natijada II klass mexanizm hosil bo'ladi.

III–klass. Tarkibida 3 tomoni yopik va ochik konturli bo'lgan strukturaviy guruh. Guruhdagi asosiy bo'g'in o'zining uchta nuqtasi bilan kinematik juft hosil qiladi. Asosiy bo'g'in uchburchak shaklida yoki richag ko'rinishida bo'ladi.

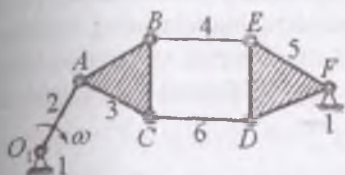
Tarkibida uchta povodok va bazisli bo'g'in bo'lgan murakkab kinematik ochiq zanjir (3.42– rasm) III klass 3-tartibli gruppaga deb ataladi. Tarkibida III klass 3-tartibli gruppalar bo'lgan mexanizmlar deb ataladi. (3.42–rasm). Bunday mexanizmlar ham hozirgi zamon mashinalari tarkibida ko'p uchraydi. 3.42 – rasmdagi mexanizm qo'yidagi yo'l bilan hosil qilinadi:

I klass mexanizmga (1,2 bo'g'inlar) III klass 3-tartibli Assur gruppasi qo'shiladi (3,4,5,6 bo'g'inlar), natijada III klass mexanizm hosil bo'ladi.

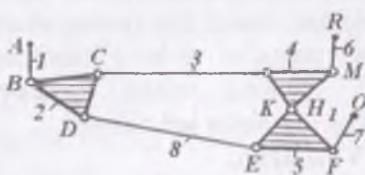
III klass 3-tartibli gruppaga o'z elementlari bilan I klass mexanizmga qo'shilib, yangi – III klass mexanizmni hosil qiladi.

IV – klass. Tarkibida 4 tomoni yopik konturli strukturaviy guruh.

V – klass.(3.43-rasm). Tarkibida 5 tomoni yopik konturli bo'lgan strukturaviy guruh



3.42– rasm. IV klass mexanizm



3.43– rasm. V klass mexanizm

III klassdan boshlab yuqori tartibli klassga mansub guruhlar uchun undagi bo'g'inlar soni guruh klassini belgilamaydi, balki klass turlarini belgilaydi. IV klassdan boshlab yuqori klass larning hammasi guruh tarkibidagi yopik kontur tomonlarining soni guruh klassini belgilaydi. Har bir klassga mansub bo'lgan guruhni o'ziga xos tekshirish usullari mavjud. Bu usulni boshqa klassga tadbiiq etib bo'lmaydi.

Assur gruppalarini o'stirish yo'li bilan nazariy jihatdan turli klass gruppalar hosil qilish mumkin. Hosil qilingan yangi gruppalarni boshlang'ich mexanizmga qo'shish yo'li bilan turli klasslarga oid yangidan-yangi mexanizmlar hosil qilish mumkin.

Shu tartibda yopiq konturlar tuzilib,ulardan har birining nomi o'z klassi bilan yuritiladi. Masalan, har bir kontur klassi shu konturni hosil qilgan bo'g'inlarning juftlari bilan belgilanadi. Gruppaning klassi shu grupp tarkibiga kiruvchi eng yuqori klassli kontur klassi bilan yuritiladi. Gruppaning tartibi gruppadan asosiy mexanizmga qo'shiluvchi erkin elementlar soniga teng bo'ladi. Bir mexanizm tarkibida I, II, III va IV klass gruppalar bo'lsa, shu mexanizm klassi eng yuqori klassli grupp nomi bilan yuritiladi.

RICHAGLI MEXANIZMLAR KINEMATIKASI

Etakchi bo'g'inning harakat qonuni vaqtning funktsiyasi tarzida beriladi. Mexanizmlar kinematikasini tekshirish nazariy mexanika qonuniyatiga asoslangan. Nazariy mexanikada jismlarning mexanik harakati geometrik nuqtai nazardan o'rganiladi. Bunda jismning harakati davomida bosib o'tgan masofasi o'rganiladi, chiziqli va burchakli tezlik va tezlanishlar topiladi.

Mexanizmlarning kinematik tahlili harakatning bitta kinematik tsikli uchun bajariladi, uning tugashi bilan harakatning kinematik xarakteristikalarini yana takrorlanishi kerak. Mexanizmning asosiy vazifasi uning kinematik xususiyatlari bilan tavsiflanuvchi zarur harakatlarni bajarishdan iborat. Bu xususiyatlarga mexanizm nuqtalarining traektoriyalari, nuqtalari va bo'g'inlarining harakatlari, tezlik va tezlanishlari kiradi. Shuning uchun mexanizmlar kinematikasini tekshirishda quyidagi masalalar hal qilinadi.

Vazifalari.

1. Davriy harakat davomida mexanizmning turli holatlari quriladi, bo'g'inlar xarakterli nuqtalarining traektoriyalari aniqlanadi.
2. Bo'g'inlar xarakterli nuqtalarining chiziqli tezliklari va bo'g'inlarning burchak tezliklari aniqlanadi.
3. Bo'g'inlar xarakterli nuqtalarining chiziqli tezlanishlari va bo'g'inlarning burchak tezlanishlari aniqlanadi.
4. Mexanizm ishlash sharoitida qanday ko'lamni egallashini, boshqa mexanizmlar bilan bog'lanishi qay tarzda bo'lishi kerakligi to'g'risida fikr yuritishga imkon beradi

Kinematik tahlili usullari - analitik usul, kinematik diagrammalar usuli; grafoanalitik usul (tezlik va tezlanish rejalarini qurish usuli); tajriba - mexanizm yoki mashinalarni kinematik xarakteristikalarini o'lchash usuli.

Tebranuvchi konveyer mexanizmini kinematikaviy tahlili. Mexanizmlarning kinematikaviy tahlili ularning kinematikaviy va vaziyatlar sxemalarini tuzishdan boshlanadi.

Tebranuvchi konveyer mexanizmining (3.44-rasm) kinematik va vaziyatlar sxemalarini tuzamiz

Mexanizmning kinematik va vaziyatlar sxemasini chizish

Mexanizmning kinematik sxemasi deb, talab qilingan harakat qonuniyatni ta'minlaydigan ketma - ketlikda va ma'lum masshtabda joylashtirilgan bo'g'inlar birikmasining sxemasiga aytiladi.



1 - krivoship; 2 - shatun; 3 - koro-mislo; 4 - shatun; 5 - polzun

Berilgan:

$$\begin{aligned} \ell_{o1A} &= 80 \text{ мм}; \ell_{o2B} = 120 \text{ мм} \\ \ell_{AB} &= 160 \text{ мм}; \ell_{o1o2} = 140 \text{ мм} \\ \ell_{o2D} &= 60 \text{ мм}; \ell_{DCC} = 180 \text{ мм} \end{aligned}$$

$$\omega_1 = 100 \frac{\text{рад}}{\text{мин}}$$

Etakchi bo'g'inning vaziyati va unga bog'liq holda boshqa bo'g'in-ning vaziyatlari tasvirlangan mexanizmning sxemasi vaziyatlar plani deyiladi.

Mexanizm vaziyatining plani deb, tanlangan vaqtdagi bo'g'inlarning o'zaro bog'liq joylashuviga to'g'ri keluvchi grafik ifodalinishiga aytiladi.

Mexanizm bo'g'inlarining vaziyatini chizish uchun uzunlik mashtabidan foydalanib, bo'g'inlarning chizmadagi uzunliklari aniqlanadi. Mexanizm va mashinalar nazariyasida berilgan o'lchamlarning qiymatlari 1 mm. kesma qanchaga tengligi bilan ifodalanadi. Uzunlik masshtabi koeffitsienti quyidagi nisbatga ko'ra olinadi.

$$\mu_l = \frac{\ell}{(\ell)} = \frac{\text{хакикий улчам}}{\text{чизмадаги узунлик}} \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right)$$

Bo'g'in nuqtalarining traektoriyasini chizishda har bir nuqtaning chizig'ini oldindan bilish kerak. Masalan, bir bo'g'in qo'zg'almas ustun atrofida aylanma harakat qilsa, uning istalgan nuqtasi ma'lum yoy yoki aylana traektoriya chizadi. Agar bo'g'in qo'zg'almas yo'naltiruvchi bo'ylab harakatlansa, uning traektoriyasi to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi.

1. Mexanizm bo'g'inlarining kinematik va vaziyatlar sxemasini chizish uchun uzunlik masshtabidan foydalanamiz (3.44 – rasm).

$$\mu_l = \frac{\ell_{AB}}{AB} = \frac{0,16}{40} = 0,004 \left(\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right)$$

Mexanizm bo'g'inlarining o'lchamlari (mm): $O_1O_2 = \frac{\ell_{O_1O_2}}{\mu_l}$

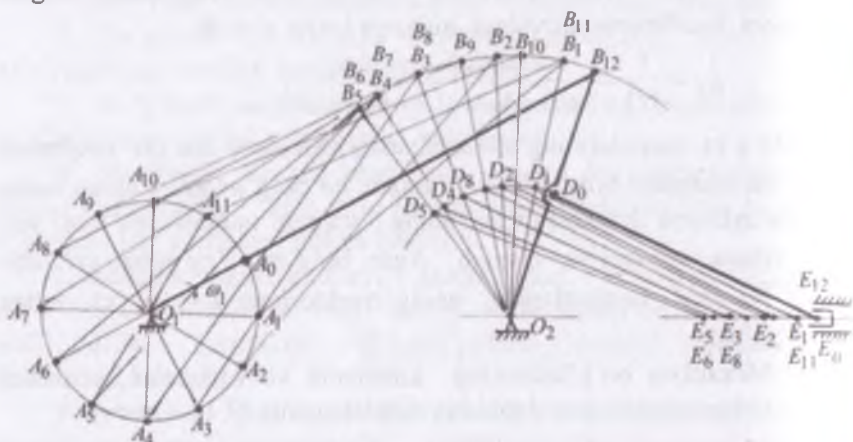
$$O_1O_2 = 35 \quad AB = 40 \quad O_1A = 20 \quad O_2B = 30 \quad O_2D = 15 \quad DE = 45$$

Hisoblangan bo'g'inlar uzunligi bilan mexanizmni xohlagan vaziyatdagi kinematik sxemasini (3.45– rasm) chizish mumkin, masalan:

- O_1 nuqtadan $R_1 = O_1A + AB = 20 + 40 = 60 \text{ мм}$ - radius bilan tsirkul yordamida yoy chizamiz; O_2 nuqtadan $R_2 = O_2B = 30 \text{ мм}$ - radius bilan yoy o'tkazamiz; ikkita yoyni kesishgan nuqtasini mexanizmning B_0 nuqtasi deb belgilaymiz va uni O_1 va O_2 nuqtalar bilan tutashtiramiz. Natijada O_1, A va B_0 nuqtalar bir to'g'ri chiziq krivoship va shatun bir chiziqda joylashadi.

- O_1 nuqtadan $R_3 = O_1A = 20\text{mm}$ radius bilan to'liq aylana chizamiz, u O_1B_0 chiziqni A_0 nuqtada kesib o'tadi. Shu nuqtadan boshlab aylanani krivoship burchak tezligining yo'nalishi buyicha 12-ta teng bo'lakka bo'lib chiqamiz va nuqtalarni $A_0, A_1, A_2, \dots, A_{12}$ deb qabul qilamiz (3.45 – rasm).

-mexanizmni nolinchi holati $O_1A_0B_0$ chiziq va unga mos ravishda D_0E_0 chiziq bilan tasvirlangan. $A_1, A_2, A_3, \dots, A_{12}$ nuqtalarga tegishli $B_1, B_2, B_3, \dots, B_{12}$; $D_1, D_2, D_3, \dots, D_{12}$ va $E_1, E_2, E_3, \dots, E_{12}$ nuqtalarni vaziyatlari belgilanadi



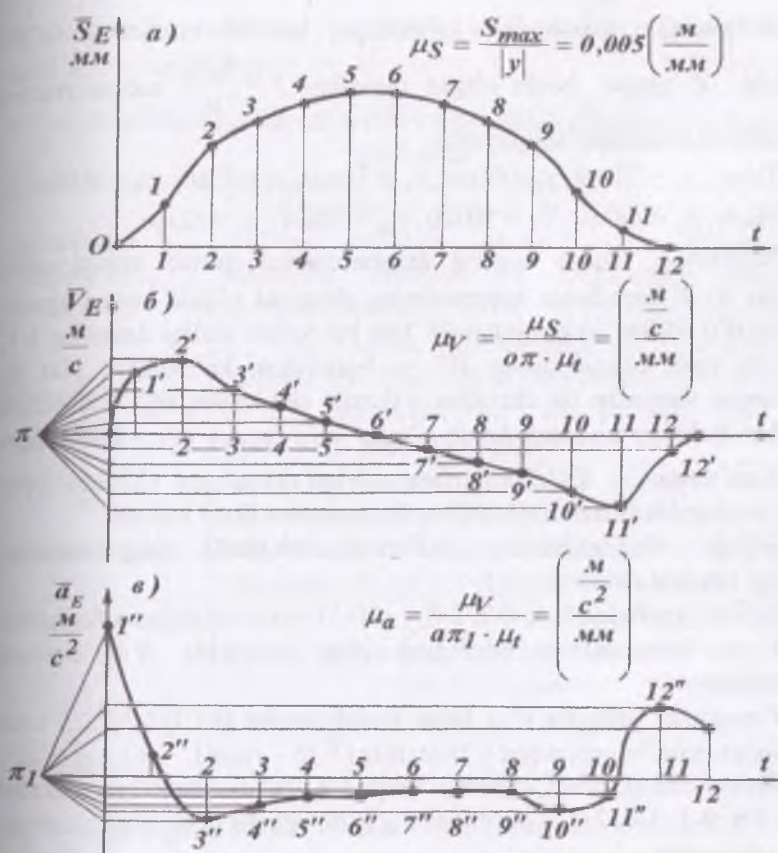
3.45-rasm. Mexanizmni vaziyatlar plani

2. Mexanizm kinematikasini diagramma usulida o'rganish.

Mexanizm biror nuqtasining to'la harakatlanish davrini tekshirish uchun kinematikaviy diagramma usulidan foydalaniladi. Bunda nuqtaning siljishi, tezligi va tezlanishi vaqtning funktsiyasi deb qaraladi. Mexanizm diagrammalar usulida uning davriy harakati davomida tekshiriladi. Mexanizm harakatining davri deb shunday vaqt oralig'iga aytiladiki, bunda bo'g'inlarning boshlang'ich vaziyati, tezligi, tezlanishi

takrorlanadi. Krivoshipning bir marta aylanish vaqti: $T = \frac{60}{n}$ sek

Siljish diagrammasini qurish. Bo'g'in nuqtasining siljish diagrammasini qurish uchun mexanizm bo'g'inlarining vaziyatlar chizmasidan foydalanamiz. Buning uchun siljish diagrammasini masshtabini belgilaymiz:



3.46 – rasm. Kinematik diagrammlar

$$\mu_s = \frac{S_{max}}{|y|} = \frac{E_o E_6}{80} = \frac{0,040}{80} = 0,0005 \frac{m}{mm}$$

buerda: S_{max} – nuqtasiljishiningengkattahaqiqiyqiymati;
 $|y|$ – nuqta siljishining chizmadagi qiymati.

Mexanizmning vaziyatlar sxemasidan etaklovchi bo'g'in E nuqtasini krivoshpining bir marotaba aylanishiga to'g'ri keluvchi bosib o'tgan masofasini o'lchab olamiz:

$$E_o E_1 = 0,01 m, E_o E_2 = 0,026 m, E_o E_3 = 0,034 m, E_o E_4 = 0,037 m$$

$$E_o E_5 = 0,039 m, E_o E_6 = 0,040 m, E_o E_7 = 0,037 m, E_o E_8 = 0,032 m$$

$$E_o E_9 = 0,025 m, E_o E_{10} = 0,015 m, E_o E_{11} = 0,006 m, E_o E_{12} = 0$$

Belgilangan masshtabda krivoshipni har bir vaziyatiga to'g'ri keluvchi E nuqta bosib o'tgan masofani $y = \frac{E_0 E_n}{\mu_s}$ mexanizmning vaziyatlar sxemasidan aniqlaymiz:

$$y_1 = 20\text{mm}, y_2 = 52\text{mm}, y_3 = 68\text{mm}, y_4 = 74\text{mm}, y_5 = 78\text{mm}, y_6 = 80\text{mm} \\ y_7 = 74\text{mm}, y_8 = 64\text{mm}, y_9 = 50\text{mm}, y_{10} = 30\text{mm}, y_{11} = 12\text{mm}$$

Nuqtaning vaqtga bog'liq diagrammasini qurish uchun qabul qilingan $S-t$ koordinata sistemasining abstsissa o'qida kesma ajratib, uni teng o'n ikkibo'lakka ajratamiz. Har bir bo'lak oraligi davrning $1/12$ bo'lagini yoki krivoshipning 30° ga buralishini ko'rsatadi. Har bir belgilangan nuqtadan tik chiziqlar o'tkazib, shu chiziqlarga nuqtaning dastlabki holatiga nisbatan bosib o'tgan yo'li $y_1, y_2, y_3, \dots$ masofalarni keltirib qo'yamiz. O'lchamlarning oxirlari ravon egri chiziqlar bilan lekalo yordamida tutashtirilib siljish diagrammasi hosil kilinadi.

Siljish diagrammasini differentsiallab, **tezlik diagrammasini** quyidagi tartibda chizamiz.

1. Siljish grafigida 0-1, 1-2, 2-3, ... 10-11 vatar chiziqlar o'tkazamiz.
2. $V-t$ koordinatalar boshining chap tomonida π nuqtani belgilaymiz
3. π nuqtadan ordinata o'qi bilan kesishguncha 0-1, 1-2, 2-2, ... vatar chiziqlarga parallel chiziqlar o'tkazamiz (3.46 - *rasm*).
4. Ordinatalar o'qidagi kesishuv nuqtadan abstsissalar o'qiga parallel qilib 0-1, 1-2, 2-3, ... oraliqlarning o'rtasigacha gorizontall chiziqlar o'tkazamiz.
5. Belgilangan 1, 2, 3, ... nuqtalarni birlashtirib, tezlik grafigining egri chizig'ini hosil qilamiz.

Tezlik grafigining masshtabi

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{O\pi \cdot \mu_i} = \frac{0,0005}{30 \cdot 0,2617} = 69 \cdot 10^{-10} \left(\frac{m/c}{mm} \right)$$

Bu erda $\mu_i = \frac{60}{240 \cdot n} = \frac{60}{240 \cdot 955} = 0,2617 \left(\frac{c}{mm} \right)$ - vaqt masshtabi.

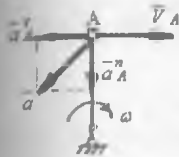
Tezlanish grafigini chizish uchun tezlik grafigini yuqoridagi tartibda differentsiallash kifoya. Tezlanish grafigining masshtabi:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\pi \cdot \mu_i} \frac{m./c^2}{mm}$$

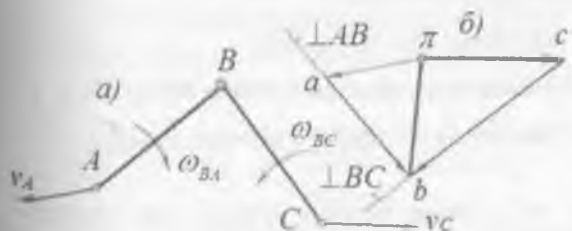
Qutb oraligi qancha katta bo'lsa, tezlanish grafigining ordinatasi shuncha oshadi. Grafikning eng tik bo'lgan vatar chizig'iga parallel

chiziq o'tkazib, grafikning maksimal ordinatasini belgilaymiz vaqutb oraligi $\pi_1 O$ ni tanlaymiz.

Mexanizm kinematikasini tezlik va tezlanish planlari yordamida tekshirish

Quyidagi hol-larga e'tibor beramiz: 	1. Harakatdagi nuqtaning qo'zg'almas bo'g'indagi nuqtaga nisbatan aniqlanadigan tezligi va tezlanishi absolyut va harakatdagi nuqtaga nisbatan esa nisbiy tezlik va tezlanish deyiladi. 2. Ilgarilanma harakatlanuvchi bo'g'indagi nuqtalar tezliklarining yo'nalishlari o'zaro parallel bo'lib, qiymatlari bir xil bo'ladi. Bu hol tezlanishga ham taalluqli 3. Qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat qiluvchi bo'g'inga tegishli A nuqtaning absolyut tezligi shu nuqtani aylanish o'qi bilan tutashtiruvchi to'g'ri chiziqqa tik yo'naladi	
A nuqtaning tezligi $V_A = \omega \cdot \ell_{OA}, \frac{M}{c}$ va tezlanishi $a_A = \ell_{OA} \sqrt{\omega^2 + \varepsilon^2}$	$a_A^n = \omega^2 \cdot \ell_{OA} = \frac{V_A^2}{\ell_{OA}}; \frac{M}{c^2}$	Bo'g'inga tegishli nuqtaning normal tezlanishi aylanish markaziga yo'nalgan Bo'g'inga tegishli nuqtaning urinma tezlanishi nuqtani aylanish o'qi bilan tutashtiruvchi to'g'ri chiziqqa tik yo'naladi

Tezlik planini qurish. Tezliklar biror markazdan ixtiyoriy masshtab kesmada qo'yilgan va ularning uchlari tutashtirishdan hosil bo'lgan shakl tezliklar plani deyiladi.



3.47-rasm.
2 klass Assur
gruppasi (a)
uchun tezliklar
plani (b).

2 klass Assur gruppasidagi (3.47-rasm) A va C nuqtalarning tezliklari berilgan deb B sharnirning tezligini topamiz. A nuqtaning tezligi V_A va C nuqtaning tezligi V_C berilganligi uchun, tezlik planida ularni tegishli πa va πc ixtiyoriy vektor kesmalar bilan ifodalaymiz, u holda, haqiqiy tezlikni tanlab olingan kesmaga bo'lib, tezliklar masshtabini topamiz

$$\mu_v = \frac{V_A}{\pi a}; \quad \left(\frac{M/c}{MM} \right)$$

Demak, πa va πc kesmalar μ_v masshtabda A va C nuqtalarning tezliklarini bildiradi.

Tezliklar planini qurish uchun tezligi noma'lum bo'lgan B nuqta tezligining vektor tenglamasini tuzamiz.

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_B &= \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \\ \bar{V}_B &= \bar{V}_C + \bar{V}_{BC} \end{aligned} \right\}$$

Tezlik planini qurishda vektor tenglamalardan foydalanishni rus olimi G.G.Bruevich 1935 tadbqiq qildi.

Tezlik planini qurish tartibi:

1. Ixtiyoriy π qutb nuqtasini tanlaymiz.

2. A va S nuqtalarning tezliklarining πa va πc vektor kesmalarini π qutb nuqtadan V_A va V_C ga parallel qilib qo'yamiz

3. V_A vektorning uchidan (tezlik planidagi a nuqtadan) AB bo'g'inga tik chiziq ($\perp AB$) o'tkazamiz. V_C vektorning uchidan (tezlik planidagi s nuqtadan) BC bo'g'inga tik chiziq ($\perp BC$) o'tkazamiz. ($\perp AB$) va ($\perp BC$) chiziqlar kesishgan nuqtasi b nuqtani beradi.

4. b nuqtani tutashtirib πb kesmani hosil qilamiz. Bu kesma μ_v masshtabda B nuqtaning absolyut tezligini beradi:

$$V_B = \mu_v \cdot \pi b$$

Tezliklar planidan quyidagilarni olamiz:

1. $V_B = \mu_v \cdot \pi b$ - V nuqtaning absolyut tezligi

2. $V_{BA} = \mu_v \cdot ab$ - V nuqtaning A nuqtaga nisbatan tezligi

3. $V_{BC} = \mu_v \cdot bc$ - V nuqtaning C nuqtaga nisbatan tezligi

4. $\omega_{BA} = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}$ - AB bo'g'inining burchak tezligi, soat strelkasi yurgan tomonga yo'naladi

5. $\omega_{BC} = \frac{V_{BC}}{l_{BC}}$ - BC bo'g'inining burchak tezligi, soat strelkasi

yurgan tomonga teskari yo'naladi

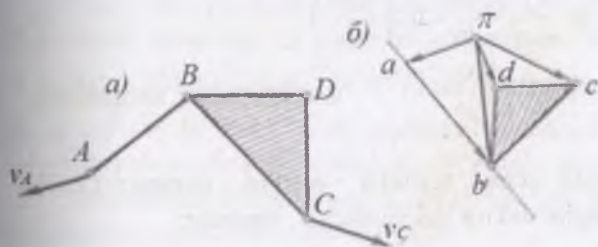
6. Tezliklar planining qutbidan o'tuvchi vektorlar absolyut tezliklarni ifodalaydi

7. Tezliklar planining qutbidan o'tmaydigan vektorlar nisbiy tezliklarni ifodalaydi

8. Qutbda yotuvchi nuqtalarning tezliklari nolga teng.

Teorema. Mexanizm bo'g'inining tezliklar planidagi nisbiy tezliklar manzarasi mexanizmdagi bo'g'in shakliga o'xshash, ammo shu shaklga nisbatan burchak tezligi aylanish tomonga qarab 90° burilgan bo'ladi

Bir bo'g'ini bazisli bo'lgan Assur gruppasini o'rganamiz (3.48-rasm). Bu gruppadagi B va D sharnirlarning tezliklarini topamiz.



3.48- rasm.
II klass Assur
gruppasi (a) si-
ning tezliklar
plani (b)

ABCD Assur gruppasi A va C nuqtalarning tezliklari berilgan, ular V_A va V_C . Masalani yechish uchun B nuqta tezligining vektor tenglamasini tuzamiz:

$$\left. \begin{aligned} \vec{V}_B &= \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \\ \vec{V}_B &= \vec{V}_C + \vec{V}_{BC} \end{aligned} \right\}$$

Bu tenglamani yechish uchun πa va πc vektorlarning a va c nuqtalaridan AV va BC bo'g'inlarga tik chiziqlar o'tkazamiz ularning kesishuv nuqtalari b ni beradi

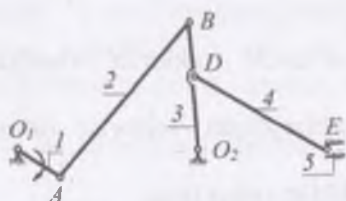
D nuqtaning tezligini topish uchun, uni B va C nuqtalar bilan bog'laydigan vektor tenglamani tuzamiz:

$$\left. \begin{aligned} \vec{V}_D &= \vec{V}_B + \vec{V}_{DB} \\ \vec{V}_D &= \vec{V}_C + \vec{V}_{DC} \end{aligned} \right\}$$

Bu tenglamani yechish uchun πb vektorning b uchidan DB ga tik chiziq, πc vektor kesmaning S uchidan DC ga tik chiziq

o'tkazamiz. O'tkazilgan tik chiziqlarning kesishuv nuqtasi d bo'ladi

misol. Besh bo'g'inli mexanizm etaklanuvchi bo'g'in E nuqtasining tezligini tezliklarplanini qurish usuli bilan topilsin

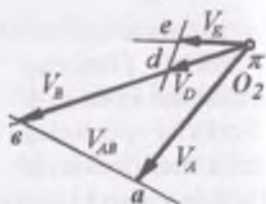


Tebranuvchi konveyer mexanizmi.

1-krivoship; 2- shatun;

3 - koromislo; 4 - shatun;

5 - polzun



3.49- rasm. Mexanizmning berilgan vaziyati uchun tezlik plani

Tezlik planining masshtabini tanlaymiz:

$$\mu_v = \frac{V_A}{\pi \cdot a} = \frac{8}{40} = 0,2 \left(\frac{m/c}{mm} \right)$$

$$V_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} = 100 \cdot 0,08 = 8 \frac{m}{c} \quad \text{mexanizm } A \text{ nuqtasining}$$

absolyut tezligi;

Mexanizمنى II holati uchun tezliklar planini quramiz (3.47-rasm). B nuqta tezligini vektor tenglamadan topamiz:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_B &= \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} \\ \bar{V}_B &= \bar{V}_{O_2} + \bar{V}_{BO_2} \end{aligned} \right\} \text{Tenglamada } A \text{ nuqtaning } V_A \text{ tezlik vektori}$$

OA bo'g'inga nisbatan ω_1 burchak tezligini berilgan tomoniga perpendikulyar yo'nalgan. AB bo'g'ining nisbiy tezlik vektori V_{BA} — shu bo'g'inga perpendikulyar yo'nalgan. Tayanch O_2 nuqtaning tezligi nolga teng. O_2B bo'g'inining nisbiy tezlik vektori shu bo'g'inga perpendikulyar yo'nalgan. Tezlik planini qurish uchun π qutb nuqtasini tanlaymiz. Qutbdan OA bo'g'inga nisbatan perpendikulyar chiziq o'tkazamiz va unda $\pi \cdot a = 40 \text{ mm}$ masofani o'lchab a nuqtani belgilaymiz. AB bo'g'inga nisbatan perpendikulyar chiziq o'tkazamiz (3.49-rasm). Qutb — π nuqtadan O_2B bo'g'inga perpendikulyar chiziq o'tkazamiz. AB va O_2B bo'g'inlarga o'tkazilgan perpendikulyarlar kesishgan nuqtani — b harfi bilan belgilaymiz. D nuqtaning tezliklar planidagi o'rni quyidagi proportsiya orqali belgilaymiz.

$$\frac{O_2 D}{AB} = \frac{\pi d}{ab} \quad \text{va} \quad \pi d = ab \cdot \frac{O_2 D}{AB} = 31 \cdot \frac{0,06}{0,18} = 10,3 \text{ мм}$$

$\pi d = 10,3 \text{ мм}$ kesma uzunligi tezliklar planida D nuqta tezligini aniqlaydi, u πb chiziqliqda $-\pi$ qutb nuqtasidan boshlab b - nuqta tomon yo'naladi. Mexanizm E nuqtasining tezligini vektor tenglamadan topamiz

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_B &= \bar{V}_D + \bar{V}_{ED} \\ \bar{V}_E &= \bar{V}_X + \bar{V}_{EX} \end{aligned} \right\}$$

Tenglamada D nuqtaning $\bar{V}_D$ tezlik vektori $B_2 O_2$ bo'g'inga perpendikulyar joylashadi va tezliklar planida u πb chiziqliqda $-\pi$ qutb nuqtasidan boshlab b - nuqta tomon yo'naladi.

$\bar{V}_D = \pi d \cdot \mu_v$ - mexanizm D nuqtasining absolyut tezligi

$\bar{V}_{ED}$ - bo'g'inning nisbiy tezlik vektori

$\bar{V}_{ED}$ - shu bo'g'inga perpendikulyar yo'naladi. Perpendikulyar chiziqliq tezlik planidagi D nuqtadan o'tkaziladi. Polzun yo'naltiruvchisi, ya'ni tayanch nuqtasining $\bar{V}_X$ tezligini nolga teng deb olamiz. Tezliklar planida $\bar{V}_X = 0$ tezlik qutb nuqtada joylashadi. Polzunning $\bar{V}_{EX}$ yo'naltiruvchiga nisbatan tezligi $X - X$ o'qiga parallel joylashadi.

Mexanizmni ikkinchi holati uchun qurilgan tezlik planidan tegishli nuqtalarning tezliklarini topamiz:

$$\bar{V}_{BA} = ab \cdot \mu_v; \quad \bar{V}_B = \pi \cdot b \cdot \mu_v; \quad \bar{V}_C = \pi \cdot d \cdot \mu_v;$$

$$\bar{V}_{ED} = ce \cdot \mu_v; \quad \bar{V}_E = \pi \cdot e \cdot \mu_v$$

Bo'g'inlarning burchak tezliklari:

$$\omega_2 = \frac{\bar{V}_{BA}}{\ell_{BA}}; \quad \omega_3 = \frac{\bar{V}_{BO_2}}{\ell_{BO_2}}; \quad \omega_4 = \frac{\bar{V}_{EX}}{\ell_{EX}}$$

Tezlanishlar planini qurish. Tezlanishlar planini qurishda mexanizm etaklovchi bo'g'inning burchak tezligi yoki aylanishlar chastotasi o'zgarmas kattalik deb qabul qilinadi:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \text{const}$$

Etaklovchi bo'g'inning burchak tezlanishi burchak tezligidan

vaqt bo'yicha olingan hosilasiga teng: $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = 0$

Shuning uchun A nuqtaning tangentsial tezlanishi ham nolga teng,

ya'ni $a_A^r = 0$ bo'ladi

Unda krivoship nuqtasining to'la tezlanishi faqat normal tezlanishdan iborat bo'ladi: $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^r = \vec{a}_A^n$

a_A^n -tezlanish, etaklovchi bo'g'inining o'qi bo'ylab A nuqtadan O nuqta tomon yo'nalgan bo'ladi. Shuning uchun, a_A^n tezlanishni markazga intiluvchi tezlanish deb ham ataladi va qiymati quyidagicha

topiladi:

$$a_A^n = \frac{V_A^2}{l_{OA}} = \frac{(\omega \cdot l_{OA})^2}{l_{OA}} = \omega^2 l_{OA}$$

Tezlanish masshtabini topish uchun a_A^n tezlanish ixtiyoriy

$\pi_1 a_1$ kesmaga bo'linadi:

$$\mu_a = \frac{a_A^n}{\pi_1 a_1}$$

Tezliklar plani ma'lum masshtabda qurilib, tegishli nuqtalarning tezliklari aniqlangach, tezlanishlar plani quriladi.

Tezlanish planini qurish uchun masshtab tanlaymiz:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi_1 a_1} = \frac{800}{32} = 25 \frac{\text{m}}{\text{c}^2}$$

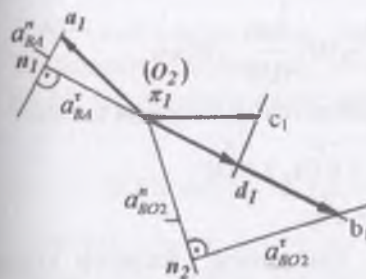
bu yerda, $a_A = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = (100)^2 \cdot 0,08 = 800 \left[\frac{\text{m}}{\text{c}^2} \right]$ mexanizm A nuqtasining absolyut tezlanishi

V nuqta tezlanishini aniqlash uchun quyidagi vektor tenglamalarni

tuzamiz:

$$\left. \begin{aligned} \vec{a}_B &= \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r \\ \vec{a}_B &= \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2}^n + \vec{a}_{BO_2}^r \end{aligned} \right\}$$

Tenglamadagi $\vec{a}_A$ tezlanish vektorini $O_1 A$ bo'g'in bo'ylab A nuqtadan etaklovchi bo'g'inining aylanish markazi O_1 nuqta tomon yo'nalgan. a_{BA}^n tezlanish BA bo'g'inga parallel chiziq bo'ylab tezlanishi noma'lum B nuqtadan tezlanishi ma'lum A nuqta tomon yo'nalgan.



BA bo'g'inining tangentsial $\vec{a}_{BA}^r$ tezlanish vektorini BA bo'g'inga perpendikulyar yo'naladi. Tayanch O_2 nuqtaning tezlanishi nolga teng BO_2 bo'g'inining normal $a_{BO_2}^n$ tezlanishi

3.50- rasm. Tezlanish plani

BO_2 bo'g'inga parallel, tangen-tsial $\vec{a}_{BO_2}^r$ tezlanish esa perpendikulyar joylashadi Tezlanishlar planini qurish uchun π_1 qutb nuqtasini tanlaymiz. Qutbdan $O_1 A$ bo'g'inga parallel chiziq o'tkazamiz va unda $\pi_1 a_1 = 32 \text{ mm}$ masofada a_1 nuqtani belgilaymiz (3.50- rasm). a_1 nuqtadan VA bo'g'inga parallel chiziq o'tkazib, unda

$\vec{a}_{BA}^n$ tezlanishni aniqlovchi $a_1 n_1 = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a}$ kesma uzunligini noma'lum B nuqtadan ma'lum A nuqta tomon o'lchab qo'yamiz.

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{BA}} = \frac{(ab \cdot \mu_v)^2}{l_{BA}} = \frac{(31 \cdot 0,2)^2}{0,18} = 213,6 \frac{\text{m}}{\text{c}^2}; \quad a_1 n_1 = \frac{213,6}{25} = 8,5 \text{ mm}$$

n_1 nuqtadan $\vec{a}_{BA}^r$ tezlanish vektorini BA bo'g'inga perpendikulyar yo'naltiramiz. Qutbdan $\vec{a}_{BO_2}^n$ tezlanish vektorini BO_2 bo'g'inga parallel chiziq bo'ylab $\pi_2 n_2 = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu_a}$ kesma uzunligi bilan belgilaymiz.

Bu erda, $\vec{a}_{BO_2}^n = \frac{V_{BO_2}^2}{l_{BO_2}} = \frac{(\pi \cdot b \cdot \mu_v)^2}{l_{BO_2}}$ yoki $a_{BO_2}^n = \frac{(57 \cdot 0,2)^2}{0,12} = 1083 \frac{\text{m}}{\text{c}^2};$

$$\pi_2 n_2 = \frac{1083}{25} = 43,3 \text{ mm. Vektor } a_{BO_2}^n - \text{ uchi } n_2 \text{ nuqtadan } BO_2$$

bo'g'inga perpendikulyar o'tkazamiz. n_1 va n_2 nuqtalardan o'tkazilgan perpendikulyarlar kesishgan nuqtasida b_1 nuqta hosil bo'ladi. Unda $\pi_1 b_1$ kesma uzunligi a_B tezlanish vektorini belgilaydi, ya'ni $a_B = \pi_1 b_1 \cdot \mu_a$. D nuqtaning tezlanishining plandagi o'rni quyidagi proportsiyadan topiladi:

$$\frac{O_2 D}{AB} = \frac{\pi d_1}{a_1 b_1} \quad \text{va} \quad \pi d_1 = a_1 b_2 \frac{O_2 D}{AB} = 90 \cdot \frac{0,96}{0,18} = 30 \text{ мм}$$

E nuqtaning tezlanishini topish uchun vektor tenglama tuzamiz:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_D + \vec{a}_{DE}'' + \vec{a}_{DE}' \\ \vec{a}_E = \vec{a}_X + \vec{a}_{XE} \end{cases}$$

bu erda: $\vec{a}_D$ – mexanizm D nuqtasining tezlanish vektori, tezlanish planida $\pi_1 b_1$ chiziqda $\pi_1 d_1$ kesma uzunligi bilan belgilanadi va quyidagicha hisoblanadi. $a_D = \pi_1 d_1 \cdot \mu_a$

$\vec{a}_{DE}''$ – mexanizm DE bo'g'inining normal tezlanishi, DE bo'g'inga parallel chiziq bo'ylab tezlanishi noma'lum E nuqtadan tezlanishi ma'lum D nuqta tomon yo'nalgan.

DE bo'g'inning tangentsial $\vec{a}_{DE}'$ tezlanish vektori DE bo'g'inga perpendikulyar joylashadi. Polzun yo'naltiruvchisining tezlanishi nolga teng. Polzunning tezlanishi $\vec{a}_{XE}$ vektori, uning $X-X$ o'qiga parallel yo'nalgan. Tezlanishlar planida d_1 nuqtadan DE bo'g'inga parallel chiziq o'tkazib, unda $d_1 n_3$ kesma uzunligi bilan $\vec{a}_{DE}''$ tezlanish vektorini joylashtiramiz.

$$d_1 n_3 = \frac{a_{DE}''}{\mu_a} = \frac{(V_{DE})^2}{\ell_{DE} \cdot \mu_a} = \frac{(de \cdot \mu_v)^2}{\ell_{DE} \cdot \mu_a} = \frac{(8 \cdot 0,2)^2}{0,18 \cdot 25} = 0,57 \text{ мм}$$

$d_1 n_3$ - masofa kichik miqdor bo'lganligi uchun, n_3 nuqta d_1 nuqta bilan ustma – ust joylashadi.

n_3 nuqtadan DE bug'inga perpendikulyar va qutbdan $x-x$ o'qiga parallel o'tkazamiz. Perpendikulyar va parallel chiziqlarni kesishish nuqtasi qutbdan $\pi_1 e_1$ masofada joylashadi va u polzun tezlanishini belgilaydi.

SAVOLLAR

1. Mexanizm nuqtasining tezlik diagrammasi qanday quriladi
2. Mexanizm nuqtasining tezlanish diagrammasi qanday quriladi ?
3. Mexanizm nuqtasi uchun tezlik plani qanday quriladi ?
4. Mexanizm nuqtasi uchun tezlanish plani qanday quriladi ?
5. Absolyut tezlik qanday topiladi ?
6. Absolyut tezlanish qanday topiladi ?
7. Mexanizm nuqtasining normal tezlanishi qanday topiladi ?

8. Mexanizm nuqtasining urinma tezlanishi qanday topiladi ?
9. Mexanizm nuqtasining normal tezlanishi qanday yo'naladi ?
10. Mexanizm nuqtasining urinma tezlanishi qanday yo'naladi ?

KULACHOKLI MEXANIZMLAR [25]

Vazifasi - tarkibida oliy quyi kinematik juftlar vositasi bilan etaklanuvchi bo'g'inning istalgan harakat qonunini olish

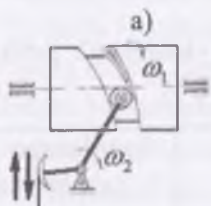
Klassifikatsiyasi:

1. Harakat xarakteriga ko'ra - fazoviy, tekis
2. Harakat turiga ko'ra - ilgarilanma qaytma, aylanma, tebranma
3. Kulachok va tolkatelni o'zaro joylashuviga ko'ra - markaziy, dezaksial
4. Oliy kinematik juftni tutashuviga ko'ra - kinematik juftli tutashuv, kuch asosidagi bosim ostida tutashuv

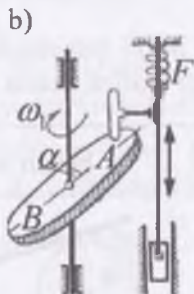
markaziy	dezaksial	bosim ostida	ilgarilanma – qaytma harakat	
tolkatel va kulachokni aylanish markazi bir chiziq ustida joylashgan		tolkatel turlari		
		 ignasimon	 klapan	 rolikli
tolkatel va kulachokni aylanish markazi orasida e masofa bor				
Kulachok turlari		Tekislikda harakatlanuvchi kulachokli mexanizmlar tarkibidagi kulachok, rolik va tolkatel (etaklanuvchi bo'g'in) bir tekislikda yoki bir necha parallel tekislikda harakat qilishim mumkin		
 kulachokli val		 xrapovik		

Fazoda harakatlanuvchi kulachokli mexanizmlarda kulachok bir tekislikda yoki unga parallel tekisliklarda harakat qilsa, uning tarkibidagi etaklanuvchi bo'g'in kulachok harakatlanadigan tekislikka parallel bo'lmagan boshqa tekislikda harakat qiladi. Fazoviy kulachokli mexanizmda tsilindrik baraban o'z o'qi atrofida ω_1 burchak tezligi bilan aylanadi (3.51- rasm, a).

Barabanning sirtiga ma'lum harakat qonuniga moslab tayyorlangan ariqchada kulachok tolkateliga o'rnatilgan rolik o'z o'qi atrofida aylanadi. Baraban aylangach, tolkatel o'z o'qi atrofida tebranma harakat qila boshlaydi. Tolkatelning harakat qonuniga qarab ariqchaning sirt bo'ylab yo'nalishi aniqlanadi.



3.51 - rasm. Kulachokli mexanizmlar: a) fazoviy kulachokli; b) fazoviy diskli



Gorizontal tekislikka qiya qilib o'rnatilgan disk o'zining vertikal o'qi atrofida ω_1 burchak tezligi bilan aylanadi (3.51- rasm, b).

Diskning A tomoni kelsa, tolkatel yuqoriga ko'tariladi, tolkatelning uchiga o'rnatilgan prujinaning elastik kuchi F tolkatelni pastga tushiradi. Disk bilan tolkatel orasidagi kinetik juft kuch vositasida birlashtirilgan oliy juft

Kulachokli mexanizmlarning analizi. Tolkatelning harakat qonunini topish kulachokli mexanizmining analizi deb ataladi. Buning uchun mexanizm kulachogining bir aylanishi ichida tolkatelning harakat qonunini bilish kifoya, chunki kulachokning navbatdagi aylanishida tolkatelning harakat qonuni avvalgisining takrorlanishidan iborat bo'ladi.

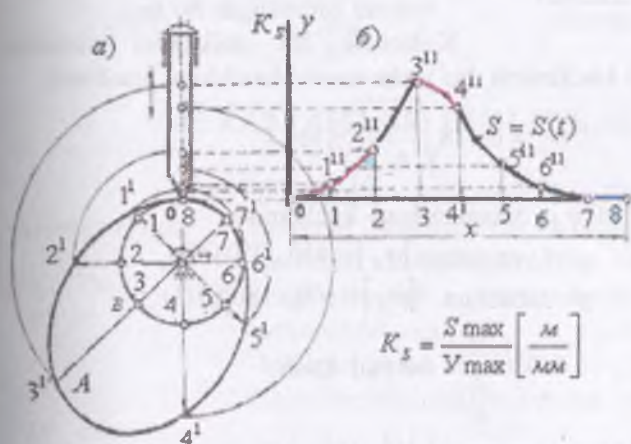
Kulachok ω_1 burchak tezligi bilan aylanganda, kulachokning kichik radiusi uchi (A_0) bilan tolkatel urinib tursa, bunda tolkatel eng past vaziyatda bo'ladi, agar kulachokning eng katta radius-vektor (OA) uchi (A) bilan tolkatel urinsa, tolkatel eng baland vaziyatda bo'ladi. Shunday qilib, kulachokning har aylanishida tolkatel $S_{max} = (OA - AO_0)$ oraliqqa ko'tarilib, yana o'z joyiga qaytib keladi. Agar kulachok har

sekundda 10 marta aylansa, tolkatel sekundiga 10 marta yuqori ko'tarilib, 10 marta pastga tushadi, ya'ni garmonik tebranma harakat qiladi

Kulachokli mexanizmni loyihalash usullari.

Kinematikaviy- etaklanuvchi bug'inning harakat qonuni va profilining shakli topiladi. Bunda kulachokning eng kichik radiusi bilan tolkatelning maksimal ko'tarilish oralig'i beriladi.

Dinamikaviy - tolkatelning harakat qonuni asosida kulachok eng kichik radiusining uzatish burchagi (γ) hisobga olinib topiladi, kulachok profilining shakli tuziladi.



3.52 - rasm
Tolkatelning
siljish
diagrammasi

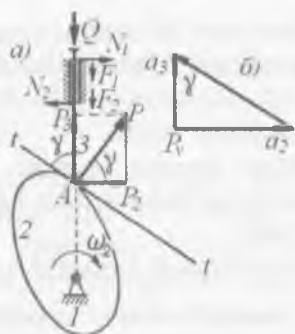
$$K_s = \frac{S_{\max}}{Y_{\max}} \left[\frac{M}{MM} \right]$$

Ilgarilanma harakatlanuvchi tolkatelli kulachokli mexanizmlarda $\gamma_{\min} = 60^\circ$, aylanma harakatlanuvchi tolkatellarda $\gamma_{\min} = 45^\circ$

Sintez- etaklanuvchi bo'g'in harakat qonunini hosil qilish, ya'ni kulachok va tolkatelni berilgan qonuni asosida kulachok profilini qurish.

Sintez etaplari:

1. Mexanizm turini, ya'ni talab qilingan harakatni bajaruvchi to'g'ri kinematik sxemani tanlash
2. Tolkatel harakat qonunini tanlash va asoslash
3. Bo'g'inlarni asosiy o'lchamlarini, ya'ni mexanizmni konstruktiv shaklini aniqlash
4. Mexanizmni texnologik va texnik-iqtisodiy ko'rsatkichlarini topish.



3.53— rasm. Kuchlar.

Dinamik loyiha

Kuchlarni aniqlash:

$$P_2 = P \cos \gamma, \quad P_3 = P \sin \gamma$$

R_3 foydali qarshilik (Q) ni muvozanatlash uchun sarflanadi, R_2 esa tolkatelni qo'zg'almas yo'naltiruvchi tomon siqadi. R_3 kuch qancha ko'p va R_2 kuch qancha kam bo'lsa, tolkatel harakati yaxshilanib, mexanizm normal ishlaydigan bo'ladi.

Kulachok va tolkatelni tutashish nuqtasida kontaktli kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot \rho}} \leq [\sigma_H]$$

bu erda: $[\sigma_H]$ - ruxsat etilgan kuchlanish:

cho'yon uchun $[\sigma_H] = 410 \dots 750 \text{ MPa}$,

po'lat uchun $[\sigma_H] = 600 \dots 1800 \text{ MPa}$.

$$F_n = C \cdot \frac{b}{\frac{1}{\rho}} \text{ - normal kuch,}$$

C — profilni ishlash layoqatini $10^8 \dots 10^9$ tsikllarda ta'minlaydi,

$$C = 5,73 \left[\frac{[\sigma_H]}{E} \right];$$

E, ρ - keltirilgan, tegishli, elastiklik moduli va egrilik radiusi.

Nazorat savollari:

1. Kulachokli mexanizmlarni klassifikatsiyasini ayting?
2. Fazoda va tekislikda harakat qiluvchi kulachokli mexanizmlarni ayting?
3. Kulachokli mexanizmlarni analizi nima?
4. Kulachokli mexanizmlarni sintezlash etaplarini ayting?
5. Kulachokli mexanizmni kinematik sxemasini chizishni tushuntiring?
6. Kulachokli mexanizmlarni siljish diagrammasini qurishni

tushuntiring ?

7 Kulachokli mexanizmlarni tezlik va tezlanish diagrammalarini qurishni tushuntiring?

8. Kulachokli mexanizmlarni dinamikaviy loyihalash vazifasini
ayting?

9. Kulachokli mexanizmlarni mustahkamlik shartini ayting

10. Keltirilgan elastiklik moduli va egrilik radiuslari-ni tushuntiring?



*O'rta asrlarda detallarni
chizishda qo'llanilgan
chizmachilik asboblari*

MEXANİZMLAR DINAMİKASI

asosiy masala

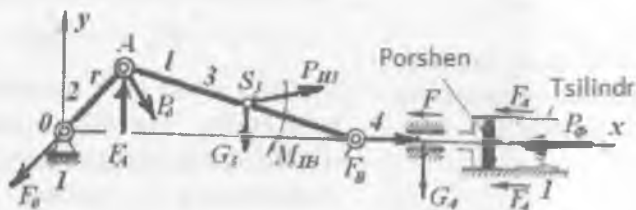
kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarini aniqlash. Bu harakatdagi statika deyiladi.

mashina va mexanizmlarga berilgan energiya-ning tarqalish qonuni orqali mashina yoki mexanizmlarning FIK – ni topish;

-berilgan kuch ta'sirida bo'g'in yoki bo'g'in nuqtalarining haqiqiy harakat qonunlarini topish;

3.54 – rasm.

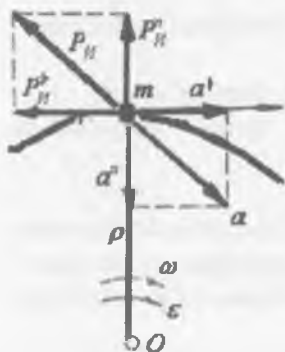
*Mexanizm
bo'g'inlaridagi
kuchlar [25]*



P_{∂} - harakatlantiruvchi kuch, krivoshipni A nuqtasiga qo'yilgan

va A (3.54–*rasm*) nuqtatezligi bilan bir yo'nalishda bo'ladi; P_ϕ – foydali qarshilik kuchi. Qanday kuchning ishini mashina engishi zarur bo'lsa, u kuchga foydali qarshilik kuchi deyiladi. P_ϕ hamma vaqt harakatga teskari yo'naladi. $F_O; F_{II}; F_4; F$ – zarali qarshilik kuchi. Mexanizmni harakati vaqtida uning kinematik juftlaridagi ishqalanish kuchlari. $G_3; G_4$ – og'irlik kuchlari

Mexanizm bo'g'inlaridagi inertsia kuchi va uning momenti



Normal inertsia kuchi

$$P_u^n = -ma^n = -\frac{G}{g}\omega^2\rho$$

Normal inertsia kuchi a^n tezlanishga qarama – qarshi yo'nalgan

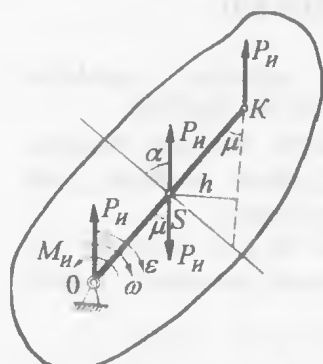
Urinma inertsia kuchi

$$P_u^r = -ma^r = -\frac{G}{g}\varepsilon\rho$$

Tangentsial inertsia kuchi a^r tezlanishga qarama – qarshi yo'nalgan

To'liq inertsia kuchi

$$P_u = \sqrt{(P_u^n)^2 + (P_u^r)^2} = -\frac{G}{g}\rho \cdot \sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}$$



3.55-rasm. Inertsia kuchining momentini aniqlashga oid

Bo'g'inga ta'sir etuvchi inertsia kuchlarini shu bo'g'in massalari markaziga ta'sir etuvchi yagona bosh inertsia kuchi va bo'g'inning burchak tezlanishi sababli vujudga keluvchi bosh inertsia momentiga almashtiriladi. Masalan A nuqtadagi normal va tangentsial kuchlar O nuqtaga nisbatan

$P_u = P_u^n + P_u^r$ va $M_u = F_u^r \cdot r_1$ juft kuch momenti ko'rinishidako'chiramiz

$$M_u = \int dP_u^r \cdot r = -\int \varepsilon \cdot r \cdot dm \cdot r = -\varepsilon \cdot I_\rho$$

Inertsia kuchi bosh momentning M_u qiymati bo'g'inning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqanibatan olingan inertsia momentining I_ρ burchak tezlanishi ε ga

ko'paytmasiga teng va yo'nalishi unga teskari $M_u = -\varepsilon \cdot I_\rho$

bu erda $I_\rho = \int r^2 \cdot dm$ bo'g'in massasining og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqa nisbatan inertsia momenti

P_u va M_u -ni OS o'qi davomida biror K nuqtaga qo'yilgan bitta P_u kuch bilan almashtirish mumkin: $M_u = P_u h$ yoki

$$h = \frac{M_u}{P_u} = \frac{I_\rho \cdot \varepsilon}{P_u}$$

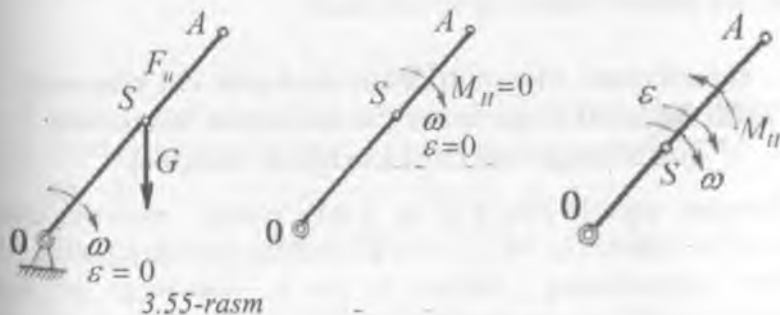
Mexanizm harakati jarayonida bo'g'inlarda vujudga keladigan inertsia kuchlari va uning momentlari ham qiymat jihatdan, ham yo'nalishi jihatdan o'zgarib turadi. Bir necha ususiy holni ko'ramiz:

1) agar, bo'g'in to'g'ri chiziqli ilgarilanma harakatda bo'lsa, unda faqat inertsia kuchi hosil bo'ladi $P_H = -ma_S$

2) OA bo'g'inining og'irlik markazi (S) o'zgarmas burchak tezlik ($\omega = \text{const}$) bilan O o'qi atrofida aylanayotgan bo'lsin, unda $\varepsilon = 0, M_H, M_H = 0$ (3.55 rasm, a) bo'ladi. Faqat normal inertsia kuchi hosil bo'ladi: $F_H^n = -ma_s^n = -\omega^2 l \cdot \frac{G}{g}$

3) OA bo'g'in (S) og'irlik markazidan o'tuvchi va shaklga tik o'q atrofida o'zgaruvchan burchak tezlanishi bilan harakatlanganda faqat inertsia kuchining momenti vujudga keladi: $M_u = -\varepsilon \cdot I_\rho$

4) OA bo'g'in (S) og'irlik markazidan o'tuvchi va shaklga tik o'q atrofida o'zgarmas burchak tezlanishi bilan harakatlanganda $F_H^n = 0; F_H^r = 0; M_H = 0$ bo'ladi. Bu eng yaxshi vaziyat.



Og'irlik markazi aylanish markazi bilan ustma-ust tushmaganda va bo'g'in o'zgaruvchan burchak tezlik bilan harakatlanganda, unda inertsia kuchi va inertsia momenti hosil bo'ladi.

Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlarni hisoblash

Kuchlar ta'sirida hisoblash - mexanizm detallarini mustahkamlik shartiga ko'ra hisoblashga va mexanik foydali ish koeffitsientini aniqlash uchun zarurdir. Buning uchun kinematik juftlardagi ishqalanish hisobga olinishi kerak, mexanizm detallaridagi kuchlar qiymatlarining davr davomida o'zgarishini bilish kerak.

Kuchlar ta'sirida hisoblash uchun quyidagilar berilgan bo'ladi:

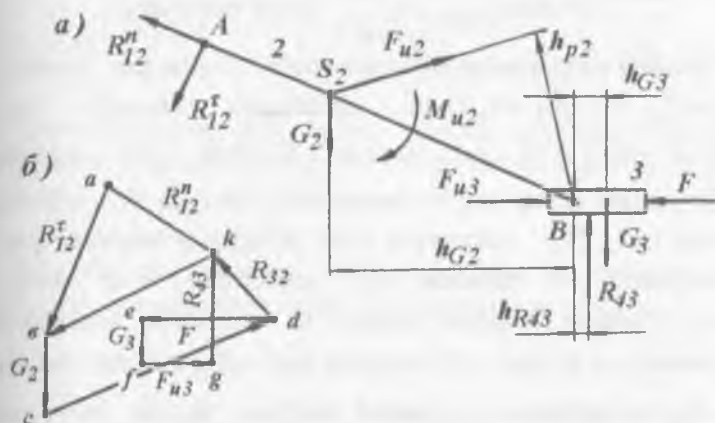
- 1) mexanizm bo'g'inlarining uzunlik o'lchamlari, bosh bo'g'in koordinatasi;
- 2) bo'g'in og'irliklari;
- 3) og'irlik markazlariga nisbatan olingan bo'g'inlarning inertiya momentlari;
- 4) keltirish bo'g'inining harakat qonuni.

Kuchlar tag'sirida hisoblash Nyuton qonuniga asoslangan Dalamber printsipini qo'llash natijasida amalga oshiriladi. Dalamber printsipiga ko'ra mexanizmga ta'sir etuvchi hamma kuchlar qatorida bo'g'inlarning tezlanishi ta'sirida vujudga keluvchi inertiya kuchlari ham hisobga olinsa, mexanizmni muvozanatda deb qarash mumkin. Reaksiya kuchlarni aniqlashda statika qoidasi qo'llanilsa bo'ladi. Bunday usulda mexanizm Assur guruxlariga ajratiladi. Har bir gurux uchun Dalamber printsipi tadbiq etilib muvozanat tenglamasi tuziladi. Muvozanat tenglamasining shartiga ko'ra sistemaga ta'sir etuvchi hamma kuchlarning bosh vektori yoki hamma momentlarning bosh vektorining qiymati nolga teng bo'lishi zarur.

Ilgarilanma va aylanma harakat qiluvchi kinematik juftli ikkinchi klass Assur guruhi uchun kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarni aniqlash

Guruhga tegishli 2-bo'g'in va 3 bo'g'inlarga quyidagi tashqi kuchlar ta'sir qilsin: G_2 va G_3 - bo'g'inlarning og'irlik kuchlari, ular bo'g'inlar massalarining markazi S_2 va S_3 nuqtalariga qo'yilgan bo'ladi. F_{u2} va F_{u3} -ilgarilanma harakat natijasida bo'g'inlarda vujudga keladigan inertiya kuchlari, ular ham massalar markazi S_2, S_3 nuqtalarga quyilgan. M_{u2} -inertiya kuchining momenti 2 bo'g'inining burchak tezlanishi bilan aylanma harakat qilishi natijasida vujudga keladi inertiya kuchining momenti; 3 - bo'g'inga ta'sir etuvchi harakatlantiruvchi kuch F ; 1- bo'g'inning 2-bo'g'inga reaksiya

kuchining 2-bo'g'in bo'ylab yo'nalgan normal va 2-bo'g'inga tik yo'nalgan tangentsial tashkil etuvchilari R_{12}^n, R_{12}^t , ularning qiymatlari va haqiqiy yo'nalishlari noma'lum,



3.56– rasm. Kinematik juftilardagi reaksiya kuchlarni aniqlash.
a) mexanizm bo'g'inlaridagi kuchlar; b) kuchlar ko'pburchagi

R_{43} - polzun yo'naluvchisining polzunga reaksiya kuchi bo'lib, uning ta'sir chizig'i yo'naltiruvchi sirtga tik joylashadi. Bu kuchning qo'yilish nuqtasi va qaysi tomonga yo'nalganligi noma'lum. D'alamber printsiplig ko'ra bu kuchlardan qurilgan ko'p burchak yopiq (3.56–rasm):

$$\vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^t + \vec{G}_2 + \vec{F}_{u2} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{u3} + \vec{R}_{43} = 0$$

Bo'g'in 2ga ta'sir etuvchi hamma kuchlardan va M_{u2} momenti-dan B nuqtaga nisbatan olingan momentlar tenglamasini tuzamiz:

$$-R_{12}^t \cdot \ell_{AB} + F \cdot h_{p2} \cdot \mu_p - G_2 \cdot h_{G2} \cdot \mu_p + M_{u2} = 0$$

$$\text{bu erda } R_{12}^t = \frac{F_u \cdot h_{p2} \cdot \mu_p - G_2 h_{G2} \cdot \mu_p + M_{u2}}{\ell_{AB}},$$

h_{p2}, G_2 - kuch elkalari. R_{12}^n, R_{43} kuchlarning modul qiymatlari va vektor yo'nalishlarini aniqlash uchun

$$R_{12}^n + R_{12}^t + G_2 + F_{u2} + F + G_3 + F_{u3} + R_{43} = 0$$

tenglamaga asosan kuch ko'pburchagi quriladi .

Buning uchun kuchlarning chizma o'lchamlarini kuch masshtabi asosida aniqlaymiz: $(\overline{R_{12}^r}) = \frac{R_{12}^r}{\mu_p},_{MM}$; $(\overline{F_{u2}}) = \frac{F_{u2}}{\mu_p},_{MM}$ va h.k.

bu erda $\mu_p = \left(\frac{n}{MM} \right)$ kuch masshtabi.

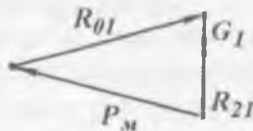
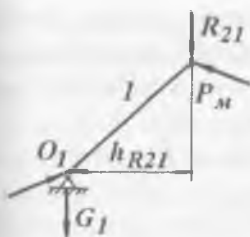
Kuchlar ko'p burchagini qurish tartibi. Tanlangan a nuqtadan $R_{12}^r + G_2 + F_{u2} + F + G_3 + F_u$ ni ifodalovchi chiziqlar zanjiri $(a-b-c-d-e-f-g)$ ni quramiz. Co'ngra R_{12}^n vektorning boshlanish nuqtasi a dan bo'g'in 2 ga parallel ravishda R_{12}^n vektorning ta'sir chizig'ini, F_{u3} vektorning oxiri bo'lgan g nuqtadan polzun yo'naltiruvchisiga tik ravishda R_{43} vektorning ta'sir chizig'ini o'tkazamiz. Ularning kesishish nuqtasi K tenglamalar sistemasining echimini beradi, ya'ni $(ka) - R_{12}^n$ vektorni $(gk) - R_{43}$ vektor ifodalaydi. R_{12}^n va R_{12}^r vektorlarning yig'indisi bo'lgan R_{12} ni $(k\theta)$ kesma ifodalaydi. R_{12} va R_{43} reaksiya kuchlarining modul qiymatlari masshtab koeffitsientidan foydalanib topiladi

$$R_{12} = (k\theta) \cdot \mu_p \quad R_{43} = (\partial k) \cdot \mu_p$$

V sharnirdagi reaksiya kuchini aniqlash uchun bo'g'in 2 ning muvozanat shartini tuzamiz: $R_{12} + G_2 + F_{42} + R_{32} = 0$

R_{32} - ham vektor yo'nalishi, ham modul qiymati noma'lum bo'lgan bo'g'in 3 ning bo'g'in 2 ga to'liq reaksiya kuchidir. R_{12} vektorning boshlanishi K nuqta bilan F_{u2} vektorning oxirini ifodalovchi d nuqtani o'zaro tutashtirib, R_{32} vektorni ifodalovchi (dk) kesmani hosil qilamiz. U d nuqtadan K nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi va qiymati quyidagicha hisoblanadi: $R_{32} = (dk) \cdot \mu_p$. Reaksiya kuchi R_{43} ning qo'yilish nuqtasini aniqlash uchun polzunning muvozanat shartini yozamiz. $R_{43} \cdot h_{R43} - G_3 \cdot h_{G3} = 0$ bu erdan $h_{R43} = \frac{G_3 h_{G3}}{R_{43}}$

Aylanma harakat qiluvchi etaklovchi bo'g'in kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash. Etakchi bo'g'inga ta'sir etuvchi kuchlar: R_{21} - shatunni krivoshipga ta'sir kuchi; G_1 - bo'g'inning og'irlik kuchi; R_{01} - qo'zgalmas bo'g'inning krivoshipga ta'sir kuchi (3.57 - rasm).



3.57– rasm.
Etaklovchi bo'g'in
kinematik
juftlaridagi kuchlar.

Krivoshipning og'irlik markazi aylanish markazida bo'lganligi va krivoshipning burchak tezligi o'zgarmas deb olinganligi uchun bosh bo'g'inga F_u va M_u -lar ta'sir etmaydi. Yuqoridagi kuchlar ta'siridan bo'g'in muvozanatlanmaydi

Bo'g'inni muvozanatga keltiruvchi R_m kuchni topamiz. R_m - kuch krivoshipga perpendikulyar ravishda A nuqtasiga qo'yilgan:

$$\Sigma M_{O1} = R_{21} \cdot h_{R21} \cdot \mu_p - P_M \cdot \ell_{OA} = 0 \quad P_M = \frac{R_{21} \cdot h_{R21} \cdot \mu_p}{\ell_{OA}}$$

Tayanch kuchini aniqlash uchun krivoshipga ta'sir etuvchi kuchlarni muvozanat sharti yoziladi. $G_1 + R_{21} + P_M + R_{01} = 0$

Kuchlar planini qurish uchun masshtab tanlaymiz:

$$\mu_p = \frac{G_1}{ab}; \quad bc = \frac{R_{21}}{\mu_p}; \quad cd = \frac{P_M}{\mu_p} \quad R_{01} = da \cdot \mu_p; \quad \text{h}$$

N.E.Jukovskiy teoremasi. Kuchlar orasidagi bog'lanishni N.E.Jukovskiyning yordamchi qattiq richag teoremasidan foydalanib amalga oshirish mumkin. N.E. Jukovskiy teoremasi quyidagicha ta'riflanadi:

Agar harakatlanuvchanglik darajasi $W=1$ bo'lgan har qanday mexanizm bo'g'inlarining nuqtalariga qo'yilgan, kuchlar ta'siridan muvozanatda bo'lsa u holda shu mexanizmni 90° burib, tuzilgan ixtiyoriy masshtabdagi tezliklar plani ham o'zining nuqtalariga keltirilgan kuchlar ta'siridan muvozanatda bo'ladi.

Krivoship – polzunli mexanizmning 2 va 3 bo'g'inlari va unga ta'sir etuvchi kuchlar berilgan bo'lsin. Muvozanatlovchi kuch va momentning qiymatini aniqlash uchun mexanizmni tezlik planini va uni 90° ga burilgan vaziyatini quramiz.

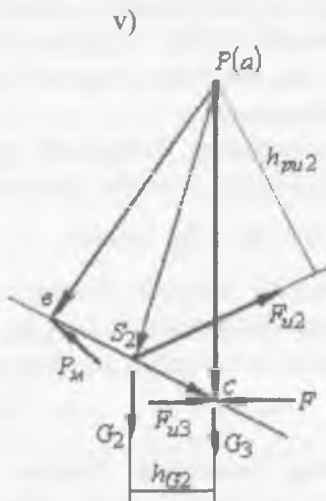
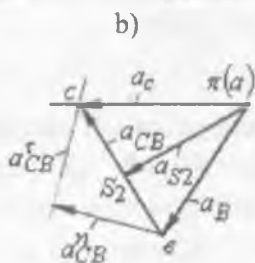
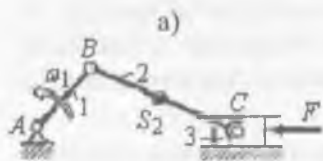
Mexanizm sxemasidagi kuchlarning yo'nalishini o'zgartirmagan holda parallel ravishda berilgan tezliklar planidagi mos nuqtalarga ko'chiramiz. Muvozanatlovchi kuch P_m ni krivoshipga tik ravishda uning B nuqtasiga qo'yilgan deb, uni tezliklar planidagi (πB) kesmaning oxirgi b nuqtasiga qo'yamiz (3.58-rasm).

Agar uning yo'nalishi noto'g'ri belgilangan bo'lsa hisoblash natijasida muvozanatlovchi kuchning qiymati manfiy ishoralik chiqadi

Tezlik planini richag deb qarab, ta'sir etuvchi kuchlardan qutb (π) ga nisbatan momentlar tenglamasini tuzamiz.

$$(F - F_{u3}) \cdot (pc) - G_2 \cdot h_{G2} - F_{u2} \cdot h_{pu2} + P_M \cdot (p\theta) = 0$$

$$P_M = \frac{(-F + F_{u3}) \cdot (pc) + G_2 \cdot h_{G2} + F_{u2} \cdot h_{pu2}}{p\theta}$$



3.58— rasm.
a) krivoship –
polzunli
mexanizm;
b) tezliklar
plani;
v) Jukovskiy
richagi

Muvozanatlovchi momentni aniqlaymiz. $M_M^I = P_M \cdot l_{AB}$

Manipulyatorlar va robotlar to'g'risida ma'lumot. Manipulyatorlar va robotlar dvigatel va insonning intellektual funksiyasini bajaruvchi sistemani tashkil etadi. Ularni montaj ishlarida, tansportlashdagi og'ir ishlarni yoki texnologik hamda inson hayotiga zararli ishlarni bajarishda (kosmosda, katta chuqurlikda, past va yuqori temperaturada hamda radioaktiv zararli moddalardan zaharlanish sharoitida) qo'llaniladi.

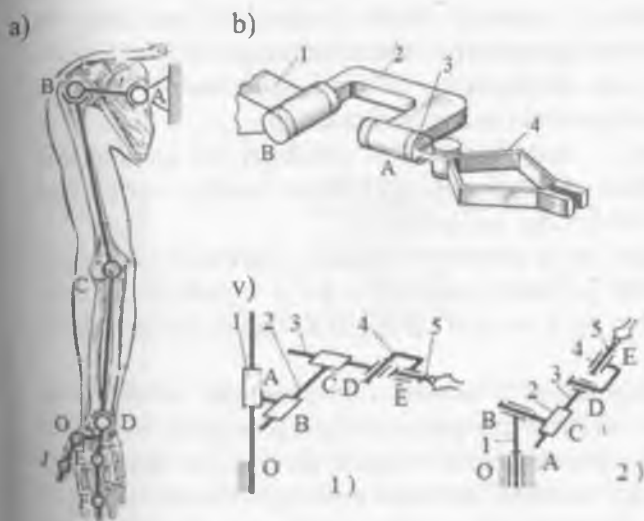
Manipulyator deb, turli jarayonlarni bajarishda operator tomonidan boshqariladigan qurilmaga aytiladi. Robot deb, turli jarayonlarni bajarishda avtomatik boshqariladigan qurilmaga aytiladi.

Manipulyatorlar (mexanik qo'l) robotlar tarkibiga kirganligi uchun bu qurilmani manipulyatorli robot ham deb ataladi. Shunday qilib, manipulyatorli robot deb, manipulyator shaklidagi ishchi organda

umumiy xarakterdagi ishni bajaradigan qurilmaga aytiladi. Umumiy holda manipulyatorlar talab qilingan turli kompleksdagi harakatlarni bajaradi.

Robotlarda manipulyator va inson qo'llarining harakatlaridagi o'xshashlik ta'minlanadi. Talab etilgan harakatlarni - manipulyatorning harakatchanlik darajasi, kinematik juftlarning turi va klassiga, kinematik va dinamik xarakteristikalariga bog'liq.

Mexanizm sxemasini yaratishda inson qo'lining harakati imitatsiya qilinadi (3.59-rasm, a). Shuning uchun, manipulyator sxemasini tuzishda inson qo'lining kinematik va dinamik xarakteristikalaridan foydalaniladi. Inson qo'lining elkasidagi A sharnirdan barmoqlarigacha bir necha quyi kinematik juftlar bilan birikma hosil qilgan bo'g'inlardan tashkil topgan. Manipulyatorni yaratishda inson qo'lining hamma harakatlaridan nusxa olish maqsad qilib qo'yilmaydi, balki xizmat doirasida barcha amallarni bajarish talabi qo'yiladi.



3.59-rasm.
a) inson qo'lining sxemasi;
b) manipulyator bo'g'inlari
v) manipulyatorlarning kinematik sxemalari

Manipulyator ikki qismdan iborat: qo'l va kist. Kist predmetni olish va ushlash, ko'chirish va h.k. uchun qo'llaniladi. Manipulyatsion robotlarda ikkita o'zaro 5 klass aylanuvchi kinematik juftdan (A) iborat 2 va 3 bo'g'inlardan tashkil topadi.

3 bo'g'inida buyumlarni olish va ushlash uchun 4 moslama o'rnatilgan. Mexanik qo'l ushlagich bilan kistni harakatlantiradi. Kist manipulyatorning 1 qo'li bilan B aylanuvchi kinematik juft vositasida

biriktiriladi. Bu kinematik juftning o'qi A kinematik juftga perpendikulyar joylashgan.

Robotlar to'g'risida ma'lumot. Hozirgi zamon ishlab chiqarishda texnologik jarayonini avtomatlashtirish va kompyuterlashtirish bilan bir qatorda robotlarni keng ko'lamda tadbiq etishga imkoniyat yaratmoqda.

1970 yildan 1980 yilgacha dunyodagi robotlar parki 25 marotaba oshdi. Robotlar ishlab chiqarish jarayonida inson faoliyatini almashtirib, uni yangicha avtomatlashtirish davrini ochib bermoqda.

Sanoat robotlarini tadbiq etish bilan mehnat unumdorligini va mahsulot sifatini oshiradi, jihozlarni almashtirish koeffitsienti o'sadi, ishlab chiqarishni intensivlashtiradi, ishlab chiqarish sharoitini yaxshilaydi va ishchi sonini kamaytiradi.

«Robot» termini adabiyotga XX asr boshlarida chex yozuvchisi Karel Chapek tomonidan kiritildi va «sun'iy odam»ni belgilaydi

Sanoat roboti deb, dasturlashtirilgan boshqaruv va bajaruvchi qurilmasidan tashkil topgan avtomatik mashinaga aytiladi.

Sanoat robotlari – insonni ishlab chiqarishni yurgizish va boshqarish funksiyalarini almashtirish uchun xizmat qiladi.

Ishchi organ va boshqarish qo'rilmasidan tashkil topgan manipulyator robotni bajaruvchi mexanizmiga kiradi.

Sanoat robotlari – metall kesuvchi stanoklari va qizdiradigan qurilmalar, payvandlash, himoyalovchi qatlamlarni surish, transport va ombor ishlarini bajarishda keng qo'llaniladi.

Tadbiq etilishiga ko'ra sanoat robotlarini – universal va maxsus turlarga bo'linadi. Yuk ko'tarish qobiliyatiga ko'ra – juda engil (1 kG gacha), engil, o'rta, og'ir va o'ta og'ir (1000 kGdan yuqori) turlari mavjud.

O'rnatilish usuliga ko'ra – osilgan, o'zi yuradigan robotlar bor. Robotlarni yuritmasi – elektromexanik, gidravlika, pnevmatik va kombi-natsiyalangan bo'ladi. Robotlar harakatchanlik darajasi, qo'llaniladigan koordinatalar sistemasi va dasturlashtirish usullariga binoan turlanadi. Dasturlashtirilgan boshqarish turiga ko'ra robotlarni tabaqalashtirish juda ahamiyatli, chunki ular oldindan berilgan ustuvor dasturlashtirilgan boshqarish xususiyatiga ega. Adaptivlashgan boshqarish qurilmasi o'rnatilgan robotlar – tashqi muhit yoki texnologik jarayonini o'zgarishiga moslashaoladi.

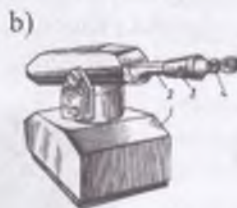


3.60 - rasm. Elektromexanik manipulyator

Robotlarni konstruktiv tahlili.

Manipulyator va robot insonni intellektual va harakatlantiruvchi funktsiyalarini almashtiradigan sistemani ifodalaydi. Manipulyator ishlab chiqarish jarayonini operator tomonidan boshqariladigan qurilma, robot esa – aynan shu jarayonni berilgan dastur asosida avtomatik ravishda boshqaradi.

Robot yuklangan vazifani manipulyatorsiz bajara olmaydi. Shuning uchun barcha robotlar – manipulyatorlik robotlar deyiladi. Manipulyatorni yaratilishida inson qo'li harakatini asos qilib olinadi. Demak, manipulyator «mexanik qo'l» ning strukturali sxemasi inson qo'liga mansub bo'lgan kinematik va dinamik tavsiflarga ega bo'lishi kerak. Manipulyator qo'lining sxemasini loyihalashda inson qo'lining barmoqlaridan kaftigacha bo'lgan kinematik sxemasidan va yukni harakatlanadigan koordinatalaridan foydalaniladi. Dasturlashtirilgan «Universal-50», «UM-1», «UPK-1» - robotlari mavjud.

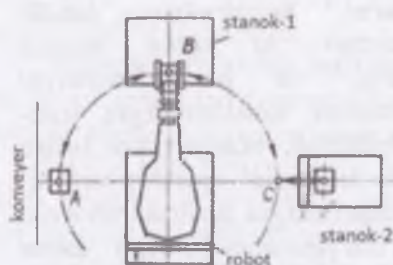


3.61-rasm.

a) sanoat roboti
UM-1;

b) «Universal -50»
manipulyatsiyalik
robot

Ularyordamida o'rnatish, tashish, buyumlarni joylashtirish, oddiy yig'uv jarayonlari, qoliplash, bosim ostida qo'yish, termik va mexanik ishlov berish ishlari bajariladi. Sferik koordinatalarda ishlaydigan robotlarda kirmakli uzatma ishlatiladi. Robotlardagi ushlagichlarni – rezinali so'rg'ich, kovsh ko'rinishidagi, vakuumli va boshqa turdagi konstruktsiyalari ishlatiladi. Metall kesadigan stanokga sanoat robotlari avtomatik rejimda quyidagicha xizmat qiladi (3.62 – rasm):



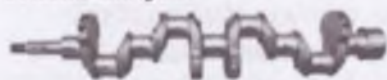
3.62 - rasm. Ikkita stanokga
robot yordamida xizmat
ko'rsatish sxemasi

-robotni ushlagichi tsiklni boshlanishida konveyerni A nuqtasiga o'rnatiladi;
-namuna (mahsulot) ni konveyerdan olib I-stanokdagi B nuqtaga o'tkazadi; robotni qo'li detalni I stanokdan II stanokni C nuqtasiga olib o'tadi va blokirovkani yo'qotish signali berilgandan keyin detalni II stanokni ishlov berish maydonchasiga uzatadi;

- bu vaqtga kelib konveyerda yangi namuna keladi va robot uni olib keyingi tsiklni boshlaydi.

IV - BOB. MASHINA DETALLARI

Har qanday mashina o'zaro biriktirilgan detallar yig'indisi – uzellardan tashkil topgan. Detal – yig'ma birligisiz bir jinsli materialdan tayyorlangan buyum. Oddiy (gayka, shponka, bolt va h.k.) va murakkab (kalen val, reduktor korpusi, stanokning staninasi va h.k.) detallar mavjud.



kalen val



shponka



stakan



bolt



reduktor korpusi



qopqoq



4.1-rasm. Detal va uzeli:

1- val shesternya;

2- podshipnik; 3- vtulka;

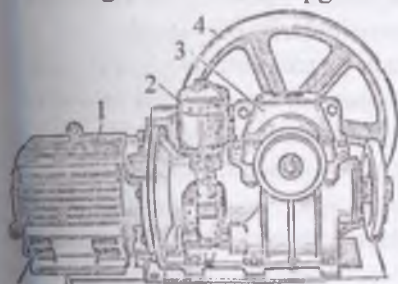
4- chervyak g'ildiragi;

5- etaklanuvchi val.

val shesternya va podshipnik uzeli

Uzel – o'zaro biriktirilgan detallardan tashkil topgan tugallangan yig'ma birlik (podshipnik, mufta, reduktor va h.k.). Murakkab uzellar tarkibida bir nechta oddiy uzellar bo'lishi mumkin. Masalan, reduktor podshipnik , tishli g'ildiraklar o'rnatilgan vallardan tashkil topadi. Bunday detal va uzellar xizma vazifasi bir xil bo'lgan detal va uzellari deyiladi .

Mashina agregat deb, mashina-dvigatel, uzatish mexanizmi va ishchi organdan tashkil topgan mexanik qurilmaga aytiladi.



4.2-rasm

Dvigatel va ishchi organ ishla-shini muvofiqlashtirish uchun boshqaruv sistemasi o'rnatiladi. Mashina agregatini ishlash sharoitiga ko'ra boshqarish rejimi avtomatik yoki qo'l kuchi bilan amalga oshiriladi. Passajir liftini ko'tarish mashina agregati 4.2-rasmda ko'rsatilgan.

Bu yerda 1 elektrodvigatel, 2 elektromag-nit tormozli mufta, 3 chervyakli reduktor, 4 kanatni yurgizuvchi xalqasimon shkiv. Kanat tarmoqlari ushbu shkivda joylashadi, tortish kuchi kanat bilan shkiv orasidagi ishqalanish evaziga uzatiladi. Elektrodvigatelni ishga tushirish yoki to'xtatish avtomatik ravishda masofadan boshqariladi

Xalq xo'jaligini hamma tarmoqlarida mashina va qurilmalar ishlatiladi. Bu mashina va qurilmalarda bir xil vazifani bajaruvchi o'zaro o'xshash detal va yig'ma birliklarni uchratish mumkin. Masalan: biriktiruvchi buyumlar (vint,bolt,gayka va h.k.); uzatmalar (tishli, chervyak-simon va h.k); vallar, o'qlar va ularning tayanchlari;birikmalar (rezbali, shponkali,payvand va h.k), ishlash sharoitlari o'zaro yaqin va ekspluata-

tsion xususiyatlari taxminan bir xil bo'lgan detallarning taxlili, hisoblash va loyixalash usullari bir xildir.

«Mashina detallari» fanining asosiy maqsadi xizmat vazifasi bir xil bo'lgan *birikmalar, uzatmalar, val va o'qlar, ularning tayanchlari, muftalar, prujinalar va turli korpus qismlari*, mexanizm va mashina detallarining tuzilishi ishlashi va ularni hisoblash va loyihalash asoslarini o'rganish.

Mashina detallarida kinematika va kuch munosabatlari, mustahkamlikka va bikrlikka hisoblash asosari, materialni to'g'ri tanlash, detallarni ratsional loyihalash va birikmalarni hosil qilish usullari o'rganiladi.

Mashina detallari oxirgi umumtexnik fan bo'lib, maxsus fanlarni o'zlashtirish uchun asos va "Amaliy mexanika" ning to'rtinchi tarkibiy qismi hisoblanadi. Mashina detallari xizmat vazifasi bir xil bo'lgan detal va yig'ma birliklarning ishlash sharoitidan kelib chiqib ishonchli ishlash va samarali konstruksiyalarni hisoblash va konstruksiyalash, loyihalash usullari, qoida va normativlarini o'rganadi.

Xizmat vazifasi bir xil bo'lgan detal va uzellarni o'rganish uch qismdan iborat: nazariy, tajriba ishlari va kurs loyihasi. Bunda talabalar muxandislik hisoblash va konstruksiyalash asoslarini o'rganadilar.

Loyihalanayotgan detal to'rtta talabga javob berishi kerak [28]:

1. Ayni sharoitda ishlash layoqatiga ega, ya'ni ma'lum vaqt davomida o'z mustahkamligini to'la saqlaydigan, ortiqcha remont talab qilmaydigan bo'lishi.

2. To'g'ri, aniq va ravon ishlashi

3. Mashinadan foydalanishda inson uchun xavf to'g'dirmaydigan bo'lishi.

4. Tayyorlanishi texnologik nuqtai nazardan qulay va tejimli, ya'ni mustahkamlikni saqlagan holda o'lchamlari kichik, engil va arzon turishi lozim.



KIRPICHYOV VIKTOR LVOVICH
(08.10.1845 — 20.10.1913)

Rus fiziki, mexanika professori, Mixaylov artilleriya akademiyasini 1870 yil tugatib, Sank - Peterburg texnologiya institutida mexanika fanidan dars beradi. 1876 yildan mexanika professori, qurilish materitallar qarshiligi, yuk ko'tarish shinalari, mashina detallarini qurishni

o'qiydi. Materitallar qarshiligi, yuk ko'tarish mashinalari, mashina detallarini qurishni o'qiydi. 1878 yil "Materiallar qarshiligi kursi" maxsus adabiyoti bilan taniladi. Ko'p yillar Xarkov texnologiya instituti va Kiev politexnika institutiga rahbarlik qiladi. 1903 yil Rossiyaga qaytadi. Mashina detallaridan birinchi darslikni 1881 yil yozgan



XUDYAKOV PETR
KONDRATYEVICH

(1857- 1936 yy)

Asosiy nashrlari: «Atlas konstruk tivnyx chertejey detaley mashin» (1888 ; «Atlas nasosov, ispolnennyx russkimi i zagra-nichnymi zavodami» (1891); «Soprotiv-lenie materialov» (1898), «Postroenie

nasosov» (1899), «Sbornik zadach na vse otdeły kursa soprotivleniya materialov» (1902) va boshkalar



SIDOROV ANATOLIY
IVANOVICH

(1866-1931)

Moskva universitetining fizika matematika va 1891 yil Moskva texnika o'quv yurtini tugatgan. 1897 yildan Moskva texnik o'quv yurtida ishlaydi, 1899 yildan professor. 1897 yildan mashina detallarining konstruktiv

chizmalarining atlasini tuzish va mashinalarning loyihalash printsiplarini yaratish. Asosiy nashrlari: Truby i ix soedineniya, M., 1912; Kurs

detaley mashin, ch. 1-2, [2 izd.], M.-L., 192[3]-26; Osnovnye printsipy proektirovaniya i konstruirovaniya mashin, M., 1929.

MATERIALLAR. Mashina detallarini tayyorlashda - po'lat, cho'yan, rangli metall qorishmalari, kukunsimon materiallar, plast-massalar, rezina va h.k. ishlatiladi

Po'lot – uglerod va boshqa elementlarni temir bilan qorishmasi. Oddiy pulot- St.3; St.5; shtampovka yoki payvandlash usuli bilan olinadi. Yuqori sifatli po'latlarni markasini oxirida – A harfi bo'ladi.

Konstruktsion pulot: uglerod va marganetsni miqdori - kam uglerodli ($c \leq 0,25\%$); o'rta uglerodli ($c = 0,25...0,60\%$), yuqori uglerodli ($c > 0,6\%$) po'latlar mavjud. Belgilanishi: St.40; St.45; St.30; St. 55

Marganetsli-St.30G; St.62 G-G harfi marganets borligini ifodalaydi

Legirlangan pulot. Legirlaydigan elementlar: xromli (20X, 40X); xromnikelli (20XN, 12XN3A).

Xossasi-uglerod ko'p bo'lsa, uni qattiqligi va statik mustahkamligi ham yuqori, plastikligi past buladi; yuqori mexanik xossaga ega, qoliplash, quyma va prokatlash namunalari olish; stanoklarda ishlov berish; payvandlash va termik ishlov berish qulay.

Ishlatilishi. korpusli detallarni; sifatli va legirlangan po'latlardan mashinalarni turli detallari, val va o'qlar, tishli g'ildirak , chervyak , friksion g'ildiraklar tayyorlanadi.

Chuyon- tarkibida 2% eglerod bo'lgan temiuglerodli qotishma.

Oq rangli chuyon. Oq chuyon yuqori qattiqlik va mo'rtlikga ega, kesilish xususiyati yomon.

Kul rangli chuyon. Kul rang chuyonlar o'rtacha mustahkamlikga va quyma xususiyatga ega, kesilish xususiyati yaxshi, tebranishni yaxshi singdiradi. Belgisi - Ch. 15-30; Ch. 18-36 va h.k. Chuyonni quyma xususiyati yaxshi, plastikligi yomon. Korpusli detallar va g'ildiraklarning disklerini tayyorlashda qo'llaniladi

Latun- mis, qo'rg'oshin va ko'p komponentli alyuminiy, temir marganets, nikellardan tashkil topgan. Latunni mexanik xossasi va korroziyaga chidamliligi yaxshi, St.45 markali po'latdan 5-6 marotaba qimmat. LTc23A6JZMts2 – markali latun - chervyak g'ildiragi, LTc38Mts2S2 – antifriksion detallarni tayyorlashda ishlatiladi.

Bronza—qalay, qo'rg'oshin, alyuminiy, temir kremniy, marganets bilan misni qorishmalari. Bronzani— Br. harflari, keyin legirlovchi elementni ifodalovchi harflar keladi. Masalan: Br OF10-1 —bronza, 10% -qalay, 1% - fosfor va — mis yuqori antifriksion, antikorroziya va quyma xususiyatlarga ega, mexanik tavsifi yaxshi bo'lib undan chervyak g'ildiragining gardishi, yuklanish va yurgizish gaykalari va h.k. tayyorlanadi.

Keyingi yillarda plastmassalar, rezinalar, elimlar, loklar va boshqa sintetik materiallar texnikada keng qo'llanilayapti. Barcha bu materiallarning asosini polimerlar tashkil etadi. Qurilishda turli plastmassalar ishlatilmoqda. Plastmassalarni qoliplash temperaturasi 20 dan (epoksidoplast, efirioplast) 250 – 350⁰S gacha (polipropilen, ftoroplast) etadi. Plastmassalarning elastiklik moduli katta bo'lib, cho'ziluvchanligi kichik. Masalan:

$$\begin{array}{ll} \text{penoplast} & E = (3...25)10^3 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = (0,1...1,5) \% \\ \text{epoksidoplast} & E = (3...4)10^3 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = (2,5...8) \% \end{array}$$

Qotish jarayonida o'zgaraydigan xossalar oladigan plastmassalar reaktoplastlar deyiladi. Qotish jarayonida o'zgaruvchan xossalar oladigan plastmassalar— termoplastlar deyiladi. Ularni qayta qizdirib yana qolipga solish mumkin. Bunday plastmassalarning elastiklik moduli kichik, cho'ziluvchanligi kattadir. Masalan:

$$\begin{array}{ll} \text{polietilenda} & E = (1,5... 2,5) 10^3 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = (150...600) \% ; \\ \text{polipropilenda} & E = (9...12) 10^3 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = (500...700) \% \end{array}$$

Ba'zi plastmassalarning mustahkamlik chegaralari St.3 po'latnikiga qaraganda yuqori, plastiklik xarakteristikalari uncha katta emas, uzilishdagi qoldiq deformatsiyasi $\delta = (1...2)\%$. Plastmassalarning solishtirma og'irligi ($\rho = 1,3...1,9 \text{ kg/sm}^3$) po'latnikiga nisbatan 3-4 marta, dyuralyumiynikiga qaraganda 1,5 marta kichik. Shuning uchun, konstruktsiya og'irligini kamaytirish uchun bu materialdan foydalanish mumkin.

Texnikada rezina katta ahamiyatga ega. Rezinaning yumshoq o'rtacha qattiq, qattiq, issiqqa va yog' ta'siriga chidamli protektor kabi sortlari mavjuddir. Rezinani elastiklik moduli, Puasson koeffitsienti o'zgaruvchandir. Masalan: $E = (0,4...8) \text{ mN/m}^2$; $\mu = 0,11- 0,45$ sof kauchuk uchun: $\mu = 0,5$ protektor rezina uchun: $E = (8,5...11) \text{ mN/m}^2$; $\delta = 40...45 \%$, ebonit uchun: $E = 40...70 \text{ mN/m}^2$; $\delta = 0,8...1,2 \%$

Termik ishlov berish. Tishlarni yuklanishi, kontaktli ruxsat etilgan kuchlanish bo'yicha mustahkamligi materialning qattiqligi bilan aniqlanadi. Eng katta qattqlik, jumladan, uzatmaning kichik o'lchamlari va xususiy og'irligini tishli g'ildiraklarda termik ishlov berilgan po'latdan tayorlash asosida olinishi mumkin. Po'latni qattqligi ortishi bilan uning egilish kuchlanishi bo'yicha va eyilishga mustahkamligi oshadi.

Hozirgi vaqtda tishli g'ildiraklarni asosan yuqori yuklanishdagi uzatmalarning tishli g'ildiraklari po'lat materialdan tayyorlanadi. Po'lat materialini va boshqa metall qorishmalarini mexanik va boshqa xossalarini oshirish va yaxshilash uchun ularga termik va ximik-termik ishlov berish va mexanik mustahkamlash kerak. Termik ishlov berish kuydirish, yaxshilash, toblash, yumshatish va normallashtirish bilan belgilanadi.

Qattqlikka bog'liq holda po'latdan tayyorlangan tishli g'ildiraklarni ikki guruhga ajratish mumkin:

a) $HB \leq 350$ qattqlikdagi g'ildiraklar, normallashtirish yoki yaxshilangan;

b) $HB > 350$ qattqlikdagi toblangan, tsementatsiyalangan, azotlashtirilgan tishli g'ildiraklar.

Bu guruhlar - texnologiya, yuklanish qobiliyati va ishlash layoqati bo'yicha turlicha. Materialni $HB \leq 350$ qattqligi termik ishlov berishdan keyin namunadan sifatli tishlarni tayyorlanishini ta'minlaydi. Bunda narxi yuqori qo'shimcha jarayonlar -shlifovka, pritirkalardan foydalanilmasligi mumkin. $HB \leq 350$ qattqlikda materialni texnologik samarasi shundaki, ularni kichik va o'rta yuklanishdagi uzatmalarda, termik ishlov berish noqulay bo'lgan katta g'ildirakli uzatmalarda ham keng qo'llanilmoqda. $HB > 350$ da qattqlik Rokvelle - HRC da o'lchanadi (taxminan $1 \text{ HRC} = 10 \text{ NV}$)

Termik ishlov berishni maxsus turlarida qattqlikni 50...60 birlikka etkazish mumkin. Bunda, ruxsat etilgan normallashtirilgan yoki yaxshilangan po'latga nisbatan kuchlanish ikki barobarga, uzatmaning yuklanish qobiliyati to'rt barobarga ortadi.

Yuqori qattqlikdagi materiallarni qo'llash tishli uzatmalarning yuklanish qobiliyatini oshirish uchun katta rezerv hisoblanadi. Lekin, yuqori qattqlik ayrim qo'shimcha qiyinchiliklar bilan bog'liq:

1. Yuqori qattqlikdagi materiallar yomon ishlash layoqatiga ega. Shuning uchun ularni yuqori aniqlikda tayyorlash lozim, vallarni bikrligi yuqori bo'lishi kerak.

2. Yuqori qattqlikdagi tishlarni kesish qiyin. Shuning uchun termik ishlov berish tishni kesishdan keyin amalga oshiriladi. Ayrim termik ishlov berishlar – toblash, tsementatsiyalash – tishlarda sezilarli koroblenie hosil qiladi. Tish shaklini hosil qilish uchun qo'shimcha – shlifovka, pritirka, obkatka jarayonlarini qo'llash kerak bo'ladi.

Detal to'liq yoki uning bir qismiga termik ishlov beriladi. Detalni chizmasida qattqlik, termik ishlov berish chuqurligi va boshqa ma'lumotlar keltiriladi. Termik ishlov berish chuqurligi va qattqlikni chegaraviy qiymatlari ko'rsatiladi. Masalan, $h = 0,5 \dots 0,8$; $56 \dots 63$ HRC. detalga to'liq bir xil termik ishlov berilsa, texnik talabda $235 \dots 262$ NV YuChT $1,5 \dots 3,0$; $45 \dots 50$ HRC. yozuv turi bo'yicha bajariladi. Agar, detalga bir xil termik ishlov berilib, ayrim qismlarga boshqa xil termik ishlov berilsa yoki ular termik ishlov berilishdan xoli bo'lsa, texnik talabda $45 \dots 50$ HRC., A sirtidan boshqa yozuv turi bo'yicha bajariladi

Agar, detalni alohida qismlariga termik ishlov berilsa, chizmada qalin shtrix punkt bilan ajratiladi, chuqurlik va qattqlik qiymatlar alohida yozib ko'rsatiladi

Mashina detallarining mustahkamligi, qattqligini va eyilishga qarshiligini oshirish uchun – toblashdan foydalaniladi. Toblash – mahalliy yoki sirt bo'yicha bajarilishi mumkin Toblash yuqori chastotali tok ta'sirida olib boriladi, natijada materialni qattqligi va mo'rtligi ortadi. Mo'rtlik va ichki kuchlanishni yo'qotish uchun yumshatish (bo'shatish) kerak.

Hajmiy toblash. Buning uchun uglerodli va legirlangan o'rtacha $0,35 \dots 0,5$ % uglerodli St.40X, St45, 40XN po'latlardan foydalanilgan. Tish sirtidagi qattqlik $45 \dots 55$ HRC hosil qilingan. Hajmiy toblashni kamchiligi – tishlarni korobleniesi, zarb yuklanishida egilishga mustahkamlikni kamayishi, namuna o'lchamini chegaralanishi. O'lchamni kattalashishi bilan detalni sovutish tezligi va natijada qattqlik pasyadi. Yuqori chastotali tok (YuChT) bilan sirtni toblash kichik va o'rta o'lchamli g'ildiraklarda qo'llaniladi. Gabariti katta g'ildiraklarga YuChT o'rnatilishi yuqori quvvatni talab etadi va narxi qimmatlashadi. Bunday hollarda sirt atsetilen alangasi bilan qizdiriladi.

Zamonaviy mashinasozlikda tsementatsiyalash va azotlash ishlatiladi. Tsementatsiyalashda - detalni sirti – $0,2$ mm chuqurlikda uglerod bilan boyitiladi va toblanadi, uzoq muddatli va qimmat jarayon. Natijada – detalni sirtida yuqori qattiq qatlam, markazda esa yumshoq

qatlam hosil bo'ladi. Lekin, juda yuqori qattiqlikni (58...63 HRC) hosil qiladi. Tsementatsiyadan keyin toblangan tishning shakli o'zgaradi (qiyshiq bo'ladi, bu esa qo'shimcha jarayonlarni talab etadi. Tsementatsiya uchun kam ugle-rodli (ST15 va 20) va legirlangan (15X, 20X, 12XN2A) po'lotlar ishlatiladi. Tsementatsiya chuqurligi tish qalinligidan 0,1...0,15 lekin 1,5...2 mm.dan ko'p emas

Detal sirtini azot bilan diffuzion boyitish – azotlash deyiladi. Pech va vannada oz va suyuq azotlash ko'p tarqalgan. Ionli azotlash jarayoni 3-5 marotaba tez amalga oshiriladi. Natijada qatlamni elastikligi va mustahkamligi oshadi. Qattiq qatlamning qalinligi 0,1...0,3 mm, katta yuklanishga tish sezgirlikni oshiradi va tish yaroqsiz bo'lib qoladi. Shlifovkalash qiyin bo'lgan vaziyatlarda qo'llaniladi. G'ildiraklar molibden po'lot 38XMYuA dan tayyorlanadi.

Kuydirish va normallashtirish – quyma yoki bosim ostida tayyorlanadigan detallardagi ichki kuchlanishni yo'qotish, mexanik xossasi va kesilishini yaxshilash uchun tadbir etiladi. Toblash jaryonida mo'rtlik ortadi, mo'rtlik va ichki kuchlanishni yo'qotish, detalning markazida qovushqoqlikni oshirish uchun (otpusk) yumshatish qo'llaniladi.

Yaxshilash – ikki jarayondan iborat; toblash va yuqori haroratli yumshatish. Yaxshilash – mashina detallarini qovushqoqligini saqlash va ko'paytirish bilan mustahkamligini oshiradi. 0,25% uglerodi bo'lgan kam uglerodli po'latni qovushqoqligi past, shuning uchun toblashni qabul qilmaydi. Mexanik xarakteristikalarini yaxshilash uchun ularga ximiktermik ishlov berish kerak.

Metall qatlamini plastik deformatsiyalash – mexanik puxtalash deyiladi. Po'lat, chuyon va har xil rangli metallar qorishmasini mexanik puxtalash oddiy va samarali jarayondir. Mexanik puxtalanish - o'qlar, resorlar, prujinalar va h.k.da bajariladi. Mexanik mustahkamlash turli usullarda bajariladi: silliq rolik yoki sharikda nakatkalash, chekanka, sharikda puxtalash. Natijada, asosan kuchlanishlar kontsentratori bo'lgan detallarni chidamlilik chegarasi ortadi.

Mashina detallarini loyihalash asoslari. Mashina va qurilmalardagi uzatish mexanizmlari – dvigateldan iste'molchiga harakatni uzatish uchun xizmat qiladi. Uzatish mexanizmlari - harakatni bir turdan ikkinchi turga aylantirishi, harakat tezligining qiymatini va yo'nalishini o'zgartirishda qatnashadilar. U yoki bu mexanizmi loyihalashda uning ishlash sharoitiga bog'liq ravishda oddiy va samarali

sxemasi va konstruksiyasi tanlab olinadi. Tanlangan va hisoblab topilgan mexanizmni o'lcham va konstruksiyasi, uni yuqori aniqlik bilan bir qatorda yuklatilgan vazifani to'liq bajarishi kerak

Ishchi mashinani energiya va harakat bilan ta'minlash uchun shunday energiya ishlab chiqaruvchi mashina yoki elektrodvigatel tanlanishi lozim-ki, bunda tanlangan energiya manbaining quvvati ishchi mashinaning talab qilgan quvvatini bera olsun, elektrodvigatel valining aylanishlari soni ishchi mashina valining aylanishlari soniga teng bo'lsin.

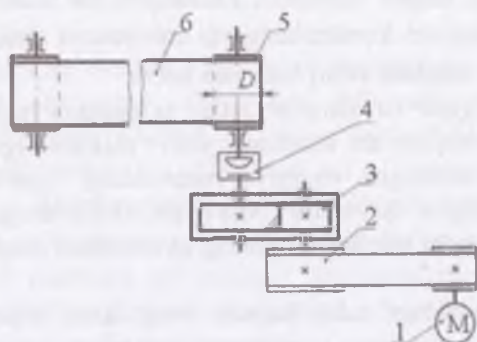
Lekin, amaliyotda yuqoridagi talab hamma vaqt ham bajarilmasligi mumkin, ya'ni tanlangan elektrodvigatelning texnik ko'rsatkichlari ishchi mashinaning talab qilgan texnik ko'rsatkichlariga to'g'ri kelmaydi. Bunday hollarda *elektrodvigatel bilan ishchi mashina orasida uzatma deb ataladigan mexanik qurilmalar o'rnatiladi*. Uzatmalar energiya va harakatning miqdori va yo'nalishini o'zgartirib berish xususiyatiga ega.

Eskizli loyiha. Eskizli loyiha - texnik topshiriq asosida bajariladi. Bu loyiha quyidagi tartibda amalga oshiriladi:

- elektrodvigatel tanlanadi;
- yuritmaning kinematik va kuch munosabatlari aniqlanadi;
- reduktor tishli (chervyakli) uzatmalarining geometrik parametrlari aniqlanadi;
- tez yurar va sekin yurar vallarning o'lchamlari aniqlanadi va podshipniklar tanlanadi;
- ochiq uzatma hisoblanadi va tishli (chervyakli) uzatmalarining ilashmalaridagi va ochiq uzatma tomonidan vallarga ta'sir qiluvchi kuchlar tahlil qilinadi;
- reduktorning eskizli komponentlari bajariladi.

Eskizli komponentlari bajarilishining natijasida texnik loyihani amalga oshirish sharoiti yaratiladi

YURITMA. Yuritma deb, mashina yoki mexanizmni harakatga keltiradigan qurilmaga aytiladi. Yuritmaning tarkibiga energiya manbai – dvigatel, ishchi organ va dvigatel tezligi va momentlarini muvofiqlashtiruvchi mexanik uzatma asosidagi uzatish mexanizmi va boshqaruv apparati kiradi. Masalan lentali konveyer uchun yuritma (4.3-rasm).



4.3-rasm. Tasmali va bir pog'onali qiyshiq tishli tsilindrik reduktordan tashkil topgan yuritma.

1- dvigatel,
2-ponasimon tasmali uzatma, 3-tsilindrik reduktor, 4- mufta,
5-baraban,
6- lentali konveyer

Lentali konveyerga harakat elektrodvigateldan ponasimon tasmali va tsilindrik tishli uzatmalar yordamida uzatiladi.

Yuritma - uzatish mexanizmi, energiya ishlab chiqaruvchi mashina va boshqarish apparatidan tashkil topgan majmua.

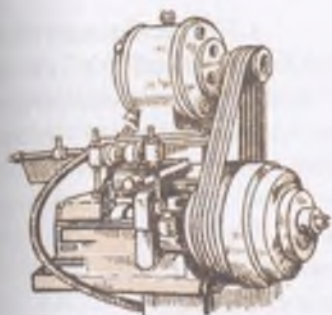
Dvigatel va mashina vallarining burchak tezligi va momentlari ayrim hollarda teng bo'ladi va ular mufta vositasida birlashtiriladi. Masalan, ventilyator, nasoslar va h.k.

Mashina detallari fanida mexanik uzatmalarni hisoblash va loyihalashning umumiy masalalari o'rganiladi.

Mexanik uzatmalarni tanlash – mashina, apparat va priborlarning loyihalarini ishlab chiqish va ularni texnik-iqtisodiy taqqoslash muxandislik masalalaridan biri hisoblanadi. Buning uchun birlamchi ma'lumot – uzatmalarning tashqi xarakteristikalari: mashinaning turi va uzatmaning vazifasi; uzatiladigan quvvat va etaklovchi va etaklanuvchi vallarning aylanish chastotalari, vallarning o'zaro joylashuvi va ular orasidagi masofalar, texnik qarov shartlari, yuritmaning xizmat muddati va h.k. etisharli va zarur bo'ladi.

Mashina detallari o'rganadigan masalalarining hammasi loyihalalanadigan ob'ektni hisoblash sxemasini tuzishdan boshlanadi.

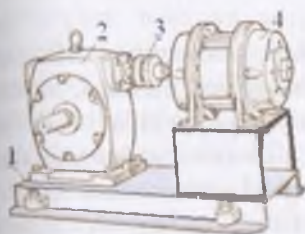
Hisoblash sxemasi, mashinani tarkibiga kiradigan mexanizmning alohida elementlarini kinematik va yuklanish holatini taxlil qilish asosida tuziladi.



4.5-rasm. Bir pog'onali chervyakli uzatmadan tashkil topgan yuritma. 1 – asos; 2 – chervyakli reduktor; 3 – mufta; 4 – elektrodvigatel



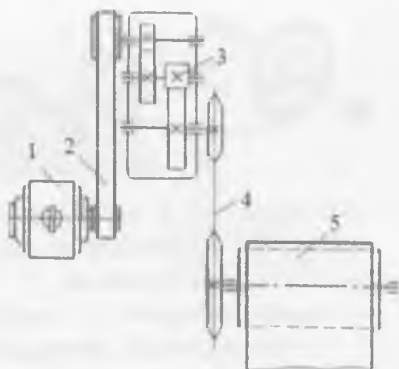
4.4-rasm. Zanjirli va bir pog'onali chervyakli uzatmalardan tashkil topgan yuritma
1 – elektrodvigatel; 2 – mufta;
3 – bir pog'onali chervyakli reduktor; 4 – zanjirli uzatma



4.6-rasm. Bir pog'onali tsilindrik tishli uzatmadan tashkil topgan yuritma. 1 – elektrodvigatel; 2 – mufta; 3 – bir pog'onali tsilindrik tishli reduktor

Mexanizm kichik o'lchamli, iqtisodiy jixatdan samarali, oddiy va foydali ish koeffitsienti yuqori bo'lishi kerak. Yuritmaning tarkibi energiya manbai va turli yopiq va ochiq uzatish mexanizmlaridan tashkil topgan bo'lishi mumkin.

Qo'yilgan vazifalarni bajarish – yuritmaga nisbatan belgilangan talablar asosida tanlangan elektrodvigatelni xarakteristikalariga bog'liq



4.7-rasm. Tasmali va ikki pog'onali to'g'ri tishli tsilindrik reduktordan tashkil topgan yuritma.

Elektrodvigatelni tanlash faktorlari. Elektrodvigatelni asosiy xarakteristikalarini – uning massasi va o'lchamlarini, mashina, mexanizm va avtomatik sistemalarni eskizli loyihalash jarayonida bilish kerak, chunki ular mexanizmlarni kinematikasi, dinamik xarakteristikalarini va o'lchamlariga sezilarli ta'sir etadi. Dvigatel parametrini aniqlovchi asosiy faktorlar: etaklovchi bug'inni aylanish tezligi, mexanizmdagi yo'qotishlar e'tiborga olinib dvigatel validagi keltirilgan kuch momenti, mexanizmni ish rejimi, dvigatel validagi mexanizmni keltirilgan inertsia momenti, tok turi (o'zgarmas, o'zgaruvchan, bir-, ikki- yoki uch fazali) va ayrim hollarda kinematik xarakteristikani stabiligi.

Mexanizmlarni loyihalashda – ishchi organlarni harakatlantirish uchun asosiy ma'lumot sifatida kirish validagi nominal moment – M , burchak tezlik – ω va ishlash rejimi qabul qilinadi.

Ish rejimi. Elektrodvigatelni amaliy ish rejimi – aslida noma'lum bo'ladi va uni o'rnatishda mexanizmni smena, sutkada ish vaqti, yuklanish darajasi, bir soatdagi revers va ulanish sonlarini e'tiborga oladilar

Ushbu qiymatlar xarakteriga ko'ra ish rejimni uch turi mavjud.

1.Davomli, bunda elektrodvigatelni ishlashi elektrodvigatelning temperaturasi ruxsat etilgan qiymatidan oshmaydigan o'rnatilgan chegaraviy temperaturadan keyin ham davom etadi. Bu yuqori ishlash resursi va kichik chastotali ulanuvchi uzoq muddat ishlaydigan mashinalarga xarakterli. Yuklanish o'zgarmas yoki o'zgaruvchan bo'ladi

2.Qisqa muddatli, bunda elektrodvigatelni temperaturasi o'rnatilgan temperaturaga erishmaydi, chegaraviy ruxsat etilgan qiymatidan oshmaydi. Bu avtomatik nazoratli tizimdagi mexanizmlar va katta ulanish chastotasi va reversiv bo'lgan yuqori tezlikda ta'sir qiluvchi

tizimlarga xarakterli.

3. Cheksiz ishlash tsikllar sonida qisqa muddatli – takrorlanuvchi. Kranlar, liftlar, ekskavatorlar va boshqa mexanizmlar.

Aylanish tezligi. Elektrodvigatel tezligini tanlashda dvigatel va o'zratish mexanizmining turini tanlash bilan bog'liq bo'lgan kompleks masalalarni yechish talab etiladi. Bunda optimal tezlikni tanlash kriteriysi—dvigatelni o'lchamlari, massasi, FIK, elektrik yo'qotish va elektromexanik tizimning ishonchliligi qabul qilinadi.

Elektrodvigatelni tanlash. Dvigatelni tanlashda uni mexanizmga ulanish talablari, sovutish, atrof muhitdan muhofaza qilish, aylanishni nominal tezligi – mexanik xarakteristikalarini e'tiborga olinadi. Bunda, o'zgaruvchan tokli va o'zgarmas tokni parallel uyg'otish asinxron dvigatellar qatiq xarakteristikalariga (rotorni aylanish tezligi yuklanish o'zgarishidan kam bog'liq) ega. O'zgarmas tokni ketma-ket uyg'otuvchi dvigatellar yumshoq xarakteristikaga (rotorni aylanish tezligi yuklanish o'zgarishiga tubdan bog'liq). Birinchi dvigatellar stanoklarda, konveyerlar, boshqaruv tizimi mexanizmlarida, ikkinchi turdagilari esa – transport tizimi dvigatellarida, lenta tuquvchi mexanizmlarda ishlatiladi.

Dvigatel mashina agregatining asosiy elementi hisoblanadi. Mashina va yuritmani loyihalash va ekspluatatsion xarakteristikalarini dvigatelning quvvati, valining aylanish chastotasiga bog'liq.

Dvigatelni tanlash - ishchi mashinaning energetik va kinematik xarakteristikalarini va yuritmaning tarkibidagi uzatmaning turiga bog'liq

Texnik topshirik - mashina detallarini loyihalashda yuritmani kinematik sxemasi, yuklanish va energetik ko'rsatkichlari: konveyer barabanidagi valda hosil bo'ladigan aylantiruvchi moment - M_n va valni

burchak tezligi - ω_n , lentani tortish kuchi - P , va harakat tezligi - v_n , etaklanuvchi val uchun kerak bo'lgan quvvat - N_n va uning bir minutdagi aylanishlari soni beriladi. Mexanizmdagi FIK hisobiga yo'qotishni e'tiborga olib elektrodvigatelga bog'liq holda mexanizm etakchi valining quvvati hisoblanadi.

Elektrodvigatelni talab kilgan quvvati –texnik topshiriqda berilgan energetik ko'rsatkichlar asosida aniqlanadi:

1. Etaklanuvchi val uchun kerak bo'lgan quvvat - N_n va yuritmaning kinematik sxemasi berilgan -

$$N = \frac{N_n}{\eta} \quad (4.1)$$

2. Etaklanuvchi valdagi aylantiruvchi moment va burchak tezligi -

$$\omega_n \text{ berilgan} \quad N = \frac{M_s \omega_n}{\eta} \quad (4.2)$$

3. Lentani tortish kuchi - P_s va harakat tezligi - v_s berilgan

$$N = \frac{P_s V_s}{\eta} \quad (4.3)$$

Yuritmaning foydali ish koeffitsienti (FIK)- yuritma tarkibidagi barcha xususiy uzatmalar FIK-ning ko'paytmasiga teng

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \quad (4.4)$$

bu yerda, $\eta_1; \eta_2; \eta_3 \cdot \dots$ yuritma tarkibidagi barcha xususiy uzatma-lar uchun FIK

Loyihalanadigan yuritmaning ishchi mashinasi uchun berilgan energetik va kinematik xarakteristikalar asosida tanlanadigan elektrodvigatelning talab etgan quvvatini hisoblanadi.

Sekin yurar, ya'ni aylanish chastotasi bo'lgan elektrodvigatellar maxsus holatlarda qabul qilinadi, chunki bunday elektrodvigatellardan foydalanilsa reduktorning gabarit o'lchamlari kattalashadi, ortiqcha metall sarflanadi, tez yurar elektrodvigatellarni tanlashda reduktor kam resursli bo'ladi.

4A-seriyali elektrodvigatellar turli yo'nalishdagi aylanma harakatlarda ishlatiladi, konveyerlar, shneklar, turli materiallar - massalarni aralashtirgich, yuk ko'taruvchi qurilmalarda, ko'priqli va strelali kranlarda qo'llaniladi.

Quyida ayrim elektrodvigatellarning markalari keltirilgan 4AN - tok keltiruvchi aylanadigan qismlarga qattiq zarrachalar, moy tomchisidan himoyalangan; AO2 va 4A - yopiq, shamol vositasida sovutiladi; AOP2 - konveyer va transporterlar uchun katta yuklanishda ishlaydi, yopiq, shamol vositasida sovutiladi; AOS2- zarb ta'sirida ishlaydi, press va molotlarda qo'llaniladi, yopiq, shamol vositasida sovutiladi (qisqa vaqtda ishlatilishi mumkin); AOT2 - to'qimachilik sanoatida qo'llaniladi.

Yuritmaning kinematikasi. Yuritmaning kinematikasiga - uning uzatishlari nisbati, tarkibidagi alohida uzatmalar uzatishlari soni, vallarning kinematikasi kiradi.

Yuritmaning uzatishlari nisbati i - dvigatel valining nominal aylanish chastotasini (n_{HOM}) ishchi mashina valining aylanish

chastotasiga (n_{av}) nisbati bilan topiladi $i = \frac{n_{av}}{n_{av}} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$

Uzatmadagi etaklovchi va etaklanuvchi bo'g'inlar parametrlarini hisoblashda qulaylik yaratish uchun uzatishlar soni

belgilanadi:
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{M_2}{M_1 \cdot \eta} \quad (4.5)$$

Yuritmani uzatishlari nisbati: yuritma tarkibidagi aloxida uzatmalar uzatishlari sonlarining ko'paytmasiga teng.

Yuritma uzatishlar nisbatini taqsimlashda uzatma har bir pog'onasining kompaktligi va elementlarining o'lchamlarini o'zaro to'g'ri aniqlanishini ta'minlanishi lozim. Uzatmaning gabarit o'lchamlari kattalashib ketmasligi uchun, uzatishlar sonining o'rta qiymatlaridan foydalanish mumkin.

Yuritmaning tarkibiga kiruvchi tasmali va zanjirli uzatmalarning uzatishlari sonining kichikroq qiymati tanlanishi lozim, aks holda etaklanuvchi shkv yoki yulduzchaning diametrlari kattalashib qoladi, bu uzatma boshqa elementlarining o'lchamlarini o'zgartiradi

Vallar- ning kinema- tikasi	aylanish soni			burchak tezligi		
	1-val	2-val	3-val	1-val	2-val	3-val
	$n_1 = n_{\partial 6}$	$n_2 = \frac{n_1}{i_1}$	$n_3 = \frac{n_2}{i_2}$	$\omega_1 = \frac{\omega_{\partial 6}}{30}$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1}$	$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2}$

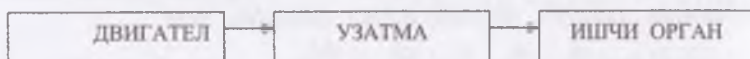
Yuritmaning kuch munosabat- lari	kuvvat		aylantiruvchi moment	
	$N_1 = N_{\partial 6}$	$N_2 = N_1 \cdot \eta_1$ $N_3 = N_2 \cdot \eta_2$	$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1}$	$M_2 = M_1 \cdot i_1$ $M_3 = M_2 \cdot i_2$

Ikkinchi val uzatayotgan quvvat birinchi val uzatayotgan quvvatni uning foydali ish koeffitsientiga ko'paytmasiga teng.

Ikkinchi valdagi aylantiruvchi moment birinchi valdagi aylantiruvchi momentni pog'onaning uzatishlari soniga ko'paytmasiga teng.

UZATMALAR

Mashina energiya manbai – uzatma – ishchi organ sxemasida bajariladi.



Mashinasozlikda uzatma deb, dvigateldan ishchi organga energiyani uzatishga imkon beruvchi qurilmaga aytiladi. Bunda bir vaqtning o'zida harakat tezligi va burovchi momentni o'zgartirish masalasi ham echiladi. Masalan, avtomobil va boshqa transport mashinalarida harakat traektoriyasi va tezligini o'zgartirish, qiyalikka ko'tarilish va harakat boshlanishida etaklovchi g'ildiraklarda burovchi momentni bir necha marotaba oshirish talab etiladi.

Dvigatel ishlash rejimini ishchi organ ishlash rejimi bilan muvofiqlashtirish uzatish mexanizmi yordamida amalga oshiriladi. Ayrim hollarda uzatmalar aylanma harakatni ilgarilanma, tebranma yoki vintli harakatlarga o'zgartirish uchun ishlatiladi.

Mashinasozlikda – mexanik, elektrik, gidravlik va pnevmatik uzatmalar qo'llaniladi. Mexanik uzatmalar ko'p tarqalgan va keng qo'llaniladi. Mashina detallari faqat mexanik uzatmalarni o'rganadi.

Mexanik uzatmalar

Mexanik uzatmalar - dvigateldan mashinaning ish organlariga – aylantiruvchi momentlarni, tezliklarni, harakat xarakterini o'zgartirib uzatishga imkon beruvchi qurilma.

Uzatmani o'rnatish zaruriyati.

-ish mashinasi va dvigatel vallarining tezligi bir-biriga tug'ri kelmaydi;

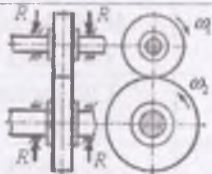
- dvigatel tezligi o'zgarmagan holda ish mashinasi tezligini davriy o'zgartirib turish zarur bo'lganda;

- dvigatel valining aylanma harakatini mashina ish organining ilgarilanma - qaytma yoki boshqa xil harakatiga aylantirish zarur bo'lsa;

- dvigatel va ish mashinasi vallarini xavfsizlik mulohazalari, xizmat ko'rsatish qulayligi yoki bevosita ulash mumkin bo'lmasa.

Mexanik uzatmalarning turlari. Mexanik uzatmalar harakatni uzatish va etaklovchi va etaklanuvchi bo'g'inlarning bir-biriga ilashish usuliga ko'ra turlanadi.

Mexanik uzatmalarning klassifikatsiyasi

Ta'sirlashuv ko'ra	Bo'g'inlarning joylashuviga ko'ra			
	Tegishib harakat uzatadigan.	Elastik bog'lanishli		
Ishqalanish uzatishlari	friktsion	tasmali	zanjirli	
				
Ilashib uzatish				
tsilindrik tishli	konus-simon tishli	planetar	chervyakli	zanjirli
				

Harakatni uzatish usuliga ko'ra - ishqalanib ishlaydigan friksion, tasmali, kanatli uzatmalar va ilashib ishlaydigan tishli, chervyakli, vintli zanjirli uzatmalar.

Etaklovchi va etaklanuvchi bo'g'inlarning bir-biriga ilashish usuliga ko'ra- bevosita tegib ilashadigan friksion, tishli, chervyakli va vintli uzatmalar xamda qo'shimcha bog'lanish vositasida ilashadigan tasmali, zanjirli uzatmalar.

Tezlikni o'zgartirish xarakteriga ko'ra sekinlatuvchi va tezlatuvchi uzatmalar mavjud. Vallarni fazoda joylashuviga ko'ra parallel o'qli, o'qlari kesishadigan, ayqash o'qli va o'qlari bir chiziqda joylashgan uzatmalar bo'ladi.

Bir pog'onali mexanik uzatmalarning asosiy parametrlari

Uzatmaning turi	Uzatishlar soni	Taxminiy quvvat, kVt	FIK (KPD)
Tishli:			
tsilindrik	6,3 gacha	Chegaralanmagan	0,97...0,98
konussimon	5 gacha	4000 gacha	0,97
planetar	15 gacha	5000 gacha	0,95...0,99
chervyakli	8...80	60 gacha	0,70...0,92
Zanjirli	8 gacha	120 gacha	0,92...0,96
Tasmali	6 gacha	50 gacha	0,94...0,96
Friksion	7 gacha	20 gacha	0,85...0,95

Konstruktiv jihozlanishiga ko'ra ochiq (umumiy yopiq korpusga ega emas) va yopiq (moylash va germetiklikni ta'minlovchi umumiy yopiq korpusga ega).

Pog'onalar soniga ko'ra, o'zaro bog'langan alohida uzatmalar- bir yoki ko'p pog'onali.

Energiya etaklovchi bo'g'indan etaklanuvchi bo'g'inga bir qancha parallel joylashgan mexanizmlar yordamida uzatsa, ko'p pog'onali uzatma deyiladi. Masalan bitta dvigateldan energiya bir qancha mexanizmlarga uzatiladi. Ikkita yoki undan ko'proq juftli ilashmalar ko'p juftli ilashmalar deyiladi.

Uzatmalarning asosiy kinematik va kuch munosabatlari

Aylanma harakatni o'zgartirish. Aylanma harakatni o'zgartirish uzatma deb ataladigan turli mexanizmlar bilan amalga oshiriladi. Shunday mexanizmlardan eng ko'p tarqalgani – tishli, friksion, elastik bog'lanishli uzatmalar (masalan, tasmali, kanatli, lentali va zanjirli). Ushbu uzatmalar bilan aylanma harakat etaklovchi valdan etaklanuvchi valga uzatish orqali amalga oshiriladi.

Uzatmaning etalovchi bo'g'inga tegishli o'lchamlarini 1 indeksi, etaklanuvchi bo'g'inga tegiligini 2 indeksi bilan belgilaymiz:

$d_1, v_1, \omega_1, P_1, M_1$ -tegishli cha diametr, doiraviy tezlik, burchak tezlik quvvat, etaklanuvchi valdagi aylantiruvchi moment; $d_2, v_2, \omega_2, P_2, M_2$ etaklanuvchi val uchun.

Har qanday mexanik uzatma etaklanuvchi valdagi quyidagi parametrlar bilan xarakterlanadi: P_2 quvvat, burchak tezlik ω_2 yoki

valni bir minutdagi aylanishlari soni n_2 va uzatishlar nisbati u_2 . Ushbu uchta xarakteristika har qanday uzatmani loyihalash uchun zarur.

Foydali ish koeffitsienti (FIK)- alohida ketma ket joylashtirilgan ko'p pog'onali uzatma uchun

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n$$

bu yerda, $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ quvvatni yo'qolishi kuzatiladigan har bir kinematik juftlik, yuritmaning boshqa bo'g'inlarida (podshipnik, mufta) FIK.

$$\text{Doiraviy tezlik } v = \frac{\omega \cdot d}{2}$$

bu yerda d shkiv, g'ildirak diametri, m

$$\text{Doiraviy kuch } F_t = \frac{P}{v} = \frac{2M}{d} \quad (\text{N})$$

$$\text{Aylantiruvchi moment } M = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t d}{2} \quad (\text{Nm})$$

Etaklovchi valdagi aylantiruvchi moment M_1 harakatlantiruvchi kuchlar moment hisoblanadi, uning yo'nalishi valning aylanish yo'nalishi bilan mos tushadi. Etaklanuvchi valdagi aylantiruvchi moment M_2 qarshilik kuchlarining momenti, shuning uchun uning yo'nalishi val aylanishining yo'nalishiga teskari bo'ladi.

Uzatmalar uzatishlar nisbati bilan xarakterlanadi.

Uzatishlar nisbati deb, etaklovchi bo'g'in burchak tezligini etaklanuvchi bo'g'in burchak tezligiga nisbatiga aytiladi.

Etalovchi bo'g'indan etaklovchi bo'g'in yo'nalishidagi quvvatga bog'liq uzatishlar nisbatini i_{12} bilan belgilaymiz

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

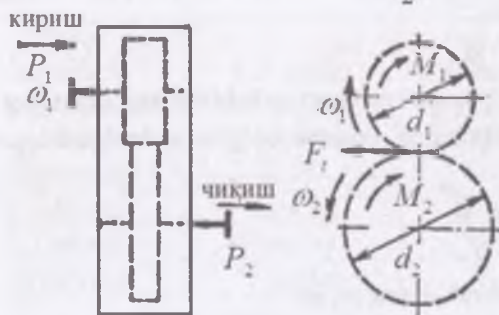
Agar uzatma ko'p pog'onali bo'lsa, uzatishlar nisbati pog'onalar uzatishlari nisbatlarining ko'paytmasiga teng bo'lsa, ya'ni

$$i_{12} = i_1 \cdot i_2 \cdots i_n$$

Agar, shkiv, g'ildirak, yulduzcha va h.k.diametri va doiraviy tezlik aniq bo'lsa burchak tezlik xisoblanadi: $\omega = \frac{2v}{d}$

Agar, zanjirning qadami t va yulduzcha tishlarining soni berilgan bo'lsa yulduzcha bo'luvchi aylanisining diametri topiladi

$$d_o = \frac{t}{\sin(\frac{180^\circ}{z})}$$



Tishli uzatma g'ildiraklarining tegishish nuqtalarida tezlik bir

$$\text{xil: } V = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2}$$

Bu tenglikdan uzatishlar soni topiladi:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4.6)$$

Uzatishlar nisbati etaklovchi va etaklanuvchi vallardagi aylantiruvchi momentlar yordamida aniqlash mumkin.

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \quad \text{va} \quad M_2 = \frac{P_2}{\omega_2} \quad \text{yoki} \quad \frac{M_2}{M_1} = \frac{P_2 \omega_1}{P_1 \omega_2}$$

$$\text{Shunday qilib, } u_{12} = \frac{M_2}{\eta \cdot M_1}$$

$$\text{Berilgan sxema uchun uzatishlar nisbati } i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{M_2}{\eta \cdot M_1}$$

$i_{12} > 1$, $\omega_1 > \omega_2$ bo'lsa, uzatma sekinlatuvchi, u reduktor deyiladi.

$i_{12} < 1$, $\omega_1 < \omega_2$ bo'lsa, uzatma tezlatuvchi, u multiplikator deyiladi.

Uzatishlar soni $i = \frac{z_2}{z_1}$ - katta diametrli g'ildirak tishlari sonini

kichik diametrli g'ildirak tishlari soniga nisbati bilan topiladi.

Uzatishlar soni uzatishlar nisbatiga ko'ra hamma vaqt musbat, birdan kichik bo'lishi mumkin emas. Uzatishlar soni uzatmani miqdor jihatdan xarakterlaydi.

Uzatishlar soni va uzatishlar nisbati faqat ichki ilashmada bir xil. Agar, etaklovchi va etaklanuvchi g'ildiraklar bir tomonga aylansa (masalan, ichki ilashmali tishli uzatmalar) uzatishlar nisbati musbat. Agar, etaklovchi va etaklanuvchi g'ildiraklar har xil tomonga aylansa (masalan, tashqi ilashmali tishli uzatmalar) uzatishlar nisbati manfiy.

Uzatmalar o'zgarmas yoki o'zgaruvchan uzatishlar nisbatli qilib tayyorlanishi mumkin. Uzatishlar nisbatini regulirovkasi pog'onali yoki

pog'onasiz amalga oshirilishi mumkin. Pog'onali regulirovka tishli uzatishlar korobkasida, pog'onali shkivli remenli uzatmalar va h.k. larda qo'llaniladi. Friksion, remenli yoki zanjirli variatorlarda pog'onasiz regulirovka bajariladi. Uzatishlar nisbatini pog'onali regulirovka qiladigan mexanizmlar arzon, oddiy va ishonchli. Uzatishlar nisbatini pog'onasiz regulirovka qiladigan mexanizmlar burchak tezlikni o'zgartiradi va optimal harakat qonunini tanlaydi.

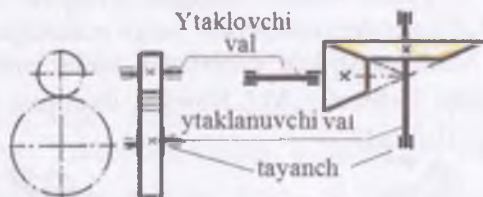
Uzatmalarni tanlash. Yuritmani loyihalashda u yoki bu uzatmani tanlash to'g'ri keladi. Uzatmani tanlash yuritmani ishlash sharoitiga va unga qo'yiladigan talablarga bog'liq. Masalan, uzatmani ishonchli va xizmat muddatini yuqori bo'lishi, konstruksiyasini oddiy va kompaktli hamda gabarit o'lchamlarini kichik bo'lishi, harakat o'zgartirishining yuqori aniqligi, uni ishga tushirish vaqtida harakatni kam qarshilik kuch bilan boshlash, shovqinsiz ishlashi va tebranishga yuqori ustuvorligi, avtomatik va masofadan boshqarishni oddiyligi.

Uzatmani tanlashda texnologik talablar qonlirilishi kerak. Masalan, uzatishlar nisbatini o'zgarmasligi, tezlikni pog'onasiz regulirovkasi, FIK, massa, uzatmani tayyorlash aniqligining yuqoriligi, tayyorlash tannarxi.

Uzatmani tanlashning bir necha varianti bo'lishi mumkin.

TISHLI UZATMALAR

- ikkita tishli
g'ildirak va
tayanchdan tashkil
topgan mexanizm

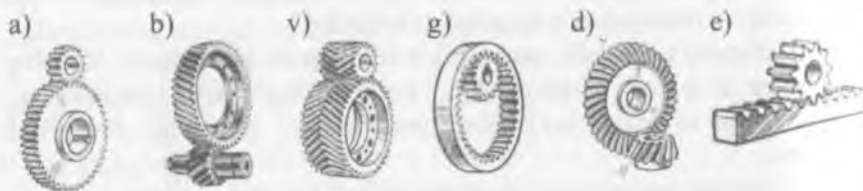


vazifasi- aylanma harakatni uzatish, aylanma harakatni ilgarilanma harakatga yoki, aksincha, ilgarilanma harakatni aylanma harakatga o'zgartirish uchun xizmat qiladi. Harakatni burchak tezlik qiymatini va yo'nalishini ikkita tishlarni ilashishi hisobiga o'zgartiradi

afzalligi: 1) $FIK = 0,98$ - kattadir; 2) ixcham, uzatish soni o'zgar mas; 3) turli aylanish chastotalarida uzatiladigan quvvatlar diapazonini kattaligidir.

kamchiligi: 1) shovqin, dumalash podshipniklarini ishlashi natijasida hosil bo'ladi; 2) tezlik katta bo'lganda tishlar xato ilashishi

klassifikatsiyasi			
g'ildiraklar o'qining bir-biriga nisbatan joylashuviga ko'ra : parallel o'qli, o'qlari kesishadigan va o'qlari aykashadigan	g'ildiraklarning tishlarini joylashuviga ko'ra: to'g'ri tishli qiyshiq tishli; shevron tishli; konussimon	tishlar profilining shakliga ko'ra: evolventali, tsikloidal va doiraviy tishli	konstruksiyasiga ko'ra: ochiq – korpusga ega emas; yopiq maxsus korpusga ega



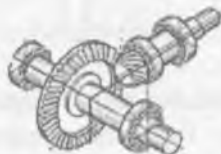
a)-b) tsilindrik to'g'ri va qiyshiq tishli; v) shevron tishli; g) ichki ilashmali, d) konussimon tishli, e) reykali

Xarakatni valdan oladigan g'ildirak (shesternya) etaklovchi va harakatni shesternyadan olib valga uzatadigan g'ildirak etak lanuvchi

Mashinasozlikda evolventali tishlar, priborsozlik va soatlarda – tsikloidal ilashmalar, M.L.Novikov ilashmasi– qiyshiq tishli uzatmalarda qo'llaniladi



Bir pog'onali tsilindrik tishli uzatma



Bir pog'onali konussimon tishli uzatma



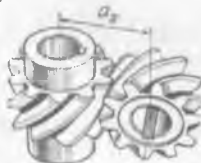
Bir pog'onali chervyakli uzatma

Ikki tishli g'ildirak va tayanchdan tashkil topgan tishli mexanizm tishli uzatma deyiladi. Uchta va undan ko'proq tishli g'ildirakdan tashkil topgan tishli mexanizm tishli qator deyiladi.

a)

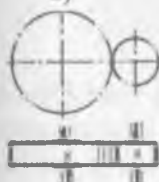


b)

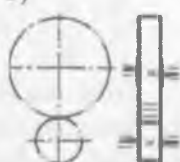


4.8 – rasm. O'qlari ayqashadigan konussimon (a) va (b) tsilindrik tishli uzatmalar

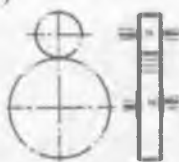
a)



b)



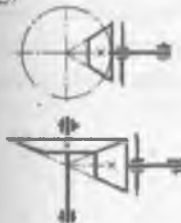
v)



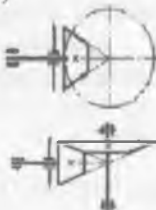
3.6 – rasm.

Bir pog'onali uzatmalarning kinematik sxemasi: tsilindrik a) – b) – v) shesternya pastda, yuqorida va gorizontol konussimon: g) gorizontol; d) – e) tezyurar va sekinyurar vallar

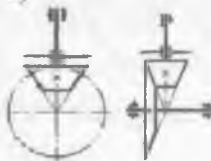
g)



d)



e)



Uzatmaning pog'onasi burchak tezlikni o'zgartiradigan tishli g'ildiraklar majmuasi. Etaklovchi valdagi aylantiruvchi moment M_1 harakatlantiruvchi kuchlarning momnti, uning yo'nalishi valning aylanish yo'nalishi bilan mos tushadi. Etaklanuvchi valdagi moment M_2 qarshilik kuchlarining momenti, uning yo'nalishi valning aylanish yo'nalishiga teskari.

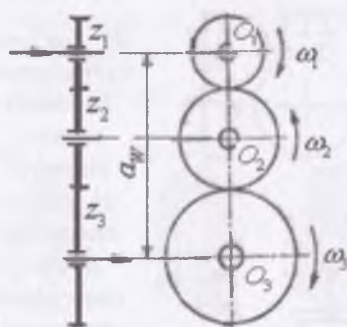
Uzatishlar sonini etaklovchi va etaklanuvchi vallardagi aylantiruvchi momentlardan topish mumkin: $M_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$ va $M_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$

tengliklarning chap va o'ng tomonlarini nisbatidan $\frac{M_2}{M_1} = \frac{P_2 \omega_1}{P_1 \omega_2}$

Bu yerda, $\frac{P_2}{P_1} = \eta$ -uzatma uchun FIK va $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ uzatmaning

uzatishlari nisbati. Unda $\frac{M_2}{M_1} = \eta \cdot i_{12}$ yoki $i_{12} = \frac{M_2}{\eta \cdot M_1}$

Bir pog'onali uzatmada uzatishlar soni $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ nisbatdan topiladi. Ko'p pog'onali uzatmada uzatishlar nisbati:



$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = i_{12} \cdot i_{23}$$

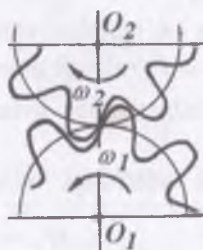
Tishli qatorning uzatishlari nisbati tishli qator tarkibiga kiruvchi uzatmalar uzatishlari nisbatlarining ko'paytmasiga teng.

Tishli uzatmada uzatishlar nisbati uzatishlar soniga tengligidan foydalaniib uzatishlar nisbatini g'ildiraklar tishlarining sonlari bilan ifodalaymiz:

4.9- rasm. Tishli qator

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \text{ va } i_{23} = \frac{z_3}{z_2}, \text{ unda } i_{13} = i_{12} \cdot i_{23} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} = \frac{z_3}{z_1}$$

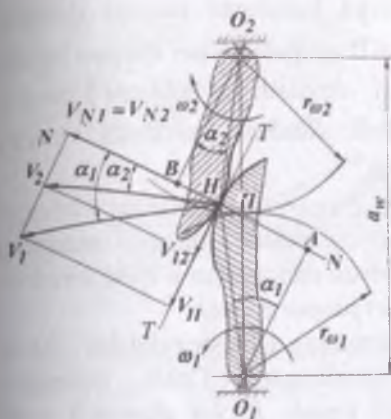
Bir pog'onali tishli qatorlarda oraliq g'ildiraklar uzatishlar nisbatiga ta'sir qilmas ekan. Oraliq g'ildiraklarni talab qilingan o'qlararo masofani hosil qilish uchun qo'llaniladi



Ilashma nazariyasining asoslari. Tishli uzatmalarni ishlashida bitta g'ildirakni tishi ikkinchi g'ildirak tishlarining tubigacha kiradi. Bunda etakchi g'ildirak tishining yon sirti etaklanuvchi g'ildirak tishining yon sirtiga bosim kuchi bilan ta'sir qiladi.

Ikkala g'ildirak yon sirtlarining profillari bir xil bo'lishi kerak. Buning uchun g'ildiraklar yon sirtlarini shunday egri chiziq bilan chizilishi kerak-ki, u ilashma teoremasini qanoatlantirsin.

Teorema. Ikki profil urinish nuqtasidan o'tkazilgan umumiy normal, o'qlararo masofani g'ildiraklar burchak tezliklariga teskari proporsional bo'lgan qismlarga bo'ladi.



4.10 – rasm

Shesternya va g'ildirak-larning tishlari H nuqta-da-ilashadi. G'ildiraklar- ning aylanish markazlari O_1 va O_2 nuqtalar bir- biridan o'zgarmas a_w masofada joylashgan. H nuqtadan ikkita profil uchun umumiy qilib TT urinma va NN -normalni o'tkazamiz. H nuqtani O_1 va O_2 aylanish Markaz-lariga (4.10–rasm) nisbatan doiraviy tezliklari:

$$\mathcal{G}_1 = (O_1K)\omega_1; \quad \mathcal{G}_2 = (O_2K)\omega_2$$

$\mathcal{G}_1$ va $\mathcal{G}_2$ - tezliklarni NN – normal va TT – urinmalardagi tashkil etuvchilarga ajratamiz:

$$\mathcal{G}_1 = \mathcal{G}_{N1} + \mathcal{G}_T;$$

$$\mathcal{G}_2 = \mathcal{G}_{N2} + \mathcal{G}_{T2}.$$

Tishlarni bir-biriga tegishib turishi yoki ilashma o'zgarmasligi uchun $\mathcal{G}_{N1} = \mathcal{G}_{N2}$ tenglik bajarilishi lozim. O_1 va O_2 nuqtalardan NN – normalga $O_1A = h_1$ va $O_2B = h_2$ perpendikulyarni o'tkazamiz. h_1 bilan O_1H chiziqlik va h_2 bilan O_2H chiziqlik orasidagi burchaklarni, tegishlicha α_1 va α_2 burchaklar bilan belgilaymiz. $\mathcal{G}_1$ tezlik vektori O_1H chiziqlikga perpendikulyar; $\mathcal{G}_{N1}$ vektori $O_1A = h$ chiziqlikga perpendikulyar bo'lganligi uchun, burchak vektorlar orasidagi α_1 – ga teng. Demak, $\mathcal{G}_2$ va $\mathcal{G}_{N2}$ vektorlar orasidagi burchak – α_2 .

$$\text{Chizmadan } \mathcal{G}_{N1} = \mathcal{G}_1 \cos \alpha_1 = \omega_1 [O_1K] \cos \alpha_1 = \omega_1 h_1;$$

$$\mathcal{G}_{N2} = \mathcal{G}_2 \cos \alpha_2 = \omega_2 [O_2K] \cos \alpha_2 = \omega_2 h_2;$$

$$\omega_1 h_1 = \omega_2 h_2 \text{ yoki } \mathcal{G}_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{h_2}{h_1};$$

$O_1A\Pi$ va $O_2B\Pi$ uchburchaklar o'xshashligidan

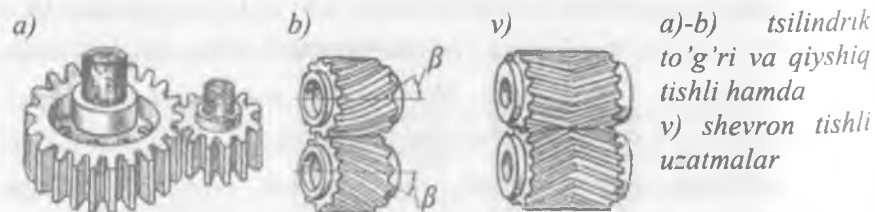
$$\frac{h_2}{h_1} = \frac{O_2\Pi}{O_1\Pi} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} \text{ yoki } i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}} = \frac{O_2\Pi}{O_1\Pi} = \text{const}$$

NN – normal bilan O_1O_2 chiziqni kesishgan nuqtasi ilashma polyusi deyiladi. NN – normalni A va B nuqtalar bilan chegaralangan bo'lagi, tishli uzatmani ilashish chiziqli deyiladi va tishlarni kontaktlashish nuqtasining traektoriyasi bo'ladi. *Ilashma polyusidan o'tgan aylanalar – boshlang'ich aylana deyiladi*

Ikki tish profilini ilashish davrida o'zgarmas uzatishlar nisbatini ta'minlash uchun, ikki profilni umumiy normalni o'qlararo masofani qismlarga bo'ladigan chiziqdagi o'zgarmas nuqtasidan o'tishi kerak va g'ildirakning burchak tezliklariga teskari proporsional

Silindrik tishli uzatmalar. Uzatmaning ishlash printsipi ikkita tishli g'ildiraklarning ilashishiga asoslangan. Tishli uzatmalar shesternya va tishli g'ildirakdan tashkil topadi. Kichik diametrli tishli g'ildirak shesternya va katta diametrli tishli g'ildirak deyiladi. To'g'ri va qiyshiq tishli tsilindrik uzatmalarning yopiq yoki ochiq konstruksiyalari mavjud.

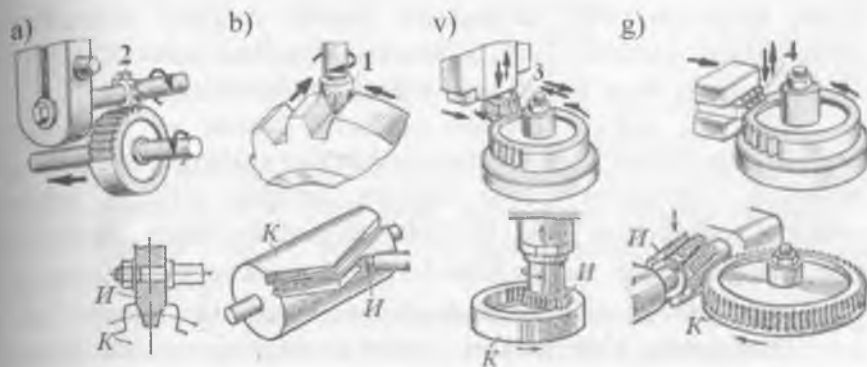
Yopiq tsilindrik uzatma maxsus korpusga joylashtirilgan bo'lib, moylash tizimi bilan ta'minlangan, yuqori aniqlikda uzoq muddat aylanma harakatni uzatish qobiliyatiga ega. Bunday uzatmalarda loyihaviy tishlar tsiklik egilish kuchlanishi ta'siridan emirilmasligi uchun toliqishga chidamliligi tekshiriladi.



Ochiq tsilindrik uzatmalar maxsus korpusga ega emas, balki maxsus asosga o'rnatiladi. Yopiq uzatmadan farqli tsiklik egilish kuchlanishi ta'siridan emirilmasligi uchun toliqishga chidamliligi va ekspluatatsiya jarayonidagi eyilishga tekshiriladi.

Tishlarni tayyorlash. Tishli g'ildiraklar ikki xil usulda tayyorlanadi: 1. koprovkani usuli va 2. obkatka usuli. Birinchi usulda tishli g'ildirak frezer yoki maxsus stanoklarda kesish usuli bilan

tayyorlanadi (4.11-rasm, a, b). Bu usulda tishni tayyorlash aniqligi past va u taxminan qo'llanilmaydi.



4.11 – rasm. Tishlarni tayyorlash usullari: a-b) maxsus stanoklarda kesish usuli; v-g) maxsus kesuvchi reyklar va chervyakli frezerlash

Hozirgi vaqtda tishli g'ildiraklar ikkinchi usulda maxsus kesuvchi reyklar va chervyakli frezerlar yordamida tayyorlanadi (4.11-rasm, v, g). Kichik modulli tishli g'ildiraklar tishni nakadkalash usulida tayyorlanadi.

Tishli g'ildiraklarning materiallari. Tishli g'ildiraklar tayyorlanadigan materiallar uzatmaning o'lchamlari va massasiga qo'yiladigan talablarga, shuningdek quvvat, aylanma tezlik hamda g'ildiraklarni tayyorlashning talab etilgan aniqligiga qarab tanlanadi. Tishli g'ildiraklar St.5; St.6; 35,40,45, 50,50S – markali sifatli po'lotlar va boshqa legirlangan po'lotlardan tayyorlanadi.

Aylanma tezlik $5 \frac{M}{c}$ gacha bo'lsa (katta diametri $d = 500 \text{ mm}$) g'ildiraklar 35 L; 45 L; 55 L markali uglerodli po'lotli quymalardan; tezlik $5 \frac{M}{c}$ dan katta bo'lganda 40XNTL; 35XGLS legirlangan po'lotdan tayyorlaniladi. G'ildirak zagotovkasi uchun po'lat prokat, pokovka va quyma bo'ladi.

Tishlarni mustahkamligi va qattiqligini oshirish uchun ularga har xil termik ishlov beriladi (yaxshilash, toblash, tsementlash, azotlash va h.k.). Yaxshilaganda tishlar ish sirtining qattiqligi HB350 bo'ladi.

Termik ishlov berishda g'ildiraklarda temperaturaviy qoldiq

deformatsiya hosil bo'ladi, natijada tish gardishining aniqligi pasayadi.

Cho'yanlar 3 $\frac{M}{e}$ gacha aylanma tezlik bilan ishlaydigan sekin yurar, ko'pincha ochiq uzatmalarni, dastaki yuritmalni uzatmalarni tayyorlashda ishlatiladi. Tishli g'ildiraklar tayyorlash uchun Cr 15-35; Cr 18-36; Cr 21-40 va boshqa kul rangli cho'yanlar ishlatiladi.

Tekstolit, yog'och qatlamli plastiklar, kapron va poliformaldegidlar ham tishli g'ildiraklar tayyorlashda kam yuklangan uzatmalarda ishlatiladi. Shesternya tishlari sirtining qattiqligi g'ildirak tishlari sirtining qattiqligidan ortiq bo'lishini ta'minlash lozim. Shesternya tishlarining qattiqligi qancha katta bo'lsa, uzatmaning kontakt chidamliligi kriteriyasi bo'yicha yuklanish qobiliyati shunchalik yuqori bo'ladi.

Uzatmaning kinematikasi. Uzatishlar sonining nominal qiymati

$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$ nisbatda z_1 va z_2 noma'lum bo'lganligi uchun,

uzatishlar soni $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$ nisbatdan topiladi. z_1 va z_2 qiymatlari aniqlashtirilib haqiqiy uzatishlar soni topiladi.

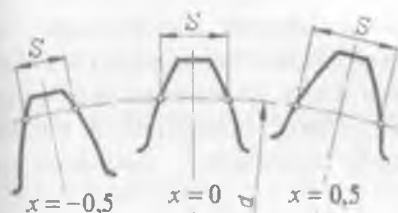
Uzatishlar sonining nominal qiymatlari [28]

1-qator	1	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-qator	1,12	1,4	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

Tishlar sonini tanlash. Uzatma tishlarining soni shovqinni kamaytirish uchun va tishlarning kesilishini cheklash talablaridan kelib chiqib A.N.Sheyblit [26] $z_1 \geq 18$, Yu.N.Berezovskiy $z_1 = 20 \dots 30$, tezyurar uzatmalar uchun M.N.Ivanov [27] $z_1 \geq 25$, G.M.Itskovich [28] $z_1 = 17$ ni tavsiya etadilar.

G.B.Iosilevich [10] uzatma minimal tishlarining sonini etaklovchi valning aylanish chastotasi n_1 -ga bog'lab aniqlaydi:

$n_1, \frac{\text{айл}}{\text{мин}}$	100 dan kam	100-500	500-1000	1000dan yuqori
z_1	17...18	18...20	22...24	24...26



K. I. Zablonkiy [11] uzatmadagi minimal tishlar sonini tish konturining siljish koeffitsientiga bog'lab tavsiya etadi. Buluvchi diametr bo'yicha tishning qalinligi siljish koeffitsientiga bog'liq.

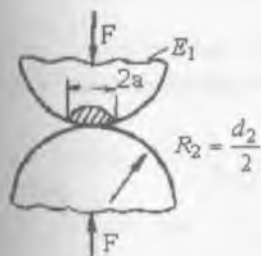
G'ildirakni tayyorlashda bo'luvchi chiziq bo'luvchi aylanani kesib o'tsa, siljish manfiy ($x < 0$), agar kesib o'tmasa yoki urinma bo'lmasa – siljish musbat ($x > 0$) bo'ladi. Berilgan konturni nominal holatida siljish nolga teng.

Musbat siljishda tishning tubida qalinligi ortadi, profilni egriligi kichiklashadi, chunki tish asosiy aylanadan uzoqda joylashgan ekolventa bilan chizilgan. Tish shaklini bunday o'zgarishi, uni emirilishga va yon sirtlarining kontaktli mustahkamligini oshiradi (xavfli kesim tish tubida joylashadi).

Siljish koeffitsienti $x = 1 - \frac{z}{17}$ ga qaraganda minimal tishlar soni $z_1 < 17$ da konturni nominal holati ta'minlanmaydi. Katta diametrli g'ildirakning tishlari soni $z_2 = z_1 i$

Uzatmadagi tishlarni umumiy soni $Z_{\Sigma} = z_1 + z_2$

Tishli g'ildiraklarni kontaktli kuchlanishga chidamli-lik sharti va o'qlararo masofa. Ikkita o'zaro tegib turadigan jismni ta'sirlashuv yuzasida paydo bo'ladigan kuchlanishlar kontaktli kuchlanishlar deyiladi (4.12 – rasm). Kontaktli kuchlanishlarni ko'pincha mahalliy kuchlanishlar ham deyiladi.



4.12 – rasm. Kontaktli kuchlanishni aniqlash

Diametrlari d_1 va d_2 bo'lgan ikkita elastik shar markaziy kuch bilan siqilganda ularning o'zaro tegib turgan joylarida radiusi

$$a = 0,88 \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{2} \cdot \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}}$$

bo'lgan doira hosil bo'ladi.

Kontakt maydonchasidagi normal kuchla-nish notekis taqsimlanadi. Yopiq tishli uzatmalarda tish sirtini kontaktli kuchlanishlar bo'yicha chidamlilikka hisoblash Gerts formulasiga asoslangan. Bu formula ikkita doiraviy tsilindrik sirlarni kontaktlashish polosasidagi o'rta chiziq nuqtalarida hosil bo'ladigan maksimal normal kuchlanishni aniqlaydi.

$$\sigma_K = 0,418 \sqrt{q \cdot \frac{E_{np'}}{\rho_{np'}}} \quad (4.7)$$

bu yerda, $E_{np'} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ materiallarning keltirilgan elastiklik

moduli va $\rho_{np'} = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha}{2 \cos \beta (u+1)}$ yoki $\rho_{np'} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ - keltirilgan

egrilik radiusi; $\rho_1 = \frac{d_1 \cdot \sin \alpha}{2 \cos \beta}$, $\rho_2 = \frac{d_2 \cdot \sin \alpha}{2 \cos \beta}$

Uzatishlar soni $u = \frac{d_2}{d_1}$

$q = \frac{F_n \cdot K_H}{\delta \cdot K_C}$ - kuchni bir birlik uzunlikdagi tishga ta'siri

F_n - ilashmadagi normal kuch, $F_n = \frac{F}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{2M_1}{d_1 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}$

To'g'ri tishli g'ildirak uchun $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 0$

Qiyshiq tishli g'ildirak uchun $\alpha = 20^\circ$, $\beta = 8 \dots 15^\circ$

K_H - dinamik yuklanish va uni tishlar orasida taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

K_S - ehtiyotlik darajasi koeffitsienti

Yuqorida keltirilgan kattaliklar, tish materialining mexanik xarakteristikalarini e'tiborga olib, tishli g'ildiraklarni kontaktli kuchlanishga chidamlilik shartini yozamiz:

$$\text{to'g'ri tishli} \quad \sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{K_H M_2 (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H \quad (4.8)$$

$$\text{qiya tishli} \quad \sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{K_H M_2 (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H \quad (4.9)$$

Ushbu shartlarda b - ni $\psi_b = \frac{b}{a_w}$ bilan almashtirib, tishli g'ildiraklar uchun loyihaviy o'qlararo masofa formulasini yozamiz

$$\text{to'g'ri tishli } a_w = (i+1)^3 \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{M_2 K_H}{\Psi_b}} \quad (4.10)$$

$$\text{qiyshiq tishli } a_w = (i+1)^3 \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{M_2 \cdot K_H}{\Psi_b}} \quad (4.11)$$

$$a_w \geq K_a (i+1) \sqrt{\frac{M_2 \cdot 10^3 K_H}{\psi_b \cdot i^2 \cdot [\sigma]_H^2}} \quad (4.12)$$

K_a - qo'shimcha koeffitsient [3] :

qiyshiq tishli $K_a = 43$ va to'g'ri tishli uzatma uchun $K_a = 49,5$

Reduktorlarni loyihalashda tish gardishi enining koeffitsienti ψ_b - ning qiymati qabul qilinadi:

to'g'ri tishli uzatma uchun $\psi_b = 0,125 \dots 0,25$

qiyshiq tishli uzatma uchun $\psi_b = 0,25 \dots 0,40$.

$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$ - koeffitsient

$K_{H\alpha}$ - tishlar orasida yukni notekis tasimlanishini hisobga oluvchi koeffitsient. To'g'ri tishli uzatma uchun $K_{H\alpha} = 1$; qiyshiq tishli uzatma uchun doiraviy tezlikga bog'liq: $K_{H\alpha} = 1,05 \dots 1,15$

$K_{H\beta}$ - g'ildirak gardishining enida yukni notekis taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

Dinamik koeffitsient K_{HV} - doiraviy tezlikga bog'liq ravishda aniqlanadi:

to'g'ri tishli uzatma $\mathcal{Q} < 5 \frac{M}{c}$, $K_{HV} = 1,05 - 1,10$;

qiyshiq tishli uzatma $\mathcal{Q} < 10 \frac{M}{c}$, $K_{HV} = 1,0 - 1,05$ va

$\mathcal{Q} = 10 \dots 20 \frac{M}{c}$ bo'lsa $K_{HV} = 1,05 - 1,1$

- loyihaviy ruxsat etilgan kontaktli kuchlanish

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_H \cdot K_{HL}}{[n]}$$

Kontaktli chidamlilik chegarasi $\sigma_H = 2HB + 70$

$K_{HL} = 1,2$ - ilashmani ishlash muddati;

$[n]$ – extiyotlik koeffitsienti, $[n] = 1,1 \dots 1,3$

Ruxsat etilgan kontaktli kuchlanish shesternya va g'ildirak uchun alohida-alohida hisoblanadi :

shesternya $[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H1} \cdot K_{HL}}{[n]}$ va $\sigma_{H1} = 2HB_1 + 70$

g'ildirak $[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H2} \cdot K_{HL}}{[n]}$ va $\sigma_{H2} = 2HB_2 + 70$

Umumiy ruxsat etilgan kontaktli kuchlanish hisoblanadi:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})$$

$[\sigma]_H$ qiyshiq tishli uzatma uchun $1,23[\sigma]_{H2}$ dan ortib ketmasligi kerak.

Tish gardishi enining koeffitsienti. Reduktorlarni loyihalashda tish gardishi enining koeffitsienti ψ_b – uzatma yuklanishining ko'rsatkichlaridan biri.

Yuklanish deb, quvvat qiymati emas, balki detallar, vallar va tanchlardagi kuchlanganlik tushuniladi. Hattoki kam quvvatda ham shunday kompaktli uzatma loyihalanishi mumkin-ki, u yuqori (og'ir) yuklangan bo'lishi mumkin.

ψ_b –kattalashsa, uzatmaning og'irligi va gabariti kichiklashadi, chunki o'qlararo masofa - a_w kichiklashadi, g'ildirak eni b ortadi-natijada tishni uzunligi bo'ylab ilashish notekis bo'ladi. Katta ψ_b – qiymatida o'zatmani yuqori aniqlikda va vallarni bikrligini oshirib tayyorlash talab etiladi.

ψ_b – koeffitsientni quyidagi oraliqlarda tanlash tavsiya etiladi [27]

$\psi_b = 0,15 \dots 0,3$ kam yuklangan uzatmalar;

$\psi_b = 0,3 \dots 0,45$ o'rtacha yuklangan uzatmalar

$\psi_b = 0,45 \dots 0,60$ yuqori yuklangan uzatmalar,

$\psi_b = 0,8 \dots 1,0$ shevron uzatmalar

$\psi_b = 0,12 \dots 0,15$ tez yurar reduktordagi g'ildiraklar

G'ildirak enining koeffitsienti ψ_b – ni tanlashda quyidagilar e'tiborga olinishi kerak:

1. ishqalanmaydigan materiallardan tayyorlangan g'ildiraklarda ψ_b – koeffitsientning katta qiymati qabul qilinmaydi;
2. ishqalanmaydigan materiallardan tayanchga nisbatan nosimmetrik va konsol ko'rinishida tayyorlangan g'ildiraklarda ψ_b – ning katta qiymati kattalashib boradi;
3. har bir pog'onasida yuklanishi ortib boradigan pog'onasimon reduktorlarda, har bir keyingi pog'onada oldingisiga nisbatan ψ_b – ning qiymati kattalashib boradi;
4. hamma holatlarda ham g'ildirak enining qiymati diametriga nisbatan chegaralash tavsiya etiladi:

- to'g'ri tishli uchun $\psi_b = \frac{b}{d_1} \leq 1,0$

- qiyshiq tishli uchun $\psi_b = \frac{b}{d_1} \leq 1,5$;

- shevron tishli $\psi_b = \frac{b}{d_1} \leq 2,5$

G'ildirak gardishi enining koeffitsienti quyidagi qatordan olinishi tavsiya etiladi: 0,100; 0,125; 0,160; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25.

Ilashma moduli. Ilashmaning modulini tanlashda quyidagilarga e'tibor berish kerak.

- ko'p tishli kichik modulli g'ildiraklar harakatni silliq uzatadi va iqtisodiy jixatdan qulay. Lekin katta quvvatli uzatmalarda $m \geq 2$ va tez yurar uzatmalarda shovqinni yo'qotish uchun $z_1 \geq 26$ qabul qilinishi kerak.

- katta modulli g'ildiraklarni eyilish xususiyati kam, materiallarni turiga va yuklanishni o'zgarishiga befarq.

Tish qattiqligi $HB \leq 350$; bo'lsa $m = (0,01...0,02)a_w$ –
 shesternya qattiqligi $HRC > 45$ va g'ildirak uchun qattiqlik
 $HB \leq 350$ bo'lsa $m = (0,0125...0,025)a_w$

va shesternya va g'ildirak tishlarini qattiqligi $HRC \geq 45$ bo'lsa
 $m = (0,016...0,0315)a_w$

Hisoblangan modul m -ni kattaroq standart qiymatga qadar yaxlitlanadi. Ma'lum m -qiymatida uzatmaning boshqa parametrlari hisoblanadi.

Umumiy tishlar soni hisoblanadi $z_1 + z_2 = z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m}$

Shesternya tishlari soni $z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{i+1}$ va tishli g'ildirak tishlarining soni hisoblanadi $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$. Shesternya va tishli g'ildirak tishlarining sonlari yaxlitlanadi.

Uzatishlar soni tekshiriladi $u = \frac{z_2}{z_1}$

Nominal uzatishlar soni bilan hisoblangan uzatishlar soni $u \leq 4,5$ da 2,5 % va $u > 4,5$ da 4 % dan katta bo'lmasligi kerak.

Qiyshiq tishli uzatma uchun umumiy tishlar soni

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} \cos \beta_{\min}$$

Aniqlangan z_{Σ} -kichik to'liq qiymatga qadar yaxlitlanadi.

- tishlarni qiyalik burchagi hisoblanadi $\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_1}$

Kontaktli kuchlanish ilashma moduli yoki tishlar soniga alohida bog'liq emas, balki ularning ko'paytmasiga bog'liq - $m \cdot z$.

Kontaktli mustahkamlik shart bo'yicha topilgan - a_w da uzatma moduli juda kichik qiymatda bo'lishi mumkin, faqat:

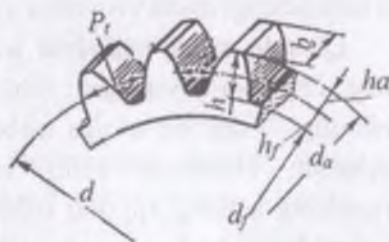
to'g'ri tishli uzatma uchun $a_w = \frac{z_1 + z_2}{2} m$ va qiyshiq tishli

uzatma uchun $a_w = \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} m$ shart ta'minlanishi lozim.

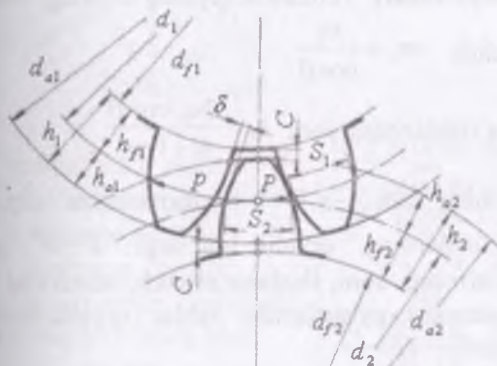
Silindrik tishli uzatmaning geometrik elementlari

Bo'luvchi aylana deb, tsilindrni teng z qismga bo'lish jarayonida tayyorlangan g'ildirak aylanasiga aytiladi- $d = \frac{P_t}{\pi} \cdot z$; yoki $d = m_t \cdot z$

Tishni bo'luvchi aylana moduli $m_t = \frac{P_t}{\pi}$ deb, bo'luvchi aylana qadami P_t - dan π marotaba kichik bo'lgan chiziqli kattalikga aytiladi. Tishni bo'luvchi aylana moduli bir tishga to'g'ri keladigan diametrga teng, ya'ni $m_t = \frac{d}{z}$.



4.13-rasm. Tcilindrik tishning o'lchamlari



4.14-rasm.
Tcilindrik tishli
uzatmaning
tarkibidagi
g'ildiraklarning
geometrik
elementlari

Bo'luvchi aylana tish balandligini bosh va tub qismlarga ajratadi. Tish bosh qismining balandligi $h_a = m_t$ va tub qismining balandligi $h_f = 1,25m_t$ (4.14-rasm) Tishning umumiy balandligi

$$h = h_o + h_f = 2,25m_t$$

Radial zazor uchun bir g'ildirak tubining balandligi ikkinchi g'ildirak bosh qismining balandligidan farq qiladi.

$$C = h_f - h_a = 0,25m_t$$

$$\text{tish uchining diametri } d_a = d + 2h_a = m_t(z + 2)$$

$$\text{tish tubining diametri } d_f = d - 2h_f = m_t(z - 2,5)$$

$$\text{O'qlararo masofa } a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1(i_{12} + 1)}{2} = \frac{m_t \cdot z_1(U_{12} + 1)}{2} = \frac{m_t \cdot Z_{\Sigma}}{2}$$

Agar g'ildirak tishlarining soni 41 dan ko'p bo'lsa, asosiy aylana diametri g'ildirak tubining diametridan kichik va tish profili evolventa bo'ladi. Agar $z < 41$ bo'lsa, $d_h > d_f$ va tish profilining asosiy aylana-dan tashqaridagi qismi evolventa aylanasi bilan chiziladi.

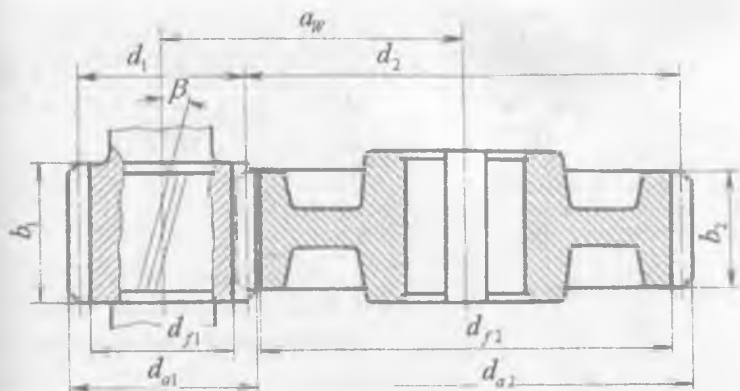
Qiyshiq tishli tsilindrik uzatma. Bo'luvchi tsilindr vintsimon chizig'i bo'ylab joylashgan tishli g'ildirak – qiyshiq tishli. Tishni qiyshiqqligi – uni val o'qiga nisbatan joylashgan – β burchagi bilan aniqlanadi. Harakatni silliq va shovqinsiz uzatishi, yuklanish darajasining kattaligi qiyshiq tishli g'ildirakning afzalligi. Ilashmadagi F_a –bo'ylama kuch ta'sirida g'ildirakni val o'qi bo'ylab siljishga qarshiligini ortishi kamchiligi.

Asosiy geometrik elementlari. Tsilindrik qiyshiq tishning normal qadami $P_n = \frac{P_t}{\cos \beta}$ va moduli $m_n = \frac{m_t}{\cos \beta}$,

$$\text{Loyihaviy shesternya tishlarining soni } z_1 = \frac{2a_n \cos \beta}{(i + 1)m_n}$$

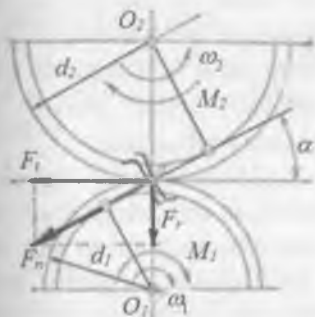
va tishli g'ildirak tishlarining soni $z_2 = z_1 \cdot i$ formuladan topiladi. Birlamchi hisoblashda tishlarning qiyalik burchagi $\beta = 10^\circ$ qabul qilinadi. Shesternya tishlarining soni, ilashma moduli, uzatishlar soni va o'qlararo masofaning standart qiymatlarida tishlar qiyalik burcha-gining qiymati aniqlashtiriladi

$$\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_n} \quad \text{yoki} \quad \beta_{\min} = \arccos \frac{3,5m}{b_2};$$



4.15-rasm. Tsilindrik tishli uzatma g'ildiraklarining asosiy geometrik o'lchamlari.

bo'luvchi diametr
$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} \quad (4.13)$$

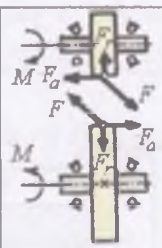


Ilashmadagi kuchlar. Ilashmadagi kuch munosabatlari asosida tishlarni emirilishi, vallarni mustahkamligi va bikrligi tekshiriladi. F_n normal kuchni ikkita tashkil etuvchiga ajratamiz.

Normal kuch ikkita – doiraviy va radial kuchlarga ajratiladi. Tishning qiyalik burchagiga qarab ilashmada uchtagacha kuch hosil bo'ladi.

to'g'ri tishli tsilindrik uzatma

	F_n -kuch ilashmaning qutb nuqtasiga qo'yiladi:	
	doiraviy	radial
	$F = \frac{2M}{d}$	
		$F_r = F \cdot \operatorname{tg} \alpha$

	qiyshiq tishli tsilindrik uzatma		
	doiraviy	radial	bo'ylama
	$F_t = \frac{2M}{d}$	$F_r = F \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$	$F_a = F \cdot \operatorname{tg} \beta$
	To'g'ri tishli g'ildiraklarda doiraviy va radial kuchlar ta'sir etadi.		

Tishlarning emirilishi. Uzatmaning ilashish jarayonida tishlarga uzoq muddatli normal nagruzkalar, shuningdek statik hamda zarb xarakteriga ega bo'lgan qisqa muddatli o'ta nagruzkalar ta'sir qiladi.

Natijada tishlar kesimida eguvchi kuchlanishlar, tishlarning sirtida esa kontakt kuchlanishlar vujudga keladi. G'ildirak bir marta aylanganda har bir tish bir marta yuklanadi. Shuning uchun eguvchi kuchlanishlar ham, kontakt kuchlanishlar ham noldan eng katta qiymatgacha tsiklik o'zgaradi. Natijada metallning toliqishidan tishlar sinishi yoki shikastlanishi mumkin, tishlar eyilishi yoki tishlashib qoladi.

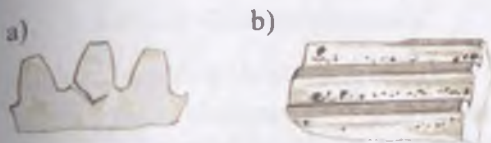
Tishlar uch xil emiriladi: sinish, (4.16-rasm, a) eyilish va uvalanish (4.16-rasm, b). Ilashish boshlanishida tish uchiga kuch ta'sir qiladi va bu holatda hosil bshlgan eguvchi kuchlanish eng katta qiymatga erishadi. Bu kuchlanish vaqt mobaynida o'zgarib turadi, chunki g'ildirakni aylanishida tish hamma vaqt ilashishda bo'lmaydi. Eng katta davriy o'zgaradigan kuchlanishlar ta'siridan tishni mustahkamlik chegarasida ortib ketadi, materiallni toliqishidan tishning tubida yorilish hosil bo'lib, uning o'sishi natijasida tishni sinishiga olib keladi

Ilashish sohasiga tushgan metall zarralari, chang, iflosliklarning tishlar yuzasiga ishqalanishi natijasida tishlarning eyilishi abraziv eyilish deyiladi.

Bunday eyilish oqibatida tishlar zaiflashadi, ular kesimlarining o'lchamlari kichrayadi, kuchlanishlar ortadi va tishlar sinadi.

Tishlarni tegishish nuqtalarida hosil bo'ladigan kontaktli kuchlanishlarning ta'sirida tishning sirtida g'adir – budirliklar paydo bo'ladi.

Tishlarning keyingi ilashishida g'adir-budirliklarning chetlari sinadi va uvalanish chuqurchalari hosil bo'ladi.



4.16 – rasm. Tishlarni emirilishi

Tishlarni egilishga hisoblash. Tishli g'ildiraklar tishlarining mustahkamligini eguvchi kuchlanishlar bo'yicha hisoblashda ilashish moduli aniqlanadi. Doiraviy kuch F - tishni egadi; radial F_r - kuch siqadi. Tishni F_r kuch bilan siqilishidan hosil bo'ladigan nisbatan katta bo'lmagan siquvchi kuchlaishni hisobga olmasdan tishning egilishga mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W} = \frac{6 \cdot F \cdot \ell}{bs^2} \leq [\sigma_3] \quad (4.14)$$

bu erdan $F \leq \frac{bs^2}{6\ell} [\sigma_3]$ ba Siquvchi kuchlanish $\sigma_c = \frac{F_r}{bs} \leq [\sigma]$

bu yerda, $[\sigma_3]$ - tish materialining egilishga ruxsat etilgan kuchlanishi, egilishga toliqish chegarasidagi kuchlanish asosida tishning materialiga bog'liq holda hisoblanadi, ya'ni

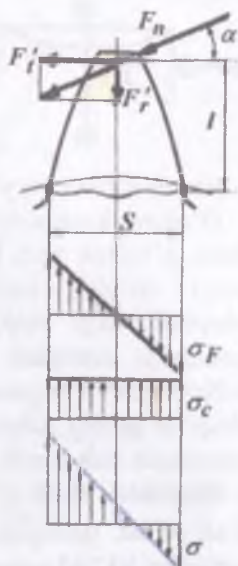
$$[\sigma_3] = 0,6 \cdot \sigma_{-1}$$

Oddiy sifatli konstruksion po'lat St.5 uchun $\sigma_{-1} = 240 \frac{H}{mm^2}$

St.35 uchun $\sigma_{-1} = 230 \frac{H}{mm^2}$ va St.45 uchun $\sigma_{-1} = 260 \frac{H}{mm^2}$

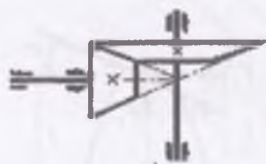
G'ildirakning bo'luvchi diametri $d_2 = \frac{2a_w u}{i + 1} \quad (4.15)$

$b_2 = \psi_a a_w$ - g'ildirak gardishining eni.



4.17-rasm. Tish kesimida kuchlanishlarni tarkalish konuniyati

Ochiq uzatmalarda iznosni kamaytirish uchun ilashma modulining qiymati 30 % ga kattalashtiriladi



Konussimon tishli uzatma

Konussimon tishli g'ildiraklar o'qlari kesishadigan uzatmalarda qo'llaniladi. Konussimon uzatmalar tsilindrik tishli

uzatmalardan tayyorlanish va yig'ish jarayonlari bilan murakkab.

O'qlarni kesishishi va tayanchlarini joylashtirishni qiyinlashtiradi va bitta g'ildirak vali konsol ko'rinishda joylashadi. Natijada tishni uzunligi bo'ylab kuchni taqsimlanishi notekis va tayanchlar-podshipniklardagi reaksiyalar turlicha bo'ladi.. Shuning uchun konussimon uzatmani yuklanish qobiliyati 0,85 nisbatni tashkil etadi. Konussimon uzatmalar tishlarining yo'nalishiga ko'ra - to'g'ri, qiyshiq va aylana tishli reduktorlarga ajratish mumkin. Qiyshiq tishli reduktorlarda tish konus radiusiga nisbatan - burchak ostida joylashgan

Reduktor tishli g'ildiraklarini hisoblash. Shesternya uchun 40X markali po'lat, qattiqligi NV270 va g'ildirak uchun 40X markali po'lat va qattiqligi NV245 qabul qilish mumkin.

Uzatmaning uzatishlari soni $i = 2 \dots 4$, $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ va $i = \frac{z_2}{z_1}$

bu erda $z_1 = 18 \dots 30$ shesternya tishlari soni va $z_2 = z_1 \cdot i$ - g'ildirak tishlarining soni. Konussimon tishli shesternya uchun

$$z_{\min} \geq 17 \cos \delta_1 \cos^2 \beta$$

To'g'ri tishli konussimon g'ildirak uchun $z_{\min} \geq 25$ tavsiya etiladi.

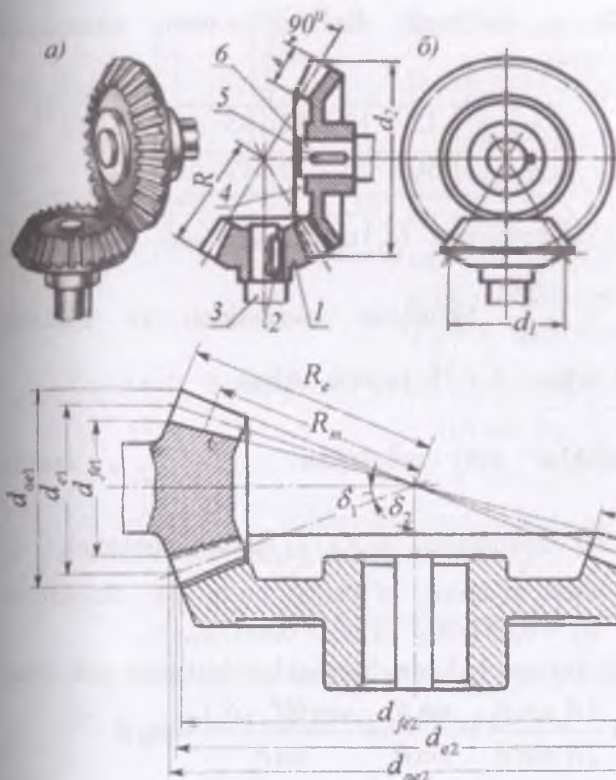
G'ildirak tashqi bo'luvchi diametrini aniqlaymiz [28]

$$d_{t2} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{M_2 \cdot K_{H\beta} \cdot i}{(1 - 0,5\Psi_\delta)^2 \cdot \Psi_\delta}} \quad (4.16)$$

$M_2 = \frac{N_i}{\omega_1} \cdot i$ - ikkinchi valdagi aylantiruvchi moment.

Tishning qattiqligi $< NV 350$ da $K_{H\beta} = 1,2$; agar $NV > 350$ bo'lsa $K_{H\beta} = 1,35$ qabul qilinadi

Ψ_δ - tish gardishi



enining koeffitsi-
enti, $\Psi_\epsilon = 0,285$.
- tashqi doiraviy
modul

$$m = \frac{d_{e2}}{Z_2} \quad (4.17)$$

4.18-rasm.
Konussimon
tishli
g'ildirakning
asosiy
o'lchamlari

Modulni hisoblangan qiymatini standart qatorga qadar yaxlitla-
maslik mumkin. G'ildirakning tashqi bo'luvchi diametri quyidagi
standart qatordan yaxlitlanadi:

50,63,80,90,100,125,160,200,250,280, 315,355, 400,500, 560,630,
710,800,900,1000,1120,1250,1400,1600.

- bo'luvchi konus burchaklari: $\operatorname{ctg} \delta_1 = i$ va $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$

tashqi konus masofasi $R_\ell = 0,5 \cdot m \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$; (4.18)

tishning uzunligi $b = \Psi_b \cdot R_\ell$

Shesternya bo'luvchi va tashqi diametrlari

$$d_1 = 2(R_\ell - 0,5b) \sin \delta_1 \quad \text{va} \quad d_{e1} = m \cdot Z_1 \quad (4.19)$$

Shesternya va g'ildirakning tashqi diametrlari

$$d_{a1} = d_{e1} + 2m \cos \delta_1; \quad d_{a2} = d_{e2} + 2m \cos \delta_2 \quad (4.20)$$

Tishning balandligi $h_e = h_a + h_f = m + 1,25m = 2,25m$

Tishli g'ildirakning bo'luvchi diametri uning chizmasini tayyorlashda kelib chiqadi.

Minimal tishlar soni:

$z_{1 \min}$	12	13	14	15	16	17
$z_{2 \min}$	30	26	20	19	18	17

- g'ildirak (z_2) va shesternya (z_1) tishlarining soni aniqlanadi:

$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e}$ va $z_1 = \frac{z_2}{u}$. Shovqinni kamaytirish va tishlarni kesilishini cheklash uchun $z_1 \geq 18$ tavsiya etiladi.

- haqiqiy uzatishlar soni aniqlanadi: $u_x = \frac{z_2}{z_1}$, xatolik

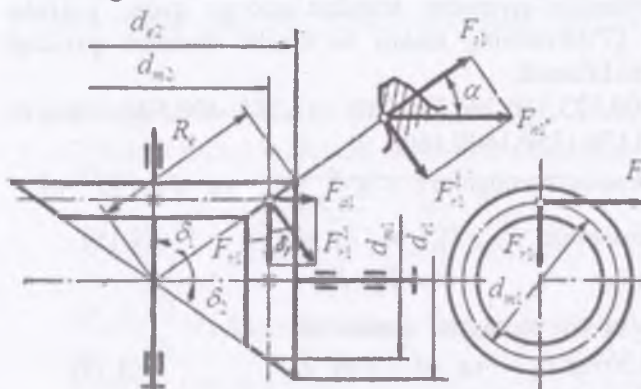
$$\Delta u = \frac{|u_x - u|}{u} 100\% < 4\% \text{ bajarilmasa, } z_1 \text{ va } z_2 \text{ qayta hisoblanadi}$$

- g'ildirak va shesternyaning o'rtacha bo'luvchi diametrlari aniqlanadi: $d_2 \approx 0,857 \cdot d_{e2}$ va $d_1 \approx 0,857 \cdot d_{e1}$

Uzatishlar soni. Bo'luvchi konus burchaklari uzatishlar soni bilan

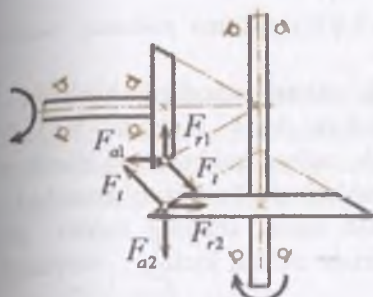
bog'liq. $i_{12} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{2R_e \sin \delta_2}{2R_e \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\sin(90^\circ - \delta_2)}{\sin \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_1$

To'g'ri tishli konussimon uzatma uchun $i_{12} = 2 \dots 3$ tavsiya etiladi



To'g'ri tishli konussimon uzatmaning ilashmasidagi kuchlar

4.19- rasm.
Konussimon tishli uzatma ilashmasidagi kuchlar



4.20 – rasm

Ilashmada kuch munosabatlari:

Doiraviy kuch $F_t = \frac{2M_1}{d_1}$.

Shesternyadagi radial kuch $F_{r1} = F \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$ g'ildirakni

bo'ylama kuchiga teng, $F_{r1} = F_{a2}$

va shesternyaning bo'ylama kuchi g'ildirakning radial kuchiga teng

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

Loyihaviy hisoblash. O'rtacha modul xisoblanadi:

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{10^3 M_2 K_{F\beta} Y_F}{u \cdot z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}$$

bu yerda, K_m - yordamchi koeffitsient, po'lotdan tayyorlangan to'g'ri tishli konussimon g'ildirak uchun, $K_m = 1,45$;

$\psi_{bd} = \frac{b}{d} = 0,3 \dots 0,6$ -shesternya gardishi enining koeffitsienti;

$K_{F\beta}$ - yuklanishni notekis taksimlanish koeffitsienti;

$[\sigma_F]$ - egilishga ruxsat etilgan kuchlanish

Vint – gayka uzatmalar

Vint–gayka uzatmalar vintli kinematik juft bo'lib, aylanma harakatni ilgarilanma harakatga aylantirish, katta aniqlik bilan ko'chish hosil qilish uchun xizmat qiladi

Materiali - kam yuklangan sekin harakatlanuvchi vintlarni 45;50; A45;A50(toblanmagan) va 65G; 40X – toblangan; azot bilan to'yintirilgan 40XRA 18XGT markali po'latlardan (stanok vintlari), gayka Br.AJ9-4, Br.OF10-1, Br.OTcS6-6-3, Br.04Tc705 –markali qalayli bronza, antifriktsion cho'yon (AChV-1, AChV-2, AChK-1, AChK-2) dan tayyorlanadi

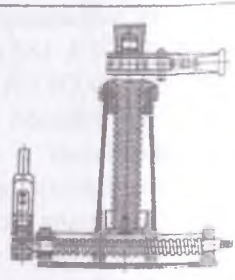
Afzalligi tayyorlash oson, ishonchli ishlaydi, o'lchamlari kichik, katta yuklanisha chidamli (500...1000 kN). Rezbaning sirpanish tezligi vint o'qi bo'yicha ilgarilanma harakatdan 5-40 marotaba ko'p harakatni silliq uzatadi.

Kamchiligi - FIK kichik (0,6...0,85), uzatma nisbatan sekin harakatlanadi.

Rezbaning shakli va qo'llanish sohasi- standartlashtirilgan uchburchak, trapetsiya, to'g'ri to'rtburchak, doira shaklida bo'ladi. Mashinasozlikda detallarni mahkamlash uchun uchburchak; domkrat va vintli presslarda trapetsiya shaklligi ishlatiladi. To'g'ri to'rtburchakli rezbalarni tokarlik stanoklarida kesish qiyin, shuning uchun bu rezbalar kam ishlatiladi. FIKni oshirish uchun kichik burchagli trapetsiyali rezba ishlatiladi.

Ishlash printsipti - Vint – gayka juftida gayka harakatsiz bo'lib, vint o'z o'qi atrofida bir marta aylansa, vint aylanma va o'q bo'yicha rezbaning qadamiga teng ilgarilanma harakat qiladi. Agar vint harakatsiz bo'lsa, gayka o'z o'qi atrofida aylanganda aylanma hamda vint o'qi atrofida esa rezbaning qadamiga teng ilgarilanma harakat qiladi. Rezbaning kirimlar soni ko'p bo'lsa ilgarilanma harakat katta bo'ladi.

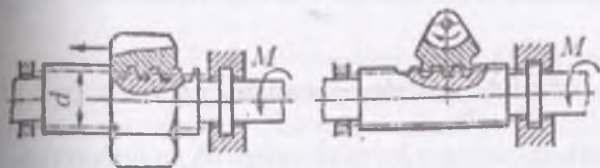
Geometriyasi- asosiy o'lchamlariga vintni tashqi diametri - d va gaykaning ichki diametri D . Metrik hamda trapetsiyali rezbalarda hisobiy yuza sifatida d_1 diametrli yuza olinadi.

Mustahkamlikka hisoblash.		Vint ko'ndalang kesimining inertsiya momenti
$\sigma_{\Sigma K} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3 \cdot \tau_\sigma^2} \leq [\sigma]$		
siquvchi kuchlanish $\sigma_c = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2}$	Buralish-da kuchlanish $\tau_\sigma = \frac{16 \cdot M_\sigma}{\pi \cdot d_1^3}$	
		$I = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} (0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1})$
vintni ustuvorlik sharti $\sigma_s = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \phi[\sigma]$	Eyler formulasi va uni ishlatish chegarasi	
	Keltirilgan uzunlik	$\mu \cdot \ell \leq 100 \cdot d_1$ $\mu \cdot \ell \leq 25 \cdot d_1$
Rezba eyilishga qarshiligi $q = \frac{2F}{\pi \cdot d_1 \cdot H} \leq [q]$		
ruxsat etilgan bosim		
$[q] = 10...15 \text{ MPa}$ - toblangan po'lat – bronza;		
$[q] = 7...8 \text{ MPa}$ toblanmagan po'lat – bronza;		
$[q] = 5 \text{ MPa}$ - toblanmagan po'lat – cho'yon.		
Domkrat – 500t. gacha og'irlikdagi yukni 0,1-1,0 m balandlikka ko'taradi, massasi 3...150 kg		

CHERVYAKLI UZATMA

Chervyakli uzatma o'qlari ayqashadigan vallar orasida aylanma harakatni uzatish uchun xizmat qiladi. Ayqashish burchagi 90^0

Chervyakli uzatmalar konstruksiyasida tishli va vintli uzatmalar-ning xossalari saqlagan holda, tishli -vintli uzatmalarni tashkil etadi.



4.21-rasm.
Trapetsiodal
rezbali vint va
gayka

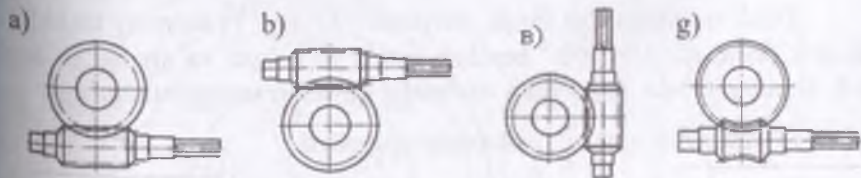
O'qi bo'ylab ko'cha olmaydigan vintni aylanishida gayka ilgarilanma harakatlanadi. Gaykani O markaz atrofida aylanadigan sirtida tishlari bor g'ildirak shaklida tayyorlasak, vintni aylanishida tishli hildirak ham o'z o'qi atrofida aylanma harakatda bo'ladi.



Chervyakli uzatma hosil bo'ladi.

Uzatma – chervyak deb ataladigan aylanuvchi vintdan va chervyak o'ramlari bilan ilashadigan tishlari bor chervyak g'ildiragidan iborat

turlari						
chervyak sirtini shakliga ko'ra		chervyak o'ramining soniga ko'ra		chervyakni g'ildirakga nisbatan joylashishiga ko'ra		
tsilindrik	globoid	$z = 1,2$	$z = 4$	past	yonbos h	yukori



4.22- rasm: a) chervyak pastda; b) chervyak yuqorida; v) chervyak yonboshda g) globoid chervyakli uzatma

Chervyakli uzatmaning afzalliklari: ravon va shovqinsiz ishlaydi; gabariti kichik - katta uzatish sonini hosil qilish mumkin

FIK ning nisbatan kichikligi, tishli uzatmalarga nisbatan kichkina quvvat uzatishi tez eyilishi va qimmat baho materiallar (bronza) ishlatish zarurligi chervyakli uzatmalarning kamchiligi. Stanoklarda, ko'tarish-tashish mashinalari va h.k.larda davriy harakatda keng qo'llaniladi

Uzatishlar soni $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$ - chervyak valining burchak ω_1

tezligini chervyak g'ildiragi valining burchak tezligi ω_2 ga nisbati yoki chervyak g'ildiragi tishlarining soni z_2 -ni chervyak o'ramlari soni z_1 -ga nisbatiga teng.

Haqiqiy uzatishlar soni standart qiymatidan 4 % gacha farq qilishi mumkin.

Teilindrik chervyakli uzatmalarda chervyak tishlari soni $z = 1,2$ va 4 va chervyak g'ildiragi uchun $z_2 = 30 \dots 80$ bo'lganda uzatishlar soni $i = 8 \dots 80$ oraliqda bo'ladi. Ikki pog'onali chervyakli uzatmalarda i - ni qiymati katta. z_1 - ortishida chervyak o'rami chiziqning ko'tarilish burchagi kattalashadi, FIK ortadi.

z_2 -ni ortishi bilan chervyak tayanchlari orasidagi masofa kattalashadi. Chervyak bikrligini oshirish uchun q yoki m kattalashtirilishi kerak

Chervyakli uzatma uzatishlar soni [28]

1-qator	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2-qator	9	11,2	14	18	22,4	28	35	45	56	71	

Tishli uzatmalardan farqli ravishda v_1 va v_2 doiraviy tezliklar to'g'ri kelmaydi. Ular 90° burchak ostida yo'nalgan va qiymatlari har xil. Shuning uchun chervyakli uzatmalar quyidagi xususiyatlarga ega:

- 1) uzatishlar soni $\frac{d_2}{d_1}$ nisbatdan topilmaydi;
- 2) boshlang'ich aylanalar sirpanadi.

Chervyakni bir marotaba to'liq aylanishida g'ildirak chervyakning kirimlar soniga teng bo'lgan g'ildirak tishlari sonini qamrov burchagiga aylanadi.

G'ildirakni to'liq aylanishi uchun chervyak $\frac{z_2}{z_1}$ ga aylanishi kerak,

ya'ni uzatishlar soni $i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$ nisbatdan topiladi. Chervyakni

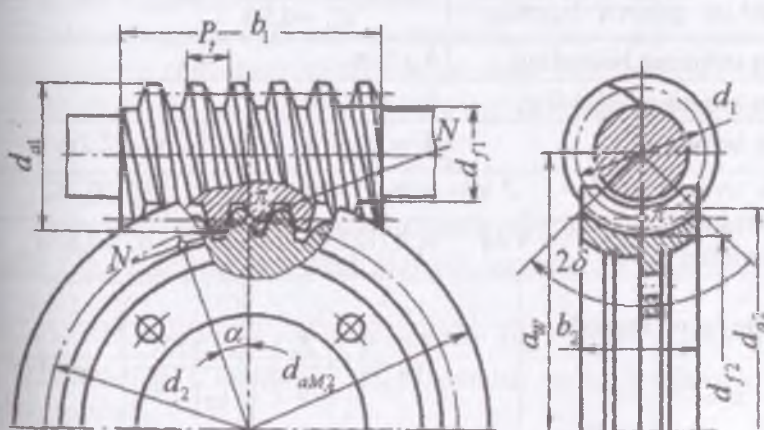
o'ramlari soni z_1 birga teng yoki kichik son bo'lganligi uchun chervyakli bir juftda katta uzatishlari sonini hosil qilish mumkin. Bu holat chervyakli uzatmani afzallik hisoblanadi. $m = 1 \dots 6 \text{ mm}$; $q = 8 \dots 20$ va $z_2 = 30 \dots 80$ da tsilindrik chervyaklarda $z = 1 \dots 6$ qabul qilinishi mumkin [10].

Chervyak va chervyak g'ildiragining o'lchamlarini hisoblash.

Chervyak va chervyak g'ildiragining o'lchamlarini hisoblash chervyak va chervyak g'ildiragining ilashma modulini tanlashdan boshlanadi. Chervyak qadami bilan ilashma moduli orasidagi bog'lanish quyidagi formula bilan ifodalanadi: $P = \pi \cdot m$

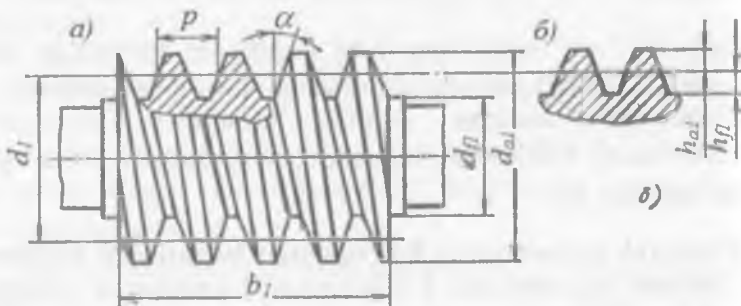
$$\text{O'qiy modul} \quad m = \frac{P}{\pi}$$

O'qiy modul deb, chervyak qadamidan π marotaba kichik bo'lgan kattalikga aytiladi.



4.23 – rasm. Chervyakli uzatmaning geometriyasi

Modul $m = \frac{(1,4 \dots 1,7) a_w}{z_2}$	q - ni katalashishi bilan chervyakni bikrligi ortadi, chervyak o'rami ko'tarilishining bo'luvchi burchagi $-\gamma$ va FIK - kichiklashadi. Shuning uchun q - minimum bo'lishi lozim
chervyak diametrining koeffitsienti $q = \frac{(2a_w - mz_2)}{m}$ $q_{\min} = 0,212 \cdot z_2$	



4.24- rasm. Chervyakning geometrik o'lchamlari

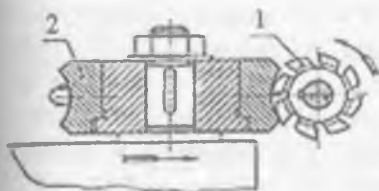
geometrik o'lchamlar:		chervyak	chervyak gildiragi
bo'luvchi aylana diametri		$d_1 = m \cdot q$	$d_2 = mZ_2$
tishlar uchining diametri		$d_{a1} = m(q+2)$	$d_{a2} = m(Z_2 + 2)$
tishlar tubining diametri		$d_{f1} = m(q-2,4)$	$d_{f2} = m(Z_2 - 2,4)$
tashki diametr va g'ildirak gardishini qamrov burchagi		$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$	$da_{m2} \leq da_2 + \frac{6m}{Z_1 + 2}$
o'ram uchining balandligi		$h_{a1} = m$	
o'ram tubining balandligi		$h_{f1} = 1,2m$	
o'ram balandligi		$h = h_{a1} + h_{f1} = m + 1,2m = 2,2m$	
tish uyilgan qismining uzunligi	$Z_1 = 1 \dots 2$ da	$a_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m$	$b_2 \leq 0,75d_{f1}$
	$Z_1 = 4$ da	$a_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m$	$b_2 \leq 0,67d_{a1}$
o'qlararo masofa $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$		$a_w = \left(1 + \frac{Z_2}{q}\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma]_k \cdot \frac{Z_2}{q}}\right)^2} \cdot K \cdot M_2$	

Silindrik chervyakli uzatmalarning parametrlari. [28]

O'qlararo masofa aniqlangandan keyin ilashma moduli

tekshiriladi:
$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}$$

Ilashma modulini yaxlitlash a_w ni qayti hisoblashni talab etadi. Buning uchun modul m va koeffitsient q ning haqiqiy qiymatlari tanlanadi.



Chervyak g'ildiragining gardishi tayyorlash. Chervyak g'ildiragining gardishi chervyakli frezalar bilan qirqiladi. Chervyakli freza bu holda chervyakning nusxasi bo'ladi. Faqat frezadagi qirqish

uchi va uning tashqi diametri ilashmaning radial tirqishidan ikki marotaba katta bo'lishi kerak.

Qirqish amalga oshirilayotganda g'ildirak va freza xuddi chervyak g'ildiragi va chervyak uzatmada qanday o'zaro harakat qilsa o'shandek harakat qilishi lozim. G'ildirakni mana shu usulda qirqish avtomat tarzda chervyak va chervyak g'ildiragining profillari o'zaro moslashishini ta'minlabgina qolmasdan, chervyakning asosiy geometrik parametrlari uchun andozaviy talablarini kiritishni talab etadi.

Uzatmaning foydali ish koeffitsienti. Chervyakli uzatmaning FIK-ni vintaviy chiziqning ko'tarilish burchagi γ ni oshirish (kirimlar sonini ko'paytirish) yoki ishqalanish burchagi ρ ni kamaytirish hisobiga

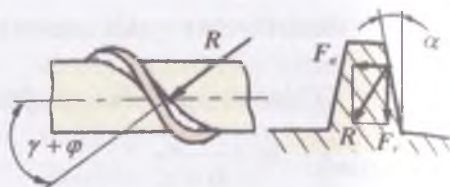
oshirish mumkin:
$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$$

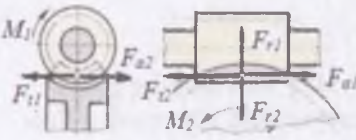
Chervyakli uzatmalarni loyihalashda foydalanish uchun zarur bo'lgan FIK ning o'rtacha qiymati jadvalda berilgan.

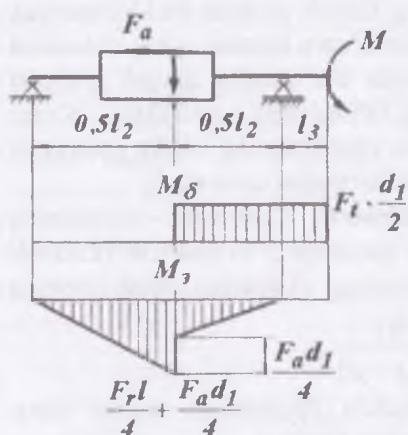
z_1	1	2	3	4
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,82...0,87	0,87...0,92

Uzatmaning o'lchamlari belgilangandan so'ng FIK ning aniq qiymati topiladi.

Kuch munosabatlari - chervyak o'ramlari bilan g'ildirak tishlarining ilashuvida o'zaro ta'sir qiladigan - R kuch tishni profilida uchta kuchga bo'linadi



ilashmadagi kuchlar	$F_o = \frac{2M_2}{d_2}$	$F_l = \frac{2M_1}{d_1}$	$F_r = F_o \cdot \operatorname{tg} \alpha$
 F_o - bo'ylama kuch; F_r - radial kuch; F_l - doiraviy kuch	chervyak uchun bo'ylama kuch chervyak g'ildiragi uchun doiraviy kuch	chervyak uchun doiraviy kuch, chervyak g'ildiragi uchun bo'ylama kuch	- radial kuch- chervyak va chervyak g'ildiragi uchun o'zgarmas.



4.25-rasm. Chervyakda burovchi va eguvchi moment epyuralari

F_o kuch - tayanchlarga o'q bo'ylab yo'nalgan nagruzka hosil qilib chervyakni o'q bo'ylab surishga intiladi va chervyakni vertikal tekislikda $F_o \cdot 0,5d_1$ moment bilan egadi; F_r - kuch ham chervyak valini vertikal tekislikda egadi; F_l kuch esa uni gorizontall tekislikda egadi xamda $F_l \cdot 0,5d_1$ aylantiruvchi moment hosil qiladi. F_o ; F_r - kuchlar chervyakni egadi., F_o kuch chervyakni siqadi yoki cho'zadi.

Xavfli kesimdagi eguvchi moment

$$M_{\bar{\gamma}} = 0,25 \sqrt{(F_2 \cdot \ell + F_o d_1)^2 + (F_l \ell)^2}$$

Chervyakning kesim yuzasida siquvchi, buralish va egilish kuchlanishlar hosil bo'ladi.

kuchlanishlar		
egilish kuchlanishi $\sigma_F = \frac{M_2}{W} = \frac{M_2}{0,1d_i^3}$	siquvchi yoki cho'zuvchi kuchlanish $\sigma_C = \frac{4F_a}{\pi \cdot d_f^2}$	buralish kuchlanishi $\tau_\delta = \frac{M_1}{0,2d_f^3}$

Chervyakning materiali murakkab kuchlanganli holatida, chunki uning kesim yuzasida bir vaqtning o'zida uchta kuchlanish hosil bo'ladi. Shuning uchun chervyak valining mustahkamligi uning kesimidagi to'liq kuchlanishga bog'liq.

chervyakni mustahkamlik sharti

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{(\sigma_K + \sigma_C)^2 + 3\tau_\delta^2} \leq [\sigma_{-1f}] \quad (4.21)$$

$[\sigma_{-1f}] = 45 \dots 60 \text{ MPa}$ - ruxsat etilgan kuchlanish.

chervyakni bikrlilik sharti $[f] = 0,01 \text{ m}$ - ruxsat etilgan salqilik.
chervyakni tayanchlari orasidagi masofa $\ell = (0,8 \dots 1,0) d_2$

$$I = \frac{\pi d_f^4}{64} - \text{chervyak xavfli kesimi inertsia momenti.}$$

Qamrash yoyining 2λ - markaziy burchagi $90 - 110^\circ$ chegarasida olinadi

Material. $V = 2 \frac{M}{c}$ - tezlikda chervyak g'ildiragini cho'yan materialidan; katta tezliklarda birikma ko'rinishida - gardishi bronzadan, g'ildirakni o'rtasi cho'yandan tayerlanadi. $V = 25 \frac{M}{c}$ da qalayli bronzadan, chervyakni - o'rta uglerodli po'lot (St.45 St.50) va boshqa legirlangan po'lotlardan tayyorlanadi.

Egilish kuchlanishi [28] $\sigma_F = \frac{1,2M_2 y_F}{m b_2 d_2} \leq [\sigma_\Sigma] \quad (4.22)$

Tish shaklining koeffitsienti y_F [28]

z_1	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Chervyak o'ramining ko'tarilish burchagi $tg\gamma = \frac{z_1}{q}$

Birlamchi hisoblashda $q = 12$ qabul qilinadi.

$$\text{Modul [28]} \quad m = \sqrt[3]{\frac{1,8M_2 y_F}{[\sigma_3] F_2 q}} \quad (4.23)$$

G'ildirakning eng katta diametri

$$d_{aM2} = d_2 + d_1(1 - \cos \delta) \leq d_{a2} + K \cdot m \quad (4.24)$$

$$\begin{aligned} \text{Koeffitsient } K: \quad z_1 &= 1-2-4 \\ K &= 2-1,5-1 \end{aligned}$$

- chervyak kirimlar soni reduktor uzatishlar soniga bog'liq holda tanlanadi

i	8...14	14...30	30 dan yuqori
z_1	4	2	1

G'ildirak tishlarining soni z_2 - kichik to'liq songa qadar yaxlitlanadi. Tishlarni kesilishi bo'lmasligi shartidan $z_2 \geq 26$ tavsiya etiladi. Optimal qiymat $z_2 = 40...60$

$$\text{-ilashma moduli aniqlanadi } m = (1,5...1,7) \frac{a_w}{z_2} \quad (4.25)$$

Hisobiy modul standart qatordan katta qiymatga qadar yaxlitlanadi.

$$m, (MM) = \left| \frac{1 - q_{ator.} - 2,5 - 3,15 - 4 - 5 - 6,3 - 8 - 10 - 12,5 - 16}{2 - q_{ator.} - 3 - 3,5 - 6 - 7 - 12} \right|$$

-chervyak diametrining koeffitsienti bikrlilik shartini ta'minlashi uchun $q \approx (0,212...0,25)a_w$ qabul qilinadi.

Hisobiy qiymat yaxlitlanadi.

$$q = \left| \frac{1 - q_{ator.} - 6,3 - 8 - 10 - 12,5 - 16}{2 - q_{ator.} - 7,1 - 9 - 11,2 - 14 - 18} \right|$$

Chervyak ingichka bo'lmasligi uchun q -ni katta va m -ni kichik qiymati olinishi mumkin

$$\text{- haqiqiy uzatishlar soni aniqlanadi: } i_x = \frac{z_2}{z_1}$$

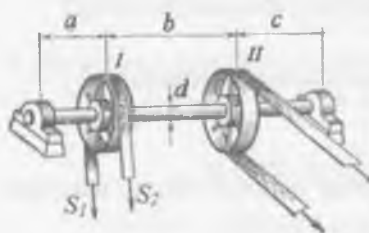
Chervyak ingichka bo'lmasligi uchun, m -kamaytirilishi, koeffitsient q kattalashtiriladi.

Nazorat savollari.

1. Mexanik uzatmalarni turla rini ayting?
2. Tishli uzatmalarni afzalligi va kamchiliklarini ayting?
3. Tishli uzatmalarning turlarini ayting ?
4. To'g'ri tishli tsilindrik uzat maning geometriyasini tushun-tiring?
5. Tishni moduli nima?
6. To'g'ri va qiyshiq tishli ilashmalarda kuch munosabatlarini tushuntiring?
7. Tishlarni emirilish turlarini ayting?
8. To'g'ri va qiyshiq tishli tsilindrik uzatmalar uchun o'qlararo masofani toping?
9. Tishli uzatmalarning uzatishlari soni nima ?
10. Konussimon uzatmani geometriyasini ayting?
11. Konussimon uzatmani qo'llanilish sohasini ayting?
12. Konussimon uzatmada g'ildi rak tashqi bo'luvchi diametrini toping?
13. Konussimon uzatmada bo'luv chi konus burchakini toping
14. Konussimon uzatmada tashqi konus masofani toping ?
15. Chervyakni geometriyasini ayting?
16. Chervyak g'ildiragini geometriyasini ayting
17. Konussimon uzatmada kuch monosabatlari?
18. Chervyakni mustahkamlik hisoblashni tushuntiring?
19. Chervyakli uzatmada o'qlararo masofa formulasini yozing?
20. Chervyakni bikrligi qanday kattaliklarga bog'liq ?

TASMALI UZATMALAR

egiluvchan bog'lanishli ishqalanish bilan ishlaydigan uzatmalar qatoriga kiradi va bir nechta shkivlarga ma'lum tarang qilib tortilgan cheksiz egiluvchan tasmadan iborat



Qo'llanish sohasi - avtomobil dvigatelidagi ventilyator va generatorlar, qishloq xo'jaligi mashinalari.

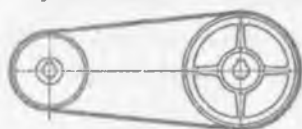
Afzalligi: quvvatni uzok masofaga (15 m va ko'proq) uzata olishi; osoyishta va shovqinsiz ishlashi; konstruksiyasini soddaligi, ekspluatatsiya qilish osonligi

tayyorlanishida yuqori aniqlikni va sarf xarajatlarni talab qilmasligi, tezlikni pog'onasiz nazorat qilish mumkinligi. Uzatmaning asosiy afzalligi vallar o'qlarining joylashuvini universalligidagi.

Kamchiligi: gabariti nisbatan katta tasmlar tez ishdan chiqadi; tasmaning sirpanishi natijasida uzatish soni bir xil emas, tasma tarangligi hisobiga vallarga va tayanchlarga tushadigan nagruzkani katta bo'lishi, xizmat muddatini kamligi va foydalanish sarf xarajatlarini kattaligi

Kompressorning tasmali uzatmasida ikkita shkiv bor. Aylanma harakat va foydali kuch dvigatel bilan bog'langan etaklovchi (ek) valdan ishchi mashina bilan bog'langan etaklanuvchi (en) val orasida amalga oshiriladi. Avtomobil dvigatellarida ventilyator va generator harakati uchta shkivli uzatma, qishloq xo'jaligi mashinalarida bir nechta shkivlar o'rnatiladi.

yetaklovchi



yetaklanuvchi tamqo

Tasmalarni turlari			
yassi	ponasimon	tishli	doiraviy

Yassi tasmali uzatmalar - foydali kuch tasma sirtini ichki tomoni va shkivni tashqi sirti orasidagi ishqalanishida hosil bo'ladi. Ishqalanish kuchi tasmani enida teng tarqaladi, shuning uchun uning barcha elementlari bir xil yuklanadi

Ishlatilishi - kichik diametrli shkivlarda ishlatiladi va mexanik uzatmalarga nisbatan osoyishta vibratsiyasiz ishlashni ta'minlaydi.

$g = 25 \dots 30 \frac{M}{c}$ tezlikda ishlaydigan oddiy va $g > 30 \frac{M}{c}$ tezlikda ishlaydigan tezyurar tasmalar qo'llaniladi.

turlari				
Rezinalangan tasmalar. tasmani eni $b = 20 \dots 500 \text{ mm}$, qalinligi $\delta = 3 \dots 13,5 \text{ mm}$.			charm, sherst	kapron
A-turdagi tasmani qatlamida suv o'tkazmaydigan rezina bo'ladi Резинаутитан 	B- qatlamlar orasida rezina bo'ladi yoki bo'lmaydi 	B-rezinasisiz spiral shaklidagi qatlamlar. 	Tasmalarni tortish qobiliyati yuqori.	tezyurar tasmalar charm yoki qobiqli neylondan tayyorlanadi.

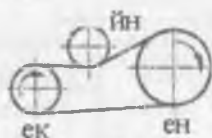
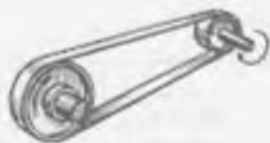
Tasmani tarangligi – tasmani uzatmalar ishlash sharoitini belgilaydi. Tasma bilan shkiv orasida me'yoriy ishqalanish kuchini hosil qilish uchun tasmani tarangligini ta'minlash lozim va turli usullarda hosil qilinadi:

- elastikligi hisobiga tikish usuli bilan uzunligini qisqartirish
- bitta valni siljitish yoki bosim rolikini surish
- tebranayotgan sistemani massasi yoki avtomatik ravishda prujina bosimida
- dvigatel statoriga ta'sir qiluvchi reaktiv moment yordamida avtomatik ravishda

Tasmani tarangligini birinchi usulda nazorat etish qiyin, chunki taranglik me'yordan ko'proq bo'lishi mumkin

Ikkinchi usulda taranglik katta yuklanishda ta'minlanadi va u o'zgaras. Amaliyotda ko'plab uzatmalar o'zgaruvchan yuk rejimida ishlaydi. O'zgaras taranglikdagi tasmalar kichik yuklanishda foydali kuchni uzatish uchun keragidan ortiqcha tarang bo'ladi, bu esa tasmani xizmat muddatiga salbiy ta'sir ko'rsatadi.

Uzatmaning sxemasi



Ishlatilishi

Vallar parallel bo'lib, bir tomonga harakatlanishi zarur hollarda ishlatiladi. Vallar orasidagi masofa nisbatan katta bo'lganda pastdagi tarmoqni etaklovchi, yuqoridagisini esa etaklanuvchi qilish tavsiya etiladi

Qamrov burchagining kichikligi tufayli ochiq uzatmalarda, taranglikni boshqa vosita yordamida (roliklarda) ta'minlash zarur bo'lganda foydalaniladi.

Harakatni o'qlari ayqash va kesishuvchi bo'lgan bir necha valga uzatish zarur bo'lgan hollarda ishlatiladi.

Yassi tasmali shkiqlar qarama qarshi tomonga harakatlanishi lozim bo'lgan uzatma.

Vallarni bir tekislikda bo'lmagan va faqat bir tomonga aylanishi lozim bo'lganda ishlatiladi. Etaklovchi va etaklanuvchi vallar bir biriga tik joylashadi. Tasma siljib ketmasligi uchun shkiqning eni tasmaning enidan bir muncha katta tayyorlanadi.

Harakatni pog'onali uzatish lozim bo'lganda tadbiq etiladi. Bunda turli diametrdagi shkiqlar qo'llaniladi

Uchinchi usulda taranglik kuch o'zgarishiga bog'liq va tasma ni xizmat muddati yuqori bo'ladi.

Tebrnadigan plitaga o'rnatilgan elektrodvigatelning og'irligi ta'siridan tasmaning tarangligi avtomatik ravishda o'zgaras bo'ladi.

Tasmaning tarangligini ta'minlovchi keyingi usuli, plita ustida o'rnatilgan dvigatelni rifli salazkada o'rmini o'zgartirish bilan aniqlanadi.

Tasmani shkiqda tig'iz o'rnatishda - uning tarangligi ta'minlanadi. Bunda shkiqni o'qi qo'zg'almas o'rnatiladi, tasma davriy salqiligini - topish usuli bilan kamaytiriladi. Bu usul juda oddiy va bir qancha kamchiliklarga ega. Lekin, bu usul o'qlararo masofa katta bo'lsa va og'ir tasmalarda qo'llaniladi, chunki tasmani tarangligi uzining og'irligi evaziga ta'minlanadi

Tortish rolikli tasmani etaklanuvchi qismiga o'rnatiladi. Bunda - tasma tarangligini ta'minlovchi kuchning qiymati kam bo'ladi. Etaklanuvchi tasma kam yuklanganligi uchun - rolikni tasmaga bosimi ta'sirida xizmat muddati kamaymaydi. Ponasimon tasmalar ixtiro qilinishi bilan tortish rolikli tasmalardan foydalanish qisqardi, a_w - o'qlararo masofa kichiklashdi.

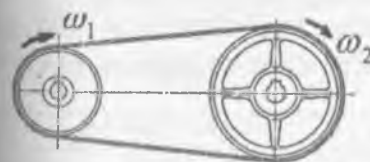
Uzatmalarning kinematikasi. Shkiqlardagi doiraviy tezliklar:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \cdot \frac{M}{c} \quad \text{va} \quad v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 n_2}{60 \cdot 1000} \cdot \frac{M}{c}$$

bu yerda, D_1 va D_2 - etaklovchi va etaklanuvchi shkiqlarning diametrlari, mm; n_1 va n_2 etaklovchi va etaklanuvchi vallarning aylanish chastotalari, min^{-1} . Uzatma ishlayotganda tasma shkiq ustida ma'lum darajada sirpanadi. Demak, $v_2 < v_1$ yoki $v_2 = v_1(1 - \varepsilon)$

$$\text{Uzatmaning uzatish soni} \quad i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 D_2}{v_2 D_1} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1}$$

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,002$ olinadi.



Yassi tasmalarning turlari.

Mashinasozlikda eni 15 mm.dan 1200 mm.gacha bo'lgan quyidagi standart tasmalar qo'llaniladi:

- Charm tasmalar yaxshi tortish xususiyatiga ega, yuqori xizmat qilish muddati va tebranish yuklanishini yaxshi qabul qiladi.

Charm materialining narxi va noyoblighi uchun ularni qo'llanilish sohasi chegaralangan. Ular o'zgaruvchan yuklanishda tezligi 40...45 m/s bo'lgan uzatmalarda ishlatiladi. Mustahkamlik chegarasi

$$\sigma_B = 200 \dots 250 \text{ MPa}$$

Rezinalangan tasmalar bir nechta o'zaro vtulkalashtirilgan rezina bilan bog'langan paxta tolasidan tayyorlangan qatlamli matodan iborat va 30 m/s gacha tezlik bilan harakatlanadigan uzatmalarda ishlatiladi.

Rezinaga nisbatan katta elastiklik moduliga ega bo'lgan 2...9 ta qavatli mato yuklanishni asosiy qismini uzatadi. Rezina tasmani bir butun bo'lib ishlashini ta'minlaydi, shikastlanishdan saqlaydi va ishqalanish koeffitsientini oshiradi. Mustahkam, elastik, suvga va temperaturani o'zgartirishga sezgirliги kam bu tasmalar charm tasmalarni muvaffaqiyatli almashtirmoqda. Rezinalangan tasmalarni moy, benzindan muhofaza qilish kerak, aks holda ular tez emiriladi. Mustahkamlik chegarasi $\sigma_B = 30...40 MPa$

Paxta tolali tasmalar to'liq, nechta qatlamli bitumga to'ldirilgan, matodan tayyorlanadi. Bu tasmalar engil va ingichka, katta tezlikda kichik diametrli shkivlarda ishlatilishi mumkin, rezinalangan tasmalarga nisbatan tortish qobiliyati va xizmat muddati kam.

Sherst tasmalar- olifga surik aralashtirilib singdirilgan bir nechta qatlamli sherst va paxta tolasidan tayyorlanadi. Katta elastiklik xossasiga ega bo'lib, ular tubdan tebranuvchi yuklarda va kichik diametrli shkivlarda qo'llaniladi. Bu tasmani temperatura, namgarlik, kislotalarga sezgirliги kam, tortish qobiliyati past.

Tasmalar oxirlarini birliktirish, uzatmani katta tezlikda ishlashiga katta ta'sir ko'rsatadi. Yopiq kontur shaklidagi tekis tasmalarda xizmat muddati kam. Ochiq uzatmalar qabul qilishi mumkin bo'lgan yuklanishni 70%...80% qabul qilishi mumkin.

Ponasimon tasmalar - foydali kuch trapetsiyasimon kesimli tasmani yon sirti va shkiv kanalchani yon sirlari orasidagi ishqalanish hisobiga hosil bo'ladi. Tortish kuchi katta, vallarga bosim kuchi kam, uzatishlar soni 8...10 gacha, shkivlar orasidagi masofalar kichik.

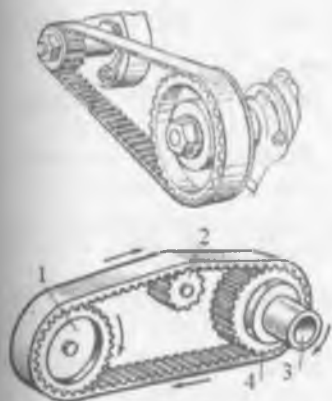
Afzalligi: Tortish kuchi katta, ixcham, katta tezlik va quvvatlarda ishlaydi, FIK yuqori xizmat muddati ko'p, tasma tarangligini nazorati qulay.

Turlari				
bir nechta matoli qatlamdan tashkil topgan rezinali	shnurlangan	kesimining o'lchamlarini nisbatiga ko'ra		
		normal	ingichka	keng
		$\frac{b_p}{h} = 1,4$	$\frac{b_p}{h} = 1,05...1,1$	$\frac{b_p}{h} = 2...4$

Kamchiligi: FIK – ni kichikligi, tasma kesimining o'lchamlarini o'zgarishi, ishlash muddatini kamligi

Qo'llanilishi: Normal tasmalar mashinasozlikda tezlik $30 \frac{m}{c}$ gacha;

ingichka tasmalar mashinasozlik, avtomobil va traktorlarda tezlik $50 \frac{m}{c}$ gacha va keng kesimli variatorlar



Tishli tasmali uzatma. Tishli tasmali uzatma sirpanishsiz ishlaydi. tasmali uzatmaga nisbatan kompaktli, zanjirli uzatmaga nisbatan shovqinsiz va tekis ravon ishlaydi, moylash va texnik qarovni talab etmaydi.

Tishli tasmali uzatma 100 kVt gacha quvvatda, $5 \dots 50 \frac{m}{c}$ tezlikda qo'llaniladi. Uzatishlar soni -12; FIK $\eta - 0,98$. Metall tros, moyga chidamli rezina va plastmassadan tashkil topgan.

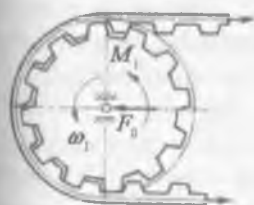
Shkiv-po'lot, cho'yon, engil qorishmalar yoki plastmassadan tayyorlanadi. Asosiy o'lchov parametri – ilashma moduli m . Kichik modulli tasmada shkivlar diametrlari kichiklashadi, shovqin va uzatmaning massasi kamayadi.

Katta shkivning tishlari soni $z_{\delta} = z_p \cdot i$

Tasmaning uzunligi 0,1 mm aniqlikda hisoblanadi: $L = \pi \cdot m \cdot z_p$

Shkivlarning diametrlari $d = m \cdot z$

O'qlararo masofa $a_{\mu} = \frac{1}{4} \left[(L - \Delta_1) + \sqrt{(L - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2} \right]$

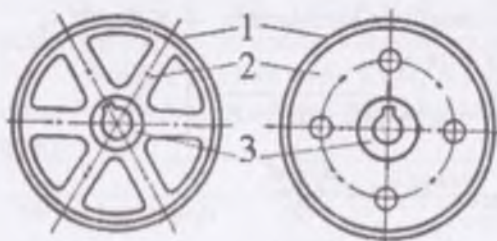


bu yerda, $\Delta_1 = \pi \frac{d_1 + d_2}{2}$

$$\Delta_2 = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2$$

d_1 va d_2 - tegishli, kichik va katta shkivlarning diametrlari.

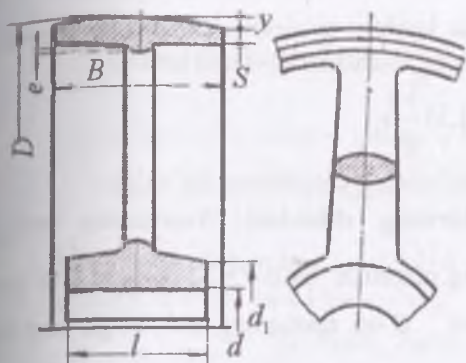
Tishli tasmali uzatma parametrlari	Ilashma moduli- m , mm		
	3	5	7
Kichik shkivdagi moment, $M_1, H \cdot mm$	0,24	49	190
Solishtirma doiraviy kuch, $P_0, \frac{H}{mm}$	100	350	450
Etaklovchi valning aylanish chastotasi $n_1, \frac{a\ddot{u}l}{min}$	1000 ...8000	1000 ...5000	1000 ..4000
Kichik shkivdagi tishlar soni, z_1	14...20	18...24	22...36
Tasmaning tishlari soni, z_p	36...160	45...140	45...125
Tishli tasma eni b , mm	12,5...25	25...50	50...80
Tasmani qalinligi H , mm	4,0	6,5	11,0
Tish qadami, t , mm	9,42	15,71	21,99
Tishning balandligi, h , mm	2,0	3,5	6,0
Tishning kichik qalinligi, s , mm	3,2	5,0	8,0



Tasmali uzatmalarning shkivlari.

Shkiqlar — mustahkam, engil va aniqrok balansirlashgan bo'lishi kerak. Tasmaning eyilishini kamaytirish uchun shkiq obodiga ishlov beriladi.

Shkiqlar quyidagicha tayyorlanadi: a) quyma chuyon, b) po'lot quyma yoki payvandlangan; v) engil qorishlalar; g) plastmassa va yog'ochlardan.



4.26-rasm. Quyma shkiqlarning asosiy geometrik o'lchamlari

Chuyon shkiqlar doiraviy tezlik 30 m/s gacha; po'lat shkiqlar 60 m/s va undan katta tezlikda qo'llaniladi.

Katta tezliklarda engil qorishmalardan (dyuralyumin) ishlatiladi, chunki materialni kichik solishtirma og'irligi shkiqni emirilishiga sabab bo'luvchi markazdan qochirma kuchni kamaytiradi. Nometall materiallarni shkiqlarni tayyorlashda ishlatilishi yuqori ish qalanish koeffitsienti va kichik solishtirma og'irlik bilan bog'lik.

$$\text{Obodni qalinligi } S = 0.01 \frac{D}{2} + 3$$

Xalqasimon qirralar - ℓ - obod bikrligini oshiradi, spitsalar to'qnashuv joylardagi ichkichiziqli kuchlanishlarni kamaytiradi.

Obodni qabariqligi $y = 0.01 \cdot B$ - tasmani shkiqdagi ustuvurligini ta'minlaydi. Mustahkamlik sharti, bikrligi va shkiqni valga o'rnatilish aniqligi bo'yicha stupitsaning quyidagi ulchamlari tavsiya etiladi:

$$d_1 = (1.8 \dots 2.0)d \text{ va } \ell = (1.5 \dots 2.0)d$$

Quyma narxini kamaytirish uchun kichik shkiqlar ($D \leq 400 \dots 500 \text{ mm}$) disk va spitsa bilan birga tayyorlanadi.

Spitsa va obod mustahkamlikka hisoblanadi: $M = \frac{3F}{z} \left(\frac{D - d_1}{2} \right)$ va

$$\sigma_b = \frac{M}{W} \leq [\sigma_b], \text{ chuyon shkiqlar uchun } [\sigma_b] = 300 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\text{Pulot shkiqlar uchun } [\sigma_H] = (800 \dots 1000) \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Spitsa va tasma taranglik kuchini ta'siridan obodda markazdan qochma kuchga bog'liq qo'shimcha kuchlanisho' hosil bo'ladi:

$$\sigma_v = (1,2 \dots 1,3) \frac{\gamma}{g} v^2$$

Bu yerda, γ - tasma materialining solishtirma og'irligi;

Tekis tasmali uzatmalarning shkiylari. Tasmaning tezligi $v = 30 \frac{m}{c}$ gacha bo'lsa shkiyning materiali SCH-15-32 markali cho'yon qabul qilinadi. Obodning eni B -ni tasmaning eni b ga bog'liq jadvaldan tanlanadi.

b	B
40	50
50	63
63	71
71	80
80	90
90	100

b	B
100	112
112	125
125	140
140	160
160	180
180	200

b	B
200	224
224	250
250	280
280	315
315	355
355	400
400	450

γ qavariqlik strelasi

Obodning eni, mm	Shkiyning diametri, D , mm				
	250, 280	315, 355	400, 450	500, 560	630, 1000
<125	0,8	1,0	1,0	1,0	1,0
125...160	0,8	1,0	1,2	1,5	1,5
160...200	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0

Tasmani yon tomonlama sirpanishini cheklash uchun katta shkiy obodini qabariq qilib tayyorlanadi.

Obodning qalinligi $S = 0,005 \cdot D + 3 = 0,005 \cdot 710 + 3 = 7_{mm}$

Shkiy disk bilan tayyorlansa, uning qalinligi $(0,8 \dots 1) \cdot S$ qabul qilinadi. Spitsali shkiylarda disk soni diametriga bog'liq: agar, $D \leq 500_{mm}$ bo'lsa, spitsa soni $z = 4$ va $D = (500 \dots 1000)_{mm}$ bo'lsa $z = 6$ ta qabul qilinadi.

$B > 300_{mm}$. da spitsalar soni ikki marotaba ko'paytiriladi va ikki qator joylashtiriladi. Xalqali qabariq $e = S + 0,002B$

Bitta spitsa kesimining qarshilik momenti $W = \frac{\pi}{32} \cdot 0,4 \cdot h^3$

Mustahkamlik sharti $\sigma_H = \frac{M_H}{\frac{z}{3} \cdot W} \leq [\sigma]$. Agar, $M_H = F \cdot \frac{D}{2}$ bo'lsa

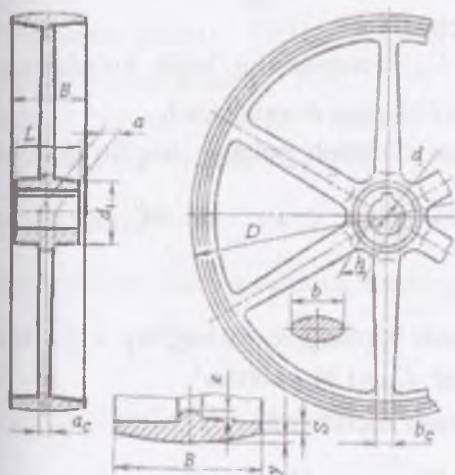
spitsa kesimida ellips o'qining o'lchami

$$h > \sqrt[3]{\frac{38 \cdot F \cdot D}{z \cdot [\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{38 \cdot 312 \cdot 710}{6 \cdot 30}} = 36 \text{ mm}$$

Spitsaning o'lchamlari: $a = 0,4 \cdot h = 0,4 \cdot 40 = 16 \text{ mm}$

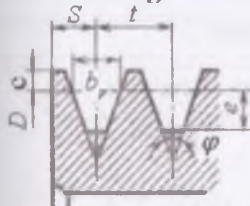
$a_1 = 0,8 \cdot a = 0,8 \cdot 16 \approx 13 \text{ mm}$ va $a = 0,8 \cdot h = 0,8 \cdot 40 = 32 \text{ mm}$

$h = 40 \text{ mm}$ qabul qilamiz.



4.27-rasm. Tekis tasma uchun shkv

Ponasimon tasmali uzatmalarning shkvilari.



Shkvilarning materiali – cho'yon SCh-15-32, po'lot 25 L. Shkvilar diskli tayyorlanadi, agar ularning diametrlari quyidagi qiymatlardan ortib ketmasa:

O... 160 mm. gacha. B....250 mm

A....200 mm B....355 mm

G....400 mm.

Normal kesimli ponasimon tasmalar uchun shkvilar kanavkalari.

Tasmani kesimi	φ_0 burchakda diametrlar, o'lchamlar – mm.da							
	<i>c</i>	<i>e</i>	<i>t</i>	<i>s</i>	34	36	38	40
O	2,5	7,5	12	8	63-71	80-100	112-160	180

A_T	3,3	9	15	10	90-112	125-160	180-400	450
B	4,2	11	19	12,5	125-160	180-224	250-500	560
V	5,7	14,5	22,5	17		200-315	355-630	710
G	8,1	20	37	24		315-450	500-900	1000

Yassi tasmali uzatmalarni hisoblash.

- Tasmani ko'ndalang kesim yuzasi quyidagicha aniqlanadi

$$b\delta = \frac{P}{[K]}, \quad (4.26)$$

bu erda: $[K]$ – ruxsat etilgan kuchlanish, $\frac{H}{mm^2}$;

P – doiraviy kuch, N

$[K] = K_o \cdot C_o \cdot C_\alpha \cdot C_\beta \cdot C_p$ – tasmani bir birlik ko'ndalang kesim yuzasiga to'g'ri keladigan solishtirma doiraviy kuch.

bu erda: C_o – uzatmani o'rnatish holatiga bog'liq gorizontal va og'ishgan burchagi 60° cha bo'lsa $C_o = 1$; $60 \dots 80^\circ$; da $C_o = 0,9$ va $80 \dots 90^\circ$ da $C_o = 0,8$

C_α – kichik shkivni qamrov burchagi α – ga bog'liq. C_β – tezlik

β_1 -ta' sirini hisobga oladi $C_\beta = 1,04 - 0,0004v^2$

C_p – uzatmadan foydalanish koeffitsienti

Doiraviy kuch
$$P = \frac{N}{g} \quad (H)$$

bu erda: N – quvvat, Vt . $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$ – tasmaning tezligi.

Yassi tasmali uzatma kichik shkivining diametri

$$D_1 = D_{\min} = (0,052 \dots 0,064) \sqrt{\frac{N}{n}} \quad D_2 = U(D_1[1 - \varepsilon])$$

Sirpanish koeffitsienti $\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$.

Tasmalarning hisobiy uzunligi $L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$.

Yassi tasmali uzatma uchun taqriban $a = \frac{D_1 + D_2}{2} \quad (3.50)$

va ponasimon tasmali uzatma uchun $a = 0,55(D_2 + D_1) + h$
 h – tasma kesimining balandligi.

O'qlar orasidagi masofa $a = 0,25 \left[(L - W) + \sqrt{(L - W)^2 - 8y} \right];$

bu erda $W = \frac{\pi(D_2 + D_1)}{2}; \quad y = \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)^2$

Kichik shkivdagi qamrov burchagi $\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}$

Tasmalardagi kuchlar va kuchlanishlar

- Doiraviy kuch $P = \frac{2M}{D}$

Tasmaning boshlang'ich taranglashdagi kuchlanishi $\sigma_0 = \frac{S_0}{A} \leq [\sigma]_0$

Yassi tasma uchun $[\sigma]_0 = 1,8 \text{ mPa};$

Ponasimon tasma uchun $[\sigma]_0 = 1,2 \dots 1,5 \text{ mPa}$

Ishlab turgan uzatma tasmasi tarmoklarining tarangligi

$2S_0 = S_1 + S_2$ bu erda $S_1 = S_0 + 0,5P$ va $S_2 = S_0 - 0,5P$

va kuchlanish $\sigma_1 = \frac{S_1}{A}$ va $\sigma_2 = \frac{S_2}{A}$

Markazdan qochma kuchlar ta'sirida hosil bo'lgan kuchlanish

$$\sigma_v = \rho V^2.$$

Egilishdan hosil bo'lgan kuchlanish $\sigma_F = \frac{E \cdot \delta}{D},$

δ - tasmaning qalinligi va shkivning diametri - D ,

- charm tasma uchun elastiklik moduli $E = 100 - 200 \text{ mPa};$

rezinalangan tasmalar uchun $E = 200 - 350 \text{ mPa};$

Tasmadagi eng katta kuchlanish: $\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_F$

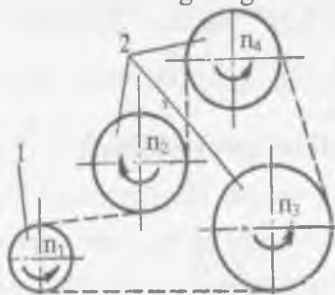
Val va val tayanchlariga tushadigan kuch $R = 2S_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$

ZANJIRLI UZATMALAR



Zanjirli uzatmalar cheksiz tutash zanjir ko'rinishida yasalgan tortish organining maxsus profilli tishlari bo'lgan g'ildirakdan iborat. Bir-biridan uzoq (8 m gacha) joylashgan vallar orasida aylanma harakatni

sirpanmasdan uzatish zarur bo'lganda ishlatiladi. Zanjir va yulduzcha ilashmasiga asoslangan bo'lib, sezilarli katta nagruzkalarni uzatadi. Sirpanish va sudralishni yo'qligi uzatish sonini o'zgarmasligini ta'minlaydi va ko'p qisqa muddatli o'ta yuklanishlarda ishlaydi. Zanjirli uzatmaning ishonchli ishlash sharoiti vallar o'qining parallelligi va yulduzchalar tekisligining mos kelishi bilan ta'minlanadi.



Ilashma printsipli zanjirni birlamchi taranglashni talab etmaydi, natijada val va tayanchlarga ortiqcha yuklanish ta'sir qilmaydi. FIK kattalashadi kichik o'qlararo masofalarda va katta uzatish nisbatlarida ishonchli ishlaydi, bitta etaklovchi valdan bir nechta, nechta,

etaklanuvchi vallarga katta quvvatlarni uzatadi

Afzalligi- ixcham; vallarga to'g'ri keladigan kichik; f.i.k nisbatan katta $\eta = 0,096...0,98$ va harakatni bitta zanjir bilan bir nechta vallarga uzatish mumkin.

Kamchiligi: sharnirlarning eyilishi natijasida zanjirning cho'zili-shi; tasmali uzatmaga qaraganda vallarni ancha yuqori aniqlikda o'rnatish zarurligi; zanjir tezligining o'zgarishi qo'shimcha dinamik nagruzkani keltirib chiqarishga sabab bo'lishi - zanjirli uzatmaning kamchiligi

Zanjir alohida bug'inlardan tashkil topgan va yulduzchada aylana bo'yiga emas balki ko'p burchakda joylashadi. Ushbu holat bilan zanjir sharnirlarining eyilishi bog'liq, shovqin va dinamik kuch hosil bo'ladi. Sharnirlarni moylash tizimi murakkab, uzatmaning xizmat muddati kamayadi.

Qo'llanishi: turli mashinalarda, metall va yog'ochga ishlov berish stanoklarida, ximiya va qishloq xo'jalik mashinasozligida quvvat 100 kVt gacha bo'lganda, uzatish soni odatda $U-10$ dan ortiq bo'lmaganda ko'tarish- tashish qurilmalari, tog'-kon jihozlarida keng ko'lamda ishlatiladi. 100 kVt.gacha quvvatli uzatmalar keng tarqalgan, katta quvvatli uzatmalarda narx navo ortadi. Katta tezlik va aylanish sonlarida yulduzchada eyilish, shovqin va dinamik yuklanish ortadi.

Sekin yurar va o'rtacha tezlikdagi 15 m/s gacha va aylanishlar soni 500 ayl/min gacha uzatmalar keng tarqalgan, aylanishlar soni 3000

ayl/min gacha uzatmalar mavjud. Uzatishlar soni
$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

kattalashsa gabarit o'lchamlar ortadi. $a_H = (6...8) \cdot u$ oraliqda bo'ladi.

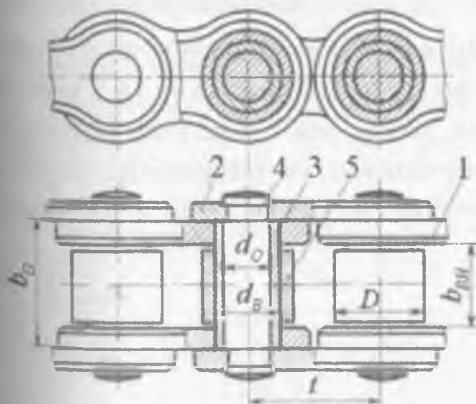
turlari



Tishli zanjirli
uzatma, ikki
qatorli vtulkali
zanjirli uzatma

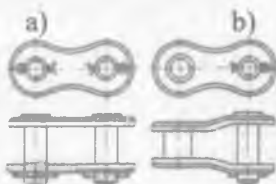


Rolikli zanjir



Vtulka o'rniga rolik o'rnatiladi, natijada sirpanish ishqalanishi dumalash ishqalanishiga o'zgaradi. Tezlik $20 \frac{m}{c}$ gacha etadi.

Rolikli zanjirning bog'lanish bo'g'inlari



Rolikli zanjir ketma – ket almashib turadigan 1-ichki va 2-tashqi sharnirli bog'langan bo'g'inlardan tashkil topgan. Bo'g'in 3-vtulkaga (ichki bo'g'in) yoki 4-o'qga (tashqi bo'g'in) presslangan ikkita plastinkani tashkil etadi. Vtulkaga yulduzcha tishlarining eyilishini kamaytiradigan va erkin aylanadigan 5-rolík o'rnatiladi. Juft bo'g'inli zanjirlar biriktiruvchi bo'g'in bilan (a -rasm) biriktiriladi, toq bo'g'inli zanjirlar esa o'zgaruvchan bo'g'in (b - rasm) bilan ulanadi.

Asosiy o'lchamlar zanjir qadami bilan belgilanadi. Sekin yurar uzatmalarda qadami $t = 25,4 \text{ mm}$ bo'lgan ПР turdagi zanjir qo'llanadi. Tez yurar uzatmalarda qadami $0,01 \cdot a_w \leq t \leq 0,04 \cdot a_w$ bo'lgan PR zanjir qo'llaniladi.

Zanjir qadamining t rolik diametriga D nisbatiga ko'ra engil (ППЛ), normal (ПР) va uzun bo'g'inli (ПРД) turdagi zanjirlar ishlatiladi.

Mashinasozlikda vtulkali (ПВ) zanjirlar, qurilish va yo'l qurilishi mashinalarida rolikli zanjirlar qo'llaniladi.



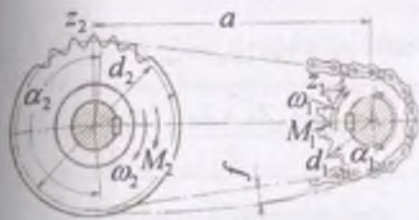
Tishli zanjirlar kam qo'llaniladi, ishchi va yo'naltiruvchi plastinkalar - segmentli prizmalar bilan biriktiriladi.

Yo'naltiruvchi plastinkalar o'rtasi tekis bo'lib zanjirni yulduzcha o'qi bo'ylab siljishdan saqlaydi. Zanjir tishining yon tomoni ishchi yuza hisoblanadi.

Tishli zanjirlar -25 m/s tezligacha harakat uzatsa, fasonli zvenoli zanjirlar kam quvvatli uzatishni $v = 3 - 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ tezlikda amalga oshiriladi.

Materiali-zanjirli plastinalarni tayyorlash uchun HPC 40-50 gacha toblangan 40 va 40 XN markali po'lot; o'qlar uchun 15 va 15 X markali va roliklar uchun 15,20,20 X va boshqa markali po'lotlar ishlatiladi. Yulduzchalar – zanjirning konstruksiyasi va o'lchamlariga bog'liq.

Yulduzchalar Sch 18-36 markali cho'yan va 15, 15 X 40 markali po'lotlardan tayyorlanadi.



Uzatmaning asosiy parametrlari

Katta yulduzcha tishlarining soni $Z_2 = Z_1 \cdot U$ ga teng.
Zanjir qadami t uzatmaning asosiy parametri. Qadamning ortishi bilan mustahkamlik va yuklanish qobiliyati ortadi.

Yulduzcha tishlarining minimal soni uzatma sharnirlarining eyilishi, dinamik nagruzkalar va shovqin bo'lishi sababli cheklanadi. Tishlar sonining kamayishi bilan zanjir harakati tezligining notekisligi va zanjirning yulduzchaga urilish tezligi ortadi. Yulduzcha tishlarining soni toq qabul qilinsa yaxshi bo'ladi, chunki zanjir bo'g'inlarining juft soni bilan birgalikda ancha tekis eyilishiga yordam beradi. Sekin yurar uzatmalar va kichik quvvatlar uchun amalda tishli zanjir yulduzchalar tishlarining eng kichik soni $Z_{min} = 13$, vtulkali hamda rolikli zanjirlar uchun $Z_{min} = 7$ bo'lishiga ruxsat etiladi.

Zanjirli uzatmaning massasi va gabarit o'lchamarini kamaytirish uchun kichik yulduzcha tishlari $z_{min} > 13$ qabul qilinadi. Rolikli zanjirlarda kichik yulduzcha tishlari soni $z_{min} = 24 - 2i$ formula bilan topiladi $\vartheta < 2 \frac{M}{c}$ tezlikda $z_{min} \geq 13 \dots 15$ va $\vartheta > 2 \frac{M}{c}$ da $z_{min} \geq 19$, zarb ta'sirida $z_{min} \geq 23$ qabul qilinadi. $z_2 > 120$ bo'lishi mumkin emas, chunki zanjir yulduzchadan chiqib ketish ehtimoli ortadi

yulduzcha bo'luvchi aylanasing diametri $d = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z}}$	yulduzcha tishlari uchining diametri	
	rolikli va vtulkali zanjirlar	tishli zanjirlar
	$d_a = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z} + 0,5 \right)$	$d_a = t \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{Z}$
o'qlararo masofa	$a_{min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30 \dots 50) \cdot 10^{-3}$	
	$a = \frac{t}{4} \left[L_1 - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_1 - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$	

O'qlararo masofani zanjirni qamrov burchagiga ($\alpha_{\min} \geq 120^\circ$) qarab chagaralash mumkin: (Iosilevich)

$$i \leq 3 \text{ bo'lsa, } a_{\min} = \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \cdots 50) \quad i > 3 \text{ bo'lsa, } a_{\min} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{9+i}{10}$$

zanjir buginlarining soni	$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$
uzatish soni $U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$	o'rtacha tezligi $v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}$

Zanjir qadamini hisoblash $t \geq 2,8 \cdot \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_2}{z_1 [P]}}$ (4.27)

Yuklanishning hisobiy koeffitsienti

$$K_3 = K_D K_a K_H K_P K_C K_U$$

bu erda: K_D - dinamik koeffitsient, $K_D = 1, 1,2, \dots, 1,5$ - tegishli, tinch, engil silkinishda va zarb ta'sirida;

$K_a = 1,25$ o'qlaro masofa $a_w \leq 25 \cdot t$ bo'lsa, agar $a_w = (30 \cdots 50) \cdot t$ bo'lsa $K_a = 1,0$ va $a_w = (60 \cdots 90) \cdot t$ bo'lsa $K_a = 0,9$ qabul qilinadi. K_H - zanjirni joylashish qiyaligini xarakterlaydi. Agar, qiyalik burchagi 60° dan katta bo'lsa $K_H = 1,25$ va 60° dan kichik bo'lsa $K_H = 1,0$ qabul qilinadi.

$K_C = 1,0$, tomchilatib moylansa,

$K_P = 1, 1,25, \dots, 1,45$ - tegishli, bir, ikki va uch smenali ishda.

Unda, koeffitsient $K_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,25$

Zanjirli uzatmani hisoblash. Zanjirni qadami eyilishga

chidamlilik shartidan hisoblanadi $t \geq 2,8 \cdot 3 \sqrt{\frac{M_1 \cdot K}{[P] m \cdot z_1}}$

M_1 - etaklovchi yulduzchadagi aylantiruvchi moment;

$[P]$ - zanjir sharnirlaridagi ruxsat etilgan bosim.

m - zanjir qatorini soni

$$K = K_D \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_P \cdot K_C \cdot K_n$$

bu erda: K_D - dinamik koeffitsient; tinch yuklanishda $K_D = 1$;

zarb ta'sirida $K_D = 1,25 \dots 2,5$.

K_a – o'qlararo masofani xarakterlaydi;

agar $a = (30 - 50) \cdot t$ bo'lsa $K_a = 1,0$, $a \leq 2 \cdot t$ bo'lsa $K_a = 1,25$. a - ni $20 \cdot t$ -ga kattalashtirilsa $K_a = 0,1$ ga kamayadi.

K_n – zanjirni og'ishishini hisobga oladi. Agar og'ishish burchagi 60° bo'lsa $K_n = 1$ va 60° dan katta bo'lsa $K_n = 1,25$

K_p – zanjir tarangligini hisobga olgadi.

Avtomatik regulirovkada $K_p = 1$; davriy regulirovkada $K_p = 1,25$;

K_c – moylash usulini hisobga oladi.

Karterli moylashda $K_c = 0,8$ va tomchilab moylashda $K_c = 1,0$

K_n – ishlash davriyligini hisobga oladi.

Bir smenali ishda $K_n = 1,0$; ikki smenali $K_n = 1,25$ va uch smenali ishda $K_n = 1,50$

Zanjirli uzatmani ishlash muddatini uzaytirish uchun

$$P = \frac{K \cdot F_t}{A} \leq [P] \quad \text{shart bajarilishi kerak.}$$

bu erda: $F_t = \frac{2M_1}{d_1}$ – doiraviy kuch;

$A = d_o b_o$ – tayanch sirtining yuzasi.

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} \quad \text{va} \quad A = (0,25 \dots 0,28) \cdot t^2 m$$

Yulduzcha valini yuklanishi. Val doiraviy kuch - F_t va zanjirning salqiligidan hosil bo'lgan kuch $2F_f$ bilan yuklanadi.

Zanjirni birlamchi tortish kuchi $F_f = 10^3 \cdot q \cdot K_f \cdot a$

bu erda: q – zanjirni 1 m. uzunlikdagi massasi;

K_f – salqilik koeffitsienti.

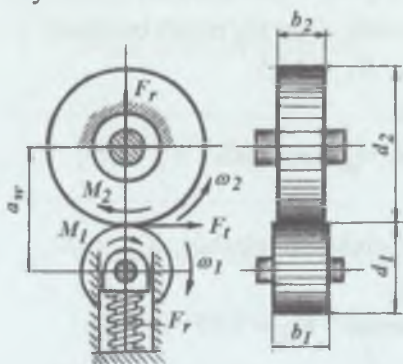
Gorizontal uzatmada $K_f = 6$; vertikal uzatmada $K_f = 1$.

Markazdan qochma kuch ta'siridan taranglik kuchi $F_u = \frac{q \cdot g^2}{g}$

Zanjirni valga ta'sir kuchi $F_s = K_a \cdot F_t + 2F_f$

Koeffitsient $K_a = 1,05 \dots 1,15$

FRIKSION UZATMALAR. Friksion uzatmalar ishqalanish kuchi ta'sirida harakatlanuvchi g'ildiraklar majmuasi friksion uzatma deyiladi



friksion uzatmani ishlashi uchun –ishqalanish kuchi F_u doiraviy kuch F_t dan katta bo'lishi shart va etisharli, ya'ni $F_u > F_t$

$$\text{bu erda } F_u = F_r \cdot f$$

F_r – g'ildiraklarni ta'sirlashish

$$\text{kuchi } F_r = \frac{K \cdot F_t}{f} = \frac{2K \cdot M_1}{f \cdot d_1}$$

f – ishqalanish koeffitsienti

K – ilashish koeffitsienti, $K = 1, 2, \dots, 5$.

Afzalligi: tuzilishi oddiy, harakat shovqinsiz va bir tekis uzatiladi, burchak tezlik pog'onasiz nazorat etiladi, uzatishlar soni $U \leq 10$ da tezlik $v = 25 \frac{M}{c}$, quvvat 250 kvt tashkil etadi.

Kamchiligi - kuchni valga bosimi katta, intensiv eyilish, g'ildiraklarni sirpanishi

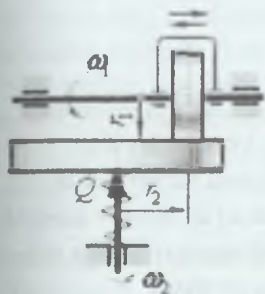
Ishlatilishi - variatorlar stanoklarda, payvandlovchi va to'qimachilik mashinalarida, priborsozlik, ximiya va qog'oz tsellyuloza sanoati.

Variatorlar–ishqalanuvchi g'ildiraklardan birining radiusi o'zgaramaydigan bo'lsa, uzatish soni o'zgaruvchan friksion uzatmalar variatorlar deyiladi.

Material: elastiklik moduli va kontaktli mustahkamligi katta bo'lgan po'lat bilan tekstolit, cho'yan va rezina ishlatiladi. Bu materiallarda elastik sirpanishni kamaytirish mumkin. Masalan, po'lat g'ildirak larida $\varepsilon \approx 0,002$; po'lat bo'yicha tekstolit - $\varepsilon = 0,01$; po'lat bo'yicha rezina - $\varepsilon = 0,03$

Silindrik friktsion uzatmani hisoblash

g'ildirak doiraviy tezliklari $\omega_2 = (1 - \varepsilon) \cdot \omega_1$	uzatishlar soni $U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}$	elastiklik moduli $E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$	keltirilgan radiusi $\rho_{np} = \frac{R_1R_2}{R_1 + R_2} = \frac{d_1U}{2(1 + U)}$
o'qlararo masofa	$a = (U + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{0,418}{[\sigma_H]} \cdot \frac{E_{np} \cdot K \cdot M_1}{f \cdot \psi_a \cdot U}}$		
ruxsat etilgan kuchlanish va ayrim katta-liklar	$[\sigma_H] = (2,5 \dots 3,0) HB - \text{po'lat (moylash asosida);}$ $[\sigma_H] = (1,2 \dots 1,5) HB - \text{po'lat (moylash ishlatilmaydi) va}$ $[\sigma_H] = 1,5 HB - \text{cho'yon bilan po'lat g'ildiraklar}$ $\psi_a = 0,2 \dots 0,4; \quad b_2 \leq d; \quad b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ mm}$		



G'ildiraklarni diametrlari

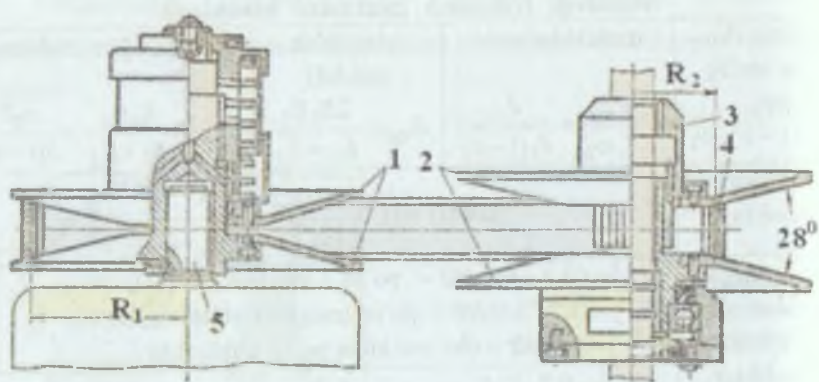
$$d_2 = U \cdot d_1; \quad d_1 = \frac{2a}{U + 1}$$

Kontaktli kuchlanish

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_{np} K \cdot M_1 (U + 1)^3}{f \cdot a^2 \cdot b_2 \cdot U}} \leq [\sigma]_H$$

Variatorlar. Transport mashinalari, texnologik mashinalar, manipulyator, sanoat robotlari, konveyrlarda ishlov beruvchi ob'ekt xossasining o'zgarishi asosida tezlikni nazorat etish lozim bo'ladi. Etaklovchi valni o'zgarmas tezligida etaklanuvchi val burchak tezligini pog'onasiz o'zgartirish uchun xizmat qiladigan mexanik qurilma variator deyiladi

Mashinasozlikda quyidagi variatorlar ishlatiladi: ishlash printsipiga ko'ra friktsion, elastik bog'lanishli (tasmali va zanjirli). Tasmali variatorlar murakkab emas, universal, ta'mirlash oson, ekspluatatsiyasi ishonchli. $FIK = 0,8 \dots 0,85$, yassi va ponasimon tasmali variatorlar mavjud. Variatorda ikkita shkiv o'zaro tasmalar bilan bog'langan. Etaklovchi shkiv konsol ko'rinishida elektrodvigatel valiga o'rnatilgan, etaklanuvchi val esa ikkita tayanchda konsol ko'rinishida. Variatorni tezligi stakan – 3 yordamida o'zgartiriladi. Ishlash jarayonida R_1 va R_2 radiuslar o'zgaradi, natijada uzatish soni o'zgaradi, quvvati 400 kVt., $FIK = 0,8 \dots 0,9$



4.28- rasm. Variator

O'Q va VAL

O'q deb, aylanadigan va aylanmaydigan bo'lib, aylantiruvchi momentni uzatmay, faqat egilishga ishlaydigan brusga deyiladi

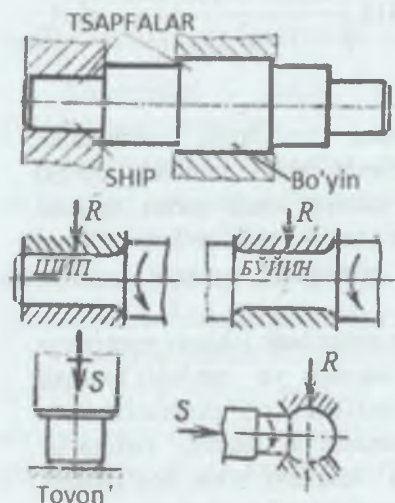
Val deb, aylantiruvchi moment uzatish uchun xizmat qilib,

qo'yilgan yuklar ta'siridan buralish va egilish deformatsiyalariga uchraydigan brusga aytiladi

Val va o'qlarni podshipnik bilan tegishadigan qismlari tsapfa deyiladi

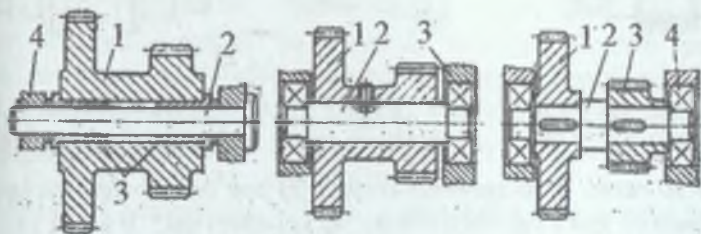
Valning oxirida joylashgan tsapfa ship deyiladi, valning o'rta qismi sheyka) bo'yin deyiladi. Tayanchga bo'ylama kuchni uzatadigan tsapfa pyata (tovon) deyiladi.

O'qlar aylanadigan va aylanmaydigan turlarga bo'linadi. O'qni korpusga tayanch podshipnik hisoblanadi. Val hamma vaqt tishli g'ildirak bilan podshipnikka tayanib aylanma harakatda bo'ladi.



4.29-rasm. Val va o'qlarning elementlari

O'q va vallarni klassifikatsiyasi ularning vazifasi, geometrik o'qining shakldi (faqat val uchun) konstruktiv xususiyatiga bog'liq. O'qlar qo'zg'almas yoki unga o'rnatilgan detallar bilan aylanadigan bo'lishi mumkin. Mashinasozlikda ko'pincha aylanadigan o'qlar qo'llaniladi, chunki podshipniklarni ta'mirlash, almashtirish oson va qulay.



a) rasmdagi 1-shesternyalar bloki 4 korpusga mahkamlangan 3 podshipnikka tayanib 2-qo'zg'almas o'q atrofida aylanadi.

b) rasmdagi 1-shesternyalar bloki qo'zg'aluvchan o'q bilan birga aylanadi. Korpusdagi tayanch qurilmasi 3 podshipniklar hisoblanadi.

v) rasmdagi val hamma vaqt tishli g'ildiraklar bilan aylanadi. Korpusdagi tayanch qurilmasi 4 podshipniklar hisoblanadi.

Val va o'qlarning vazifasi, geometrik o'qlari va konstruktiv xususiyati ularni turlanishiga olib keladi.

Vazifasiga ko'ra uzatma vallari (tishli, tasmali, zanjirli va h.k) va mashinalarning korenli (turbinalar, elektrodvigatellarning vallari) vallarga bo'linadi.

Geometrik o'qining shakliga ko'ra to'g'ri o'qli, ingichka va kolen vallarga bo'linadi. Kolen vallar aylanma harakatni ilgariylanma qaytma harakatga o'zgartirish uchun qo'llaniladi. Ingichka va kolen vallar maxsus kurslarda o'rganiladi, shuning uchun mashina detallarida faqat to'g'ri o'qli vallar o'rganiladi.

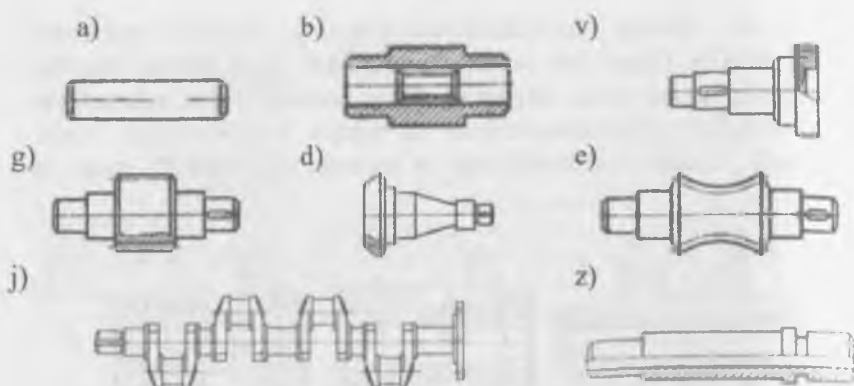
Shakli va konstruktiv xususiyatiga ko'ra o'zgarmas kesimli, pog'onali, o'zgaruvchan kesimli, val shesternyalarga bo'linadi.

Val va o'qlar quyidagi xususiyatlariga ko'ra turlanadi:

1. konstruksiyasi jihatidan -silliq, pog'onali va fason, hamda yaxlit va ichi g'ovak

2. geometrik o'qining shakliga ko'ra - to'g'ri, tirakli va ingichka

3. shakli va konstruktiv alomatlariga ko'ra - o'zgarmas kesimli

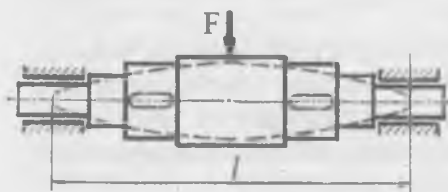


4.30 rasm. a) o'zgarimas kesimli; b) pog'onali o'zgaruvchan; v) flanetsli; g-d) val-shesternya; e) val-chervyak; j) kolen val; z) g'ovak.

pog'onali -o'zgaruvchan kesimli

Alohida qismlari konussimon shaklli o'zgaruvchan kesimli, val-shesternya yoki chervyak vallari mavjud.

O'q va vallarning uzunligi bo'yicha shakli eguvchi va burovchi momentlar epyuralarining xarakteriga bog'liq aniqlanadi. Bunda o'q va vallarning bo'y lama profili teng qarshilik ko'rsatuvchi brus shakliga yaqin tanlanadi. Konstruktiv imkoniyatlarga ko'ra detallarni o'rnatish qulayligi ta'minlanishi lozim.



Detailarni o'rnatish sirtlarining diametri (tishli g'ildirak, shkivlar va h.k) standart asosida, podshipnik o'rnatiladigan sirt diametri podshipnik ichki xalqasining standartiga mos tanlanadi

Pog'onalarni o'tish qismining konstruktiv shakli konstruktiv, texnologik va mustahkamlik faktorlari asosida tanlanadi.



Pog'onalarni o'tish qismining keskin o'zgarishi kuchlanishlar konsentratsiyasini keltirib chiqaradi, galtellar kuchlanishlar konsentratsiyasini pasaytiradi

Material- termik ishlov berilmaydigan o'q va vallar $Cm5$ va $Cm6$ po'lotlardan tayyorlanadi. Mas'uliyatli mashinalarni og'ir yuk tushadigan vallari ligerlangan $40XN$, $30 XGT$ va $30 XGSA$ po'lotlardan, sirpanish podshipniklari ishlatiladigan tez yurar vallar tsementlanadigan $20X$; $12XNZ$, $18 XGT$ po'lotlardan tayyorlanadi.

Vallarni yuklanishi. Reduktorning vallari ikki xil deformatsiyaga uchraydi – egilish va buralish. Vallarga buralish deformatsiyasi, dvigatel va ishchi mashina tomonidan qo'yilgan aylanti-ruvchi moment ta'sirida hosil bo'ladi. Egilish deformatsiyasi yopiq uzatmaning ilashmasidagi kuchlar va ochiq uzatma va muftaning konsol kuchlari ta'sirida sodir bo'ladi.

Vallarni yuklanishda kuch sxemalarini tuzishdan maqsad, reduktor juftligining ilashmasidagi kuchlar yo'nalishini, mufta va ochiq uzatma tomonidan ta'sir qiluvchi kuchlar, podshipniklaragi reaksiyalar hamda vallardagi aylanuvchi momentlar va burchak tezliklarni aniqlash.

Yopiq uzatmaning ilashmasidagi kuchlar. Loyihalanayotgan yuritmalarda to'g'ri va qiyshiq tishli tsilindrik, konussimon va chervyakli reduktorlar konstruksiyasi ishlab chiqiladi.

Tsilindrsimon to'g'ri va qiyshiq tishli uzatmalar:

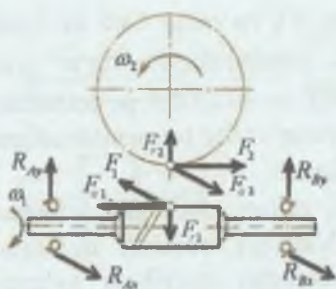
Doiraviy kuch $F = \frac{N}{v}$ yoki $F = \frac{2M}{d}$

Radial kuch: to'g'ri tishli uzatma uchun va $F_r = Ftg\alpha$

qiyshiq tishli uzatma uchun $F_r = F \frac{tg\alpha}{\cos\beta}$

Qiyshiq tishli uzatmada tish valning o'qiga qiya joylashganligi uchun, bu uzatma ilashmada valning o'qi bo'ylab yo'nalgan kuch hosil bo'ladi $F_a = F \cdot tg\beta$,

To'g'ri tishli konussimon - doiraviy $F = \frac{2M}{d}$ shesternyadagi radial kuch g'ildirakning bo'ylama kuchiga teng.
 $F_{r1} = F_{a2} = Ftg\alpha \cdot \cos\delta_1$ va shesternyadagi bo'ylama kuch g'ildirakning radial kuchiga teng: $F_{a1} = F_{r2} = Ftg\alpha \cdot \sin\delta_1$



$$F_1 = F_{a2} = \frac{2M_2}{d}, \text{ g'ildirakni doi-}$$

raviy kuchi F chervyakni
bo'ylama kuchi F_{a_1} ga teng qarama
– qarshi tomonga yunalgan

$$F_2 = F_{a1} = \frac{2M_2}{d_2} \text{ hamda radial kuch } F_{r1} = F_{a2} = F_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Tekis va ponasimon tasmali uzatmalarda val va val tayanchlariga

tushadigan kuchlar: $R = 2S_O \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$ va $Q = 2 \cdot S_o \cdot z \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2}$

Tasmaning boshlang'ich taranglashdagi kuchlanishi $\sigma_0 = \frac{S_0}{A} \leq [\sigma]_0$

Yassi tasma uchun $[\sigma]_o = 1,8 \text{ mPa};$

Ponasimon tasma uchun $[\sigma]_o = 1,2...1,5 \text{ mPa}$

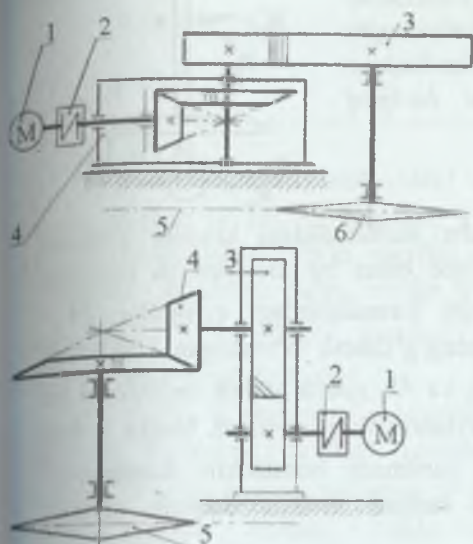
Zanjirni valga ta'sir kuchi $F_z = K_s \cdot \frac{2M_1}{d_1} + 2 \cdot 10^3 \cdot q \cdot K_f \cdot a$

bu erda: koeffitsient $K_g = 1,05 \dots 1,15$

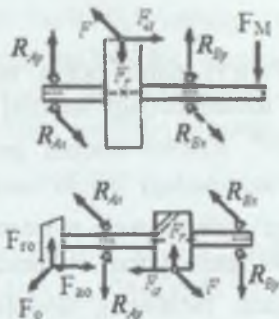
q — zanjirni 1 m. uzunlikdagi massasi;

K_f – salqilik koeffitsienti. Gorizontal uzatmada $K_f = 6$; vertikal uzatmada $K_f = 1$.

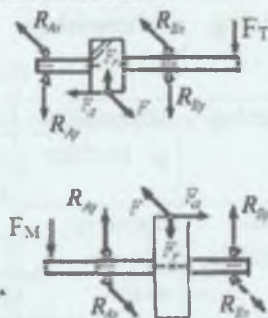
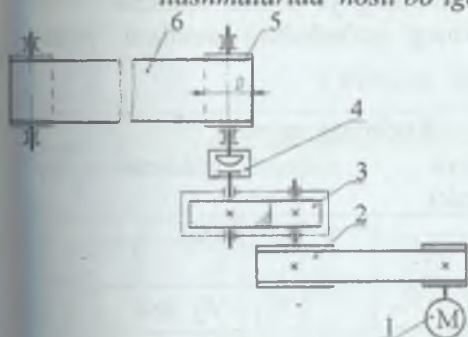
Konsol kuchlar. Loyihalanayotgan yuritmalarda etaklanuvchi valning oxirgi pog'onasida konsol kuchni hosil qiladigan ochiq tsilindrik va konsolli uzatmalar hamda tasmali va zanjirli uzatmalar konstruksiyalanadi. Bundan tashqari konsol yuklanish dvigatelni reduktor bilan yoki reduktor bilan ishchi mashinani biriktiradigan muftalar tomonidan hosil bo'ladi.



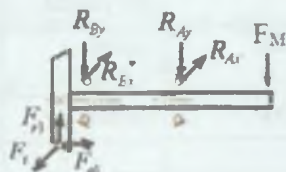
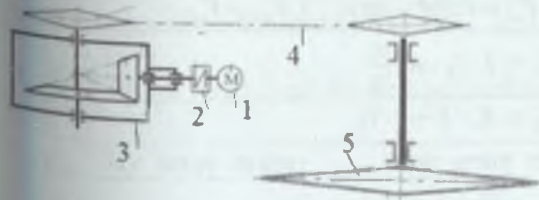
Bir pog'onali konussimon reduktor va ochiq to'g'ri tishli tsilindrik uzatmadan tashkil topgan yuritma



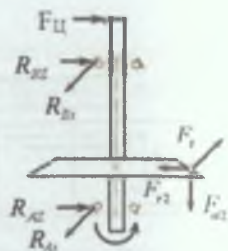
4.31-rasm. Bir pog'onali tsilindrik reduktorning etaklovchi va etaklanuvchi vallarida yopiq tsilindrik va ochiq konussimon uzatma ilashmalarida hosil bo'lgan kuchlar sistemasi



4.32-rasm. Bir pog'onali tsilindrik reduktorning etaklovchi va etaklanuvchi vallarida yopiq tsilindrik tishli ilashma va ochiq tasmali uzatma ta'siridan hosil bo'lgan kuchlar sistemasi



4.33-rasm. Bir pog'onali konussimon reduktorning etaklovchi va etaklanuvchi vallarida yopiq konussimon tishli ilashma va ochiq zanjirli uzatmada hosil bo'lgan kuchlar sistemasi



To'g'ri tishli ochiq uzatmalar ilashmasidagi kuchlar sxemasi yopiq uzatmalardagi kuchlar sxemasi bilan bir xil. Ilashish burchagi $\alpha = 20^\circ$ Konsol kuchni aniqlovchi formulalardagi qiymatlar: M_2 - ochiq uzatmadagi ishchi mashinaning g'ildirak o'rnatilgan etaklovchi validagi aylantiruvchi moment; M_1 va M_2 mufta uchun reduktorni tez yurar va sekin yurar vallaridagi aylantiruvchi moment. Mufta uchun F_M -kuch birlamchi hisoblanadi, yuritmani konstruktiv komponovkasini ishlab chiqishda muftani tanlash asosida haqiqiy qiymati aniqlanadi.

Valni chiqish pog'onasidagi konsol kuchlarning yo'nalishini aniqlash

a) tishli ochiq uzatmalarda kuchlarning yo'nalishi reduktor juftligining ilashmasidagi kuchlarning yo'nalishini aniqlash bilan bir xil

Uzatmaning turi	Ilashmada-gi kuchlar	Kuchning qiymati, N	
		shesternya (chervyak)	g'ildirak
tsilindrik-to'g'ri tishli	doiraviy	$F_1 = F_2$	$F_2 = \frac{2M_2}{d_2}$
	radial	$F_{r1} = F_{r2}$	$F_{r2} = F_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha$
konussimon	doiraviy	$F_1 = F_2$	$F_2 = \frac{2M_2}{d_2}$
	radial	$F_{r1} = 0,36F_1 \cdot \cos \delta_1$	$F_{r2} = F_{a1}$
	bo'ylama	$F_{a1} = 0,36F_1 \cdot \sin \delta_1$	$F_{a2} = F_{r1}$
tasmali	radial	$F_T = 2 \cdot F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$	
zanjirli	radial	$F_u = K_0 \cdot F + 2 \cdot F_0$	
		tez yurar val	sekin yurar val

mufta	radial	$F_{M1} = 50\sqrt{M_1} \dots 125\sqrt{M_1}$	$F_{M2} = 125\sqrt{M_2}$.- tishli reduktor va $F_{M2} = 250\sqrt{M_2}$. chervyakli reduktor
-------	--------	---	--

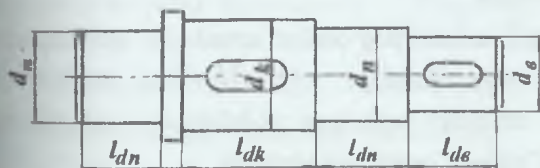
b) tasmali (zanjirli) uzatmadagi konsol kuch F_H - valning o'qiga perpendikulyar bo'lib, yuritmaning kinematik sxemasida uzatmaning joylashish vaziyatiga ko'ra vertikal, gorizontal yoki gorizontga qiya yo'nalishi mumkin. Agar, loyiha topshiriqiga muvofiq uzatma qiya joylashsa, F_H kuchni vertikal F_y va gorizontal F_x tashkil qiluvchilarga ajratish lozim.

v) mufta ta'siridagi F_M konsol kuch valning o'qiga perpeng' dikulyar, F -doiraviy kuchga nisbatan har xil yo'nalishda bo'lishi mumkin. F_M kuchni yo'nalishini F -kuch yo'nalishiga teskari qabul qilish tavsiya etiladi, valda kuchlanish va deformatsiyani kattalashtiradi.

Konsol kuchlar ta'siridan hosil bo'lgan reaksiyalar, ilashmadagi reaksiyalar bilan geometrik qo'shilgan deb hisoblanadi.

Vallarni hisoblash

Vallarning o'lchamlari dastlabki hisoblashda topiladi va to'liq hisoblashda aniqlashtiriladi



Valni eskizli
sxemasi

Dastlabki hisoblash. Etaklovchi val kirish qismining diametri $[\tau_k] = 25 \text{ mPa}$. ruxsat etilgan kuchlanish va etaklanuvchi val chiqish qismining diametri kamaytirilgan $[\tau_k] = 20 \text{ mPa}$ ruxsat etilgan

kuchlanish bo'yicha faqat buralishga hisoblanadi: $d_n = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau]}}$ 4.28)

Elektrodvigatel mufta orqali reduktor bilan biriktirilsa valni diametri elektrodvigatelning diametridan 20 % farq etishi mumkin yoki $d_a \approx 0,75d_{\text{da}}$ formulada hisoblanadi.

Vallarning taxminiy diametrlari. [26]

	Qiyshiq tishli tsilindrik		Konussimon tishli		Chervyakli	
	1 - val	2 - val	1 - val	2 - val	1 - val	2 - val
Burovchi moment, Nmm	$125 \cdot 10^3$	$625 \cdot 10^3$	$126 \cdot 10^3$	$400 \cdot 10^3$	$32 \cdot 10^3$	$517 \cdot 10^3$
Kirish qismi- ning diametri, d_a , mm						
- hisobiy	29	54	29,4	46,5	18,7	46,7
- qabul qilindi	40	55	32	48	32	48
Podshipnik o'rni diametri, d_n , mm	45	60	40	55	40	55
Tishli g'ildirak o'rni diametri, d_k , mm	Val- shes- ternya	65	30	60	cherv yak	60

Podshipnik o'rni uchun val diametri $d_n = d_b + (5 \cdots 10)_{\text{mm}}$, g'ildirak o'rni uchun val diametri $d_k = d_n + (5 \cdots 10)_{\text{mm}}$ va bo'rtik diametri $d_s = d_k + (5 \cdots 10)_{\text{mm}}$.

Valni ishchi chizmasi uchun pog'onalar uzunligini quyidagicha qabul qilamiz: val oxirining uzunligi $\ell_k = (1,5 \cdots 2)d_a$; podshipnik o'rnatiladigan pog'onani uzunligi tanlangan podshipnik xalqasining eniga teng ($\ell_{dn} = B$), val o'rta pog'onasining uzunligi

$\ell_k = \ell_{in} = (1,2 \cdots 1,5)d_k$ - tishli g'ildirak stupitsasining uzunligiga teng.

Hisoblangan o'lchamlar valni to'liq hisoblash va reduktorni komponovkasida aniqlashtiriladi

Burtik uzunligi $\ell_s = 5 \cdots 10 \text{ mm}$; reduktor devoridan o'tadigan val pog'onasining uzunligi $\ell_{eK} = \ell_{au} + \ell_n + \ell_s + \ell_g$

bu erda ℓ_{aM} - raspor vtulkani uzunligi, ℓ_p - podshipnik qopqog'ini zichlagich bilan uzunligi, ℓ_g - podshipnik qopqog'ini mahkamlash vintlari bosh qismini qalinligini hisobga olish uchun ehtiyot uzunlik

To'liq hisoblash. Statik mustahkamlikka hisoblashda, ekvivalent kuchlanishlar eng katta qiymatga erishgan, valni toliqishga tekshirilganda esa eguvchi va burovchi momentlar eng katta qiymatga erishgan, val kesimini o'zgarishi va kuchlanishlar kontsentratsiyasi hosil bo'lgan kesimlar xavflidir

$$\text{Mustahkamlikka valni diametri} \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,2[\sigma]}};$$

$$[\sigma] = (60 \dots 90) \text{ MPa} - \text{egilishga ruxsat etilgan kuchlanish}$$

$$\text{Bikrlikka hisoblash: } \varphi_{\max} \leq [\varphi]; \quad f \leq [f]$$

bu erda: φ - valni buralish burchagi;

f - eng katta salqilik

$i \geq 3,15$ da val shesternya va $i \leq 2,8$ da val va shesternya alohida- alohida tayyorlanadi. Lekin, val va shesternya alohida- alohida tayyorlansa, detallarni o'rnatish yuzalarini ko'payishi evaziga ishlab chiqarish narxi oshadi. Val statik mustahkamlikka ruxsat etilgan

$$\text{kuchlanish bo'yicha hisoblanadi: } \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{M_{\text{stat}}} \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_\kappa^2} \leq \frac{\sigma_r}{n_r}$$

$$\text{Toliqishga ruxsat etilgan kuchlanish } \sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_\kappa^2} \leq [\sigma_{-1}]$$

Mustahkamlikka ehtiyotlik tekshiriladi:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m};$$

Bu erda: σ_{-1} va τ_{-1} - egilish va buralishda chidamlilik chegara;

ψ_σ va ψ_τ - materialni kuchlanishlarga sezgiriligini hisobga

$$\text{oluvchi koeffitsientlar } \psi_\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_a}{\sigma_a} \quad \text{va} \quad \psi_\tau = \frac{2 \cdot \tau_{-1} - \tau_a}{\tau_a}$$

σ_0 va τ_0 — materialni tsikl takrorlanmaydigan vaqtdagi chidamlilik chegaralari.

$$\text{Umumiy chidamlilik koeffitsienti } n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \leq [n_{-1}]$$

$[n_{-1}]$ — chidamlilikga ruxsat etilgan extiyotlik koeffitsienti

Valning xafli kesimidagi kuchlanishni aniqlash. Normal kuchlanish simmetrik tsiklda o'zgaradi, bunda kuchlanish amplitudasi egilishdagi kuchlanishga teng bo'ladi: $\sigma_a = \sigma_s = \frac{M \cdot 10^3}{W_{HETTO}}$

Urinma kuchlanish pulsatsiyali tsiklda o'zgaradi, kuchlanish buralishdagi kuchlanishning yarmiga teng: $\tau_a = \frac{\tau_\delta}{2} = \frac{M_\delta}{2 \cdot W_{HETTO}}$

$$\text{Ekvivalent kuchlanish } \sigma_{\Sigma K} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \leq [\sigma]$$

Vallarni hisoblashda qo'llaniladigan ruxsat etilgan kuchlanishlar:

- toliqish chegaralari $\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_s$; $\tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_s$;

$$\tau_u \approx (0,55 \dots 0,65) \sigma_s$$

- ruxsat etilgan kontakt kuchlanishlar:

$$\text{po'lot g'ildirak } [\sigma_K] = 2,6 HB \frac{H}{MM^2}; \text{ qora cho'yon } [\sigma_K] = 1,5 HB \frac{H}{MM^2}$$

po'lot va cho'yon g'ildirak bilan ilashadigan plastmassa

$$\text{g'ildirak } [\sigma_K] = 45 \dots 57 \frac{H}{MM^2} \text{ (tekstolit)}$$

Vallarni bikrlikka hisoblash. Ilashmadagi kuchlar ta'sirida val egilish, buralish deformatsiyalariga uchraydi. Elastik ko'chishlar val bilan bog'liq bo'lgan detallarga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Valning salqiligi tishli ilashmadagi tishning uzunligi bo'ylab yuklanish kontsentratsiyasini hosil qiladi. Yuqori aylanish chastotasida podshipnik bilan val tiqilib qoladi yoki ilashish sifati pasayadi. Masalan, metall qirquvchi stanok valining deformatsiyalanishida detalga mexanik ishlov berish sifatini yo'qotadi. Shuning uchun valni har qanday ko'chishi ma'lum chegarada sodir bo'lishi kerak, ya'ni uning bikrligi ta'minlanishi lozim. Buning uchun val xavfli kesimlarining salqiligi va aylanish burchagi ruxsat etilgan qiymatidan

o'shib ketmasligi talab etiladi. Tishli uzatma vallari uchun ruxsat etilgan salqilik $|y| = 0,001 \cdot m, (mm)$ va val kesimining aylanish burchagi $\theta \leq 0,001 pad$; stanoklarda $|y| = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot L, (mm)$ va $\theta \leq 0,001 pad$ qabul qilinadi (L – val tayanchlari orasidagi masofa), konussimon podshipnik o'rnida $\theta \leq 0,0016 pad$, rolikli podshipnik o'rnida $\theta \leq 0,0025 pad$, bir qatorli va sferik podshipniklarda $\theta \leq 0,005 pad$

Bir pog'onali tsilindrik tishli reduktor tishli g'ildirak va zanjirli uzatma yulduzchasi o'rnatilgan kesimlarning salqiligi va aylanish burchagini grafoanalitik usul bilan aniqlashni ko'rib chiqamiz

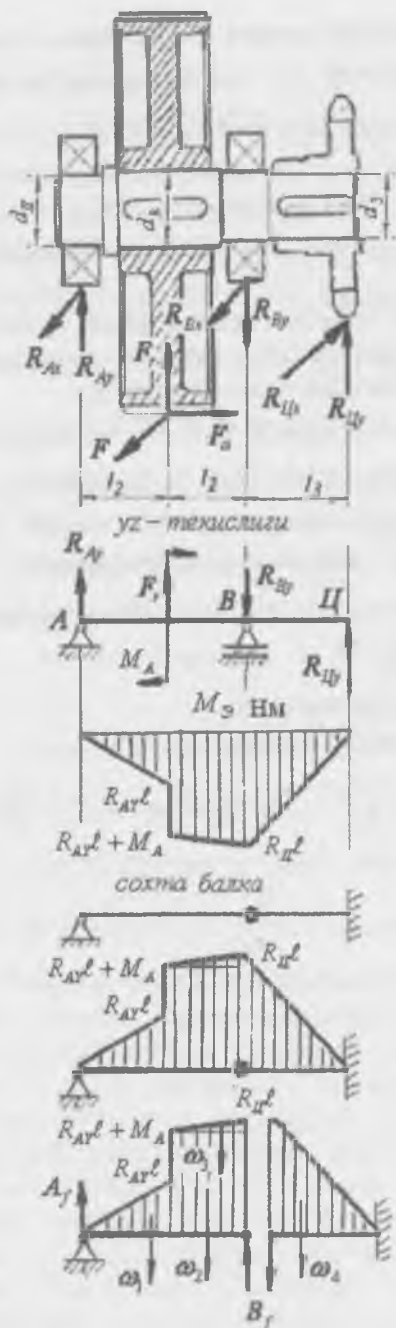
Val xz va yz tekisliklarida ilashmadagi F, F_r, F_a va zanjirli uzatmadan F_u kuchlari ta'sirida. Har bir tekislikda ta'sir qiluvchi kuchlar ta'siridan egilish deformatsiyasining parametrlari salqilik $|y|$ va kesimni aylanish burchagi θ ni alohida-alohida hisoblaymiz.

Keyin, umumiy salqilik $y = \sqrt{y_r^2 + y_b^2}$ va kesimni aylanish burchagi $\theta = \sqrt{\theta_r^2 + \theta_b^2}$ ni aniqlaymiz

1. Barcha kuchlar valning o'qiga keltiriladi

2. Valning tayanchlaridagi reaksiya kuchlari topiladi:

$$(2.33 - rasm) \quad R_{Ay} = \frac{1}{2} (F_{lv} - F_r - F_a \frac{d_k}{2\ell}) \quad R_{By} = \frac{1}{2} (3F_{lv} + F_r - F_a \frac{d_k}{2\ell})$$



3. Eguvchi moment epyularini quramiz

4. Berilgan haqiqiy balka (val) uchun soxta balka tanlaymiz

5. Soxta balkani haqiqiy balka uchun hisoblangan eguvchi moment bilan yuklaymiz, ya'ni eguvchi moment epyurini soxta balking uzunligi bo'ylab tarqalgan kuch deb qabul qilamiz. Soxta kuch yuzasini oddiy kuch yuzalarga ajratamiz -

$$\omega_1, \omega_2, \omega_3, \omega_4$$

6. Soxta kuch yuzalarini hisoblaymiz

$$\omega_1 = \frac{\ell^2}{4} (F_{ly} - F_r - F_a \frac{d_k}{2\ell})$$

$$\omega_2 = \frac{\ell}{2} (F_{ly} \ell - F_r \ell + F_a \frac{d_k}{2})$$

$$\omega_3 = \frac{\ell}{4} (F_{ly} \ell + F_r \ell - F_a \frac{d_k}{2});$$

$$\omega_4 = F_{ly} \frac{\ell^2}{2}$$

7. Soxta balka uchun $y_B = M_f^B = 0$ shartidan foydalalanib, uni ikkita oddiy balkinga ajratamiz va A_f, B_f reaksiya kuchlarini hisoblaymiz

2.33 - rasm. Valni yuklanish sxemasi va salqilikni aniqlash metodikasiga oid

8. A va B tayanch kesimlarining aylanish burchagi :

$$\theta_A = \frac{1}{EI_n} \left(\frac{7}{12} F_{lb} \ell^2 - \frac{1}{12} F_r \ell^2 + \frac{1}{12} F_a d_k \ell \right)$$

$$\theta_B = \frac{1}{EI_n} \left(\frac{2}{3} F_{lb} \ell^2 - \frac{1}{4} F_r \ell^2 - \frac{1}{24} F_a d_k \ell \right)$$

$$C \text{ va } U \text{ nuqtalarning salqiliklari } y_C = \frac{B_f}{EI_K} \text{ va } y_U = \frac{M_f^U}{EI_K}$$

$$y_C = \frac{1}{EI_K} \left(\frac{1}{2} F_{lb} \ell^3 + \frac{1}{8} F_a d_k \ell^2 \right)$$

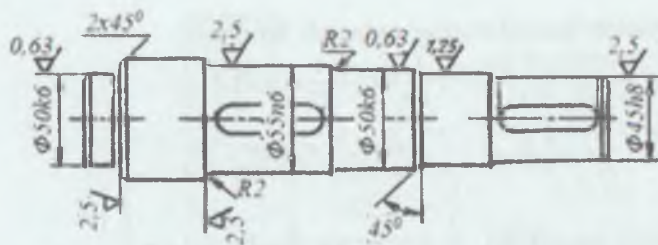
Vallarni konstruksiyalash. Val pog'onalarining konstruksiyasi o'rnatilgan detal va chervyak g'ildiragining turi va o'lchamlariga hamda ushbu detallarni doiraviy va o'q yo'nalishida o'rnatish usullariga bog'liq. Vallarning konstruksiyasini ishlab chiqishda uzatma detallarini yig'ish va ajratish texnologiyasi, mexanik ishlov berish, toliqishga mustahkamlik va material sarfiga e'tibor beriladi. G'ildirakla va ochiq uzatma detallarini o'q bo'ylab harakatlanishini cheklash, podshipnik va muftalarni o'rnatish vallarni konstruksiyasini yaratishda talab darajasida amalga oshiriladi. G'ildirakni doiraviy biriktirish, ochiq uzatma, mufta va podshipniklar o'tqazma asosida, shponkalar tig'iz birikma yordamida o'rnatiladi.

Har xil diametrli val pog'onalarining o'tish oraliqlarida kuchlanishlar kontsentratsiyasini kamaytirish uchun r - radiusda galtel tayyorlanadi, b - kenglikda kanavka bajariladi, lekin kanavka o'tish oraliqida kuchlanishlar kontsentratsiyasini oshiradi. Bir pog'onali reduktorlardagi uncha katta bo'lmagan eguvchi momentda bikrligi etarli bo'lgan kalta uzunlikdagi vallarda kanavka tadbiiq etiladi. G'ildirak bilan podshipnik yoki mufta orasida raspor vtulka ishlatilsa, pog'onalar bir biri bilan galtel asosida biriktiriladi.

Valni loyihalashda o'tqazma sirtlarining o'lchamlari d va ℓ aniqlashtiriladi va pog'onalariga o'rnatiladigan detallarni o'lchami va konstruksiyasiga bog'liq.

Vallarni loyihalashda tishli g'ildirak yoki boshqa detal o'rnatiladigan barcha vallar pog'onali ko'rinishda tayyorlanadi (3.48-rasm). d -diametrdan D -ga o'tish kesimlarida boshqa detal o'rnatilmasa $R = 0,4(D - d)$ radius bilan galtel tayyorlanadi.

Reduktor
valining
ishchi chizmasi

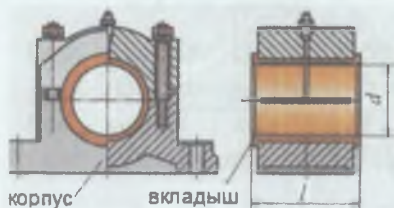


PODSHIPNIKLAR

vazifasi	val va aylanadigan o'qlarda tayanchlar sifatida xizmat qiladi.		
turlari			
ishqalanish-ning turiga ko'ra - sirpanish va dumalash podshipniklar	ta'sir qiladigan kuchlarni kabul qilishiga kura		
	val o'qiga tik ta'sir qiluvchi kuchlarni qabul qilish uchun radial podshipniklar	val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchlarni qabul qilish uchun tirak podshipniklar	val o'qiga tik va o'qi bo'ylab ta'sir qiluvchi kuchlar uchun radial tirak podshipniklar



Sirpanish podshipniklari. sirpanish podshipniklari ikkita asosiy element korpus va antifriktsion materialdan tayyorlanadigan vkladishlardan iborat. Zarbalarga unchalik sezgirmasligi, suyuqlayin ishqalanishda ish yuzalarining chidamligi katta ekanligi, ularning afzalligi.



Sirpanish podshipniklaridan
namunalar

Quruqlayin ishqalanishda FIKning nisbatan kichikligi o'q yo'nalishida o'lchamlarining kattaligi va ancha moy sarflanishi kamchiligi.

Qabul qilinadigan nagruzkaning yo'nalishiga qarab radial, tirak va radial-tirak podshipniklarga bo'linadi.

Sirpanish podshipniklarini konstruksiyalari yaxlit va ajratiladigan podshipniklarga bo'linadi. Ajralmaydigan podshipniklar asosan dastaki yoki mexanik yuritmalı sekin yurar mexanizmlarda ishlatiladi. Asboblار va ba'zi mexanizmlar konstruksiyasida ajralmaydigan podshipniklar korpus devoriga presslab kiritiladigan bronza yoki cho'yan vtulka ko'rinishida bajarilishi mumkin. Ajraladigan va ajralmaydigan podshipniklarning korpusi odatda cho'yandan tayyorlanadi. Vtulkalar, podshipnik vkladishlari yumshoq antifriktsion cho'yandan, rangli metallarbronza, babbıt, jezalyuminiy qotishmalari: temir yoki bronza kukuniga grafit qo'shilgan presslangan metallokeramik, tekstolit, yogoch qatlami plastik materiallar va boshqa materiallardan tayyorlanadi.

Podshipnikdagi o'rtacha bosim $P = \frac{R}{d\ell} \leq [P]$ shartni qanoatlantirishi kerak.

buerda: R - podshipnikka ta'sir qiladigan radial nagruzka;

$[P]$ - uxsat etiladigan bosim, podshipnikni materialiga bog'lik.

Korpusga o'rnatiladigan vkladishlarning qalinligi

$$\delta_H = (0,035 \dots 0,05)d + 2,5;$$

bu erda d - tsapfa diametri.

Qoplash uchun ishlatiladigan antifriktsion materiallarning qalinligi $\delta_H = 0,01d$. Poliamid materialdan tayyorlangan vkladishlarning kalinligi $\delta_H = (0,04 \dots 0,05)d + 1$; koplash uchun ishlatiladigan antifriktsion plastmassa materiallarning kalinligi $\delta_H = (0,015 \dots 0,02)d$.

Katta seriya bilan tayyorlanadigan vkladishlarning ish unumdorligini oshirish uchun ishqalanish yuzasiga lenta qoplanadi. Bunda lentaning qalinligi 1,5...2,5 mm. gacha bo'lib, qoplash uchun ishlatilgan materialning qalinligi 0,2...0,3 mm. gacha bo'ladi.

Sirpanish podshipniklarining ishlash sifatiga podshipnik uzunligining diametriga nisbatining qiymatlari, ya'ni podshipnikni nisbiy bo'yi

$\Psi = \frac{\ell}{d}$ katta ta'sir ko'rsatadi. Masalan, $\frac{\ell}{d}$ nisbatan qiymatlari

kichik bo'lsa, uzeldan moy oqib ketish xavfi tug'iladi, bu qiymat katta bo'laganda ishqalanish yuzasida bosim kamayadi, lekin tayanchlarda bosim oshib uzal qizib ketishi mumkin. Shuning uchun bu qiymatlarni ishlash sharoitlariga qarab olish tavsiya etiladi. Masalan, kalta sirpanish

podshipniklarda $\frac{\ell}{d} = 0,3 \dots 0,4$ burchak tezligi kata bo'lgan avtomobil dvigatellarda $0,5 \dots 0,6$; dizel podshipniklarida $0,5 \dots 0,9$ suyuqlikdagi ishqalanish ta'minlangan prokat stanoklarda $0,6 \dots 0,9$ umumiy mashinasozlikda esa $1,5$ gacha qabul qilish mumkin.

$\frac{\ell}{d}$	Uzelnish ishlash sharoiti
0,3...0,4	Cheklangan bo'ylama o'lchamlarda kam yuklangan tayanchlar
0,4...0,7	Tezyurar o'rtacha yuklangan tayanchlar
0,5...0,9	Tezyurar yuqori yuklangan tayanchlar
0,8...1,2	Sekin yurar o'rtacha va yuqori yuklangan tayanchlar
1,0...1,5	Sekin yurar biki vallarda yuqori yuklangan tayanchlar

dumalash podshipniklari	sirpanish ishqalanishi dumalash ishqalanishi bilan almashtiriladigan val, o'qlarning tayanchlari–dumalash podshipniklari deyiladi.
--------------------------------	--

Turlari

qabul qilinadigan yuklar turiga ko'ra	dumalaydigan jismlarning shakliga ko'ra		dumalash jismlar qatorining soniga qarab
radial, tirak, tirak – radial	sharikli	tsilindrik rolikli - kalta, uzun, o'rama, konus-simon va ignasimon	bir, ikki va ko'p qatorli

afzalligi	ishqalanish kam, FIK– yuqori, noyob rangli materil kam sarflanadi, ishqalanish jarayonida ishqalanish kuchlarining momenti kichik, nisbatan kam qiziydi, moy juda kam sarflanadi va kichik bo'ladi.
------------------	---



4.34- rasm. Podshipniklar: a) sharikli, b) tsilindrik rolikli, v) konussimon rolikli, g) ignasimon



Kamchiligi: katta burchak tezlik va yuklanishda cheklangan me'yorda qo'llanilishi; zarb ta'sirida va vibratsiyali yuklanishda katta kontaktli kuchlanishda ishlash qobiliyati yomonlashishi; radial tekislikda gabarit o'lchamlarini kattaligi, qimmatligi

Qo'llanishi. Bir qatorli radial sharikopodshipnik - radial va bo'ylama kuchlarni qabul qiladi. Mashinasozlikda ishlatiladi. Rolikli podshipnik-kichik burchakli tezlikda radial zarb kuchlarni qabul qiladi. Radial-tirakli sharikli podshipnik - radial va bo'ylama kuchlarni qabul qiladi. O'rta va katta burchak tezliklarda statik yuklanishda ishlaydi.

Konussimon rolikli podshipnik- katta yuklanishda va bo'ylama kuchlarni qabul qiladi. Tirakli sharik va rolikli podshipniklar bilan juftlikda o'rnatiladi. Podshipnikni tanlashda konstruktiv va iqtisodiy muammolar bilan birga yuklanish turi ham hisobga olinishi kerak. Radial va bo'ylama kuchlar bir vaqtda ta'sir qilsa, har bir kuchni alohida qabul qiladigan ikkita podshipnik o'rnatilishi lozim.

Podshipniklarni shartli belgilari: Podshipniklarning nomerlari - ichki diametrlari, seriyasi, turlari, konstruktiv xususiyatlari to'g'risida ma'lumot beradi: birinchi va ikkinchi raqamlarni (o'ngdan chapga) beshga ko'paytirsak podshipnikning ichki diametrini hosil qilamiz. Masalan, oxirgi ikki raqami 12, $d = 12 \cdot 5 = 60 \text{ mm}$. Bunga $d \leq 17 \text{ mm}$ podshipniklar bo'ysunmaydi. Ular uchun o'ng tomondan birinchi va ikkinchi raqam 00; 01; 02; 03 tegishli $d = 10; 12; 15; 17 \text{ mm}$ -ni ifodalaydi. Uchinchi raqam podshipnik seriyasini belgilaydi: 1- o'ta engil; 2 - engil; 3 - o'rtacha; 4 - og'ir; 5 - engil enli; 6 - o'rtacha enli.

O'ng tomondan to'rtinchi raqam podshipnik turini belgilaydi:
 0 – radial sharikli; 1 – radial sharikli sferik; 2 – radial kalta tsilindrik rolikli; 3 – radial rolikli sferik; 4 – radial uzun tsilindrik rolikli; 5 – radial rolikli; 6 – radial tirakli sharikli; 7 – konussimon rolikli; 8 – sharikli tirakli; 9 – rolikli tirakli.

Podshipnik turini aniqlash. Podshipnik turini aniqlashda konstruktiv va iqtisodiy mulohazalarga e'tibor berish kerak. Masalan, sharikli podshipnik rolikli podshipnikdan arzon, yuqori aniqlik klassida bajarilgan podshipniklarning narxi normal klassda tayyorlangan podshipniklardan qimmat.

Zarb ta'sirida ishlaydigan tayanchlarda rolikli podshipnik qo'llaniladi, uzalg faqat radial kuchlar ta'sir qilsa sharikli podshipnik o'rnatiladi.

Aylanishlar chastotasi $n \leq 1 \frac{a\ddot{u}l}{\mu\mu\mu}$ bo'lgan podshipniklar uchun asosiy xarakteristika statik yuklanish C_0 va yuqori aylanish chastotasida dinamik yuklanish - C hisoblanadi.

Radial va radial - upor podshipniklarda dinamik yuk ko'tara olishlik o'zgarmas radial yuklanish qiymati deyiladi. Tashqi qo'zg'almas xalqali podshipniklarda ichki xalqani 1 mln. aylanish chastotasida ham bunday yuklanishni qabul qila oladi. Tirak podshipniklarda dinamik yuk ko'tara olishlik o'zgarmas bo'ylama yuklanish qiymati deyiladi. 1 mln. aylanish chastotasida podshipnikning birorta xalqasi bunday yuklanishni qabul qila oladi. Ushbu vaqtda, bir xil sharoitda barcha podshipniklar metallida charchash alomatlaridir sodir bo'lmasligi podshipnikning nominal xizmat muddati deyiladi.

Xizmat muddatini hisoblash. Podshipnikning ishlash muddati L mln. aylanish yoki soatbay qiymatda topiladi

$$L = \left(\frac{C}{P_3} \right)^m; \quad L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \quad (4.29)$$

bu yerda: $m = 3$ - sharikli podshipnik uchun;

n - podshipnikni aylanish soni;

S - dinamik yuk ko'taruvchanligi;

P_e - yuk ekvivalentligi koeffitsienti.

Bir qatorli podshipniklar uchun

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_2 + YF_a) K_\delta \cdot K_T$$

bu erda: X - radial yuk ko'effitsienti;

V - halqalarni aylanishni hisobga oladigan ko'effitsient;

Y - bo'ylama o'q ko'effitsienti;

K_T - temperatura ko'effitsienti;

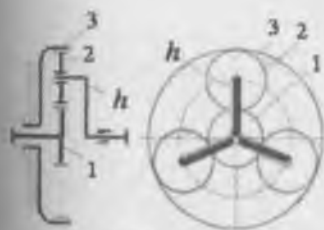
K_b - xafsizlik ko'effitsienti.

PLANETAR UZATMALAR

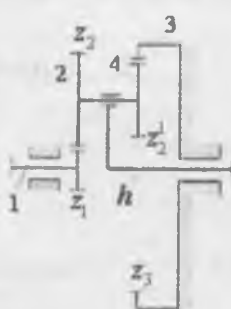
Tarkibida kamida bitta qo'zg'aluvchan o'qqa o'rnatilgan tishli g'ildiraklari bo'lgan uzatma - planetar uzatma deyiladi. Odatda, bunday uzatma markaziy g'ildirak uning atrofida vodila vositasida o'z o'qi bilan harakatlanadigan g'ildirak - satellit hamda asosiy g'ildirakdan tashkil topgan bo'ladi.

Planetar uzatmalar stnoklarda, avtomobillarda aylanma harakatni qo'shish, ayirish kerak bo'lganda, bu harakatlarni avtomatik boshqarish uchun, nisbatan katta bo'lmagan quvvatlarni uzatish uchun kinematik mexanizm sifatida ishlatiladi.

Planetar uzatmalarning tuzilishi ixcham, bir pog'onada uzatish sonining katta bo'lishi tufayli turli sohalarda ishlatiladi



4.35 - rasm



Uzatmalar tarkibida detallarni ko'p bo'lishi, uni tayyorlash va yig'ishda yuqori aniqlik talab qilishi - bu uzatmalarning kamchiligi hisoblanadi.

Ikki erkinlik darajasi bo'lgan uzatmalar differentsial planetar uzatmalar deyiladi va avtomobillarda, traktorlarda va ayrim priborlarda ishlatiladi. Bitta erkinlik darajali (markaziy g'ildiraklardan bittasi qo'zg'almas) oddiy planetar uzatmalar deyiladi va reduktorlarda, mashinasozlikni turli tarmoqlaridagi multiplikatorlarda ishlatiladi. Vodilo - h -ning o'qi bilan to'g'ri keladigan geometrik o'qli 1 va 3 g'ildiraklar markaziy g'ildiraklar deyiladi. Tashqi tishli markaziy g'ildirak -1 quyoshli va ichki tishli g'ildirak -3 koronkali markaziy g'ildirak deyiladi. h -vodilaga o'rnatilgan 2 - g'ildiraklar satellit deyiladi, ular murakkab harakatni bajaradilar -1 quyoshli g'ildirak sirtida va

bir vaqtni o'zida qo'zg'almas koronkali 3 - g'ildirak ichida aylanadi.

Satellitlar bir tekislikda joylashsa (4.35-rasm) uzatishlar soni 3...8 oraliqda o'zgaradi, agar, satellitlar ($z_2 - z_2^1$) parallel joylashsalar (4.35-rasm) uzatishlar soni 25 ga qadar ortadi. Etaklovchi va etaklanuvchi bo'g'inlar bir xil yo'nalishda aylansa uzatishlar soni $i > 1$ va qarama-qarshi tomonga aylansalar $i < 0$ bo'ladi.

Kinematik hisoblashda z_1 tishlar soni $Z_1 \geq 17$ qabul qilinadi. G'ildiraklarining tishlari sonini tanlashda quyidagi shartlarga e'tibor beriladi:

a) etaklovchi va etaklanuvchi vallarni o'qlari uchma - uch joylashishi kerak;

b) g'ildiraklarning tishlari soni Z_1 va Z_2 satellitlar soniga karrali bo'lishi kerak;

v) satellitlarning maksimal soni aylanalarga tegishmasligi kerak.

Etaklovchi va etaklanuvchi vallarning burchak tezliklari:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{ad}}{30} \quad \text{va} \quad \omega_h = \omega_a = \frac{\pi \cdot n_a}{30}. \quad \text{Uzatishlar soni} \quad i_{1h}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_h}.$$

Koronkali g'ildirak tishlari soni $z_3 = (i_{1h}^3 - 1) \cdot z_1$.

Uzatishlar soni $i_{1h}^3 = \frac{z_3}{z_1} + 1$ formula bilan aniqlashtiriladi.

Satellitlar tishlari soni $z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2}$.

a) - shart tekshiriladi $z_1 + z_2 = z_3 - z_2$;

b) - shart tekshiriladi $\frac{z_1 + z_3}{c} = \text{butun son, } \tilde{n} - \text{satellitlar soni};$

v) - shart tekshiriladi $z_1 + z_2 \cdot \sin \frac{\pi}{c} > z_2 + 2$

REDUKTOR- tishli yoki chervyakli uzatmadan tashkil topgan, alohida agregat ko'rinishida tayyorlangan va dvigateldan ishchi mashinaga quvvat uzatishda xizmat qiladigan mexanizm.

Vazifasi- etaklanuvchi val burchak tezligini kamaytirib aylantiruvchi momentni ko'paytirishdir.

Turlari: -pogonalar soniga ko'ra - bir, ikki pog'onali va h.k

- tishli g'ildirak turiga ko'ra - tsilindsimon; konussimon; konussimon - tsilindsimon;

-vallarni fazoda joylashishiga ko'ra - gorizontal; vertikal.

- uzatmani turiga ko'ra – tishli (tsilindrsimon va konussimon) va chervyakli

Reduktorlar yuritmaning uzatish mexanizmi sifatida ishlatiladi.

Reduktor deb, dvigatel burchak tezligini kamaytirib aylantiruvchi momentni oshirish uchun xizmat qiladigan ilashmali uzatma agregatiga aytiladi.

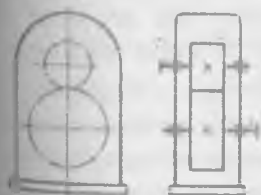
Reduktorni tashqi xarakteristikalari: kinematik – uzatishlar soni bilan belgilanadi; kuch munosabatlari – etaklanuvchi valdagi aylantiruvchi moment va boshqa uzatma yoki konveyerdan tushadigan ruxsat etilgan konsol kuchlar.

Uzatishlar soni $i_{min} = 1$ (bir pog'onali tsilindrik va konussimon uzatmalar) $i_{max} = 3150$ (motor-reduktor, planetar reduktor va h.k.) bo'lgan reduktorlar mavjud. Ko'pchilik reduktorlarda $i \leq 160$ ga teng, 75 % reduktorlar $i = 8 \dots 40$ diapazondagi ikki pog'onali tayyorlanadi. Bir pog'onali tsilindrik reduktorlar 250 dan 4000 N.m aylantiruvchi moment hosil qiladi.

Bir pog'onali tsilindrik reduktor

to'g'ri, qiyshik va shevron tishli turlarga bo'linadi. Reduktorni korpusi quyma-cho'yan yoki po'latdan payvandlangan holda tayyorlanadi. Gorizontal bir pog'onali tsilindrsimon reduktorlarda – uzatishlar soni $i = 2,53 \dots 8,0$ va o'qlararo masofasi

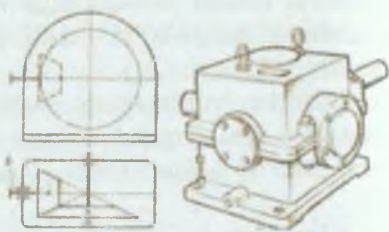
$$a_w = 0,3 \dots 1,0 \text{ m}$$



*Bir pog'onali
tsilindrik tishli
reduktor*

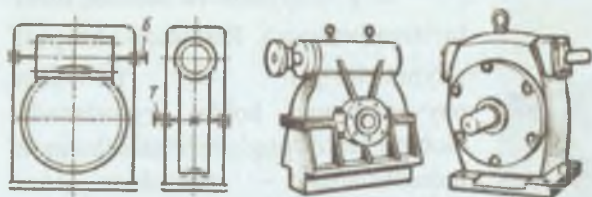
Bir pog'onali konussimon reduktor o'qlari kesishadigan vallar yordamida harakatni uzatishda ishlatiladi. To'g'ri tishli bir pog'onali konussimon reduktorni uzatishlari soni $i=3...4$; qiyishik yoki egri tishli reduktorlarda $i=5...6,3$

Doiraviy tezlik $V=5 \frac{M}{c}$ - dan yuqori bo'lishi maqsadga muvofik emas.



Bir pog'onali konussimon tishli reduktor

Chervyakli reduktor – ayqash o'qli vallar orasida harakatni uzatishda ishlatiladi. Chervyak – yon tomonda, pastda va yuqorida joylashgan reduktorlar mavjud. Chervyakni doiraviy tezligi $V \leq 5 \frac{M}{c}$ bo'lsa, chervyak pastda; yuqori tezliklarda esa g'ildirak ustida joylashtirish qulay. Uzatishlar soni $i = 8 + 80$.



Bir pog'onali chervyakli reduktor



Ikki pog'onali qiyshiq tishli tsilindrik reduktor

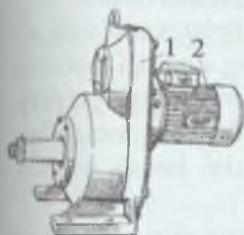
Ikki pog'onali tsilindrik reduktorlar. Ikki pog'onali gorizontal tsilindrik reduktor eng ko'p tarqalgan. G'ildiraklarni nosimmetrik joylashganligi uchun–tishlar-ni uzunligi bo'ylab yuklanish kontsentratsiyasi oshadi

Shuning uchun bunday reduktorlarda bika tayanch yoki uchma-uch o'qli sxema qo'llaniladi. Uchma-uch o'qli reduktorlarda tez yurar pog'ona (T) katta yuklanish ta'sirida emas, chunki reduktorni sekin

yurar (S) pog'onasidagi aylantiruvchi moment katta, pog'onalar o'qlararo masofalari ($a_1 = a_2$) o'zaro teng bo'ladi. Ayrim hollarda tez yurar pog'onada qiya tishli, sekin yurar pog'onada to'g'ri tishli g'ildiraklar qo'llaniladi. Uchma-uch o'qli reduktorlarning kamchiiklari



l-reduktor o'lchamlarining kattaligi; podshipniklarni moylashni qiyinligi; oraliq val tayanch masofalarini kattaligi. Ikki pog'onali tsilindrsimon reduktorlarni uzatishlari soni $i=6,3$ oraliqda



Motor reduktor. Elektrodvigatel -2 va reduktor -1 konstruktiv birlashtirilgan. Etaklovchi va etaklanuvchi vallar bir o'qda joylashgan.

Motor reduktor



Tishli va chervyak g'ildiraklarni konstruksiyalash

Tishli va chervyak g'ildiragi hamda chervyakni konstruksiyalashda ularning konstruktiv o'lchamlari topiladi, tish va sirtlarga termik va mexanik ishlov berish hamda o'tqazmalar belgilanadi. Bunda har bir g'ildirak uchun tanlangan material, ishlash sharoitlari va konstruksiyasi e'tiborga olinadi.

G'ildirak va shesternyaning konstruktiv o'chamlari. - Tishli g'ildiraklar – obod, etakchi tish, valga o'rnatiladigan stupitsa va obodni stupitsaga biriktiradigan diskdan iborat. $d_a > 500 \text{ mm}$ bo'lsa tishli g'ildirak quyma va $d_a < 500 \text{ mm}$ da shtampovka usul bilan

tayyorlanadi



5.39-rasm. G'ildirakning elementlari.

Obod – kuchni tishdan qabul qiladi, u etarli darajada mustahkam va kuchni tishning uzunligi bo'yicha tekis taqsimlashga yordam berishi kerak. Obodni birkrligi uning qalinligi δ bilan ta'minlanadi.

Stupitsa– val bilan g'ildirakni biriktirish uchun xizmat qiladi, u obodga nisbatan simmetrik, nosimmetrik joylashtirilishi

mumkin, yoki obodni kengligiga teng bo'ladi. Bu holat texnologik va konstruktiv shartlar asosida belgilanadi. Stupitsaning uzunligi optimal bo'lishi kerak, chunki u birinchidan g'ildirakni val o'qiga perpendikulyar tekislikda ustuvor harakatini ta'minlasa, ikkinchi tomondan namunani qo'yish usuli bilan olish va shponka pazini kesish usulida tayyorlashga imkon berishi kerak.

Disk – obod va stupitsani birlashtiradi. Uning qalinligi g'ildirakni tayyorlash usuliga bog'liq. Ayrim hollarda, g'ildirakga ishlov berish va tashish qulayligi hamda massasi ni kamaytirish uchun, unda teshiklar tayyorlanadi. O'lchami katta g'ildiraklarda disk birklik qirralar bilan jihozlanadi.

Diametri 500 mm.gacha bo'lgan po'lotdan tayyorlangan konusimon tishli g'ildiraklar shtampovka yoki kovka usulida, 300 mm.dan katta bo'lsa po'lotdan yoki chuyon materialidan tayyorlanadi.

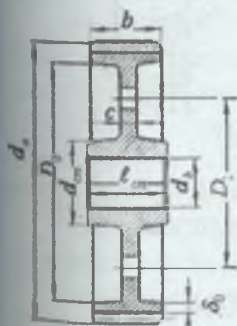
Chervyak g'ildiragi aslida tarkibiy qismlardan iborat bo'ladi: gardish bronzadan, disk va stupitsa SCH15-32 cho'yondan, gardish markaz bilan presslab tig'iz yoki bolt bilan biriktiriladi. Gardish sirpanishini cheklash uchun gardish bilan markaz orasida 4-6 ta vint o'rnatiladi. Gardishni sirpanib aylanishini cheklash uchun markazni sirtida kanavka va gardishda burtiklar tayyorlanadi. Vintlar qirqilishga $[\tau] = 0,25 \cdot \sigma_{OK}$ tekshiriladi. Otverstiyalar devorlari ezilishga tekshiriladi: bronza uchun $[\sigma]_{\beta\beta} = 0,3 \cdot \sigma_{OK}$ va cho'yon uchun $[\sigma]_{\beta\beta} = 0,4 \cdot \sigma_{OK}$.

- **Tishli g'ildirak.** Loyihalanayotgan yuritmaning reduktoridagi g'ildirak doiraviy prokat yoki pokovka asosida tayyorlanadi va uncha katta bo'lmagan diametrغا ega. Tcilindrik reduktor g'ildiragining stupitsasi obodga nisbatan simmetrik joylashtiriladi, ochiq uzatmada

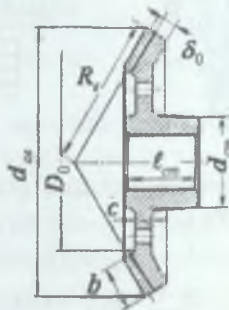
esa. simmetrik yoki nosimmetrik joylashtiriladi. Konussimon reduk-torda stupitsa katta konus tomonda ko'proq joylashadi. Tishning gardishida $f = (0,6...0,7)m$ o'lchamdagi faska tayyorlanadi

Silindrik tishli g'ildirak o'lchamlari

№	Tishli g'ildirak elementlari	hisoblash formulasi
1	tishning balandligi	$h = 2,25m_i$
2	tish uchining balandligi	$h_o = m_i$
3	tish tubining balandligi	$h_f = 1,25m_i$
4	bo'luvchi aylana diametri	$d = m_i \cdot z$
5	tish uchi aylanasining diametri	$d_a = m_i(z + 2)$
6	tish tubi aylanasining diametri	$d_f = m_i(z - 2,5)$
7	diskni engillashtiruvchi teshiklar diametri	$d_{cm} = \frac{D_0 - d_{cm}}{4}$
8	stupitsa: diametri va uzunligi	$d_{cm} = 1,6d_b$ va $\ell_{cm} = 1,1b$
9	obod: qalinligi va diametri	$\delta_0 = (2,5...4,0)m$, $d_{ob} = d_a - 8,5 \cdot m$
10	tish uzunligi	$b = (6 \dots 8)m$
15	disk qalinligi	$c = (0,2 \dots 0,3)b$
16	val uchun teshik diametri	$d_b = 0,2 \cdot d_a$
17	diskni engillashtiruvchi teshiklar markazlarining diametri	$D_1 = 0,5 \cdot (D_0 + d_{cm})$
18	Obod tub qismi aylanasining diametri	$D_0 = d_a - 2(h + \delta_0)$



Silindrik
tishli
g'ildirak
(quyma)
 $d_a < 600\text{mm}$

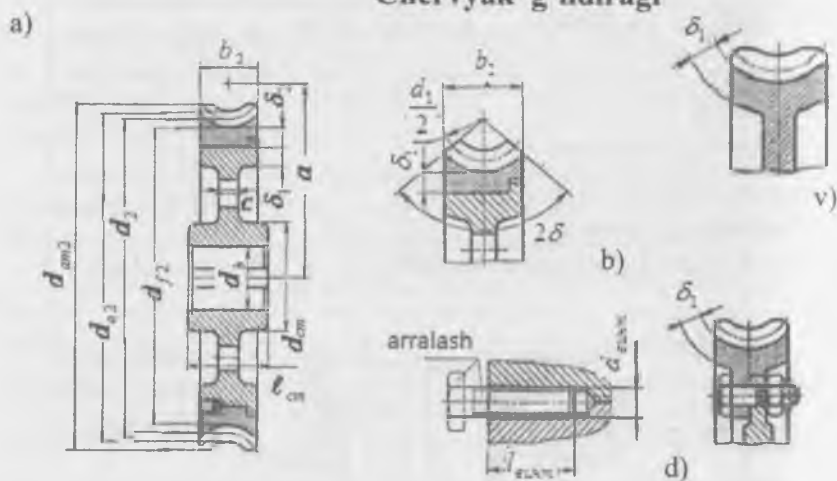


Konussimon
tishli g'ildirak
 $d_{ae} < 500\text{mm}$

Konussimon tishli g'ildirak o'lchamlari

No	Tishli g'ildirak elementlari	hisoblash formulasi
1	tishlar soni	$z = 18 \dots 30$
2	tish uchi aylanasining diametri	$d_a = d + 2m_t \cos \alpha$
3	tishli g'ildirak ishchi kengligi	$b = (6 \dots 8) \cdot m_t$
4	val uchun teshik diametri	$d_b = 0,2 \cdot d_a$
5	disk qalinligi	$c = (0,1 \dots 0,2) R_e$
6	obod qalinligi	$\delta_0 = (3,8 \dots 4,0) \cdot m$
7	stupitsa diametri	$d_{cm} = (1,6 \dots 2) \cdot d_b$
8	stupitsa uzunligi	$\ell_{cm} = 1,5 d_b$
9	bo'luvchi konus masofa	$R_e = \frac{d}{2 \sin \delta}$
10	g'ildirakning tashqi diametri	$d_{a2} = d_{t2} + 2m \cos \delta_2$

Chervyak g'ildiragi



a) va b) presslangan gardish, v) to'liq quyma gardish, g) vint bilan fiksatsiyalangan gardish, d) bolt bilan biriktirilgan gardish.

$$c = 0,25 \cdot b_2 \quad \delta_1 = \delta_2 = 2 \cdot m \quad d_{cm} = (1,6 \dots 1,8) \cdot d_b$$

$$\ell_{cm} = (1,2 \dots 1,7) \cdot d_b, \quad d_{a2} = (1,2 \dots 1,4) \cdot m \quad \ell_{a2} = (0,3 \dots 0,4) b_2$$



5.43-rasm. gardishni diskga biriktirish usullari

Chervyak g'ildiragi. Ishlash sharoitiga ko'ra g'ildirakni markazi (disk bilan stupitsa) po'latdan, ayrim holda kul rang cho'yondan; tishni gardishi esa (obod) antifriktsion materialdan tayyorlanadi. Kam sonli ishlab chiqarishda tishli venets bilan g'ildirakning markazi tig'iz o'tqazmada birlashtiriladi, ayrim hollarda markazning sirtida burtik tayyorlanadi va u tishli venetsni obod sirtida sirpanishdan saqlaydi. Zamona viy konstruktsiya larda burtiklar tayyorlanadi va venetsni obodga tig'iz biriktiradi. $v \leq 2 \frac{M}{c}$ tezlik va g'ildirakni nisbatan kichik diametrda g'ildirak bir butun tayyorlanadi.

Reduktorning korpusi

Mashina va priborning barcha detallari, uzel va mexanizmlari o'rnatiladigan asos – korpusni tashkil etadi. Korpusning asosiy vazifasi–podshipnikli uzellarni ushlab turish, asosiy qismlarni mexanik emirilish, chang, suv, zararli gazlardan muhofaza qilish va moyini saqlashdan iborat. Korpusni massasi mashina va priborlar umumiy massasining ko'proq qismini tashkil etadi. Shuning uchun, korpusni ratsional konstruktsiyasini yaratish metall sarfini kamaytiradi. Vazifasi va ishlash sharoitiga ko'ra korpusga mustahkamlik, birklik, germetiklik, texnologik talablar qo'yiladi.

Mustahkamlik – katta yuklanishni qabul qilib fundamentga uzatadigan korpus detallarining ishlash layoqatini belgilovchi xarakteristikani aniqlaydi.

Birklik – metall kesuvchi stanoklar, dvigatellar, reduktorlar korpusiga qo'yiladigan asosiy talab bo'lib, tashqi ta'sirdan (tebranish) deformatsiyalanmaslik

Germetiklik–ayrim, masalan uchuvchi apparatlar, bug' turbina lari va kondensatorlar korpuslarining ishlash sharoitini belgilaydi.

Texnologik xususiyat – korpus oddiy va kam xarajatli shaklda tayyorlanishi.

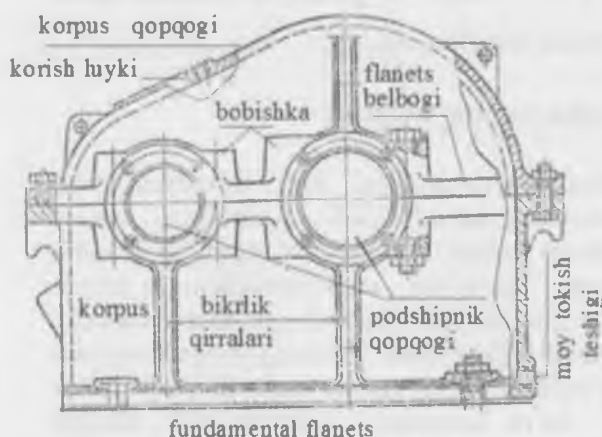
Mashinalarning tashqi ko'rinishini belgilovchi xarakteristika – korpusni estetik talabini tashkil etadi. Ular, ekspluatatsiya qilishni, ta'mirlashda detallarga ajratish va yig'ish qulay bo'lishini va xavfsizlikni ta'minlaydi.

Klassifikatsiyasi. funktsiyasini bajarishiga ko'ra quyidagi korpus detallari mavjud:

- a) fundamental plitalar;
 - b) staninalar, ramalar, asoslar (shassi), etakchi kuzov,
 - v) tashqi ta'sirni himoya qiluvchi korpuslar;
 - g) uzellarni korpus detallari (kolonnalar ustunlar, kronshteynlar)
- Priborlarni kopuslari bir nechta turga bo'linadi:

a) himoyalovchi asosiy korpuslar (mexanik emirilish va ifloslanishdan himoyalaydi);

b) chang va suv o'tmaydigan;

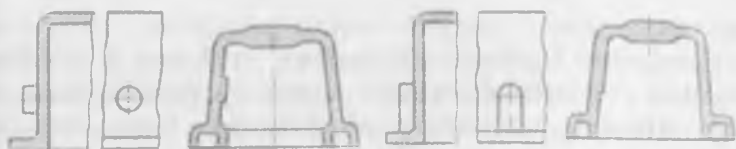


v) germetik (doimiy havoni tarkibi va namgarlik bosimidan himoya).

Reduktorning tuzilishi

Korpuslarni konstruksiyasi. Korpus murakkab shaklga ega. Ko'pincha ular ajraluvchan bo'ladi. Reduktorlar, elektrik mashinalar, metall kesuvchi stanoklarning korpuslarini konstruksiyalashning xususiy hollari mavjud. Korpusni qopqoqi, unga boltli birikma bilan mahkamlanadi.

Ko'proq yuklanishdagi korpuslar Ch-12-28 va Ch-15-32 kul rang cho'yonlardan, quyma po'latdan, payvand korpuslar St2 va St.3 markali po'latlardan tayyorlanadi. Payvandlash asosida po'lotdan tayyorlangan reduktorlar korpuslarining devorlari cho'yon devorlardan 20-30 % yupqa.



Quyma korpuslardan namunalar

Priborlarni korpuslari—alyuminiy listidan, mis va magniy qorishmasidan, plastmassa, yog'ochdan tayyorlanadi. Korpus materialini korroziyadan asrash uchun sirtini ranglash, plastmassa yoki metall qoplamasini ishlatish mumkin

Reduktor korpusini konstruksiyalash. Reduktorni korpusi —uzatma detallarini joylashtirish va koordinatsiyalash, ularni ifloslanishdan himoya qilish, moylash tizimini tashkil etish, hamda reduktor juftliklarining ilashmasida, podshipnik va ochiq uzatmada hosil bo'ladigan kuchlarni qabul qilish uchun xizmat qiladi.

Loyihalanadigan bir pog'onali reduktorlarda asosan qopqoq va asosdan tashkil topgan ajraluvchan korpus qabul qilingan.



Reduktor korpusining qopqoqi

Vertikal tsilindrik reduktorlarning korpusi ayrim hollarda ikkita ajraluvchan qismga ega, ya'ni yana bitta korpus qismi rejalashtiriladi. O'qlararo masofa $a_w \leq 140 \text{ mm}$ bo'lgan chervyakli reduktor korpusi ajralmas tayyorlanishi mumkin. Korpuslarni turli shakllari bo'lishiga qaramasdan, ularni bir xil konstruktiv elementlari - devorlari bilan birlashtirilgan podshipnik uzellari, flanetslar, qirralar mavjud va ularni konstruksiyalash bir xil qonunga bo'ysunadi.

Korpusning shakli mustahkamligi va bikrligini e'tiborga olib, texnologik, ekspluatatsion va estetik shartlar asosida tanalanadi. Bu talabni to'g'ri burchakli tashqi tomoni silliq sirtli korpuslar qanoatlantiradi. Bunda podshipnik va qirralar ichki tomonda, podshipnik uzelines qopqoqi kesilgan, mahkamlovchi boltlar korpusini bo'ylama tomonida, fundamentga o'rnatuvchi qismlar korpusning gabaritidan

katta emas.

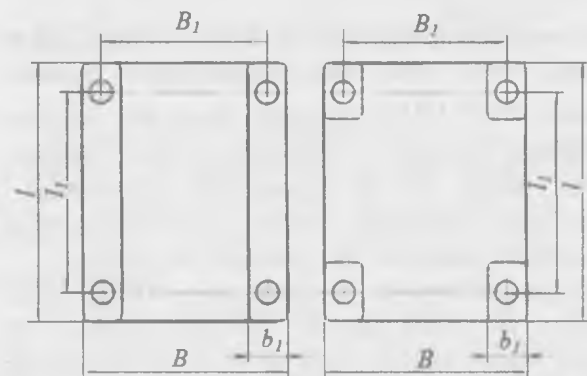
Korpusning gabarit o'lchamlari reduktor g'ildiraklarining o'lchamlari va kinematik sxemasi asosida aniqlanadi. Bunda reduktorning vertikal devorlari asosiga perpendikulyar, korpus qopqoqining yuqori tekisligi asosiga parallel. Demak, eskizli loyihalash asosida taxminiy aniqlangan reduktor g'ildiraklarini, vallar va podshipniklar uzellarini konstruksiyalash bilan bog'liq holda amalga oshiriladi.

Korpus asosining va qopqoqi devorining va birlilik qirralarining qalinligi $\delta = 1,12 \sqrt[4]{M_2}$ formuladan topiladi. Korpus devorining ichki konturi perimetr bo'yicha, kontur va aylanuvchi detallar orasida x va y zazor qoldirib chiziladi.

Flanets reduktor korpusining detallarini birlashtirish uchun xizmat qiladi. Bir pog'onali reduktorlarning korpuslarida beshta flanets belgilanadi: korpusning fundament asosi; podshipniklar va korpus qopqoqi; korpus qopqoqi; podshipnik uzellarning qopqoqi; kuzatish lyukining qopqoqi.

Flanetsning balandligi h , vintlar soni n_b va ular orasidagi masofa flanetsning vazifasi asosida komponentlarda topiladi.

a) Korpus asosining fundamental flanetsi – reduktorni fundamental ramagiga o'rnatish uchun xizmat qiladi. Flanetsni tayanch sirti katta bo'lmagan platiklardan tashkil topadi, balandligi $h_1 = (2,3 \dots 2,4) \delta$. Korpus ramaga to'rtta fundamental bolt bilan birlashtiriladi.



*Fundamental
flanetslarning
tayanch platiklari*

Tayanch flanetslari (platiklar) korpusga moy to'kish probkasi, moy sathini ko'rsatuvchi shup, korpus asosi uchun xizmat qiladi. Platik

tomonlarining o'lchamlari biriktiriladigan detallarning tayanch yuzasidan 3...5 mm katta bo'lishi kerak. Platin baliqligi flannetsning qalinligidan 3...5 mm. katta qabul qilinadi.

b) Podshipnik qopqoqi va korpus asosining flannetsi – qopqoq ajraluvchan korpus asosini biriktirish uchun xizmat qiladi. Bolt flannetsni tashqi tomonidan korpusga bo'ylama yo'nalishda parallel devorning ichki tomoniga yo'naladi. Bolt o'zni gardish bilan korpus devorining ichki tomoni orasida 3...5 mm.dan kam bo'lmagan masofa qolishi kerak. Flannetsning qalinligi bolt golovkasining baliqligiga bog'liq.

Podshipnik vintlarining soni (korpusni bir tomonida)

Reduktor	tsilindrik		konussimon		chervyakli
	vertikal	gorizontal	vertikal	gorizontal	
$n_b -$	2	3	2	3	2

v) bobylshkalar - podshipnik uzellarining detallarini joylashtirish uchun xizmat qiladi. Ichki va tashqi bobylshkalar mavjud. Ajralmas korpusli reduktorlarda podshipnik bobylshkalari reduktor korpusining ichki tomonida joylashadi. Shesternya pastda joylashgan chervyakli, konussimon va tsilindrik vertikal reduktorlarda ham podshipnik bobylshkasi reduktor korpusining ichki tomonida joylashadi.

Reduktor korpusini qopqoqqa o'rnatishda bobylshka podshipniklar tayanchining tashqi tomonida o'rnatiladi. Bobylshkaning shakli va o'lchami konstruktiv imkoniyatlar asosida belgilanadi.



g) Ajraluvchan korpuslarda qopqoq va korpus asosini biriktiruvchi flannets qopqoqni korpusning asosi bilan perimetr bo'ylab biriktirish uchun xizmat qiladi

Qopqoq va korpusning asosi kalta yon tomonli bo'lsa flannets korpusni ichki tomonida joylashtirilishi mumkin. Unda uning kengligi devor

tomonidan belgilanadi, bo'ylama o'lchami uzun bo'lgan reduktorlarda flannets devorining tashqi tomonida bajariladi. Barcha o'lchamlar

konstruktiv imkoniyat asosida tanlanadi. Flanetsning qalinligi $h = 1,5\delta$

Ajralmas korpuslarda qopqoq va korpus asosini biriktiruvchi flanetslar chervyakli va tsilindrik reduktorlar uchun $a_w \leq 140 \text{ мм}$ masofada loyihalanadi. Korpusdan tayyorlangan katta teshikdan val bilan chervyak g'ildiragi yoki val bilan tsilindrik g'ildirak komplekti o'rnatiladi, buning uchun, teshikning diametri g'ildirakning diametridan 2...5 mm ga kattaroq tayyorlanadi. Qopqoq va korpus orasida rezina zichlagich o'rnatiladi. Biriktiruvchi vintlar soni $n_b = 6...8$ ular orasidagi masofa $L \approx (8...10) \cdot d$.

Reduktorni moylash Tishli va chervyakli ilashmalar va podshipniklarni moylashdan maqsad, tegishib va ilashib ishlaydigan sirtlarni korrozidan himoyalash, ishqalanish koeffitsienti va eyilishni kamaytirish, issiqlik va iznos mahsulotlarini yo'qotish, shum va vibratsiyani kamaytirish. Moyni tanlash uchun dn - kriteriy hisoblanadi: $dn \geq 300000 \frac{\text{мм} \cdot \text{айл}}{\text{мин}}$ bo'lsa suyuq moy va

$dn < 300000 \frac{\text{мм} \cdot \text{айл}}{\text{мин}}$ bo'lsa plastik moy tanlanadi. Moyni miqdori podshipnikni tezlik rejimiga bog'liq: $dn > 10^5 \frac{\text{мм} \cdot \text{айл}}{\text{мин}}$ bo'lsa uzelni yarim bo'sh hajmini egallashi kerak, dn - kichik qiymatida hajmni $\frac{2}{3}$ qismi.

Tishli (chervyakli) ilashmalarni moylash. Reduktorlarni uzluksiz moylashda suyuq moyni sho'ng'itib moylash usuli tadbiq etiladi. Bu usul tishli uzatmalarda doiraviy tezlik $(0,3...12,5) \frac{\text{м}}{\text{с}}$ va chervyakli uzatmalarda sirpanish tezligi $10 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ gacha bo'lganda qo'llaniladi. Doiraviy tezlik $4 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ gacha bo'lgan ochiq tishli uzatma-larda hollarda ($v \leq 1,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}$) da tomchilatib moylanadi. Moyni sorti hisobiy kontaktli kuchlanish va doiraviy tezlikka bog'liq katalogdan aniqlanadi. Moyni miqdori – bir pog'onali reduktorlarni sho'ng'itib (

cho'milish) moylashda 1kVt. uzatiladigan quvvatga 0,4...0,8 (l) moy belgilanadi.

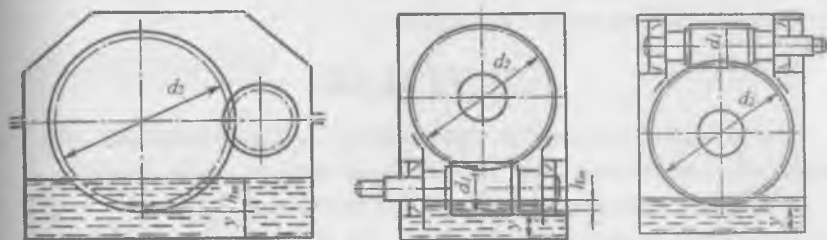
Moy sathini belgilash:

- tsilindrik va chervyakli reduktorlarda moy vannasida g'ildirak sho'ng'itilsa, moyni balandligi m -ilashma moduliga bog'liq

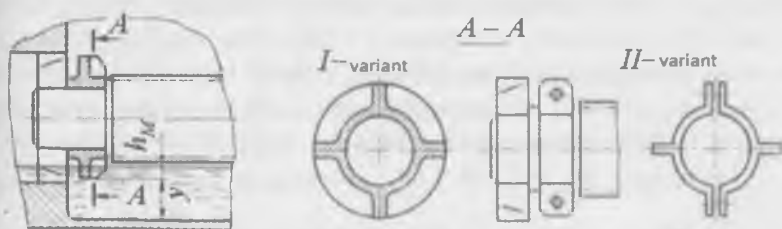
$$m \leq h_M \leq 0,25d_2;$$

- shesternya yoki chervyak pastda joylashsa $h_M = (0,1...0,5)d_1$, bunda $h_{\text{min}} = 2,2m$. Moy podshipnikning pastki dumalash markazidan (sharik yoki rolikning markazida) o'tishi kerak

- konussimon reduktorlarda tishli g'ildirak yoki shesternya vannadagi moyga cho'miltirilishi kerak;



Moy sathini aniqlash



Ilashmani sachratib moylash.

- tsilindrik va chervyakli uzatmalarda shesternya yoki chervyak pastda joylashganda yuqori aylanish chastotasida issiq ajralib chiqishini kamaytirish va quvvatni kamayishini cheklash uchun moyni sathi pasaytiriladi va sachratib moylash usuli qo'llaniladi

Tishli g'ildirakda tishni balandligi va chervyak g'ildiragida o'ramni balandligida moyga chumiltiriladi. Moyni sathi podshipnik tashki halqasining markazidan oshmasligi kerak. Ayrim vaziyatlarda moy sachratgich qo'llaniladi. Konussimon uzatmalarda g'ildirak

tishining uzunligi bo'yicha moyga cho'miltiriladi. Qiyshiq tishli va chervyaksimon uzatmalarda tish va o'ram moyni bir tomonlama aylantiradi va podshipnikka uzatadi. Bunday vaziyatlarda podshipniklarda moylanish darajasi (nisbati) oshib ketmasligi uchun, ularda moydan himoyalash halqasi o'rnatiladi. Tcirkulyatsiyali moylash - $v > 8 \frac{m}{c}$

doiraviy tezlikda qo'llaniladi. Karter yoki idishdan moy nasos vositasida moylanish sirtlariga uzatiladi. Moy sathini nazorat etish uchun – moy ko'rsatkich moslamalari qo'llaniladi. Jezli, fonarli va trubasimon moy ko'rsatkichlar mavjud . Podshipniklar qopqoqlar erdamida tashki tomonidan himoyalanaadi. Moyni reduktorga quyish va ko'rish, nazorat qilish uchun reduktorni qopqoqida deraza o'rnatiladi. Xususiyati yomonlashgan moyni to'kib tashlash yoki reduktorni tozalash uchun, uning pastki qismida probka urnatiladi

MUFTALAR

Aylantiruvchi moment yo'nalishini o'zgartirmasdan val va uzatmalarni biriktirish uchun mo'ljallangan qurilma mufta deyiladi.

Muftalar mashinalarning aloxida qismlarini kinematik va ko'p bog'lanishlarni amalga oshirish bilan bir qator boshqa funktsiyalarni xam bajaradi: turli xil vaziyatlardagi vallarni birlashtiradi, yuritmadagi dinamik ta'sirni yumshatib silliq uzatadi, detallarni montaj-demontaj ishlarini osonlashtiradi, mashinani o't oldirishni engillashtiradi va x.k. Muftalar standartlashtirilgan. Ularning pasport ko'rsatkichlariga –tashqi o'lchamlari, masasi, inergiya momenti, ruxsat etilgan aylantiruvchi moment, vallarni o'rnatadigan qismining diametri ko'rsatilgan bo'ladi

Muftalarni $M_P = K \cdot M \leq M_{\text{ТАБЛ}}$ - momenti asosida tanlab olinadi.

bu erda: $M = \frac{N}{\omega}$ - valdagi nominal moment; $K = 1,1 \dots 2,5$

ishlash rejimi ning koeffitsienti (katta qiymat zarb ta'sirida olinadi).

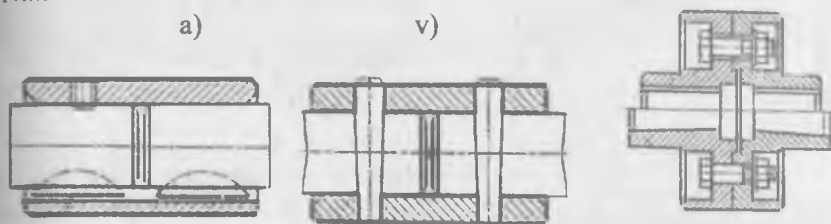
Muftalar 4 ta sinfga bo'linadi. Mashinaning ishlash jarayonida detallari ajralmas, boshqariladigan, boshqarilmaydigan mustaqil ishlaydigan va boshqalar.

Muftalarning sinflari quyidagi tarkibga bo'linadi: mexanik, gidravlik, elektromagnitli, bikr, kompensatsiyali, elastik, muxofazali; shakliga ko'ra friksion, ajraluvchan, ajralmas; konstruktiv bajarilishiga ko'ratishli, mushtli, sharikli, friksion.

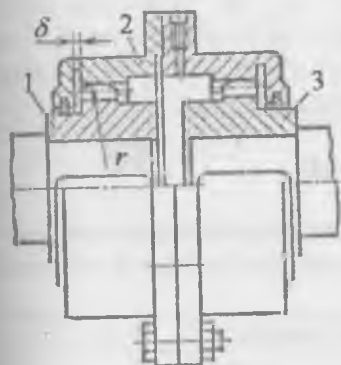
Bikr muftalar-o'qlari tutashadigan vallarni biriktirish uchun ishlatiladi. Bikr muftalar bilan biriktirilgan vallar bir butun detal kabi

ishlaydi, shuning uchun muftga burovchi moment bilan birga eguvchi moment bo'ylama va ko'ndalang kuchlar ta'sirida xam bo'ladi. Ushbu muftalarning oddiysi vtulkali mufta.

Vtulkali muftalarda burovchi moment shponka yoki shtift vositasida uzatiladi. Bu muftalarning asosiy kamchiligi, vallarni aniqlik bilan joylashtirish, ularni ajratishda vallarni o'q buylab siljitish. Flanetsli muftalar biki muftalarning eng ko'p tarqalgani hisoblanadi. Bu muftalar uchun vallarning diametri 12...220 mm, aylantiruvchi moment 8...45000 N.m.



4.36-rasm. Biki muftalar: ajralmas (a - v) - vtulkali; ajraluvchan - b



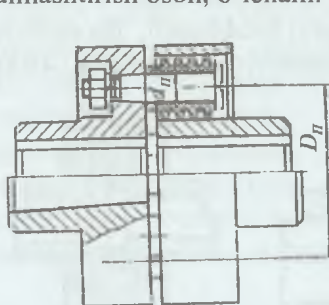
Tishli muftalar ikkita 1 va 3 yarim muftalardan tashkil topgan tashqi tish va 2 ajraluvchan obyomali ikki qatorli ichki tishdan tashkil topgan

Mufta vallarni 1-8 mm bo'ylama, 0,2 ...0,6 mm radial va $\Delta\alpha = 1^\circ$ burchakli siljishga imkon beradi. Tishli muftaning detallari st 40, st 45 va 40X po'latlardan tayyorlanadi. Vtulka tishlarining qattiqligi termik ishlov berishda

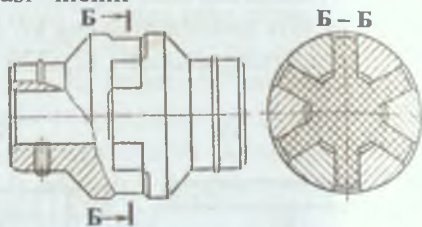
HRC 40- 45 oboymaning tishlari uchun HB 350 tashkil etadi.

Tishlarning eyilishini kamaytrish uchun va zarb ta'sirini oboymaga kamaytirish uchun moylovchi material -nigrol - L, avtotraktor nigroli kuyiladi. Tishli muftalar $d = (40...180)$ mm diametri val va $M_r = (0,07...50)$ kN.m momentlar oralig'ida standartlashgan. Tishli muftalar statsionar va transport mashinalarida keng qo'llanilmoqda. Yuqori yuk ko'tarish qobiliyati, katta diapzonda burchak tezlik va momentni, uzatish mumkinligini bir vaqtda ko'plab tishli ilashma yordamida bu muftalarni afzalligi.

Vtulkali paletsli mufta – MYBP elektrodivigateldan xarakat olish qurilmalarida keng tarqalgan. MYBP ikkita (1 va 4) yarim muftalardan, konussimon paletslardan tashkil topgan. Moment rezbali, rezinali vtulka -3 yordamida paletslar vositasida bir yarim muftadan ikkinchisiga uzatiladi. Konstruktsiyasi oddiy, elastik elementlarni almashtirish oson, o'lchami va massasi kichik



4.37-rasm. Vtulkali paletsli mufta
– MUP



MUP - standart 9...160 mm diametr 6,3...16000 N.m ayla-nuvchi momentga muljallangan. Rezina yulduzchali elastik mufta MUP ga nisbatan 12...48 mm diametr va 6,3...400 N.m momentga mo'ljallangan, tez yurar vallar va katta bikrli plitalarni birikmasida ishlatiladi.

BIRIKMALAR

Mashinalar uzellardan, uzellar esa o'z navbatida detallardan tuzilgan. Detaillardan uzellar, uzellardan esa mashinalar birikmalar vositasida yig'iladi.

Birikmalarning turlari						
ajralmaydigan			ajraladigan			
parchin mixli	payvand	elimli	rezbali	boltli	shponkal	shlitsali
parchin mixli birikmalar						
ishlatilishi	samolyotsozlikda, kemasozlikda, yuk ko'tarish mashinalarining fermalarida, ko'priklar qurishda ko'plab ishlatiladi					
materiali	diametri 20 mm dan ortiq bo'lmaganda mis, po'lat, alyuminiy simlardan tayyorlanadi.					

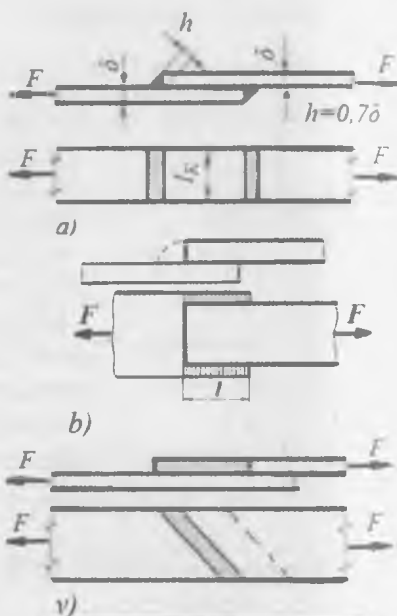
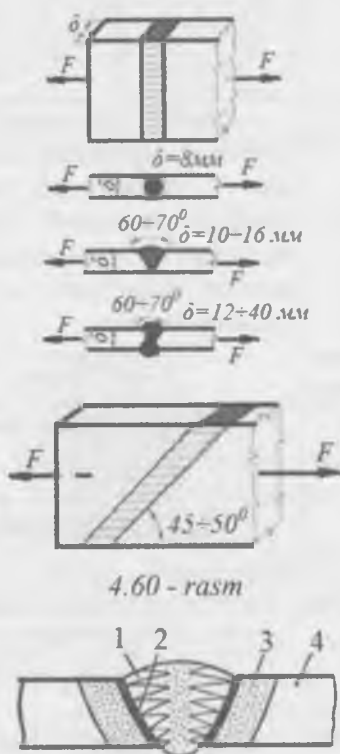
Parchin mix		eskiz	Diametr, mm
Yarim doiraviy golovkali			1...36
potay golovkali GOST 10300-80			1...36
Yarim potay golovkali GOST 10301-80			2...36
Yarim doiraviy past golovkali			2...10
Yassi golovkali (GOST 10303-80)			2...36
tayyorlanishiga oid ma'lumot		Parchin mix qirqilish va ezilishga, birikmani zaiflashgan kesimi cho'zilishga qarshilik ko'rsatadi. Parchin mixning mustaxkamligi parchin mixlar soni va kesim yuzasiga bog'liq	
1-uanso; 2-qisqich; 3-parchin mix; 4-opravka Parchin mix uan-so va oprava ora-sida pres-slanadi va mustahkam birikma bo'ladi			
hisoblash sxemasi		mustahkamlik shartlar	
ezilish yuzasi qirqilish yuzasi ezilish yuzasi		qirqilishga	ezilishga
		$\tau_{max} = \frac{F}{n \cdot d^2} \leq [\tau]$	$\sigma_c = \frac{F}{n \cdot d \cdot l_1} \leq [\sigma_c]$
			$\sigma = \frac{F}{l(l_0 - md)} \leq [\sigma]$
parchin mixlar soni: qirqilishga $n \geq \frac{4F}{\pi \cdot d^2 [\tau]}$, ezilishga $n \geq \frac{F}{d \delta [\sigma_c]}$			

Payvand birikmalar

Payvand birikmalar mashinasozlik va qurilishda keng qo'llaniladi. Afzalligi:

1) kam mehnat talab qilib, metallni tejaydi (teshik ochilmaydi)

2) korpus detallarini tayyorlashda quymadan ko'ra payvandlab tayyorlansa 30-40% metall tejaladi, qolip tayyorlashga ko'p mehnat va mablag' kerak. Kamchiligi: Materiallarning termik deformatsiyalanishi va hamma materiallarni ham payvandlab bo'lmasligi. Elektr energiyasidan va gaz alangasidan foydalanib payvandlash usullari mavjud.



- 1- suyultirilgan metall
- 2- chok va detal birikmasi
- 3- qizdirilgan metall
- 4- biriktiriladigan detal

Elektr energiyasidan foydalanib
payvandlash

Eng ko'p elektr energiyasidan foydalanib payvandlanadi. Bu usul qulay, tejamli bo'lib uni avtomatlashtirish mumkin. Natijada ish unumdorligi 20% ga oshib, sifatli chok olinadi. Elektr energiyasidan foydalanib payvandlash ikki turga bo'linadi.

1. Elektr yoyi yordamida payvandlash. Bunda ulanadigan joy elektr yoyi vositasida qizdirilib va unga payvandlash metalli suyuqlantirilib tushiriladi.

2. Payvandlash metalli elektrod bo'lib, u yuziga shisha va bur surkalgan metall sterjen. Elektrod tok manbainig bir qutbiga, metall esa ikkinchi qutbiga ulanadi.

3. Kontaktlab payvandlash: bu usul ulanadigan detallardan kuchi bir necha ming amper bo'lgan elektr toki o'tkazilganda ularning bir-biriga tegib turgan (kontaktda) joyida qarshilik yuqori bo'lganligidan katta issiqlik hosil bo'lishiga asoslangan. Kontaktda bo'lgan joy plastik holatga keladi yoki suyuqlanadi. Bunda detallar bir-biriga ma'lum kuch bilan siqilsa payvand chok hosil bo'ladi.

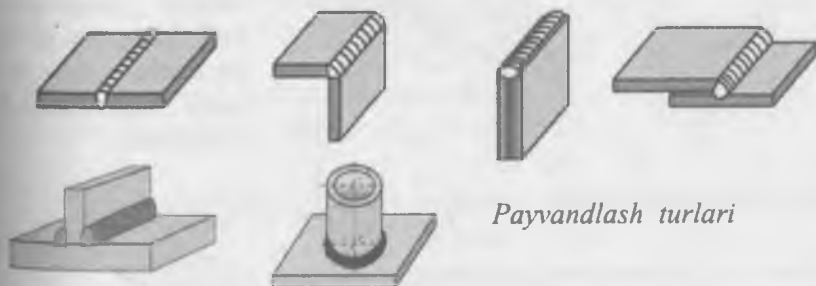
Payvandlash vositasida detallarni uchma-uch, ustma-ust va burchak ostida ulash mumkin. Payvand choklar shakliga qarab uchma-uch va burchakli choklargabo'linadi. Chok cho'zilish (siqilishga)

hisoblanadi.
$$\sigma = \frac{P}{\ell S} \leq [\sigma^1]$$

ℓ - chokning hisoblash uchun qabul qilingan uzunligi;

S - listning payvand qilingan joyidagi qalinligi;

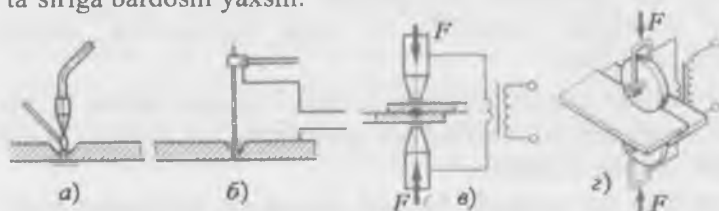
$[\sigma^1]$ - chokning materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish



Payvandlash turlari

Ustma-ust birikmalar. Ustma-ust birikmada chokning ko'ndalang kesimi uchburchak shaklida bo'ladi va burchakli yoki valiksimon chok

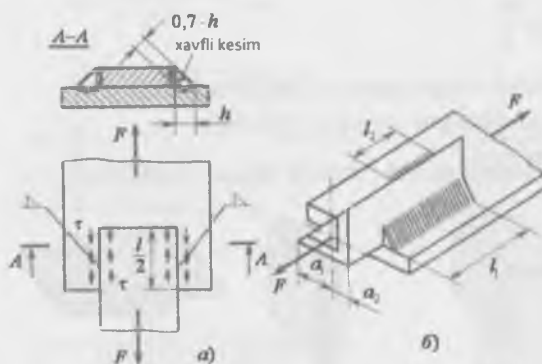
deb ataladi. Burchakli chokning shakli normal, botiq va qabariq bo'lishi mumkin. Chok qabariq bo'lganda detalning ulangan joyining kesimi sezilarli darajada o'zgarib qo'shimcha kuchlanish hosil bo'ladi. Shuning uchun chokning botiq bo'lgani ma'kul. Uning o'zgaruvchan kuch ta'siriga bardoshi yaxshi.



*Payvand-
lash
usullari*

a) Gazli payvandlash; b) yoysimon payvandlash; v) kontaktli payvandlash; g) chokli payvandlash

Tajribalar ko'rsatishicha, burchakli chokning qanday joylashishidan qat'iy nazar, ular uchburchak to'g'ri burchagining bissektrisasi orqali o'tgan kesim bo'ylab ta'sir etuvchi urinma kuchlanishdan emiriladi. Normal kuchlanishning qiymati kichik bo'lgani uchun hisobga olinmaydi.



Yonbosh chokning mustahkamligi detalning bikrligi va chokning uzunligiga bog'lik. Choklarni hisoblashda kuch xamma nuqtalarda bir xilda ta'sir etadi, kuchlanish esa bir xilda taksimlanadi deb olamiz.

Unda urinma kuchlanish:
$$\tau = \frac{F}{2\ell 0,7k} \leq [\tau^I]$$

formuladan payvandlanadigan detalning qalinligi $t = \frac{F}{1,4\ell[\tau]}$

yoki payvand birikmaning uzunligi ℓ aniqlanishi mumkin.

Agar listga burchak profili payvandlansa, yon tomon choklar G' kuch yo'nalishiga nosimmetrik joylashadi. Unda birinchi va ikkinchi choklardagi kuchlar $F_1 + F_2 = F$, $F_1 \cdot \ell_1 - F_2 \ell_2 = 0$

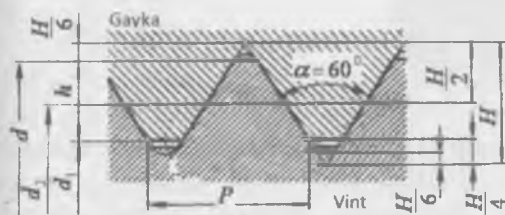
$$\text{bu erdan } F_1 = F \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad \text{va} \quad F_2 = F \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}$$

bu erda a_1 va a_2 -element og'irlik markazidan chok kesimining markazigacha bo'lgan masofa. $\tau_1 = \tau_2 = [\tau]$ shartdan

$$\ell_1 = \ell \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad \text{va} \quad \ell_2 = \ell \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}$$

Rezbali birikmalar. Rezbali birikmalar jumlasiga vintlar, boltlar, gaykalar, shpilkalar va boshqalar kiradi. Bunday birikmalarning mahkamlovchi asosiy elementi rezba hisoblanadi. Vazifasiga qarab rezbalari detallarni mahkamlashda foydalaniladigan mahkamlash rezbalari va ularning birikmalarida germetiklik hosil qilish uchun xizmat qiladigan, harakatni uzatishda, masalan, vint-gayka uzatmalarida foydalaniladigan rezbalarga bo'linadi.

Rezbalarni metchiklar yoki plashkalar vositasida qo'lda, shuningdek keskich, maxsus rezba qirquvchi kallaklar yoki frezalar bilan stanoklarda qirqish mumkin.



Rezbaning parametrlari: tashqi diametri - d ; uchburchakning balandligi - h , ichki diametri - d_1 ; qadami - S ; kirimlar soni - n



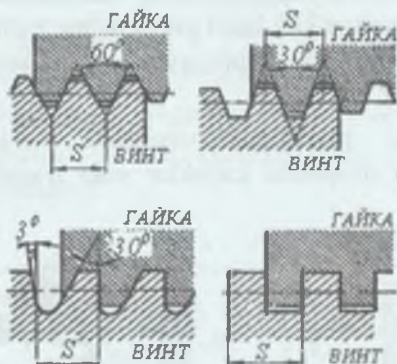
Ko'plab ishlab chiqarishda rezbalari rezba-nakatlash stanoklarida nakatka qilinadi. Nakatka qilingan rezba keskich bilan qirqilgan rezbagacha qaraganda mustahkamroq bo'ladi,

chunki nakatka qilish jarayonida bolt zagotovkasi metalining tolalari qirqilmaydi, rezbaning tashqi sirti esa puxtalanadi. Mashinasozlik va asbobsosozlikda rezbali birikmalar uchun bir kirimli metrik mahkamlash

rezbalari ishlatiladi, ularning profili uchburchak shaklida bo'lib, uchidagi burchagi $\alpha = 60^\circ$. Dyuyimli rezbalar mavjud $\alpha = 55^\circ$.

Rezbaning mustahkamligini hisoblash. Rezballi birikmalarda o'q bo'ylab yo'nalgan va vint sterjenini cho'zadigan kuch rezbaning hamma o'lchamlariga bir xilda ta'sir etmaydi. Jukovskiy tajribalariga ko'ra buning sababi o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuchdan vintdagi rezbaning bir tomonga, gaykadagi rezbaning qaramaqarshi tomonga deformatsiyalanishidir. Bundan tashqari kuchning taksimlanishiga gaykaning aniqlik darajasi ham katta rol o'ynaydi. Shuning uchun rezballi mustahkamligini hisoblashda kuch vint o'ramlari orasida bir xilda taqsimlanadi deb qabul qilamiz va rezba ish sirtining ezilishi va kesilishini hisoblaymiz.

Vint – gayka uzatmasida rezba



Rezballi ezilishga mustahkamligi:

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot h} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

Z - rezba o'ramlari soni.

N - rezbaning balandligi.

Rezbaning kesilishi: vint uchun

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot H} \leq [\tau]$$

gayka uchun

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot k \cdot H} \leq [\tau]$$

k - rezbaning tuzilishini hisobga oluvchi koeffitsient: chburchakli rezba uchun $k = 0,8$. to'rtburchakli rezba uchun $k = 0,5$

Rezballi buyumlarni materialini tanlashda, ishlash sharoiti (temperatura, korroziya) yuklanishning xarakteri va miqdori (statik, o'zgaruvchan) tayyorlash usuli va ishlab chikarish hajmi e'tiborga olinadi. Masalan, standart biriktiruvchi buyumlar kam va uglerodli St.3; St.10; St.45 markali po'latlardan tayyorlanadi. Arzon po'lotdan katta miqdordagi boltlar, vintlar, gaykalar – sovuq shtapovkada tayyorlanib, rezba nakatka qilinadi. A12 avtomat po'lot kesilish xususiyati yaxshi, shuning uchun unda rezba kesib tayyorlanadi. Legirlangan po'lotlar 40X; 30XN yuqori yuklangan detallarda o'zgaruvchan yoki zarb ta'siridagi yoki yuqori temperaturada ishlaydigan detallarda qo'llaniladi. Mustahkamlik, korroziyaga chidamliligi va issiqbardoshlilik oshirilishi uchun maxsus termik va ximikotermik ishlov beriladi.

Rezba profilini tanlash ko'plab faktorga – mustahkamlik, texnologiyasozlik va rezbadagi ishqalanish miqdoriga bog'liq. Masalan, biriktiruvchi rezbalarda yuqori mustahkamlikni oshirish va relaksatsiyani cheklash uchun katta ishqalanish momentiga ega bo'lishi kerak. Biriktiruvchi rezbalar uchburchaksimon va vintli mexanizmlarda to'g'ri burchakli bo'ladi.

Metrik rezbalar – barcha o'lchamlari (mm) larda o'lchanadi.

Konstruksiyasi– ishlov berishni engillashtiradi, kuchlanishlar konsentratsiyasini kamaytiradi va ekspluatatsiya jarayonida emirilishdan asraydi. Katta va kichik qadamli rezbalar mavjud.

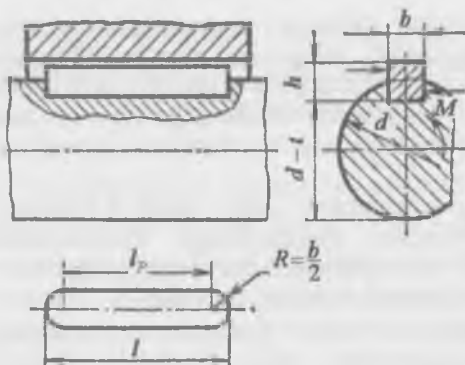
Qadam kichiklashsa rezbani ko'tarilish burchagi va chuqurligi kamayadi. Rezba chuqurligini kamayishi yoki diametrni kattalashishida mustahkamlik ortadi, ko'tarilish burchagi kamaysa o'zini – o'zi tomozlanish xususiyati oshadi. Shuning uchun kichik rezbalar ko'p ishlatiladi.

Truba rezbalari – trubalarni germetik biriktirish uchun ishlatiladi. Bunda kichik qadamli rezba tayyorlanadi. Zichlashishni ta'minlash uchun truba rezbalari doiraviy profilga ega. Bunday rezbalarni cho'yon, shisha, polatmassalarni quyma usulda tayyorlanadi yoki yupqa devorli metall yoki plastmassali detallarda nakatka yoki bosim ostida tayyorlash mumkin.

Trapetsiodal rezbalar–simmetrik va nosimmetrik turlarga bo'linadi. Simmetrik rezba katta yuklanishda ikki tomonlama harakatni uzatadi, nosimmetrik rezbalar vintli – domkrat, presslarda qo'llaniladi.

Shponkali birikmalar. – aylanuvchi detallarni yig'ishda ishlatiladi. Ularni yig'ish va bo'laklarga ajratish oson. Val yoki o'qda shponka uchun mo'ljallangan o'yi bo'lishi birikma kamchiligidir, chunki bunday o'yi val yoki o'q ko'ndalang kesimini zaiflashtiradi, natijada mustahkamlik pasayadi. Zo'riqtirilgan birikmalarda esa prizmatik shponkalar ishlatiladi. Prizmatik shponka kesimi to'g'ri to'rtburchak. Bunday birikmani tayyorlashda shponkani va o'yiqni aniq tayyorlash kerak, chunki shponka burovchi momenti yon yoqlari bilan uzatiladi.

Valdan g'ildirak go'pchagiga burovchi moment uzatishda shponka yon yoqlarining ezilishi hamda val bilan go'pchakning urinish chizig'idan kesilishi mumkin.



Kuchlanishlar:

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{4T}{dh_2 \ell_X} \leq [\sigma_{\text{сж}}]$$

va

$$\tau = \frac{2T}{db \ell_X} \leq [\tau]$$

Shponkaning o'lchami va diametriga qarab tanlanadi, uzunligi $\ell_r = (0,8 \dots 0,9) \ell$.

segmentsimon $\sigma_e = \frac{2T}{d \ell d} \leq [\sigma_e]$

va tsilindrik shponka uchun $\sigma_e = \frac{4T}{d_v \ell d} \leq [\sigma_e]$

Boltli birikmalar

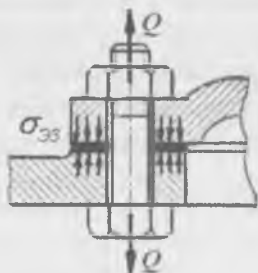
Yuklanish sxemasi



Mustahkamlikka hisoblash

Vint sterjeniga faqat tashqi cho'zuvchi kuch ta'sir qiladi. Yuk ko'taruvchi kryukdagi rezba misol bo'ladi

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]$$



Bolt qotirilgan, tashqi kuch ta'sir qilmaydi. Mashina korpuslaridagi lyuklarni va qopqoqlarni biriktirish uchun ishlatiladi. M6 - bolt, klyuchdagi 4,5 kG; M12- bolt 18 kG kuch ta'sirida emiriladi. Boltni qotirish uchun talab etilgan kuch

$$Q = A \cdot \sigma_{\text{сж}}.$$

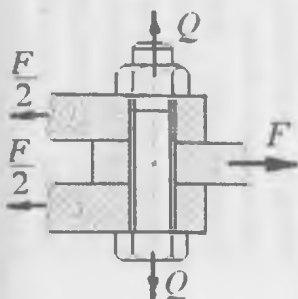
Bolt Q kuch bilan tortiladi va kuch momenti bilan buraladi. Boltni kesimida ikki xil kuchlanish hosil bo'ladi:

cho'zilishdagi normal $\sigma = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2}$,

buralishdagi urinma $\tau_\delta = \frac{M_\gamma}{W_\rho}$

bu erda: $M_\delta = \frac{1}{2} Q \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\beta + \rho)$ va $W_\rho = 0,2d^3$

Mukammallashtirilgan formula $\sigma = \frac{4 \cdot 1,3Q}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]$



Boltli birikma siljituvchi kuchlar ta'sirida. Bolt zazor bilan o'rnatilgan tashqi kuch biriktirish yuzasidagi ishqalanish kuchi bilan muvozanatlanadi, tashqi kuch boltga uzatilmaydi. Birikmani ishonchliligi detallarni biriktirish sirtida siljituvchi kuchlarni ta'sir qilmasligida. Bolt statik yuklanishga hisoblanadi.

$$\sigma = \frac{4 \cdot 1,3Q}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]$$

Bolt zazorisiz o'rnatilgan.

Birikmani siljishga mustahkamligi

tekshiriladi $\tau = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot i} \leq [\tau]$,

i - siljish tekisligi soni.

Ezilishga mustahkamlik sharti:

$$\sigma^I = \frac{F}{d \cdot h_1} \leq [\sigma] \quad \text{va}$$

$$\sigma^{II} = \frac{F}{2d \cdot h_2} \leq [\sigma]$$

Birinchi usul arzon, bolt va teshiklarni tayyorlashda yuqori aniqlik talab qilinmaydi. Lekin, bu usulda boltni ishlash sharoiti yomonlashadi.

GLOSSARIY

№	Atamaning o'zbek tilida nomlanishi	Atamaning ingliz tilida nomlanishi	Atamaning rus tilida nomlanishi	Atamaning ma'nosi
1	Mexanika	Mechanics	Mexanika	Moddiy jismlarni ta'sirlashuvi va mexanik harakati t'yg'risidagi fan.
2	Mexanik harakat	mechanical motion	Mexanicheskoe dvijenie	Vaqt oraliq'ida moddiy jismning fazodagi holatini (y'ni) y'zgarishi. Tinch holat mexanik harakatning xususiy holi hisoblanadi. Tinch holat va mexanik harakat nisbiydir.
3	Texnika	technics	Texnika	Ishlab chiqarishda tadbiq etiladigan va uni boshqarishda qatnashadigan mehnat qurollari jihozlari mashinalar
4	Texnik mexanika	technical mechanics	Texnicheskaya mexanika	Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlari tushunchalari, ularni ta'sirlashuvi va kinematikasini analiz va sintezi, mustahkamlikka hisoblash asoslari hamda harakatni amalga oshirishda qatnashadigan uzatma va birikmalarni o'rganish to'g'risidagi fanlar (bilimlar, ta'limot) majmuasi
5	Analiz	analysis	Analiz	Berilgan mexanizmlarning tuzilishi, kinematikasi va dinamikasini tekshirish

496

6	Sintez	synthesis	Sintez	Berilgan kinematik va dinamik parametrlar bo'yicha yangi mexanizmlarni loyihalash
7	Mashina	machine	Mashina	Quvvat, material va axborotni ishlab chiqarishda harakat bilan ta'minlaydigan odamni aqliy va jismoniy mehnatini engillashtiradigan qurilma.
8	Ishchi mashina	machine tool	Rabochaya mashina	Materiallarni bir turdan ikkinchisiga aylantiradi va y'zgartiradi
9	Texnologik mashina	technic machine	Texnologicheskaya mashina	Buyumlarni shaklini, y'lamlarini va xususiyatlarini y'zgartiradi
10	Transport mashinalari	transport machinery	Transportnye mashiny	Buyumlarni, yuk va odamlarni tashish uchun ishlatiladi
11	Energetik mashinalar	energy-converting machinery	Energeticheskie mashiny	Energiyani bir turdan ikkinchisiga aylantiradi
12	Mashina yurituvchilar		Mashina yurituvchilar	Har qanday energiyani mexanik energiyaga aylantiradi
13	Mashina generatorlar	machine generators	Mashina generatorlar	Mexanik energiyani boshqa turdagi energiyalarga aylantiradi
14	Axborot mashinalari	informational machine	Informatsionnye mashiny	Axborotlarni olish – uzatish yoki y'zgartirishda ishlatiladi.
15	EHM	(electronic) computer	EVM	Sonlar tariqasidagi axborotlarni y'zgartiradi.
16	Kibernetik mashinalar	cybernetic machine	Kiberneticheskie mashiny	Insonga yoki tabiatga xos mexanik, fiziologik va biologik jarayonlarni bajaradi

				yoki imitatsiya qiladi
17	Muxandislik inshootlari	engineering structure	Injenernye soorujeniya	Mashina va mexanizmning ishchi organi harakatlanadi. Bu faktor mashina yoki mexanizmni muxandislik inshootidan farqini belgilaydi. Binolar, kypriklar, tonnellar, rezervuar va h.k- muxandislik inshootlari
18	Yuritma	drive	Privod	Energiya ishlab chiqaruvchi mashina, uzatish mexanizmi va boshqarish apparatidan tashkil topgan.
19	Detal	particulars	Detal	Yig'ma birligisiz bir jinsli materialdan tayyorlangan buyum.
20	Val	shaft	Val	Aylanma harakat va quvvatni uzatadigan, buralishi va egilish deformatsiyalariga uchraydigan pog'onali brus
21	O'q	axis	Os	Aylanuvchi g'ildiraqlar bilan harakatni uzatishda qatnashadigan, egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus
22	Brus	beam	Brus	Uzunligi qolgan o'lchamlaridan katta bo'lgan jism
23	Sterjen	bar	Sterjen	Ingichka brus
24	Balka	beam	Balka	Egilishga qarshilik ko'rsatadigan brus
25	Rama	frame	Rama	Siniq chiziqli brus
26	Plastinka	tablet	Plastinka	Qalinligi qolgan o'lchamlaridan kichik bo'lgan jism

498

27	Qobiq	casing, cover	Obolochka	Egri shaklli plastinka
28	Ishga layoqatlilik	workability	Rabotosposobnost	Texnik shartlar va hujjatlar va tanlangan o'lchamlar asosida talab qilingan xizmat vazifasini bajarish qobiliyati
29	Mustahkamlik	stiffness	Prochnost	Material (detal) tashqi kuch ta'siriga emirilmasdan qarshilik ko'rsata olish qobiliyati. Mustahkamlikga hisoblashdagi talab kam material sarflab detallarni berilgan yukga bardosh berishlik qobiliyatini oshiradigan o'lchamlari va shaklini aniqlash imkoniyatini beradi.
30	Bikrlik	steadiness	Jestkost	Konstruktsiya elementlarini deformatsiyasi juda kichik bo'lib, oldindan berilgan qiymatidan oshmasligi
31	Ustivorlik	heat-resistant	Ustoychivost	Konstruktsiyaning detali o'zining to'g'ri chiziqli muvozanatlashgan holatini yoki shaklini yo'qotmaslik qobiliyati.
32	Issiqbardoshlik		Teplostoykost	Yuqori temperatura ta'sirida detallarning o'z mustahkamligi va xususiyatlarini saqlash qobiliyati.
33	Tejamlilik	economy	Ekonomichnost	Detailarni narxi va ekspluatatsion xarajatlari kam bo'lishi
34	Oddiylik	simplicity	Prostota	Konstruktsiya detalini shakli va o'lchamlari shunday tanlanishi kerakki, ularni tayyorlash

				vaqti va mehnati kam sarflanishi
35	Davlat standartiga moyil	addiction of government standard	Sklonnost k gosudar-stvennym standartam	Alohida detallarni shakli va o'lchami umumiy normativga mos tushishi kerak.
36	Loyihalash	projection	Proektirovanie	Buyumni umumiy konstruksiyasini ishlab chiqish.
37	Konstruksiyalash	construction	Konstruirovanie	Printsipial sxemadan real konstruksiyaga o'tish uchun barcha savollarga ketma-ket javob berish
38	Loyiha	project	Proekt	Loyihalash va konstruksiyalash natijasida hosil bo'ladigan hujjat.
39	Eskizli loyihalash	preliminary design	Eskiznoe proektirovanie	Bylajak mashinaga tushadigan kuchlarni hisobga olgan holda konstruktor mashina yoki inshoot qismlarining o'lchamlarini hisoblaydi va tanlaydi
40	Texnik loyihalash	technical projection	Texnicheskoe proektirovanie	Hisoblashlar asosida mashina umumiy ko'rinishining chizmasi tuziladi.
41	Ishchi loyiha	working project	Rabochiy projekt	Tekshirilgan va oxirgi hisoblashlar asosida mashinaning alohida detallari va mexanizmlari umumiy ko'rinishining chizmasi tayyorlanadi; ishchi loyiha mashinani yig'ish uchun kerak bo'lgan barcha ma'lumotlarga ega
42	Mexanizm	mechanism	Mexanizm	Bir yoki bir nechta jism harakatini boshqa jismlarning aniq qonuniyatga amal qiluvchi

500

				harakatiga aylantirib beruvchi, o'zaro bog'lanishdagi jismlardan tashkil topgan qurilma. Mexanizm—barcha mashina, mexanik asbob va sanoat robotlarining kinematik asosi
43	Tekis mexanizm	planar mechanism	Ploskiy mexanizm	Barcha nuqtalari o'zaro parallel tekisliklarda harakatlanadigan mexanizm
44	Bo'g'in	link	Zveno	Bir yoki bir nechta detallarning qo'zg'almas birikmasi
45	Kinematik juft	kinematic pair	Kinematicheskaya para	Bir-biriga nisbatan harakat qiladigan ikkita bug'ining birikmasi
46	Quyi kinematik juft	low kinematic pair	Nizshaya kinematicheskaya para	Sirt bo'yicha tegishib turgan ikkita bo'g'inning birikmasi.
47	Oliy kinematik juft	high kinematic pair	Vysshaya kinematicheskaya para	Nuqta yoki chiziqli bo'yicha tegishib turgan ikkita bo'g'inning birikmasi.
48	Erkinlik daraja	degree of freedom	Stepen svobody	Mexanizmni mumkin bo'lgan harakatlari soni. Bir-biriga bog'lanmagan harakatlar soni
49	Kinematik zanjir	kinematic chain	Kinematicheskaya tsep	Kinematik juftlar majmuasi.
50	Krivoship	crank	Krivoship	Qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat etadigan bo'g'in.
51	Koromislo	rocker	Koromyislo	Qo'zg'almas o'q atrofida tebranma harakat etadigan bug'in.
52	Shatun	coupler link	Shatun	Biror parallel tekislikda murakkab harakat bajaradigan bug'in

53	Polzun	slider	Polzun	Ilgarilanma-qaytma harakat etadigan bug'in.
54	Richagli mexanizm	rack-and-level mechanics	Richajny mexanizm	Bir turdagi aylanma harakatni boshqa turdagi aylanma harakatga aylantirib beradi.
55	Kulisali mexanizm	link mechanics	Kulisny mexanizm	Bir turdagi aylanma harakatni boshqa turdagi aylanma harakatga yoki uzluksiz aylanma harakatni ilgarilanma - qaytma harakatga o'zgartirib beradi
56	Harakatchanlik daraja	motion freedom	Stepen podvijnosti	Mexanizmdagi etakchi bo'g'inlar soni.
57	Assur guruhi	group of ASSURS	Gruppa Assura	Harakatchanlik darajasi nolga teng bo'lgan strukturaviy guruh.
58	kulachokli mexanizm	cam gear(ing)	Kulachkovy mexanizm	Tarkibida oliy quyi kinematik juftlar vositasi bilan etaklanuvchi bo'g'inning istalgan harakat qonunini amalga oshiradigan mexanizm.
59	Kinematika	kinematics	Kinematika	Moddiy jism massasi va unga ta'sir qiladigan kuchlarni e'tiborga olmasdan, uning harakati o'rganiladi
60	Nuqtaning harakati	motion of particle	Dvijenie tochki	Nuqtaning biror sanoq sistemasiga nis-batan istalgan vaqtdagi holatini aniqlash usuli ma'lum bo'lsa, uning harakati aniqlangan yoki berilgan deyiladi. Nuqtaning harakatini aniqlovchi ifoda uning harakat tenglamasi yoki harakat qonuni deyiladi.
61	Nuqta	trajectory of	Traektoriya tochki	Harakat vaqtida nuqtani fazoda qoldirgan izi.

502

	traektoriyasi	particle		Traektoriya uzluksiz chiziqdır
--	---------------	----------	--	--------------------------------

62	Nuqta harakati berilish usuli	Radius - vektor	representation of motion of particle	radius vector	Sposoby zadaniya dvijeniya tochki	Radius - vektor	Harakatlanayotgan nuqtaning har bir ondagi holatini uning radius vektori belgilaydi.
63		Koordinatalar		coordinate,		Koordinatn ы	Fazoda harakatlanayotgan nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning uchta Dekart koordinatalari belgilaydi.
64		Tabiiy		natural		Estestven-nyy	Harakatlanayotgan nuqtaning har bir ondagi holati berilgan traektoriyadagi qo'zg'almas sanoq boshi O nuqtadan hisoblangan koordinata bilan aniqlanadi.
65	Vaqt		time		Vremya		Skalyar kattalik, barcha sanoq sistemasi uchun bir xil. Yo'l, tezlik va tezlanish vaqtning funktsiyasi.
66	Tezlik		speed		skorost		Nuqta harakatining o'zgarishini tavsiflovchi kinematik o'lchov.
67	Tezlanish		acceleration		Uskorenie		Nuqta tezlik vektorining o'zgarishini tavsiflovchi kinematik o'lchov.
68	Ilgarilanma harakat		translation movement		Postupatelnoe dvijenie		Jism harakatlanganda undagi har qanday ixtiyoriy kesma hamma vaqt o'z-o'ziga parallel qoladi.
69	Aylanma harakat		rotary motion		Vrащателnoe dvijenie		Jism harakatlanganda uning ikkita ixtiyoriy nuqtasi hamma vaqt qo'zg'almasdan qoladi.
70	Urinma tezlanish		tangential		Kasatelnoe		Tezlik modulining o'zgarishini ifodalaydi va

503

		acceleration	uskorenie	tezlikdan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng.
71	Normal tezlanish	normal acceleration	Normalnoe uskorenie	Tezlik yo'nalishining o'zgarishini ifodalaydi va berilgan nuqta tezlik kvadratini uning egrilik radiusiga nisbati bilan aniqlanadi.
72	Absolyut tezlik	absolute velocity	Absolyutnaya skorost	Jismni - o'zining tinch holatiga nisbatan harakati.
73	Nisbiy tezlik	relative acceleration	Otnositelnyy skorost	Qo'zg'almas yoki harakatdagi nuqtaga nisbatan jismni harakati.
74	Burchakli tezlik	rotary speed	Uglovaya skorost	Jismning aylanma harakat tezligini tavsiflovchi kinematik o'lchov bo'lib, burchakli siljishdan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng.
75	Burchakli tezlanish	angular acceleration	Uglovoe uskorenie	Aylanayotgan jism burchak tezligi yzgarishi-ning kinematik ylchovi bylib, burchak tezlikdan vaqt byyicha olingan birinchi tartibli yoki burchagi siljishdan vaqt byyicha olingan ikkinchi tartibli hosilaga teng.
76	Tekis parallel harakat	plane-parallel motion	Ploskoparallelnoe dvijenie	Jismni barcha nuqtalari, yziga parallel bylga tekislikda harakatlanadi.
77	Tezliklar oniy markazi	the instantaneous center of speed	Mgnovennyy tsentr skorosti	Har qanday qattiq jismning tekis parallel harakati asosiy tekislikga perpendikulyar joylashgan yq atrofidagi aylanma harakatida hosil byladi. Aylanish yqi oniy yq deyiladi.

504

				Oniy aylanish yqini tekis shaklda hosil qilgan iz tezlikni oniy markazi.
78	Statika	statics	Statika	Moddiy jismlarning o'zaro ta'sirlashuvi va muvozanatini tekshiradigan nazariy mexanikaning bo'limi
79	Muvozanat holat	balance state	Sostoyanie ravnovesiya	Jism tinch holatda yoki boshq jismga nisbatan tyg'ri va tekis harakatda byladi.
80	Absolyut qattiq jism	absolute rigid body	Absolyutnoe tverdoe telo	Tashqi ta'sir ostida xohlagan ikkita nuqtalari orasidagi masofasi yzgarimagan jism absolyut qattiqdir.
81	Moddiy nuqta	material particle	Materialnaya tochka	Harakati va yoki muvozanati tekshirilganda o'lchamlari va shaklining ahamiyati bo'lmagan, massasi bir nuqtda joylashgan deb tasavvur qilinadigan jism
82	Sistema	system	Sistema	Harakatlari hamda vaziyatlari o'zaro bog'liq bo'lgan moddiy nuqtalar to'plami
83	Kuch	force	Sila	Jismlar mexanik ta'sirlashuvining ylchovidir. Kuch uchta element bilan xarakterlanadi: son qiymati, yynalishi, qyyilish nuqtasi. Kuch vektor kattalik.
84	Kuch vektorining moduli	module of vector force	Modul vektora sil	Kuchning son qiymati.
85	Kuchning yo'nalishi	line of action	Napravlenie sily	Tinch holatda bylga moddiy nuqta shu kuch yynalishida harakatlanadi.

505

86	Kuchni ta'sir chiziqi	line of action of a force	Liniya deystviya silı	Kuch vektori yınalğan tıg'ri chiziq.
87	Kuchlar sistemasi	system force	Sistema sil	Jismga qo'yilgan $(F_1, F_2, \dots, F_n)$ kuchlar to'plami kuchlar sistemasi deyiladi
88	Ekvivalent kuchlar sistemasi	equivalent of system force	Ekvivalentnaya sistema sil	Jismga qo'yilgan kuchlar sistemasi ko'rsatadigan ta'sirni boshqa kuchlar sistemasi bera olsa, bu ikki kuch sistemasi ekvivalent kuchlar sistemasi bo'ladi
89	Teng ta'sir etuvchi kuch	resultant (force)	Ravnodeystvuyusha ya sila	Kuchlar sistemasining ta'sirini yolg'iz bir kuch beradi.
90	Muvozanatlashgan kuchlar sistemasi	balanced of system force	Uravnoveshehnaya sistema sil	Tinch turgan jism unga qo'yilgan kuchlar sistemasi ta'sirida ham tinch holatda qoladi. Muvozanatlashgan kuchlar sistemasi nolga ekvivalent

506

91	Kuch to'g'risda aksiomalar	1-aksioma	1-axiom	Aksiomy sil	1-aksioma	Ikki kuch ta'siri ostidagi erkin qattik jism muvozanatda turishi uchun bu kuchlar moduli jixatdan bir-biriga teng va bitta to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalishi zarur
92		2-aksioma			2-aksioma	Agar qattiq jismga muvozanatlashgan kuchlar sistemasi qo'yilsa yoki olinsa uning muvozanati buzilmaydi.
93		3-aksioma			3-aksioma	Jismning biror nuqtasiga qo'yilgan turli yo'nalishdagi ikki kuchning teng ta'sir etuvchisi, shu kuchlarning geometrik yig'indisiga teng bo'lib shu kuchlarga qurilgan parallelogramning diagonali bo'ylab yo'naladi.
94		4-aksioma			4-aksioma	Jislarning bir-biriga ta'siri o'zaro teng va bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama - qarshi tomonga yo'naladi.
95		5-aksioma			5-aksioma	Berilgan kuchlar ta'sirida deformatsiyalanadigan jism muvozanat holatida absolyut qattiq jismga aylansa, uning muvozanati o'zgarmaydi.
97	To'planma kuch	concentrated force	Sosredotochennaya sila			Ikkita jismni yzaro ta'sirlashuvi nuqta vositasida amalga oshiriladi, ya'ni yukni q'yilish yuzasining y'lchami konstruksiya

507

				elementlarining yilchamlaridan juda kichik
98	Taqsimlangan kuch	distribution force	Raspredeleennaya sila	Ikkita jismni yzaro ta'sirlashuvi yuza yoki uzunlik b'yyicha amalga oshiriladi.
99	Tashqi kuch	external force	Vneshnaya sila	Tinch – harakatsiz holatda b'ylgan jismga ikkinchi jismni ta'siri
100	Ichki kuch	inherently force	Vnutrennyaya sila	Tashqi kuch ta'sirida jism materiali zarrachalarining yzaro tortishish kuchlarini aktivlashishi
101	Bog'lanish	bond	Svyaz	Jismning harakat yoki holatini cheklovchi sabab
102	Qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch	shifting bearing	Podviynaya opora	Bir chiziqli bog'lanish yoki qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch, bog'lanish tekislikida tayanch nuqtasining harakatini cheklaydi. Tayanch kesim ikkita erkinlik darajaga ega, bitta reaksiya hosil bo'ladi
103	Qo'zg'almas sharnirli tayanch	fixed bearing	Nepodviynaya opora	Bog'lanish yo'nalishlarida gorizonta va vertikal tekisliklarda tayanch kesimining harakatini cheklaydi. Tayanch kesimining aylanishi cheklanmagan. Tayanch kesim bitta erkinlik darajaga ega va unda ikkita reaksiya kuchi hosil bo'ladi.
104	Qistirib mahkamlangan tayanch	built-in support	Zaemlennaya opora	Uch bog'lanishli tayanch, hamma erkinlik darajani cheklaydi. Tayanch kesim jism bilan birgalikda biror tekislikda harakatlana-

518

				olmaydi. Tayanchda uchta reaksiya kuchi hosil bo'ladi
105	Reaksiya kuchi	force of reactions	Sila reaktsii	Jismga ta'sir qiladigan bog'lanish kuchi. Jismni harakatlanishiga qarshilik kyrsatadigan kuch.
106	Aktiv kuch	active force	Aktivnaya sila	Jismni harakatlantiradigan kuch.
107	Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar	concurrent system of forces	Sistema sxodyayuxsya sil	Ta'sir chiziqlari bir nuqtada kesishadigan kuchlar sistemasi bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi
108	Kuchlar ko'pburchagi	polygonal force	Mnogougolnik sil	Ta'sir chiziqlari bir nuqtada kesishadigan kuchlar sistemasining teng ta'sir qiluvchi sini topish usuli
109	Kuchning o'qdagi proektsiya si	the projection of forces on the axis	Proektsiya sil na os	Kuch vektorining boshi va ohiridan yqqa tushirilgan ikkita perpendikulyar orasidagi kesma uzunligi.
110	Kuchni nuqtaga nisbatan momenti	moment force about particle	Moment sil po otnoshenii tochki	Kuchni aylantiruvchi - tavsifi. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti – kuch modulini uning elkasiga kupaytmasiga teng.
111	Moment markazi	center of moment	Tcentr momenta	Kuch momenti qaysi nuqtaga nisbatan olinsa, shu nuqta moment markazi
112	Kuch elkasi	arm of force	Plecho silы	Moment markazidan kuchning ta'sir chizig'igacha b'ylgan eng qisqa oraliq
113	Kuch momentini kim topgan	who determined of moment of	Kto opredelil moment silы	Kuchning momenti tushunchasini Leonardo do Vinchi (1452-1519) kiritdi

		force.		
114	Kuchni nuqtaga nisbatan momentining xossasi	Properties methods in relation point	Svoystva momenta sil po otnoshenii tochki	Kuchning miqdori va yo'nalishini o'zgartirmay ta'sir chizig'i bo'ylab istalgan nuqtaga ko'chirilsa, kuch momenti o'zgarmaydi.
115	Kuchni nuqtaga nisbatan momentining xossasi	Properties methods in relation point	Svoystva momenta sil po otnoshenii tochki	Agar kuchning ta'sir chizig'i moment markazidan ytsa, uning shu markazga nisbatan momenti nolga teng b'yladi, chunki bu holda kuchning elkasi nolga teng
116	Kuchni o'qqa nisbatan momenti	moment of force of axial ratio	Moment silы po otnoshenii osi	F kuchni yqqa perpendikulyar tekislikdagi proektsiyasidan yq bilan tekislikning kesishgan nuqtasiga nisbatan olingan momenti
117	Qachon kuchni o'qqa nisbatan momenti nolga teng bo'ladi	When the moment of force against the axis is zero	Kogda moment silы po otnoshenii osi ravnyaetsya nulyu	kuchning ta'sir chizig'i yqni kesib ytsa yoki yqqa parallel b'ylsa, chunki birinchi holda kuch elkasi, ikkinchi holda kuchning yqqa perpendikulyar tekislikdagi proektsiyasi nolga teng
118	Juft kuch	Pair of force	Рамые silы	Moduli jihatdan yzaro teng va bir y'nalishda aylanayotgan ikkita parallel kuchlar.
119	Juft momenti	Moment pair of force	Moment раmых sil	Juftni tashkil etuvchi kuchlardan birining modulini uning elkasiga k'ypaytmasi.
120	Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi	System of force voluntarily arrangement in spaces	Sistema sil proizvolno raspolojennых v prostranstve	Ta'sir chiziqlari fazoda ixtiyoriy ravishda joylashgan kuchlardan tashkil topgan sistema
121	Kuchlar sistema-	resultant of	Главный вектор	Kuchlar sistemasining bosh vektori mazkur

510

	sining bosh vektori	system of forces	sistemy sil	kuchlarning geometrik yigindisiga teng b'yladi.
122	Kuchlar sistemasining biror markazga nisbatan bosh momenti	resultant of moment system of forces in relative in define centre	Главный момент системы sil po otnoshenii opredelennogo tsentra	Fazodagi kuchlar sistemasining biror markazga nisbatan bosh momenti tashkil etuvchi kuchlarning shu markazga nisbatan momentlarining geometrik yig'indisiga teng
123	Muvozanat shart	conditions of equilibrium	Usloviya ravnovesiya	Jismga ta'sir etuvchi fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining Dekart koordinata yqlarining har biridagi proektsiyalarining algebraik yig'indisini nolga teng b'ylishi va kuchlarning har bir yqqa yoki ixtiyoriy tanlangan nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisini nolga teng b'ylishini aniqlovchi tenglamalar.
124	Bir nuqtaga quyilgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari.	The analytical conditions of equilibrium system of forces applied to a single point	Аналитическая usloviya ravnovesiya системы sil prilozhennых k odnoy tochke	Bir nuqtaga q'yilgan kuchlar ta'siridagi qattiq jism muvozanatda b'ylishi uchun, kuchlarning X, Y, Z yqlaridagi proektsiyalarining yig'indisi nolga teng b'ylishi zarur va etarlidir: $\sum F_x = 0; \sum F_y = 0; \sum F_z = 0;$
125	Tekislikdagi parallel kuchlarning muvozanat	The equilibrium conditions of parallel forces in	Usloviya ravnovesiya параллельных sil na	Bir tekislikda yotgan va bir-biriga parallel b'ylgan kuchlar muvozanatda b'ylishi uchun barcha kuchlarning U yqidagi proektsiya-

	shartlari.	the plane	ploskosti	larining yig'indisi va kuchlarning tekislikdagi ixtiyoriy O nuqtaga nisbatan olingan momentlarining yig'indisi alohida-alohida nolga teng b'lishi zarrur va etarli
126	Ishqalanish	friction	Trenie	Bir jismni ikkinchi jism sirtida harakatlanishida hosil byladi.
127	Ishqalanish kuchi	Force of friction	Sila treniya	Ikkita jismni bir-biriga nisbatan ishqalanib harakatlanishiga qarshilik kyrsatuvchi kuch
128	Sirpanib ishqalanish	sliding friction	Treniya skoljeniya	Bir – biriga tegib turgan jismlarning tezliklari tegishish nuqtalarida turlicha bo'ladigan harakat holatidagi ishqalanish
129	Dumalash ishqalanish	rolling friction	Treniya kacheniya	Bir – biriga urinib turadigan jismlar- ning urinish nuqtalaridagi tezliklari kattaligi va yo'nalishi jihatidan bir xil bo'ladigan ishqalanish
130	Jismning og'irlik markazi	body center of gravity	Tcentr tyajesti tela	Jismga tegishli barcha elementar zarrachalar parallel og'irlik kuchlarining markazi
131	Geometrik tavsif	geometrical definition	Geometricheskoe opredelenie	Geometrik – bog'lanishni nazariyasi
132	Statik moment	static moment	Staticheskoy moment	Kesim yuza bilan $\bar{y}$ q orasidagi masofa kypaytmasining integrali
133	Kesim yuzaning og'irlik markazi	center of figure	Tcentr tyajesti secheniya	Kesim yuzadan hisoblab topilgan shunday nuqtaki, bu nuqta atrofida aylangan kesim yuza nuqtalarining chizgan traektoriyasi

512

				aylana byladi.
134	Inertsia momenti	moment of inertia	Moment inertsii	Kesim yuza bilan $\bar{y}$ q orasidagi masofa kvadratining kypaytmasining integrali. Kesim yuzani biror $\bar{y}$ qga nisbatan inertsia momenti
135	Markazdan qochma inertsia momenti	product of inertia	Tcentrobejnyy moment inertsii	Kesim yuza bilan ikkita $\bar{y}$ q orasidagi masofa kypaytmasining integrali
136	Qutb inertsia momenti	polar moment of inertia	Polyarnyy moment inertsii	Kesim yuza bilan qutb nuqtasi orasidagi masofa kvadratining kypaytmasi
137	Qarshilik momenti	resisting moment	Moment soprotivleniya	Kesim $\bar{y}$ lchamlarining bog'lanishi, mustahkamlikni ifodalaydigan geometrik tavsif
138	Bosh inertsia o'qi	The main axis of inertia	Glavnyy os inertsii	Bosh inertsia $\bar{y}$ qlariga nisbatan kesimni markazdan qochma inertsia momenti nolga teng
139	Bosh inertsia momenti	principal moment of inertia	Glavnyy moment inertsii	Bosh inertsia $\bar{y}$ qlariga nisbatan kesimni inertsia momenti
	Inertsia radiusi		Radius inertsii	Kesimning biror $\bar{y}$ qga nisbatan inertsia momentini kesim yuzasiga nisbati bilan topiladi
140	Material	radius of inertia	Material	Mexanik va plastiklik xossasiga, ishlov berilish xususiyatiga ega bylган konstruktsiya va inshoot qismlarini tayyorlash mumkin bylган buyum.

141	Qarshilik	material	Soprotivlenie	Har qanday tashqi ta'sirga ichki aks ta'sirini kȳrsata olishlik
142	Deformatsiya	resistance deflection	Deformatsiya	Tashqi kuch ta'siridan jismda ȳlcham yoki shakl ȳzgarishi
143	Oddiy deformatsiya	simple deformation	Prostaya deformatsiya	Tashqi kuch yȳnalishida jismning ȳlcham yoki shaklini ȳzgarishi
144	Murakkab deformatsiya	hard deformation	Slojnaya deformatsiya	Bir vaqtda ikkita va undan kȳproq oddiy deformatsiyalarni hosil bȳlishi
145	Elastik deformatsiya	elastic deformation	Elasticheskaya deformatsiya	Tashqi kuch ta'siri yȳqotilgandan keyin jismning boshlang'ich ȳlcham va shaklini tiklanishi
146	Plastik deformatsiya	plastic deformation	Plasticheskaya deformatsiya	Qoldiq deformatsiya, ya'ni tashqi kuch ta'siri yȳqotilgandan keyin jismning boshlang'ich ȳlcham va shaklini tiklanmasligi
147	Absolyut deformatsiya	absolute strain	Absolyutnaya deformatsiya	Bir birlik uzunlikka tȳg'ri keluvchi uzayish
148	Nisbiy deformatsiya	relative deformation	Otnositelnaya deformatsiya	Bir birlik uzunlikka tȳg'ri keluvchi absolyut uzayish
149	Chiziqli deformatsiya	linear strain	Lineynaya deformatsiya	Tashqi kuch ta'sirida jismda ȳlcham yoki shakl ȳzgarishi bir chiziq bo'ylab sodir bo'ladi
150	Burchakli deformatsiya	angular deformation	Uglovaya deformatsiya	Tashqi kuch ta'siridan jismda ȳlcham yoki shakl ȳzgarishi burchak ostida sodir bo'ladi jismni kesimi aylanadi

514

151	Kuchlanish	tension	Napryajenie	Ichki kuchni kesim yuzada tarqalish qonuniyatini ifodalaydi, ya'ni bir-birlik yuzaga tȳg'ri keluvchi kuch.
152	Normal kuchlanish	normal tension	Normalnoe napryajenie	Kesim yuzaga tik yȳnaladigan kuchlanish
153	Urinma kuchlanish	tangential stress	Kasatelnoe napryajenie	Kesim yuzaga urinma yȳnaladigan kuchlanish
154	To'liq kuchlanish	combined stress	Polnoe napryajenie	Normal va urinma kuchlanishlarni geometrik yig'indisi.
155	Ruxsat etilgan kuchlanish	working stress	Dopuskaemoe napryajenie	Konstruktsiya qismlarining elastik deformatsiya, mustaxkamligi va xavfsiz ishlashini ta'minlash uchun brus materialiga xos bȳlgan cheklangan kuchlanish
156	Kontaktli kuchlanish	contact stress	Kontaktnoe napryajenie	Tishli g'ildiraklarni ilashish nuqtasida (chiziqda) hosil bo'lgan kuchlanish
157	Kuchlanishlar konsentratsiyasi	stress concentration	Kontsentratsiya napryajeniy	Teshik, kanavka yoki defekt atrofidagi kuchlanishlar tȳplami
158	Qattqlik	hardness	Tverdost	Sirtiga singdirilgan detalga qarshilik kȳrsata olish qobiliyati
159	Konstruktsiya	construction	Konstruktsiya	Detal, mexanizm, mashina, qurilma, inshoot
160	Kesish usuli	sectioning method	Metod secheniy	Tashqi kuch ta'sirida bo'lgan jismning ixtiyoriy kesim yuzasidagi ichki kuch faktorlarini ko'rish va hisoblash usuli

161	Bo'ylama kuch	longitudinal force	Prodolnaya sila	Brusning kesilgan ko'ndalang kesimidan bir tomonda olib qolingani tashqi kuchlarni ushbu kesimning normal yoki bo'ylama o'qiga proektsiyalarining algebraik yig'indisi
162	Burovchi moment	twisting moment	Krutyayuy moment	Sterjenning kesilgan kesim yuzasidan bir tomonda joylashgan tashqi momentlarning algebraik yig'indisi
163	Ko'ndalang kuch	transverse force	Poperechnaya sila	Balkaning ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarni balkani kesilgan yuzasidagi kuch chiziqiga proektsiyalarining algebraik yig'indisi
164	Eguvchi moment	bending moment	Izgibayuyuy moment	Balkani ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarning, balka kesilgan yuzasining kesim markaziga nisbatan kuch momentlarining algebraik yig'indisi
165	Epyura	diagram	Epyura	Ichki kuch faktorlarini brusning yqi byylab yzgarishini ifodalovchi ma'lum qonuniyat asosida qurilgan grafikasi
166	Kuch tekisligi	plane of force	Ploskost silı	Egilishda barcha tashqi va reaksiya kuchlari ta'sir qiladigan yagona tekislik
167	Kuch chiziqi	force line	Liniya silı	Kuch tekisligini brusning ko'ndalang kesim yuzasi bilan kesishish chiziqi
168	Neytral qatlam	neutral plane	Neytralnyy sloı	Balkani egilishda cho'zilmaydigan va siqilmaydigan, o'zining boshlang'ich uzunli-

516

				gini o'zgartirmaydigan material qatlami .
169	Neytral o'q	neutral axis	Neytralnaya os	Balkaning ko'ndalang kesim yuzasi bilan neytral qatlamni kesishish chiziqi
170	Cho'zilish	elongating	Rasstyajenie	Tashqi kuch ta'sirida brus uzunligini ortishi va kyndalang ylchamini qisqarishi
171	Siqilish	pressing	Sjatie	Tashqi kuch ta'sirida brus uzunligini qisqarishi va kyndalang ylchamini ortishi
172	Markaziy cho'zilish va siqilish	axial tension and pressing	Tcentralnoe rastyajenie i sjatie	Tashqi kuch ta'siridan brusning kesim yuzasidagi material zarrachalari bir xil masofaga kyhadi, ya'ni brusning kesim yuzasi yq byylab chiziqli qisqaradi yoki ortadi.
173	Guk qonuni	Hooke's law	Zakon Guka	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishining grafikasi tyg'ri chiziq qonuniyatga byysunishini tavsiflovchi nazariya
174	Bo'ylama deformatsiya	longitudinal strain	Prodolnaya deformatsiya	Tashqi kuch ta'siridan brus uzunligini yq byylab chiziqli uzayishini nisbiy (absolyut) miqdori
175	Ko'ndalang deformatsiya	lateral deformation	Poperechnaya deformatsiya	Tashqi kuch ta'siridan brus kyndalang kesim yuzasining yzgarishini absolyut (nisbiy) miqdori.
176	Elastiklik moduli	modulus of elasticity	Modul elastichnosti	Fizik konstanta, materialni turiga bog'liq
177	Puasson koeffitsienti	Poisson ratio	Koeffitsient Puassona	Brus kyndalang kesim yuzasining qisqarishini tavsiflaydi.

178	Diagramma	Diagram	Diagramma	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishini koordinata yqlarida grafikaviy usulda ifodalanishi
179	Mexanik xossa	mechanical properties	Mexanicheskaya svoystva	Material mustahkamligini xarakterlovchi kuchlanishlar to'plami
180	Elastiklik chegara	border of elasticity	Predel elastichnosti	Brus materialining elastiklik xossasida – deformatsiya synuvchan b'yladi.
181	Proportsionallik chegara	border of propotion	Granitsa proportsialnosti	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishining grafikasi tyg'ri chiziq, ya'ni Guk qonuniyatiga b'ysunadi.
182	Oquvchanlik chegara	liquid limit	Granitsa tekuchesti	Taxminan yzgarmas kuchlanish ta'sirida brusni uzayishi tez y'sadi.
183	Mustahkamlik chegara	The boundary strength	Granitsa prochnosti	Eng katta kuchga tyg'ri keluvchi kuchlanish
184	Mahalliy uzayish	local elongation	Mestnoe udlinenie	Brus uzayishini ma'lum bir oraliqda typlanishi yoki sodir b'ylishi
185	Mustahkamlik shart	strength condition	Usloviya prochnosti	Xavfli kesimdagi emirilishni cheklaydigan matematik ifoda
186	Ruxsat etilgan yuk	safe load	Dopuskaemaya nagruzka	Konstruktsiya ko'tara olishi mumkin bo'lgan yukning miqdori
187	Kesimni tanlash	Selection of cross-sections	Vybor secheniy	Tashqi kuch ta'siriga emirilmasdan qarshilik ko'rsata oladigan, uning mustahkamligini ta'minlaydigan kesimning o'lchami.

518

188	Plastiklik xossa	Plastic properties	Plastiklicheskaya svoystva	Materialni deformatsiyalanish xususiyatini belgilovchi xossa
189	Plastiklik	Plasticity	Plastichnost	Brusni ch'yzilish (siqilish)ga, egilishga va h.k.larga moyilligi, katta qoldiq deformatsiya hosil qilish xususiyati
190	Mo'rtlik	Brittleness	Xrupkost	Materialning plastiklikiga teskari xossasi
191	Puxtalanish	Hardening	Uprochnenie	Birlamchi uzayish evaziga proportsionallik chegarani y'sishi
192	Relaksatsiya hodisasi	Relaxation	Relaksatsiya	Vaqt o'tishi bilan kuchlanish miqdorini kamayishi
193	Kuchlanganlik holat	stressed state	Napryajennoe sostoyanie	Kubikni tomonlarida va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlarni xilma-xilligi va yzgarishini tahlili
194	Chiziqli kuchlanganlik	linear stresses	Lineynaya napryajennost	Chiziq b'ylab kubikni k'ndalang va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlarni tahlili
195	Tekis kuchlanganlik	plane tensity	Ploskaya napryajennost	Kubikni yzaro perpendikulyar uchta qirralaridan ikkitasining bir vaqtda ch'yzilish va siqilishini tahlili
196	Bosh yuza	principal cross-section	Glavnaya ploxad	Urinma kuchlanishlar ta'siri nolga teng b'ylgan yuzalar
197	Bosh kuchlanishlar	principal stresses	Glavnye napryajeniya	Bosh yuzalarga q'yilgan kuchlanishlar
198	Bosh kuchlanish yo'na-lishi	principal stress direction	Napravlenie glavnogo	Ch'yzuvchi va siquvchi kuchlanishlar y'ynalishini aniqlash

			napryajeniya	
199	Hajmiy deformatsiya	volumetric deformation	Ob'emnaya deformatsiya	Kubikni y'zaro perpendikulyar uchta qirralarining bir vaqtda ch'zilish va siqilishini tahlili
200	Hajm o'zgarishi	strain energy due to change of volume	Izmeneniya ob'ema	Kubikni deformatsiyalanishida barcha qirralarini bir xil miqdorga uzayishi yoki qisqarishi, ya'ni kubik kubikligicha qoladi.
201	Shakl o'zgarishi	mode change	Izmenenie form	Kubikni deformatsiyalanishida uning qirralarining y'lachamlari bir xil y'zgarmaydi, kubik parallelogramm shaklini egallaydi.
202	Gukni hajmiy qonuni	Hooks volumetric law	Ob'emnyy zakon Guka	Elastik hajmiy deformatsiyani tavsiflovchi qonuniyatni matematik ifodasi
203	Hajmiy elastiklik modul	Moduls of extensional elasticity	Modul ob'emnoy elastichnosti	Elastik hajmiy deformatsiyadagi fizik konstanta
204	Mustahkamlik nazariya	theory of strength	Teoriya prochnosti	Konstruktsiyalarning mustahkamligi ty'g'risidagi turli nazariy va tajribaviy mulohaza va g'oyalarni mujassamlashgan holatini matematik ifodasi
205	Mo'rt emirilish	brittle damage	Xrupkiy iznos	Materiallarni elastiklik xossasidan tashqarida darz yorilishi.
206	Plastik emirilish	plastic damage	Plasticheskiy iznos	Materiallarni elastiklik xossasidan tashqaridagi qoldiq deformatsiya
207	Xavfli kesim	dangerous section	Opasnoe sechenie	Eng katta kuchlanish ta'siridan kesim yuzada emirilish sodir b'ylishi mumkin
208	Xavfli nuqta	dangerous point	Opasnaya tochka	Kuchlanishni eng katta qiymati hosil

320

				bo'lgan nuqta.
209	Siljish	shift	sdvig	Tashqi kuch ta'siridan brus kesim yuzalarini bir-biriga nisbatan k'ychishi
210	Absolyut siljish	absolute shear	Absolyutnyy sdvig	Bir-birlik y'lchamga ty'g'ri keluvchi siljish
211	Nisbiy siljish	relative shear	Otnositelnyy sdvig	Bir-birlik y'lchamga ty'g'ri keluvchi absolyut siljish
212	Qirqilish	section	Srez	Xavfli siljish kesimida kesilishga qarshilik k'yratish qobiliyati
213	Ezilish	crushing	Smyatie	Siljish tekisligiga perpendikulyar yuzada material zarrachalarini k'ychishi
214	Siljish moduli	modulus of rigidity	Modul sdviga	Siljishda fizik konstanta, ikkinchi tartibli elastiklik moduli
215	Birikma	Compound	Soedinenie	Ikkita jismni tutashtirish yuzasi va usuli
216	Payvand birikma	Welded joint	Svarnoe soedinenie	Ikkita element materiallarini suyuq holatda birlashtirish usuli
217	Parchin mixli birikma	River connection	Zaklepochnoe soedinenie	Ikkita elementni parchin mix vositasida birlashtirish usuli
218	Buralish	torsion	Kruchenie	Parallel joylashgan ikkita doiraviy kesimlarni bir y'q atrofida va bir-biriga nisbatan aylanishi
219	Buralish burchagi	The angle of torsion	Ugol krucheniya	Valning k'yndalang kesim yuzasini y'q atrofida aylanish burchagini belgilaydi
220	Bikrlik shart	Sonditions stiffness	Uslovie jestkosti	Brus deformatsiyasini cheklangan qiymatini belgilovchi matematik ifoda

221	Ko'chish	displacement	Peremeshenie	Nuqtaning tashqi kuch ta'sirida shu kuch y'nalishida bir chiziq b'ylab k'ychishi
222	Differentsial bog'lanish	Differential bond	Differentsialnaya svyaz	Balka kesimining aylanish burchagi bilan salqilik orasidagi bog'lanish
223	Differentsial tenglama	Differential equation	Differentsialnoe uravnenie	Balka egilgan y'qini tashqi kuch va b'krlik bilan bog'lanishining matematik ifodasi
224	Universal formula	Universal formula	Universalnaya formula	Balka ixtiyoriy kesimining aylanish burchagi va salqiligining formulasi
225	Grafoanalitik usul	semigraphical method	Grafoanaliticheskiy metod	Balka tanlangan kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlashni analitik va grafikaviy usullarini mujassamlangan k'yrinishi
226	Murakkab qarshilik	Complex resistange	Slojnoe soprotivlenie	Konstruktsiyani ikkita va undan ortiq oddiy deformatsiyalar ta'sirida b'ylishi
227	Qiyshiq egilish	Oblique bending	Kosoy izgib	Tashqi kuchning ta'sir chizig'i bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inertiya o'qlari tekisligidan o'tmaydigan sterjenning deformatsiyasi
228	Markazlashmaga n siqilish	Eccentric compression	Vnetsentrennoe sjatie	Bo'ylama o'qiga parallel kuch ta'sirida cho'zilish (siqilish)ga uchraydigan va ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inertiya o'qlari tekisligida egilmaydigan (egiladigan) brusning deformatsiyasi

522

229	Buralish bilan egilishni birgalikdagi ta'siri	Twisting and bending	Kruchenie i izgib	Valning kesim yuzasida burovchi va eguvchi momentlarni hosil b'ylishi, ya'ni valni buralish bilan egilish deformatsiyalarining birgalikdagi ta'sirida b'ylishi
230	Keltirilgan moment	The above point	Privedennyy moment	Turli mustahkamlik nazariyalari asosida hisoblangan burovchi va eguvchi momentlarning yig'indisi
231	Noustuvorlik	instability	Neustoychivost	Siquvchi kuch ta'sirida sterjenning t'yg'ri chiziqli shaklini saqlab qola olmasligi
232	Kritik kuch	Critical force	Kriticheskaya sila	Sterjen ustuvorligini y'qqolishiga sabab b'yluvchi kuch
233	Egiluvchanlik	eligibility	Izgibaemost	Turli uzunlik va y'lchamdagi sterjenlarni t'yg'ri chiziqli shaklini elastik y'zgartirish xususiyatini ifodalovchi konstanta
234	Ustuvorlik sharti	The stability condition	Uslovie ustoychivosti	Ingichka va uzun sterjenlar ustuvor holati ni ta'minlovchi shartni matematik ifodasi
235	Dinamika	dynamic	Dinamika	Jismlarning mexanik harakatini ularning massasiga va harakatni vujudga keltiruvchi kuchlarga bog'liq ravishda o'rganadi
236	Differentsial tenglama		Differentsialnoe uravnenie	Moddiy nuqta harakatining matematik ifodasi koordinata y'qlariga proektsiyalanadi.
237	Mexanik sistema		Mexanicheskaya sistema	Y'zaro bog'lanishda b'ylgan moddiy nuqtalarning majmuasi.

523

238	Inertsiya kuch		Sila inertsii	Nuqta massasini uning tezlanishiga k $\ddot{y}$ paytmasi. Inertsiya kuchi nuqtaning tezlanishiga teskari y $\ddot{y}$ nalishda b $\ddot{y}$ ladi.
239	Dalamber printsipi		Printsip Dalamberta	Moddiy nuqtaga ta'sir qilayotgan aktiv va reaktiv kuchlari inertsiya kuchi bilan birgalikda muvozanatlashgan kuchlar sistemasini tashkil etadi.
240	Dinamik kuch	Dynamic force	Dinamicheskaya sila	Qisqa vaqt oralig'ida qiymatini y $\ddot{y}$ zgartiruvchi kuch
241	Dinamik deformatsiya	Dynamic deformation	Dinamicheskaya deformatsiya	Dinamik kuch ta'siridagi brusni shakl yoki y $\ddot{y}$ lchamlarini y $\ddot{y}$ zgarishi
242	Zarb ta'siri	Influence of shot	Vliyanie udara	Ma'lum balandlikdan tushgan yukni jismga ta'siri
243	Zarbga sinash	Impact test	Ispytanie na udar	Zarb ta'sirida material xossalarini y $\ddot{y}$ rganish
244	O'zgaruvchan kuchlanish	AC voltage	Peremennoe napryazhenie	Vaqt oralig'ida qiymati va ishorasini y $\ddot{y}$ zgartiradigan kuchlanish
245	Materialni toliqishi	Fatigue material	Uсталost materiala	Y $\ddot{y}$ zgaruvchan kuchlanish ta'sirida materialni darz yorilishi
246	Chidamlilik chegara	Stamina boeder	Granitsa vyносливости	Materiallarning toliqishini cheklaydigan chegara
247	Ish		Rabota	Kuch modulini bosib y $\ddot{y}$ tilgan masofaga k $\ddot{y}$ paytmasi. Ishni y $\ddot{y}$ lchov birligi-djoul. Musbat ishorali ish bajargan kuchharakatlantiruvchi; manfiy ishorali ish bajargan kuch – qarshilik

524

				kuchi.
248	Quvvat		Мощность	vaqt birligida bajarilgan ish; kuch modulini - y $\ddot{y}$ zi ta'sir qilayotgan nuqtaning tezligiga k $\ddot{y}$ paytmasi; aylantiruvchi momentni burchak tezlikga k $\ddot{y}$ paytmasi
249	Uzatish nisbati		Передаточное отношение	Etakchi b $\ddot{y}$ g'in burchak tezligini etaklanuvchi b $\ddot{y}$ g'in burchak tezligiga nisbati.
250	Uzatish soni		Передаточное число	Katta burchak tezlikni kichik burchak tezlikga nisbati. Bu son birga teng yoki birdan katta
251	Uzatma		Передатка	Dvigateldan energiyani (harakatni), aylantiruvchi momentlarni, tezliklarni, ayrim hollarda harakat xarakterini y $\ddot{y}$ zgartib mashinaning ishchi organlariga uzatishga imkon beruvchi qurilma
252	Tishli uzatma		Зубчатая передатка	Ikkita tishli g'ildirak va tayanchdan tashkil topgan mexanizm. Ilashadigan tishli g'ildiraklardan kichik diametrligi shesternya va katta diametrligi g'ildirak.
253	Ilashma moduli		Модуль зацепления	Tishni moduli b $\ddot{y}$ luvchi aylana qadamidan π marotaba kichik b $\ddot{y}$ lgan chiziqli kattalik. Modul kattalashsa tish profilining balandligi ortadi.
254	Bo'luvchi aylana		Делительный диаметр	Teilindirni teng Z qismga b $\ddot{y}$ lish jarayonida tayyorlangan g'ildirak aylanasi.

525

255	o'qlararo masofa		Межосевое расстояние	Ikkita g'ildirak b'yluvchi aylanalari radiuslarining yig'indisi.
256	Tish uchining balandligi		Высота головки зуба	G'ildirakning b'yluvchi aylanasi tishni uchigacha b'ylgan masofa.
257	Tish tubining balandligi		Высота ножки зуба	G'ildirakning b'yluvchi aylanasi tishni tubigacha b'ylgan masofa.
258	Doiraviy kuch		Окружная сила	Tishli g'ildirakning aylanasi bo'ylab ta'sir etadi. G'ildirakni aylantiradi. Tishni egilish deformatsiyasiga uchratadi.
259	Radial kuch		Радиальная сила	Tishni k'ndalang kesimidan g'ildirak aylana markaziga y'nalgan. Bu kuch ta'sirida tish siqiladi.
260	Buylama kuch		Продольная сила	Qiyshiq tishli ilashmada hosil b'ylib, g'ildirak valining y'qi buylab y'naladi.
261	Konussimon tishli uzatma		Коническая зубчатая передача	Shesternya va g'ildirakning shakllari konussimon b'ylib, ularning y'qlari kesishadi.
262	Tashqi konus masofa		Внешнее конусное расстояние	Y'qlarni kesishish nuqtasidan shesternya tashqi b'yluvchi diametrigacha b'ylgan masofa
263	Chervyakli uzatma		Червячная передача	Chervyak deb ataladigan aylanuvchi vintdan va chervyak y'ramlari bilan ilashadigan tishli chervyak g'ildiragidan iborat. Chervyak va chervyak g'ildiragi vallarining y'qlari ayqashadi

526

264	Vint – gayka uzatma		Передача вint- gayka	Vintli kinematik juft bo'lib, aylanma harakatni ilgarilanma harakatga aylanti-rish, katta aniqlik bilan ko'chish hosil qilish
265	Tasmali uzatma		Ремennaya передача	Kamida ikkita shkivlarga ma'lum taranglik bilan tortilgan egiluvchan bog'lanishli ishqalanish asosida ishlaydigan tasmadan iborat
266	Yassi tasma	flat belt	Плоский ремень	K'ndalang kesim yuzasining shakli t'yg'ri t'yrburchakli, har xil materiallardan turli usullarda tayyorlangan, tasma sirtini ichki tomoni va shkivni tashqi sirti orasida ishqalanish bilan ishlaydi.
267	Ponasimon tasma	wedge-belt	Клиноременный	Foydali kuch trapetsiyasimon kesimli tasma ni yon sirti va shkiv kanalchasini yon sirlari orasidagi ishqalanish hisobiga hosil b'yladi
268	Zanjirli uzatma	Chain drive	Тцепная передача	Cheksiz tutash zanjir k'yrinishida tayyorlangan tortish elementining maxsus profilli tishlari b'ylgan g'ildirakdan iborat.
269	Friktsion uzatma	Friction transmission	Фрикционная передача	Ishqalanish kuchi ta'sirida harakatlanuvchi g'ildiraklar majmuasi.
270	Tcapfa	Pivot bolt	Тсapfa	Y'q va vallarning tayanch yuzalari.
271	Obod	Rim	Обод	Kuchni tishdan qabul qiladi, u etarli darajada mustahkam va kuchni tishning uzunligi bo'yicha tekis taqsimlashga yordam berishi kerak

272	Stupitsa	Nave box	Stupitsa	Val bilan g'ildirakni biriktirish uchun xizmat qiladi, u obodga nisbatan simmetrik, nosimmetrik joylashtirilishi mumkin yoki obodni kengligiga teng bo'ladi
273	Disk	disc	Disk	Obod va stupitsani birlashtiradi
274	Planetar uzatma	planetary-gear	Planetarnaya peredacha	Tarkibida kamida bitta qo'zg'aluvchan o'qqa o'rnatilgan tishli qildirakli uzatma
275	Variator	variator	Variator	Etaklovchi valni o'zgarmas tezligida etaklanuvchi val burchak tezligini pog'onasiz o'zgartirish uchun xizmat qiladigan mexanik qurilma
276	Mufta	clutch	Mufta	Aylantiruvchi moment yo'nalishini o'zgartirmasdan val va uzatmalarni biriktirish uchun mo'ljallangan qurilma
277	Reduktor	reduction gear	Reduktor	Tishli yoki chervyaksimon uzatmadan tashkil topgan, alohida agregat k'yrinishida tayyorlangan va dvigateldan ishchi mashinaga quvvat uzatishda xizmat qiladigan mexanizm.
278	Reduktorni komponovkasi	gear arrangement	Komponovka reduktora	Shesternya va tishli g'ildirak holatini, podshipniklar yrnini, tayanch kuchlarini aniqlash, barcha detallarni konstruktiv jihozlash
279	Birikma	tie	Soedinenie	Detallarni yig'ish vositasi (usuli).

528

280	Rezba	carving	Rezba	Doiraviy kesimli sterjenni sirtida keskich yoki boshqa vosita asosida tayyorlangan, standart shakl va y'lchamga ega b'ylgan ariqcha.
281	Shponka	dowel	Shponka	G'ildirakdan valga yoki aksinacha, valdan g'ildirakka aylanma harakatni uzatish uchun ishlatiladigan biriktiruvchi detal
282	Insert	insert	Insert	samarali o'qish va fikrlash uchun belgilashning interfaol tizimi hisoblanib, mustaqil o'qib-o'rganishda yordam beradi. Bunda ma'ruza mavzulari, kitob va boshqa materiallar oldindan o'quvchiga vazifa qilib beriladi. Uni o'qib chiqib, «V; +; -; ?» belgilari orqali o'z fikrini ifodalaydi.
283	Klaster	cluster	Klaster	Inglizcha so'z b'hib, g'uncha, bog'lam ma'no-sini bildiradi. Axborotlar klasterlarga ajratish interfaol pedagogik strategiya bo'lib, yangi fikrlarni uyg'otadi, muayyan mavzu bo'yicha fikr yuritishga chorlaydi.
284	Araladigan birikma	Detachable joint	Raz'emnoe soedinenie	Ajraluvchan -boltli, rezbali, shlitsali, shponkali, ponasimon birikmalar Detallarni yig'ish va ajratishda birikma shikastlanmaydi
285	Ajralmaydigan birikma	Permanent joint	Neraz'emnoe soedinenie	Ajralmas - payvand, parchin mixli, elimli birikmalar. Detallarni yig'ish va ajratishda birikma emiriladi.

286	Ajraladigan korpus	Split housing	Raz'yomnyy korpus	Reduktorlar va ichki yonuv dvigatellarining korpuslari ajraluvchan. Korpus va qopqoq o'zaro boltli birikmalar bilan biriktiriladi.
287	Ajralmaydigan korpus	Solid housing	Neraz'yomnyy korpus	Chervyakli reduktorlar, myasorubkalar va hokazolarning korpuslari ajralmas.
288	Asimmetrik sikl	Fluctuating stress cycle	Asimmetrichnyy tsikl	Kuchlanishlarni maksimal va minimal qiymatlari farqli bo'lgan nosimmetrik o'zgaruvchan kuchlanish.
289	Aylanma harakat	Rotary motion, rotation	Vruchatelnoe dvijenie	Qo'zg'almas o'q atrofida harakatlanayotgan jismning ikkita nuqtasi hamisha qo'zg'almas bo'ladi. Valni o'z o'qi atrofidagi harakati aylanma harakat
290	Aylana to'g'in (chiqiq)	Collar	Burtik	Tishli g'ildirakni bo'ylama harakatini cheklovchi valda tayyorlangan eng katta diametrli kesimi.
291	Aylana tezlik	Circumferential velocity	Okrujnaya skorost	Aylanma harakatdagi jism nuqtasining aylanish yo'nalishiga mos vektor kattalik bo'lib, aylanma harakatning kinematik xarakteristikasi
292	Aylanishlar takroriyliigi	Rotational frequency	Chastota vrasheniya	Valni bir minutdagi aylanishlari soni
293	Aylana kuch	Tangential force	Okrujnaya sila	Aylanma harakatdagi ikkita tishli g'ildirakning ilashish nuqtasida hosil bo'ladigan vektor kattalik

530

294	Aylantiruvchi moment	Torgue	Vruchayuyuy moment	Bir tomonga aylanayotgan modullari teng ikkita kuchdan bittasini ushbu kuchlar elkasiga ko'paytmasi juft momenti deyiladi. Juft momenti jismning sirtiga qo'yiladi va u aylantiruvchi moment deyiladi.
295	Balka	Beam	Balka	Egilish deformatsiyasiga uchraydigan va tayanchlarga tayanuvchi brus
296	Baraban	Thimble; Auger; Drum	Baraban	Aylanma harakatni uzatmadan konveyerning lentasiga uzatadi. Ma'lum diametrga ega bo'lgan tsilindr shaklida, unga hisobiy taranglikdagi lenta o'rnatiladi.
297	Birikma	Joint	Soedinenie	Ikkita detalning yig'ma birligini hosil qiluvchi vosita
	Bir (ikki) kirimli rezba	Single Double)-start thread	Oдно (dvux) zaxodnaya rezba	Rezbaga kirish sonini belgilaydi
298	Bikirlilik	Rigidity; stiffness	Jestkost	Tashqi kuch ta'siridan inshoot elementini o'z boshlang'ich shakl va o'lchamlarini o'zgartirmaslik qobiliyati
299	Bir pog'onali uzatma	Single-stage-transmission	Odnostupenchataya peredacha	Uzatmaning tarkibida bitta shesternya va bitta tishli g'ildirak harakatni uzatishda qatnashadi. Ayrim holatlarda bir ilashmali uzatma deb ham aytiladi.
300	Bir qatorli dumalash podshipnigi	Single-row bearing	Odnoryadnyy podshipnik	Podshipnikda dumalash elementlari (sharik, rolik) bir qator joylashgan

531

			kacheniya	
301	Bir pog'onali reduktor	Single-stage reducer	Odnostupenchatyy reduktor	Reduktorning tarkibida bitta shesternya va bitta tishli g'ildirak harakatni uzatishda qatnashadi.
302	Bolt	Bolt	Bolt	Biriktirish vosidasi. Golovka, rezba kesilgan sterjendan iborat
303	Botirib moylash	Bath lubrication	Smazyvanie pogrujeniem	Sho'ng'itib moylash. Reduktorda moyga shesternya tishining balandligi bo'yicha sho'ng'itiladi
304	Buralish	Torsion	Kruchenie	Aylantiruvchi moment ta'siridan val kesimini o'z o'qi atrofida aylanishi.
305	Burchak tezlik	Angular velocity	Uglovaya skorost	Aylanma harakatni xarakterlovchi kinematik o'lchov bo'lib, aylanish burchagidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng
306	Burchak chok	Corner weld; fillet weld	Uglovoy shov	Nakladkali yoki T shaklli payvandlashda hosil bo'ladi
307	Bo'luvchi aylana	Reference	delitelnyy okrujnost	Bo'luvchi aylana deb, tsilindrni teng Z qismga b'ylash jarayonida tayyorlangan g'ildirak aylanasiga aytiladi
308	Bo'luvchi konus burchagi	Pitch angle	Ugol delitelnogo konusa	Bo'luvchi konus burchagi miqdor jihatdan uzatishlar soniga teng
309	Bo'yin	Neck journal	Sheyka	valning o'rta qismi (sheyka) bo'yin deyiladi
310	Dastlabki hisoblash	Preliminary calculation	Predvaritelnyy raschet	Eskizli loyiha uchun taqriban bajarilgan Hisoblash.

311	Detal	Part; detail	Detal	Yig'ma birligisiz bir jinsli materialdan tayyorlangan buyum
312	Deformatsiya	Deformation	Deformatsiya	Tashqi ta'sir ostida jismda sodir bo'ladigan shakl yoki o'lcham o'zgarishi
313	Dinamik yuklanish	Dynamic loading	Dinamicheskoe nagrujenie	Qisqa vaqt orligida miqdorini keskin o'zgartiradigan kuch
314	Dumalash podshipnigi	Antifriction bearing; rolling-element bearing	Podshipnik kacheniya	Sirpanish ishqalanishi dumalash ishqalanishi bilan almashtirilgan va dumalash elementli val tayanchi
315	Dumalash podshipnigining dinamik yuk ko'taruvchanligi	Basic load rating; dynamic load rating	Dinamicheskaya gruzopod'yomnost podshipnika kacheniya	Podshipniklarni dinamik kuch ta'siriga sezgirligi
316	Dumalash rodshipnigining statik yuk ko'taruvchanligi	Static load rating	Staticheskaya gruzopod'yomnost podshipnika kacheniya	Podshipniklarni statik kuchlarni qabul qilish qobiliyati
317	Dumaloq tasma	Round belt	Kruglyy remen	Doiraviy kesim yuzali remen
318	Egilish	Bending	Izgib	Bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikda ta'sir qilayotgan kuch ta'sirida brus shaklini ushbu kuch yo'nalishida o'zgarishi yoki brus o'qining egrilanishi
319	Friksion uzatma	Friction gearing	Friktsionnaya peredacha	Ishqalanish kuchi evaziga harakatni uzatadigan ikkita g'ildirak va tayanchlardan

				tashkil topgan uzatma
320	Haqiqiy o'lcham	Nominal size	Deystvitelnyy razmer	Buyumning hisoblash yoki konstruktiv mulohazalar asosida tanlangan o'lchami

321	Hisobiy kuchlanish	Design stress	Raschetnoe napryajenie	Tashqi kuch ta'sirida hisoblangan kuchlanish
322	Ikki pog'onali reduktor	Two-stage reducer	Dvuxstupenchatyy reduktor	Reduktordagi uchta valda ikkita shesternya va ikkita tishli g'ildirak bo'lib, ikki ilashmali uzatma
323	Ilgarilanma-qaytma harakat	Reciprocating motion	Vozvratno postupa telnoe dvijenie	Bir tsiklda polzunni ilgarilanma-qaytma harakati
324	Inersiya kuchi	Force of inertia	Sila inertsi	Jismni massasi bilan tezlanishining ko'paytmasiga teng bo'lgan vektor, harakat yo'nalishiga teskari yo'naladi
325	Jamlangan yuklanma	Concentrated load	Sosredotochen-naya nagruzka	Ta'siri bir nuqtadan uzatiladi. Masalan poezdning og'irligi relsga g'ildirak bilan relsni tegishish nuqtasidan uzatiladi
326	Joiz kuchlanish	Permissible stress	Dopuskaemoe napryajenie	Jismni xavfsiz ishlashini ta'minlaydigan eng katta kuchlanish. Materialni turiga boglik
327	Kamaytiruvchi uzatma	Reducing transmission	Ponijayuyaya peredacha	Uzatishlar soni birdan katta bo'lgan uzatma Burchak tezlik pog'onasimon kamayadi
328	Kesilish	Shear	Srez; sdvig	Urinma kuchlanishlar ta'siridagi kubikning deformatsiyasi. Siljishning xavfli holati kesilish bo'ladi. Turli birikmalar siljishga

534

				uchraydi
329	Kirimlar soni	Number of thread	Chislo zaxodov	Chervyak o'ramiga kirish soni
330	Konsol balka	Cantilever beam	Konsolnaya balka	Konsol deb tayanchdan bir tomonda joylashgan balkaning bir qismiga deyiladi
331	Konstruktor	Design engineer	Konstruktor	Loyiha ishlarini boshqaruvchi va inshoot konstruksiyasini yaratuvchi
332	Kontakt kuchlanish	Contact stress	Kontaktnoe napryajenie	Ikkita aylanib harakatlanadigan jismlarning tegishib turadigan sirtida hosil bo'ladigan kuchlanish
333	Konussimon reduktor	Rightangle reducer	Konicheskii reduktor	O'qlari kesishadigan konussimon tishli uzatmadan tashkil topgan reduktor
334	Konussimon tishli uzatma	Bevel gearing	Konicheskaya zubchataya peredacha	O'qlari kesishadigan konussimon tishli uzatma
335	Konussimon tishli g'ildirak	Bevel gear	Konicheskoe zubchatoe koleso	Harakatni konussimon shesternyadan olib uzatmaning etaklanuvchi valiga harakatni uzatadi
336	Korpus	Housing	Korpus	Uzatmaning barcha uzal va detallarini tashqi muhitdan ajratadigan quyma yoki payvand asosida tayyorlangan murakkab shaklli detal
337	Kuch	Force	Sila; usilie	Ikkita jism mexanik ta'sirlashuvining o'ichovi.
338	Kuchlanishlar sikli	Stress cycle	Tsikl napryajeni	Kuchlanishlarning maksimal va minimal qiymatlarini takrorlanish soni.
339	Kuchlanishlamin	Completely rever-	Simmetrichnyy	Kuchlanishlarning maksimal va minimal

	g simmetrik sikli	sed stress cycles	tsikl napryajeniy	qiymatlari o'zaro teng. Maksimal va minimal kuchlanishlar yig'indisi nolga teng
340	Kuchlanishlar jamlanishi	Stress concentration	Kontsentratsiya napryajeniy	Kuchlanishlarni biror sohada (maydonda) to'planishi. Masalan teshik, kanavka yonida
342	Massa	Mass	Massa	Jism inertligining miqdor o'lchovi. Jism xususiy og'irligini erkin tushish tezlanishiga nisbati bilan topiladi.
343	Masofa; siljish	Distance; displacement	Put; peremeshenie	Biror sanoq sistemasiga nisbatan nuqtaning ma'lum t vaqt ichida fazoda bir holatdan boshqa holatga ixtiyoriy ravishda o'tishi
344	Materiallar qarshiligi	Strengths of materials	Soprotivlenie materialov	Inshoot elementlarini tashqi kuch ta'sirida o'zining mustahkamligi, bikrligi va ustuvorligini ta'minlash usullarini o'rganuvchi ta'limotlar majmui
345	Metallar toliqishi	Fatigue of metals	Uсталost metallov	Yzgaruvchan yuklar ta'sirida materiallarni strukturasi yzgaradi, shuning uchun materialda «toliqishi» – «charchash» hosil bylib emiriladi-plastiklik myrtlik bilan almashadi
346	Mufta	Clutch; shaft coupling	Mufta	Aylantiruvchi moment yo'nalishini o'zgartirmasdan val va uzatmalarni birlashtirish uchun mo'ljallangan qurilma. Turli xil vaziyatlardagi vallarni birlashtiradi, yuritmadagi dinamik ta'sirni yumshatib silliq uzatadi, detallarni montaj-demontaj ishlarini osonlashtiradi,

				mashinani o't oldirishni engillashtiradi
347	Muhandis	Engineer	Injener	Ingenium so'zidan olingan bo'lib yaratuvchi, ixtirochi degan birlamchi ma'noni beradi Hozirgi vaqtda loyiha ishlarini bajaruvchi, texnikani yaratuvchi konstruktorlik byurolarida faoliyat ko'rsatuvchi xodimlar
348	Mustahkam birikma	Firm joint	Prochnoe soedinenie	Qirqilish, ezilish, cho'zilish va siqilishga emirilmasdan qarshilik ko'rsatadigan har qanday birikma mustahkam
349	Mustahkamlikka hisoblash	Strength design	Raschet na prochnost	Inshoot elementining xavfli kesimidagi maksimal kuchlanish ushbu element materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan ortib ketmasligini ta'minlovchi shart
350	Mustahkamlik zahirasi	Factor of safety	Zapas prochnosti	Materialni xavfli kuchlanishini ruxsat etilgan kuchlanishga qadar kamaytiruvchi kattalik, materialning turiga bog'liq
351	Normal kuchlanish	Normal stress	Normalnoe napryajenie	Kesimning normaliga parallel yo'nalgan kuchlanish
352	Og'irlik markazi	Centre of	Tcentr tyajesti	Kesim yuzadan tanlangan nuqtaning shunday vaziyati-ki, jism shu nuqta atrofida aylan-ganda barcha chetki nuqtalarining traektoriyalari aylanalardan iborat bo'ladi
353	Podshipnik	Bearing	Podshipnik	Vallarni tayanchi. Sirpanish va dumalash podshipniklari mavjud. Ilashmada hosil

				bo'ladigan kuchlarga bog'liq holda dumalash podshipniklari sharikli, rolikli va h.k turlarga bo'linadi
354	Pog'onali (tekis) val	Stepped (Smooth) shaft	Stupenchatyy (gladkiy) val	Valni uzunligi bo'ylab kesimlarining diametrlari o'zgaruvchan bo'ladi.
355	Prujina	Spring	Prujina	Zarb ta'sirini silliqalashtirish uchun qo'llaniladi
356	Puasson koeffitsiyenti	Poisson's ratio	Koeffitsient puassona	Ko'dalang deformatsiyani bo'ylama deformatsiyaga nisbati, o'lchov birliksiz kattalik
357	Pulsatsiyalanuvchi sikl	Pulsating stress cycles	Pulsiruyushiy tsikl	Minimal qiymati nolga teng bo'lgan o'zgaruvchan kuchlanishga aytiladi
358	Qattqlik	Hardness	Tvyordost	Materialni sirtiga qo'yilgan kuch ta'siriga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati
359	Qiya tish	Helical bevel tooth	Kosoy zub	Tish val o'qiga nisbatan qiya burchak ostida joylashgan
360	Qopqoq	Cover	Kryshka	Reduktor korpusining ichidagi detallarni tashqi muhitdan ajratib turadi.
361	Qovurg'a	Rib	Rebro	Masalan bikrlilik qirralari, korpusni deformatsiyalanishiga qarshilik etadi
362	Radial-tirak podshipnik	Radial and thrust bearing	Radialno-pornyy podshipnik	Radial-tirakli sharikli podshipnik – radial va byylama kuchlarni qabul qiladi.
363	Radial tirqish	Bottom clearance	Radialnyy zazor	Shesternya tishining tubi bilan g'ildirak tishining uchi orasida qoldirilgan ilashma modulining to'rtan bir qismiga teng masofa
366	Radial o'qiy	Radial (Axial) load	Radialnaya	Tishlarni ilashish nuqtasidan valni bo'ylama

538

	yuklama		(osevaya) nagruzka	o'qiga tik yo'nalgan kuch
367	Rolikli podshipnik	Roller bearing	Rolikovyy podshipnik	Konussimon rolikli podshipnik– katta yuklanishda va byylama kuchlarni qabul qiladi.
368	Rolikli radial sharikopodshipnik	Annular ball bearing	Radialnyy shariko podshipnik	Faqat radial kuchlarni qabul qiladi. Bir qatorli radial sharikli podshipnik - radial va byylama kuchlarni qabul qiladi
369	Rolikli zanjir	Roller chain	Rolikovaya tsep	Rolikli zanjir ketma – ket almashib turadigan ichki va tashqi sharmirli bog'langan bo'g'inlardan tashkil topgan
370	Sikl kuchlanishlari amplitudasi	Strees amplitude	Amplituda napryajeniy tsikla	O'zgaruvchan kuchlanishlarning maksimal va minimal miqdorlarining yarmiga aytiladi
371	Sikllar soni	Number of cycles	Chislo tsiklov	Kuchlanishlarni takrorlanish soni
372	Sikllarning bazaviy soni	Basic namber of cycles	Bazovoe chislo tsiklov	Shunday tsikllar soni-ki, agar val ushbu tsikllar soniga qadar emirilmasa keyingi tsikllar sonida ham emirilmaydi
373	Solqilik	Deflection	Progib	Tashqi kuch ta'siridan balka biror nuqtasining ushbu kuch yo'nalishida ko'chishi
374	Tasmali uzatma	Belt drive	Remennaya peredacha	egiluvchan bog'lanishli ishqalanish bilan ishlaydigan uzatmalar qatoriga kiradi va bir nechta shkiylarga ma'lum tarang qilib tortilgan cheksiz egiluvchan tasmadan iborat
375	Tayanch	Support	Opora	Jismning harakatiga qo'yilgan cheklov bog'lanish tayanch deyiladi. Val va o'qlarning

539

				ayrim nuqtalari podshipniklarga tayanadi.
376	Tayanch reaksiyasi	Reaction at the support	Opornaya reaktsiya	Podshipnikni valga ko'rsatadigan ta'siri tayanch kuchi hisoblanadi.
377	Texnik loyiha	Contract design	Texnicheskiy proekt	yaratiladigan konstruksiyaning vazifasi va ekspluatatsiya qilish, ishlash rejimi, uning asosiy xarakteristikalariga (geometrik, yuklanish va kinematik) qo'yiladigan talablarni ishlab chiqish.
378	Tekshiruv hisobi	Check calculation	Proverochnyy raschet	Inshoot elementining mustahkamligi tekshiriladi
379	Teng qarshilik balkasi	Beam of uniform strength	Balka ravного soprotivleniya	Uzunligi bo'ylab barcha kesimlarida ruxsat etilgan kuchlanishga teng kuchlanish hosil bo'lgan balka teng qarshilik ko'rsatuvchi balka
380	Tig'iz o'tkazish	Interference fit	Posadka s natyagom	Detallar o'zaro tig'iz biriktiriladi, ya'ni valning nominal diametri teshikning nominal diametridan kattaroq bajariladi
381	Tishli uzatma	Toothed gearing; gearing; gear train	Zubchataya peredacha	ikkita tishli g'ildirak va tayanchdan tashkil topgan mexanizm
382	Tishli g'ildirak	Toothed gear; gear	Zubchatoe koleso	harakatni shesternyadan olib valga uzatadigan g'ildirak etaklanuvchi
383	To'g'ri tishli uzatma	Spur gear	Pryamozuboe koleso	harakatni shesternyadan olib valga uzatadigan g'ildirak tishlarining yo'nalishi valning o'qiga parallel

540

384	Urinma kuchlanish	Tangential stress	Kasatelnoe napryajenie	Kesim yuzaga urinma yo'nalgan kuchlanish
385	Uzatishlar nisbati	Transmission ratio	Peredatochnoe otnoshenie	Uzatishlar nisbati deb, etaklovchi bo'g'in burchak tezligini etaklanuvchi bo'g'in burchak tezligiga nisbatiga aytiladi.
386	Uzatishlar soni	Velocity (speed) ratio	Peredatochnoe chislo	Uzatishlar soni - katta diametrli g'ildirak tishlari sonini kichik diametrli g'ildirak tishlari soniga nisbatiga teng
387	Uzatma	Power transmission; transmission	Peredacha	Dvigateldan ishchi organga energiyani uzatishga imkon beruvchi qurilma
388	Val	Shaft	Val	aylantiruvchi moment uzatish uchun xizmat qilib, qyilgan yuklar ta'siridan buralish va egilish deformatsiyalariga uchraydigan brus
389	Val-shesternya	Pinion-shaft	Val-shesternya	Val va shesternya bir butun detal quyma shaklida tayyorlangan
390	Xomaki loyiha	Preliminary design	Eskiznyy proekt	bir necha variantda bajarilishi mumkin, bunda to'liq va aniq hisoblash asosidagi tahlili bajariladi va eng qulay variant qabul qilinadi
391	Yassi tasmali uzatma	Flat-belt drive	Ploskoremennaya peredacha	foydali kuch tasma sirtini ichki tomoni va shkvni tashqi sirti orasidagi ishqalanishida hosil byladi
392	Yemirilish	Rupture	Razrushenie	Emirilish xavfli va chegaraviy holatdir. Emirilish yorilish yoki qoldiq deformatsiya ko'rinishida namoyon bo'ladi

541

393	Yemiruvchi sinovlar	Destructive tests	Razrushayushie ispytaniya	Tajriba ishi emirilish bo'lgunga qadar olib boriladi
394	Yetaklanuvchi val	Driven shaft	Vedomyy val	Harakatni tishli g'ildirakdan olib ishchi mashinaga uzatuvchi val
395	Yetaklanuvchi zveno	Output link; driven link	Vedomoe zveno	Harakatni etaklovchi bo'g'indan olib, uni o'zgartirib ishchi mashinaga uzatuvchi
396	Yetakchi val	Driving shaft	Vedumiy val	Harakatni elektrodvigateldan olib shesternyaga uzatuvchi val
397	Yetakchi zveno	Input link; driving link	Vedumee zveno	Harakatchanlik darajasi mexanizmning xarakatchanlik darajasiga teng bo'lgan bo'g'in
398	Yoyilgan yuklama	Distributed load	Raspredelennaya nagruzka	Uzunlik yoki yuza bo'yicha tarqalgan kuch. Teng yoki notekis taqsimlangan bo'ladi
399	Yuklama epyurasi	Load diagram	Epyura nagruzki	Kuchni uznlk yoki balandlik bo'ylab tarqalish qonuniyatini ifodalovchi grafika
400	Yung moduli	Young's modulus	Modul Yunga	Materialni mexanik xossasini xarakterlovchi fizik kattalik. Materialning turiga bog'liq
401	Yuritma	Drive	Privod	Mashina yoki mexanizmi harakatga keltiradigan qurilma. Energiya manbai, uzatish mexanizm iva boshqaruv apparatidan tashkil topgan mexanik qurilma
402	Zarba	Impact	Udar	Konstruktsiya qismining yoki bir b'lagining juda kichik vaqt davrida tezligi y'zgarishining hodisasi-zarb ta'sirida sodir b'yladi
403	Zanjirli uzatma	Chain transmission	Tcepnya	Zanjirli uzatmalar cheksiz tutash zanjir k'yrinishida

542

			peredacha	yasalgan tortish organining maxsus profilli tishlari b'ylgan g'ildirakdan iborat
404	Zveno	Link	Zveno	Bir yoki bir nechta detallarning qo'zg'almas birikmasi
405	O'q	Axle	Os	aylanadigan va aylanmaydigan b'ylib, aylantiruvchi momentni uzatmaydi, faqat egilishga ishlaydigan brus
406	O'qlararo masofa	Centre distance	Mejosevoo rasstoyanie	Etaklovchi va etaklanuvchi vallarning o'qlari orasidagi masofa
407	O'tkazish	Fit	Posadka	Detallar birikmasining xarakteri o'tqazma deyiladi. Eng katta va kichik chegaraviy o'lchamlar orasidagi soha (maydon) o'tqazma maydoni deyiladi
408	O'zgaruvchan yuklama	Fluctuating load	Peremennaya nagruzka	Vaqt oraligida miqdori va miqdorini davriy o'zgartirib turadigan kuch
409	G'adir-budirlik	Roughness; surface finish	Sheroxovatost	Detailarni sirtida mexanik ishlov berish yoki quyma holatida qolgan g'adir budirlik
410	Shponkali birikma	Key joint	Shponochnoe soedinenie	G'ildirakdan valga yoki aksincha aylantiruvchi momentni uzatish uchun qo'llaniladi
411	Chervyakli uzatma	Worm gearing	Chervyachnaya peredacha	O'qlari ayqashadigan vallar orasida aylanma harakatni uzatish uchun qo'llaniladi
412	Chidamlilik chegarasi	Endurance limit	Predel vyнослиvosti	Materialning yuklanish davrining $10 \cdot 10^6$ qiymatida emirilishga olib keladigan kuchlanishga chidamlilik chegarasi deyiladi.

543

ADABIYOTLAR

1	N.S.Bibutov	Amaliy mexanika. Toshkent, «Yangiyo'l-poligraf servis» nashriyoti 2008, 557 b
2	A.N. Nabiev va boshqalar	Texnik mexanika. «Sharq» nashriyoti Toshkent, 2010 yil
3	G. A. Kurbanova	Texnik mexanika. Oliy ta'lim muassalari uchun darslik. Toshkent TTESI 2010 yil
4	R.Karimov, A.Soliev	Amaliy mexanika. Toshkent, «Fan va texnologiyalar» nashriyoti 2005 yil
5	A.Jo'raev va boshqalar	Amaliy mexanika. Toshkent «Fan va texnologiyalar» nashriyoti 2007 yil
6	A.A.Erdedi	Texnik mexanika, Toshkent, «Fan va texnologiyalar» nashriyoti. 2007 yil
7	M.S.Movnin va boshqalar	Texnikaviy mexanika asoslari. Texnikumlar uchun darslik. O'qituvchi nashriyoti, Toshkent. 1983.
8	G.B. Iosilevich va boshqalar	Prikladnaya mexanika. Uchebnoe posobie dlya vuzov - izdatelstvo Vysshaya. shkola., Moskva 1989
9	K. I. Zablonkiy	Prikladnaya mexanika. 1979 g.]. – Uchebnoe posobie dlya vuzov , Viysa shkola. Kiev 1984.
10	N.S Bibutov. M.M. Murodov	Amaliy mexanika, Kasb –hunar kollejlari uchun darslik. Toshkent. «Uzinkommarkaz» nashriyoti , 2003 yil
11	N.S Bibutov	Texnik mexanikadan amaliy mashg'ulotlar Toshkent, «Ilm – ziyo» nashriyoti. 2006 yil
12	I.S. Oparin	Osnovy texnicheskoy mexaniki:– Moskva: Izdatelskiy tsentr «Akademiya», 2010 god.
13	P.Shohaydarova va boshqalar	Nazariy mexanika, «O'qituvchi » nashriyoti, Toshkent 1991 yil.
14	T.R.Rashidov va boshqalar	Nazariy mexanika, «O'zbekiston » nashriyoti, Toshkent
15	Sh.A.Shoobidov.	Nazariy mexanika, «Yangi asr avlodi» nashriyoti- Toshkent, 2008yil.
16	M.M. Murodov va boshqalar	Nazariy mexanika, o'quv qo'llanma. «Istiqlol» nashriyoti- Buxoro 2004y

17	N.S.Bibutov	Materiallar qarshiligi asoslari. «Minhoj» nashriyoti, Toshkent, 2003 yil
18	N.S.Bibutov A.X.Hojiev	Materiallar qarshiligi. «Fan va texnologiyalar» nashriyoti, Toshkent, 2017 yil.
19	N.S.Bibutov A.X.Hojiev	Materiallar qarshiligini o'qitish metodikasi. OTM uchun o'quv qo'llanma. «Fan va texnologiyalar» nashriyoti, Toshkent, 2017 yil.
20	A.Nabiev	Materiallar qarshiligi, «Yangi asr avlodi» nashriyoti, Toshkent 2008 y
21	M.Ergashov	Materiallar qarshiligidan hisoblash loyihalash ishlari. Toshkent, «Moliya» nashriyoti, 2004 yil.
22	S.Hasanov	Materiallar qarshiligidan misollar yechish. «O'zbekiston» nashriyoti, Toshkent, 2006 yil
23	B. Qoraboev, Yu.F.Leksashev	Materiallar qarshiligidan laboratoriya amaliy mashg'ulotlari. «O'zbekiston» nashriyoti, Toshkent, 2004 yil
24	Ferdinand P. Beer, Russell Johnston, Jr.John. DeWolf David. Mazurek	Mechaniks of materials. United States Coast Guard Academy. Published by McGraw-Hill Education, 2 Penn Plaza, New York, NY 10121. Copyright © 2015 by
25	H.Usmonxo'jaev	Mexanizm va mashinalar nazariyasi, «O'qituvchi» nashriyoti, Toshkent-1970 yil
26	Z.X. Izzatov.	Mexanizm va mashinalar nazariyasidan kursaviy loyihalash: Oliy o'quv yurtlari uchun o'quv qo'llanma. : O'qituvchi nashriyoti Toshkent 1979.
27	R.Rustamxo'jaev	Mexanizm va mashinalar nazariyasidan masala hamda misollar to'plami: Oliy texnika o'quv yurtlari uchun o'quv qo'llanma. O'qituvchi, nashriyoti, Toshkent. 1987
28	Tojiboev R. Jyraev A.	Mashina detallari. «O'qituvchi» nashriyoti, Toshkent 2002 yil
29	A.E.Sheybnlit	Kursovoe proektirovanie detaley mashin. Izdatelstvo «Vysshaya shkola» Moskva 1991 god
30	M.N.Ivanov	Detali mashin. Izdatelstvo «Vysshaya shkola» Moskva 1967 god

31	G M Itskovich	Kursovoe proektirovanie detaley mashin Izdatelstvo «Mashinostroenie» Moskva 1979 god
32	Yu.N. Berezovskiy	Detali mashin Izdatelstvo «Mashinostroenie » Moskva 1983 god
33	N.S. Bibutov, M.M. Murodov	Mexanika tarixiga oid materiallar. Buxoro-2009y
34	N.S.Bibutov A.X. Hojiev	“Materiallar qarshiligi ” elektron darsligi. O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligi, Guvohnoma № DGU- 03458, 18.12.2015
35	N.S.Bibutov A.X.Hojiev S.M.Hasanov N.N.Bebutova Z.R. Asraev	“Materiallar qarshiligini modulli o'qitish tizimi ” elektron darsligi. O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligi, Guvohnoma № DGU- 04187, 20.01.2017
36	N.S.Bibutov Hojiev A.X Q.T.Olimov N.N.Bebutova	“Materiallar qarshiligini ukutsh metodikasi ” elektron o'quv kullanma. O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligi, Guvohnoma № DGU- 04188, 10.12.2016
37	N.S.Bibutov Hojiev A.X M.B. Nabiev Z.R. Asraev	Prikladnaya mexanika elektron darsligi. O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligi, Guvohnoma № DGU- 04266, 16.12.2017
38	N.S.Bibutov Sh.M.Murodov Hojiev A.X Z.R. Asraev	“ Amadiy mexanikani o'quv moduli ” elektron darsligi. O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligi, Guvohnoma № DGU- 04307, 25.01.2017
39	N.S.Bibutov Sh.M.Murodov Hojiev A.X	«Amaliy mexanika fanini o'qitish texnologiyasi». O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligi, Guvohnoma № DGU-0364, 60.06.2017
40	N.S.Bibutov N.G.Muzafarova	«Texnik mexanika». O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligi, Guvohnoma № DGU-

MUNDARIJA

Mexanika	6
Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlari	12
Mashina va inshoot qismiga q'yiladigan talablar	14
Mexanikani rivojlanishiga hissa qo'shgan olimlar	16
I-BOB NAZARIY MEXANIKA	
Umumiy tushunchalar	43
Statika. Kuch haqida umumiy tushunchalar.	44
Kuch haqida aksiomalar	46
Kuchlarning turlari.	48
Bog'lanish va bog'lanish turlari	51
Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi. Uch kuch muvozanatiga oid teorema	56
Kuchni o'qdagi proektsiyasi	57
Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasining muvozanat shartlari.	60
Kuch momenti	61
Juft kuch va juft kuchning moment	63
Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi	65
Kuchlar sistemasining muvozanati.	66
Ferma to'g'risida tushuncha	73
Parallel kuchlar markazi.	76
Kesim yuzalarning geometrik xarakteristikalar.	81
Ishqalanish.	90
Kinematika. Umumiy tushunchalar	97
Nuqta kinematikasi	99
Nuqta harakatining xususiy hollari	104
Qattiq jism kinematikasi	106
Nuqtaning murakkab harakati	109
Tekis parallel harakat to'g'risida tushuncha.	111
Tezliklar oniy markazi	113
Dinamika. Umumiy tushunchalar.	117
Dinamikaning qonunlari va masalalari. Moddiy nuqta harakatining differentsial tenglamalari.	118
Ish va quvvat	122
Harakat miqdorini o'zgarishi to'g'risida teorema	125
Sistemani massalar markazi	132
Sistemani inertsia momentlari	133
Aylanuvchi massani balansirlash	135
II-BOB MATERIALLAR QARSHILIGI	
Materiallar qarshiligi fanining vazifasi. Fanni o'rganadigan muammolari	138
Real ob'ekt va hisoblash sxemasi	142
Deformatsiya va ko'chish	145

Konstruktsiya elementlarini hisoblashning turlari	148
Ichki kuch faktorlarini aniqlash	150
Kuchlanish	162
Materiallar qarshiligida qabul qilingan gepoteza-lar	164
Cho'zilish va siqilish. Markaziy cho'zilish va siqilishda kuchlanish va deformatsiya	168
Cho'zilish va siqilishda kuchlanish va deformatsiya	175
Harorat ta'sirida cho'zilish va siqilish	175
Xususiy og'irlik ta'sirida cho'zilish va siqilish	176
Cho'zilish va siqilishda statik aniq va noaniq masalalar	179
Materiallarni cho'zilish va siqilishga sinash	191
Kuchlanganlik holatlari. Umumiy tushunchalar	203
Chiziqli kuchlanganlik holati	205
Tekis kuchlanganlik holati	206
Hajmiy kuchlanganlik holati	211
Hajmiy deformatsiya	212
Mustahkamlik nazariyalari	214
Siljish. Kuchlanish va deformatsiya	220
Buralish. Umumiy tushunchalar	225
Burovchi momentni aniqlash	226
Buralishda kuchlanish va deformatsiya	229
Buralishda mustahkamlik va bikrlilik shartlari	233
Vintsimon prujina deformatsiyasini aniqlash	234
Egilish. Egilishga ishlovchi konstruktsiyalar	236
Egilishda kuchlanishlar	239
Egilishda normal kuchlanish	241
Egilishda urinma kuchlanish	246
Egilishda normal va urinma kuchlanishlarni turli kesimlarga tadbqiq etish	248
Ratsional kesim	253
Balkalar mustahkamligini bosh kuchlanishlar bo'yicha tekshirish	257
Egilishda ko'chishni aniqlash	259
Egilishda ko'chishni aniqlashni boshlang'ich parametrlar usuli	263
Egilishda ko'chishni aniqlashni grafoanalitik usuli	264
Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkalar	267
Egilishda ko'chishni aniqlashni energetik usullari	268
Egilishda statik noaniq masala	274
Murakkab qarshiliklar. Umumiy tushunchalar	282
Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta'siri	283
Qiyshiq egilish	286
Markazlashmagan siqilish (cho'zilish) .	290
Ustuvorlik. Umumiy tushunchalar	294
Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi	296
Kritik kuchlanish. Egiluvchanlik	297

Ustuvorlikka amaliy hisoblash	303
Dinamik kuchlanishlar. Umumiy tushunchalar	306
Zarb ta'sirida kuchlanish	310
Zarbga sinash	313
O'zgaruvchan kuchlanishlar. Umumiy tushunchalar	315
Kuchlanishlar tsikllarining turlari	316
Simmetrik tsiklda chidamlilik chegarani aniqlash	317
III-BOB MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI	
Mexanizm va mexanizmlarning turlari	324
Mexanizmnı tuzilishi va strukturaviy tahlil qilish	336
Mexanizmlarning tuzilish formulasi. Assur guruhi	345
Richagli mexanizm kinematikasi.	349
Mexanizm kinematikasini diagramma usulida o'rganish.	352
Mexanizm kinematikasini tezlik va tezlanish planla- ri yordamida tekshirish	355
Kulachokli mexanizmlar	363
Mexanizmlar dinamikasi.	367
Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir qiluvchi kuchlarini aniqlash	370
Manipulyator va robotlar	374
IV-BOB MASHINA DETALLARI.	
Mashina detallarini tayyorlashda ishlatiladigan materiallar	378
Yuritma	387
Mexanik uzatmalar.	394
Tishli uzatmalar. Turlari.	404
Tcilindrik tishli uzatmalar	418
Konussimon tishli uzatmalar	421
Vint -gayka uzatmalar	423
Chervyakli uzatmalar	423
Tasmali uzatmalar	432
Zanjirli uzatmalar	444
Eriktsion uzatmalar.	450
Val va o'q	452
Podshipniklar	466
Planetar uzatmalar	471
Muftalar	486
Birikmalar	488
Glossariy	496
Adabiyotlar	540

ОГЛАВЛЕНИЕ

Механика	6
Машины, механизмы инженерные сооружения	12
Требования предъявляемые к элементам машин и сооружений	14
Ученые внесшие вклад в развитие механики	16
Общие понятия	43
Статика. Основные понятия статики	44
Основные аксиомы статики	46
Виды сил	48
Связи и реакции связей	51
Плоская система сходящихся сил. Теорема о равновесии плоской системы трех непараллельных сил	56
Проекция силы на оси координат	57
Аналитические условия равновесия плоской системы сходящихся сил.	60
Момент силы	61
Пара сил и момент пары	63
Пространственная система произвольно расположенных сил	65
Аналитические условия равновесия плоской системы произвольно расположенных сил	66
Общие понятия о ферме	73
Тцентр параллельных сил	76
Геометрические характеристики плоских сечений	81
Трение	90
Кинематика. Основные понятия кинематики	97
Кинематика точки	99
Частные случаи кинематики точки	104
Кинематика твердого тела	106
Сложное движение точки	109
Плоскопараллельное движение твердого тела	111
Мгновенный тцентр скоростей	113
Динамика. Общие понятия динамики.	117
Аксиомы динамики. Основные уравнения. Кинетостатика.	118
Силы инерции в криволинейном движении	
Работа и мощность.	122
Теорема об изменении количества движения	125
Тцентр масс системы	132
Моменты инерции системы	133
Понятие о балансировке вращающихся тел	135
Задачи предмета.	138
Реальный объект расчетная схема	142

Деформация и перемещение	145
Виды расчета элементов сооружений	148
Внутренние силы. Метод сечения	150
Напряжение	162
Основные гипотезы и допущения	164
Растяжение и сжатие.	168
Напряжения и деформации при растяжении и сжатии	175
Температурное напряжение	175
Растяжение под действием собственного веса	176
Статически неопределимые задачи	179
Испытание материалов на растяжение и сжатие	191
Напряженные состояния. Основные понятия	203
Линейное напряженное состояние	205
Плоское напряженное состояние	206
Объемное напряженное состояние	211
Объемная деформация	212
Теория прочности	214
Сдвиг. Напряжения и деформация	220
Кручение. Основные понятия	225
Определение крутящего момента	226
Напряжения и деформации при кручении	229
Условия прочности и жесткости при кручении	233
Определение деформации винтовой пружины	234
Изгиб. Конструкции работающие на изгиб	236
Напряжения	239
Нормальные напряжения при чистом изгибе	241
Касательные напряжения при изгибе	246
Применение формулы нормального и касательного напряжений к различным видам сечения.	248
Рациональное сечение	253
Расчет балок по главным напряжениям	257
Упругая линия балки	259
Определение перемещений при изгибе методом начальных параметров	263
Определение перемещений при изгибе графоаналитическим способом	264
Балки равного сопротивления	267
Энергетические методы определения перемещений при изгибе	268
Статически неопределимые задачи при изгибе	274
Сложное сопротивление. Основные понятия	282
Изгиб и кручение	283
Косой изгиб	286
Внецентренное растяжение сжатие)	290
Устойчивость. Основные понятия	294
Определение критической силы. Формула Эйлера	296

Критическое напряжение. Гибкость	303
Расчеты на устойчивость	306
Динамические напряжения. Основные понятия	310
Ударное напряжение	313
Испытание на ударную нагрузку	315
Переменные напряжения. Основные понятия	316
Виды циклов переменных напряжений	317
Определение предела выносливости при симметричном цикле переменных напряжений	324
Механизмы и классификация механизмов	324
Структурный анализ механизмов	336
Формула строения механизмов. Группа Ассура	345
Кинематика рычажных механизмов	349
Изучение кинематики механизмов методом кинематических диаграмм.	352
Изучение кинематики механизмов методом планов	355
Кулачковые механизмы	363
Динамика механизмов	367
Определение сил действующих на звенья механизмов	370
Манипуляторы и роботы	374
	378
Материалы деталей машин	387
Привод	394
Механические передачи	399
Зубчатые передачи. Виды	404
Цилиндрически зубчатые передачи	418
Конические зубчатые передачи	421
Передача винт -гайка	423
Червячные передачи	432
Ременные передачи	444
Цепные передачи	450
Фрикционные передачи	452
Оси и валы	466
Подшипники	471
Планетарные передачи	486
Муфты	488
Соединения	496
Глоссарий	496
Литература	540

CONTENT

Mechanics	6
Machines, mechanisms and engineering structures	12
Requirements for the elements of machines and structures	14
Scientists contributing to the development of mechanics	16
I-HEAD OF THEORETICAL MECHANICS	
General concepts	43
Statics. Basic concepts of statics	44
Basic axioms of statics	46
Types of forces	48
Communication and the connections	51
The POS system of converging forces. Theorem on the equality of a plane system of three nonparallel forces	56
Force projection on axis coordinat	57
Analytical conditions of equilibrium of a plane system of convergent forces.	60
Moment of power	61
Force couple and moment of couple	63
Spatial system of arbitrarily located forces	65
Analytical conditions of equilibrium of a plane system of arbitrarily arranged forces	66
General concepts of the farm	73
Center of parallel forces	76
Geometry characteristics of flat sections	81
Friction	90
Kinematics. Basic concepts of kinematics	96
Kinematics of the point	97
Special cases of kinematics of point	104
Kinematics of a rigid body	106
Complex motion of points	109
Plane-parallel motion of a solid	111
Instantaneous center of speeds	113
Dynamics. General concepts of dynamics.	117
Axioms of dynamics. Basic equation. Cineastatick. Inertia forces in curvilinear motion	118
Work and power.	122
Theorem on the change in the amount of motion	125
Center of mass of the system	132
Moments of inertia of the system	133
The concept of balancing rotating bodies	135
II-HEAD. RESISTANCE OF MATERIALS	
Objectives of the subject	138
Real object design scheme	142
Deformation and displacement	145

Types of calculation of elements of structures	148
Inner strength. Section method	150
Voltage	162
Main hypotheses and assumptions	164
Stretching and compression	168
Tensile and compressive stresses and strains	175
Temperature voltage	175
Stretching under its own weight	176
Statically indeterminate tasks	179
Tensile and compressive testing of materials	191
Stress state. Basic concepts	203
Linear stress state	205
Plane stress	206
Volumetric stress state	211
Volume deformation	212
The theory of strength of	214
Shift. Stresses and strains	220
Torsion. Basic concepts	225
Determination of torque	226
Torsional stresses and strains	229
Terms of strength and torsional rigidity	233
Determination of the deformation of the coil spring	234
Bend. Design working on the curve	236
Voltage	239
Normal stresses in pure bending	241
Cast voltages at bending	246
Application of the formula of normal and Castel stresses to different types of section.	248
Rational section	253
Calculation of beams on the main stresses	257
The elastic line of a beam	259
Determination of displacements in bending by the method of initial parameters	263
Determination of displacements in bending graphoanalytical method	264
Beams of equal resistance	267
Energy methods determination of bending displacements	268
Statically indeterminate bending problems	274
Complex resistance. Basic concepts	282
Bending and torsion	283
Oblique bend	286
Off-center tension) compression)	290
Stability. Basic concepts	294
Determination of critical force. Euler's Formula	296
Critical stress. The flexibility of	297
Stability calculations	303

Dynamic stresses. Basic concepts	305
Shock voltage	306
The drop test	310
AC voltage. Basic concepts	315
The types of cycles of the alternating voltage	316
Determination of endurance limit at symmetric cycle of the alternating voltage	317
III-HEAD OF THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES	
Mechanisms and classification of mechanisms	322
Structural analysis of mechanisms	324
The formula of the structure of mechanisms. Assura Group	336
Kinematics of reach mechanisms	349
Study of kinematics of mechanisms by the method of kinematical diagrams.	352
Study of kinematics of mechanisms by the method of plans	355
Cam mechanisms	363
Dynamics of mechanisms	367
Determination of forces acting on the links of mechanisms	370
Manipulators and robots	374
IV-HEAD. MACHINE PARTS	
Materials of machine parts	378
Drive	387
Mechanical transmission	394
Gear. The types of	399
The cylindrical gear	404
Bevel gears	418
Transmission screw nut	421
The worm gear	423
Belt drives	432
Chain drives	444
Friction gears	450
Axes and shafts	452
Bearings	466
Planetary gear set	471
Couplings	486
Connections	488
Glossary	496
Literature	540

N.S. BIBUTOV

AMALIY MEXANIKA

Muharrir:

Texnik muharir:

Musahhih:

Sahifalochi:

G'.Murodov

G.Samiyeva

M.Raximov

M.Arslonov



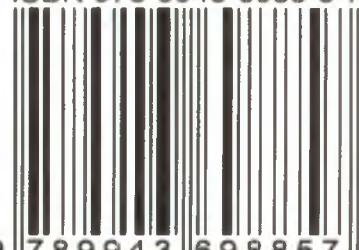
Nashriyot litsenziyasi AI № 178. 08.12.2010. Original – maketdan bosishga
ruxsat etildi: 29.12.2020. Bichimi 60x84. Kegli 16 shponli. « Palatino
Linotype» garn. Ofset bosma usulida. Ofset bosma qog'ozi. Bosma tabog'i
34.75 Adadi 100. Buyurtma № 88.



«Sharq-Buxoro» MCHJ bosmaxonasida chop etildi.
Buxoro shahar O'zbekiton Mustaqilligi ko'chasi, 70/2 uy.
Tel: 0(365) 222-46-46



ISBN 978-9943-6988-5-7



9 789943 698857