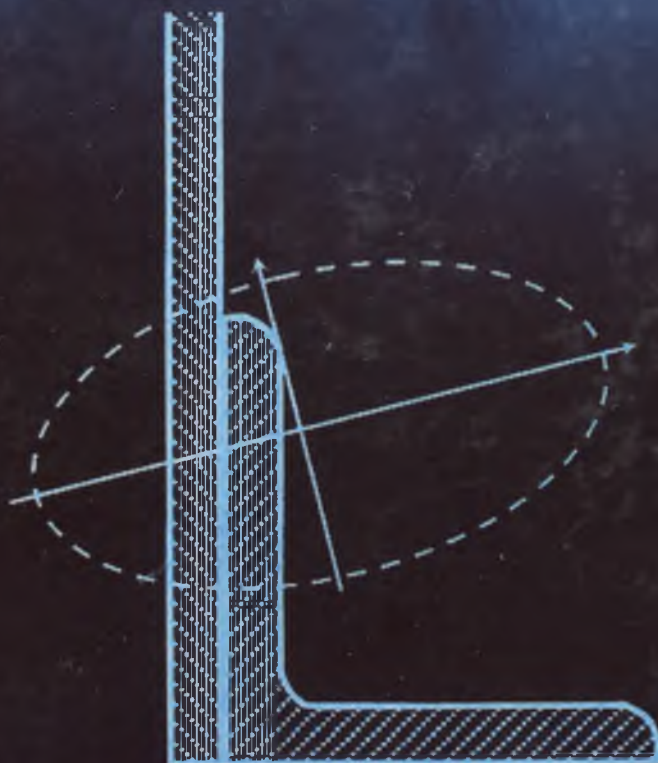


620
B 66.

Bibutov N.S. Hojiev A.X.

MATERIALLAR QARSHILIGI



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

BUXORO MUHANDISLIK TEXNOLOGIYA
INSTITUTI

Bibutov N.S., Hojiev A.X.

MATERIALLAR QARSHILIGI

*O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan o'quv
yurtlarining 5321500 – Texnologiyalar va jihozlar (mashinasozlik), 5340200-
«Bino va inshoot qurilishi» bakalavriat ta'lim yo'nalishi uchun darslik sifatida
tavsiya etilgan.*

BUXORO-2020
«DURDONA» NASHRIYOTI

30.121я7

539.3/6(075)

B 66

Bibutov, N.S.

Materiallar qarshiligi [Matn] : darslik / Bibutov N.S., Hojiev A.X.
- Buxoro: "Sadriddin Salim Buxoriy" Durdona nashriyoti, 2020. - 640 b.

КБК 30.121я7

УДК 539.3/6(075)

TAQRIZCHILAR

Xasanov S.M.

– Toshkent Davlat Texnika Universiteti «Materiallar qarshiligi va mexanika» kafedrası professori, t.f.n.

Vohidov M.M.

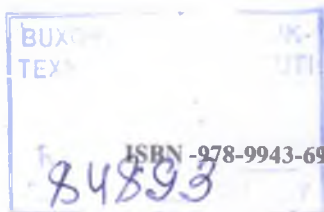
– Buxoro muxandislik - texnologiya institute professori t.f.d.,

Murodov N.M.

– Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash injenerlari instituti Buxoro filiali direktori t.f.d., professor.

Materiallar qarshiligi konstruktsiya elementlarini mustahkamlikka, birklikka va ustuvorlikka muxandischa hisoblash asoslarini tashqil etuvchi fandır. Darslikda materiallarni fiziko-mexanik xossalari, to'g'ri sterjenlarni cho'zilish, siljish, buralish, egilish, murakkab qarshilikda va egri sterjenlardagi kuchlanish va deformatsiyalar o'rganiladi.

Kitobda materiallar qarshilitgida masalalarni Yechish metodikasi keltirilgan, nazariy matnni qisqartirish evaziga echilayotgan masalalarning soni kupaytirildi. Darslik qurilish, transport va mashinasozlik mutaxassisligida ta'lim olayotgan bakalavrlar uchun mo'ljallangan.



© Bibutov N.S., Hojiev A.X.

SO'Z BOSHI

Kadrlar tayyorlash milliy dasturida, xalqning boy intellektual merosi va umumbashariy qadriyatlar asosida zamonaviy madaniyat, iqtisodiyot, fan-texnika va texnologiyalarning yutuqlari asosida kadrlar tayyorlashning mukammal tizimini shakllantirish O'zbekiston tarqqiyotining muhim shaklidir deyilgan. Bu yuksak vazifani amalga oshirish uchun yoshlarni har tomonlama barkamol qilib tarbiyalash, jahon andozalari talabiga mos ravishda bilimli mutaxassislar tayyorlash maqsadga muvofiqdir. Ilm-fanning zamonaviy yutuqlari asosida mustaqil fikr va mushohada yurita oladigan yuqori malakali kadrlarni tayyorlash masalasi o'quv adabiyotlarining – darsliklarning yangi avlodini yaratishni talab etmoqda. Birinchi Prezidentimiz I.A.Karimov **«Ta'lim darslikdan boshlanadi»** degan edi. Haqiqatdan yaxshi o'qish ham, samarali o'zlashtirish ham darslik bilan chambarchas bog'liqdir, ya'ni sifatli darslik nafaqat o'rganuvchilarning qiziqishini oshiradi balki etarlicha tajribaga ega bo'lmagan yosh o'qituvchilar uchun uslubiy qo'llanma bo'ladi, ularning kamchiligini bartaraf etadi.

Materiallar qarshiligi fanini asosiy vaziflariga mashina, mexanizm va muxandislik inshootlarining detallari va qismlarini mustahkamlikka, bikrikka va ustuvorlikka hisoblash va loyihalash asoslarini o'rgatish kiradi.

Bakalavrn tayyorlashda materiallar qarshiligi faniga katta e'tibor beriladi. Chunki talaba birinchi marotaba detallarni hisoblash va loyihalashni ko'nikmalariga ega bo'ladi. Materiallar qarshiligi fanidan olingan bilimlar – talabalarga umummuxandislik va maxsus fanlarni o'rganishda kerak bo'ladi.

Materiallar qarshiligi darsligini yozishda o'zbek, rus va xorij olimlarining ushbu fandan yozgan darslik va o'quv qo'llanmalaridan foydalanildi

[1,2,3,4,5,6,7,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,23,24,25,31,32,33.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2011 yil 20 maydagi "Oliy ta'lim muassasalari moddiy-texnika bazasini mustahkamlash va yuqori malakali mutaxassislar tayyorlash sifatini tubdan yaxshilash bo'yicha chora-tadbirlari to'g'risida"gi PQ-1533-sonli qaroriga muvofiq Oliy va O'rta Maxsus ta'lim vazirligi rivojlantirish Fondi 2016 y. hisobidan Buxoro muxandislik-texnologiya instituti "Mexanika" kafedrasiga "Materiallar

qarshiligi" laboratoriya uskunolari ajratildi va Germaniyaning DiChTe GmbH firmasi maxsuloti keltirib o'rnatildi: [33] **FL130, WP 400, WP 140, WP 130, FL 160, WP 600, WP 960, FL 170, SE 110.18, SE 110.16, SE 110.20, WP 950, WP 120, WP 121, WP500 va WP 300.** Ushbu qurilmalarda tajriba ishlarini bajarish yo'riqnomasi va tartibi GUNT tomonidan ishlab chiqilgan va bu yo'riqnoma darslikda qayta ishlangan holda keltirilmoqda.

Materiallar qarshiligi fanining kesish usuli va unga tegishli misollar, cho'zilish yoki siqilish, buralish, egilishga oid echildgan misollar va mustaqil ishlar kiritildi.

Darslikning ushbu nashrida mavzulardan keyin tajriba ishlari, glossariy va echilgan masalalar to'plami kengaytirildi.

Talabalar ta'lim olayotgan mutaxassisliklariga bog'liq holda u yoki bu mavzuni qisqartirilgan holda o'rganishlari mumkin.

Ushbu darslik 5321500 – Texnologiyalar va jihozlar (mashinasozlik) ta'lim yo'nalishidan tashqari 5321500 – Texnologiyalar va jihozlar (Yengil sanoat jihozlarini ta'mirlash va texnik xizmat ko'rsatish), 5320200– Mashinasozlik texnologiyasi, 5310600- Yer usti transporti tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi (avtomobil transporti bo'yicha), 5340200-«Bino va inshoot qurilishi» bakalavriat ta'lim yo'nalishlarda hamda qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash ta'lim yo'nalishlarida bakalavr tayyorlayotgan oliy o'quv yurtlarining talabalari uchun ham darslik sifatida qo'llanilishi mumkin.

Ushbu darslikni tayyorlashda o'zining qimmatli maslahatini berganligi uchun I.A.Karimov nomli Toshkent Davlat texnika universitetining professori S.M.Xasanovga mualliflar minnatdorchilik bildiradilar.

KIRISH

Umumiy tushunchalar. Dunyoda uchraydigan hamma hodisalar bepoyon fazo va cheksiz vaqt ichida sodir bo'luvchi uzluksiz harakatlarning turli shakllaridan iborat. Harakat deganda oddiy ko'chishdan boshlab fizik – kimyoviy, biologik o'zgarishlarda bo'ladigan murakkab jarayonlar tushuniladi. Bu harakatlarning eng oddiysi mexanik harakat – mexanika fanida o'rganiladi.

Mexanika (yunoncha: mechanike – mashina, qurol, inshoot)–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. Jismlarni muvozanati to'g'risidagi birinchi mulohazalar Arximed ilmiy ishlarida keltirilgan. 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.

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'prik, rezervuar) mexanik sistemalarga kiritish mumkin. *Vaziyati va harakati boshqa jismlarning vaziyati va harakatiga bog'lik bo'lgan qattiq jismlarning to'plamiga mexanik sistema* (bundan keyin sistema deb aytamiz) deyiladi. Sistemani tarkibiga kiruvchi qattiq jismlarni, uning elementlari deyiladi.

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 jismdu qolgan deformatsiya qoldiq yoki plastik deformatsiya* deyiladi, jismni plastik deformatsiyani qabul qilish qobiliyati

plastiklik deyiladi. 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 plastik deformatsiya natijasida yuksizlantirilsa, u nafaqat emirilmasligi hattoki o'zining boshlang'ich o'lchamlarini ham o'zgartirmaydi.



*Podshipnik
tashqi
halqasining
deformatsiyasi*

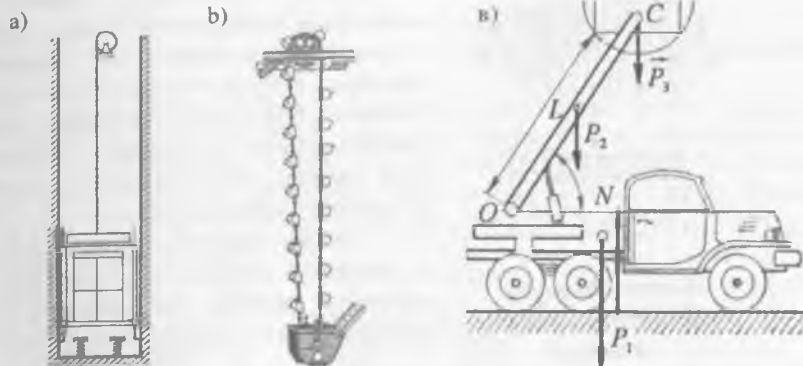
Sistemadagi birorta elementni emirilishi yoki unda plastik deformatsiyani hosil bo'lishi xavfli yoki chegaraviy holat deyiladi.

Sistemani xavfli holatga 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 (*1-rasm,a*), kovshlar biriktirilgan lenta (*1-rasm,b*) yoki yuk to'ldiruvchi mashinaning strelasi (*1-rasm,v*) 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 (*2 – rasm*).

Sistemani deformatsiyasi elastik va mustahkamligi etarlicha bo'lsa ham u o'zining vazifasini bajara olmasligi 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 bikrlilik deyiladi.

Ayrim hollarda, tashqi faktorning kritik qiymatida, mustahkamligi ta'minlangan elementdagi kichik uyg'onishlar nisbatan katta ko'chishlarni keltirib chiqaradi.



1 - rasm. a) lift trosining yuklanishi; b) kovshli lenta;
e) yuk to'ldiruvchi mashina strelasidagi kuchlar



2- rasm.
prujina

Bu xodisa ustuvorlikni yo'qotish deyiladi. Masalan to'g'ri chiziqli ingichka plankaga (3-rasm) 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 marotaba katta bo'ladi.

Plankaning shakli egrilanadi va u xavfli holatda bo'lishi mumkin (3-rasm).

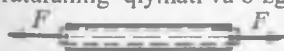


3-rasm. siqilayotgan plank

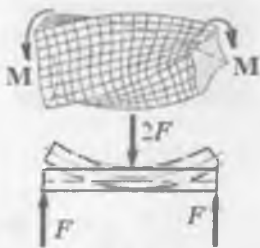
Sistema elementlarining to'g'ri chiziqli shaklini saqlagan holda siquvchi kuchga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati ustuvorlik deyiladi.

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 (4-rasm) quyidagi xossalarini ta'kidlash mumkin:

1. Deformatsiyadan keyin jismning shakli uning holati va qo'yilgan kuchga bog'liq.
2. Deformatsiyani 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).



**4-rasm. Jismning
deformatsiyalangan
holatlari**

Demak, mustahkamlik, bikrlilik va ustuvorlikni o'zgartirish uchun yoki deformatsiya xarakterini yoki yuqorida keltirilgan faktorlarni o'zgartirish lozim. Sistemani funktsional vazifasiga ko'ra mustahkamlikka hisoblashda deformatsiya xakteri, 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, bikrlilik 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 kelmoqda, 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 xossalarini belgilovchi mexanik xarakteristika lari faqat tajriba usuli bilan o'rganiladi;

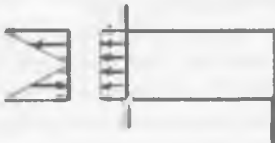
4. O'ta masul sistemalar va ularning elementlarini emiruvchi kuch (ruxsat etilgan yuk) tajribada aniqlanadi.

Materiallar qarshiligi to'g'risidagi dastlabki ishlarni italiyalik olim G.Galiley chop etgan va ushbu fanga asos solgan.

«Kim xarakat bilan tanish bo'lmasa, u tabiatni bilmaydi»

GALILEO GALILEY.

11 yoshiga qadar maktabga qatnadi. So'ngra o'sha davr tamoyiliga ko'ra, uning tarbiyasi va ma'lumot olish monastirda davom etdi, u erda Galiley lotin va yunon yozuvchilarining asarlari bilan tanishdi. 1581 yilda Galiley meditsinani o'rganish uchun Piza universitetiga kirdi. Bu erda u birinchi marta Aristotel, Evklid Arximed asarlarini o'qib chiqdi. Matematika va mexanikaga

	GALILEO GALILEY (1564-1642) 	DISCORSI E DIMOSTRAZIONI MATEMATICHE scritti dal nostro famosi Galileo Galilei Messa da M. Mazzoni. Locatelli Milano GALILEO GALILEI, UNGERO professore Mathematico in questa Università Della quale Galilei L'OPERA DI GALILEO GALILEI, UNGERO 1638 	
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 sohasidagi mustahkamlikka bag'ish-langan birinchi ilmiy ish edi	Galileyni ikki yangi ilmiy ishi to'g'risidagi kitobining jildi	
			
Cho'zilishga sinash		Egilishga sinash	
	Egilishda teng qarshi- lik ko'rsa- tuvchi brus ta'siridagi masala		Galiley tomonidan va formula asosida chizilgan kuchlanish epyurasi

ishtiyoqi bo'lgan Galiley universitetini tashlab, 4 yil Florentsiyada matematikani o'rgandi. Ana shu davrda uning gidrostatikaga bog'liq bo'lgan birinchi ilmiy asarlarini va jismlarning harakatlanishda og'irlik markazining rolini aniqlashga doir asarlarini yozdi. 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. Galiley jismlarning erkin tushish qonunlarini qiya tekislikdagi harakatini, gorizontga ma'lum burchak ostida otilgan jismning harakat qonunlarini o'rgandi. U mayatnikning tebranish qonunini aniqladi. 1609 yilda Galiley o'zining 3 marta kattalashtirib ko'rsatadigan teleskopini, oz vaqt o'tgach 32 marta kattalashtirib ko'rsatadigan teleskop nusxasini yaratdi va uni osmonga qaratib osmon jismlarini tomosha qildi. Galiley o'zining hamma kashfiyotlarini "Yulduzlar xabarchisi" da yozib qoldirgan (1610).

Galileyning inertiya qonuni haqidagi ifodasi: jism gorizont tekislik bo'yicha bir maromda to'xtovsiz harakatlanganda ishqalanishda bo'ladi. Og'ir jism tushayotganda juda ham tez harakat qiladi o'z harakatining kvadratiga proporsionaldir. Ammo jism qancha og'ir bo'lmasin havoning qarshiligiga uchraydi va keyinchalik tezligi yo'qoladi va harakat bir xil va bir maromda bo'ladi.

Galiley tabiat qonunlari haqida mana shunday oddiy gapirib berardi.

Galileyning ijodiga buyuk frantsuz mexanigi Jazev Lui Lagranj (1736-1813) katta baho bergan. Dinamika ilmiga birinchilardan bo'lib asos soldi va uni rivojlanishiga o'z hissasini qo'shdi. Galileygacha kuchlarning jismga ta'siri faqat tenglikda deb qaralardi.

Materiallar qarshiligi fanining vazifasi. Hozirgi zamon mashinasozlik sanoati murakkab harakat qiluvchi, katta quvvatli, tez yurar, hamda yuqori sifatli engil konstruksiyali mashina va mexanizmlarni yaratmoqda. 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, mexanizm va inshoot qismlarining mustahkamligi, ustuvorligi va bikrligini hisoblash usullarini o'rgatadi.

Materiallar qarshiligi mustahkamlik, ustuvorlik va bikrlikni elementlarning deformatsiyasiga bog'lab o'rganadi. Bu masalalar 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.

Xulosa. Deformatsiyanuvchi qattiq jism mexanikasi – turli ta'sirlanuvdagi deformatsiylanish 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 injiner o'zining faoliyatida inshoot konstruksiyalarning 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 deformatsiyalanishga qarshilik kuchlarini xarakterlaydi. Bir birlik yuzaga to'g'ri keluvchi ichki kuchlar kuchlanish deyiladi.

Qattiq jismni turli ta'sirlashuvda kuchlanganlik-deformatsiyalangan holatini izlanishi deformatsiyalanuvchi qattiq jism mexanikasining asosiy masalasini tashkil etadi.

Texnika va qurilish oliygohlarida deformatsiyalanuvchi 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 – konstruktsiyani samarali 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.

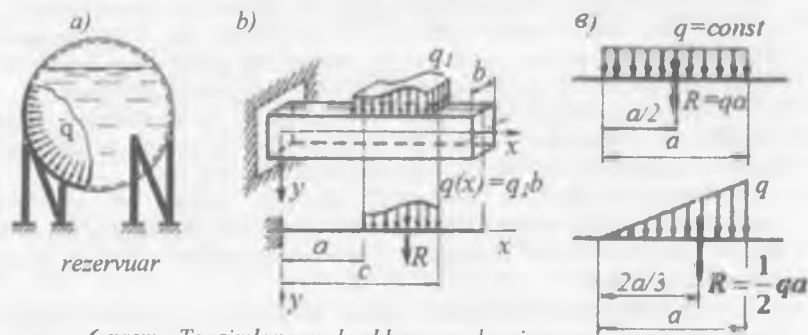
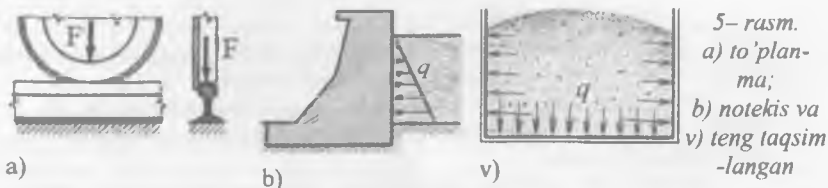
Deformatsiyalanuvchi qattiq jismlar mexanikasi injenerlik amaliyotida konstruktivlar hisobining usullarini bajara olmasa, kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlashni turli eksperimental usullari (tenzometriya, kolyarizatsion – optik va h.k.) qo'llaniladi.

KUCH VA KUCH TURLARI

Inshoot va mashina qismlariga ta'sir qiluvchi kuchlar yoki quyilgan yuklar tashqi kuch bo'ladi. Tashqi kuchlar aktiv va reaktiv kuchlarga bo'linadi. Aktiv kuchlar – yuk deb yuritiladi. Tashqi kuch elementlarga quyilishi jihatidan to'planma yoki taqsimlangan kuchlarga bo'linadi. Agar yukning qo'yilish o'lchamlari konstruktsiya elementi o'lchamlaridan juda kichik bo'lsa – bunday kuch to'planma kuch deb yuritiladi. Masalan: vagon g'ildiragini relsga (*5-rasm, a*) bosimi. To'planma kuch – nyuton (*N*); kilonyuton (*kN*) va tonnalarida (*t*) o'lchanadi. Agar yuk konstruktsiya qismining yuzasi yoki uzunligi bo'ylab ta'sir qilsa, bunday kuch taqsimlangan kuch deyiladi (*5-rasm, b, v*). Suv to'g'onining devorlariga, sochiluvchan materiallarni idish tubiga va devorlariga, ustiga qo'yilgan materiallarni ko'priknig ramasiga va hokazolar taqsimlangan (yoyilgan) kuchlarga misol bo'ladi. Bunday kuchlar teng taqsimlangan (*5-rasm, v*) yoki teng taqsimlanmagan kuchlarga (*5-rasm, b*) bo'linadi. Element uzunligi bo'ylab xususiy og'irligining o'zgarishi teng taqsimlanmagan kuchga misol bo'ladi.

Taqsimlangan kuch uzunlik bo'yicha ta'sir qilsa $\frac{N}{m}, \frac{kN}{m}$ larda, yuza bo'ylab

tarqalsa $\frac{kN}{m^2}$ o'lchanadi. Sirtida ta'sir qiluvchi taqsimlangan kuchlarga suyuqlikni rezervuar devoriga ta'siri (*6-rasm*), bino tomiga qor va shamol bosimini misol qilish mumkin.



6-rasm. Taqsimlangan kuchlar va ularning qo'yilish nuqtasi va teng ta'sir qiluvchisini topish [29]

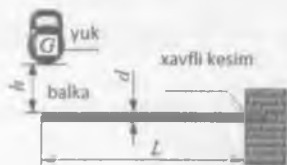
Chiziqli taqsimlangan kuchlarning teng ta'sir qiluvchisi

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

Taqsimlangan kuchning qo'yilish nuqtasi yoki ta'sir chizig'i statika qoidasiga asosan topiladi (6-rasm, v). Kichik yuzaga ta'sir qiluvchi kuchlar to'planma kuch deb qabul qilish mumkin (6-rasm, v).

Vaqt oralig'ida o'zgarish xususiyatiga ko'ra tashqi kuchlar statik va dinamik kuchlarga bo'linadi.

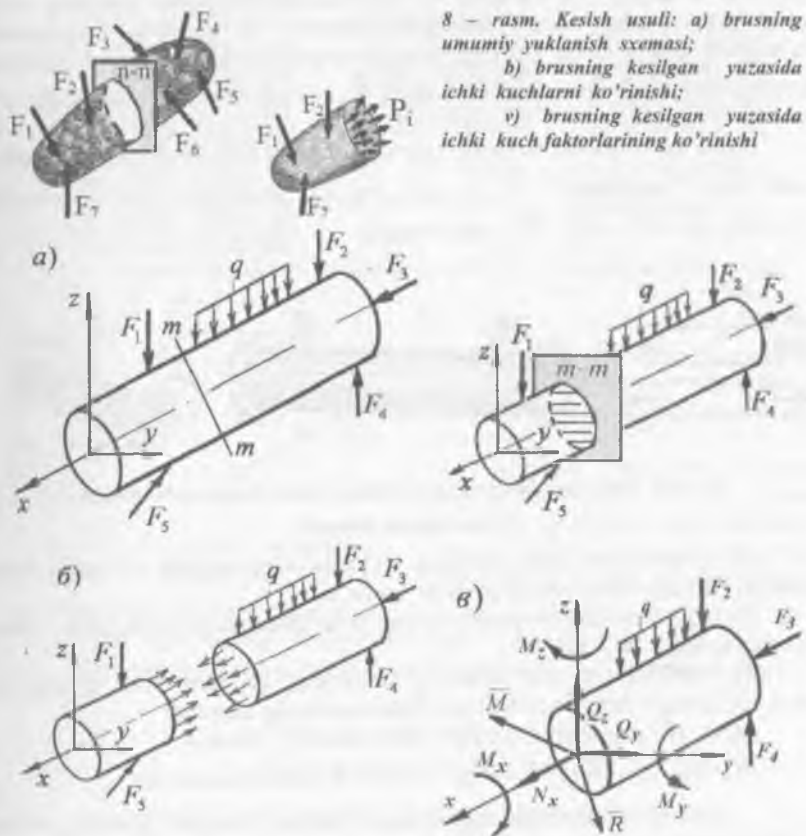
Noldan o'zining oxirgi o'zgarmas qiymatigacha asta-sekin silliq o'zgaradigan kuch – statik kuch deyiladi. Masalan: stanokning betonga, imoratning asosiga bosimi. Vaqt oralig'ida ishorasini va qiymatini o'zgartiradigan, takrorlanuvchi, bir onda ta'sir qiladigan kuchlar – dinamik kuchlar deyiladi. Dinamik kuchlarga – aylanma yoki tebranma harakatda ishlovchi konstruktsiya qismlari; zarb ta'siri misol bo'ladi.



7-rasm



ICHKI KUCH FAKTORLARI. Ichki kuch - tashqi kuch ta'sirida kelib chiqadi. Jismlarning deformatsiyalanishida material zarrachalari orasidagi masofalar o'zgaradi (uzoqlashadi yoki yaqinlashadi). Deformatsiyalangan jism tarkibidagi zarrachalarni boshlang'ich vaziyatga keltirish yoki muvozanatni tiklashga intilgan kuchlar ichki kuchlar yoki zo'riqish kuchlari deyiladi. Ichki kuchni ko'rish va aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz.



Kesish usuli. Qattiq jismning mustahkamligi undagi zarrachalarning o'zaro tortishish kuchlari P_i bilan ifodalanadi. Jismga tashqaridan ta'sir ko'rsatilsa, zarrachalarning o'zaro tortishish kuchlari intensivlashadi.

Tashqi kuch ta'sirida zarrachalar o'zaro ta'sirining intensivlashuviga - ichki kuch deyiladi.

Ichki kuchlar tashqi kuch va materialning fizik – mexanik xossalariga bog'liq bo'ladi. Konstruktsiya qismlarining mustahkamligi va bikrligini ta'minlashda ichki kuch katta rol o'ynaydi. Berilgan tashqi kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lgan brusning (8-rasm, a) ixtiyoriy tanlangan kesim yuzasidagi ichki kuchlarni aniqlash uchun, uni shu kesim yuzasidan $m - m$ tekisligi bilan kesib ikki qismga ajratamiz (8-rasm, a).

Brus bir qismining ikkinchi qismiga ta'siri o'zaro teng va qarama – qarshi tomonlarga yo'naladi (8-rasm, b). Brusning bir qismini tashlab yuboramiz. Natijada, brusning olib qolingan 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 (8-rasm, b).

Bosh kuch vektori va bosh moment vektori olib qolingan 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:



9- rasm. Ichki kuch faktorlari: a) bo'ylama kuch; b) burovchi moment;
v) eguvchi moment

N_x – bo'ylama kuch, brusning bo'ylama o'qi bo'ylab yo'nalgan uning ta'sirida brus cho'ziladi yoki siqiladi (9- rasm , a).

Q_y, Q_z – brusning bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashganligi uchun ko'ndalang kuch deyiladi.

M_x – burovchi moment brusning ko'ndalang kesimida hosil bo'ladi (9- rasm, b). Uning ta'sirida brus buralish deformatsiyasiga uchraydi

M_y va M_z momentlari ta'sirida brus-egiladi (9- rasm, v).

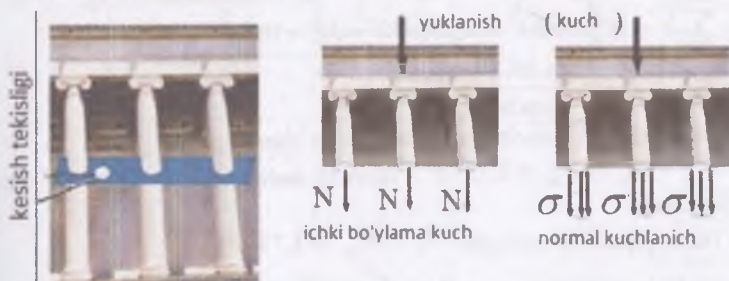
$N_x, Q_y, Q_z, M_x, M_y, M_z$ – ichki kuch faktorlari deyiladi.

Ichki kuch faktorlarini topish uchun brusning ajratilgan qismidagi barcha kuchlardan muvozanat shartlari tuziladi.

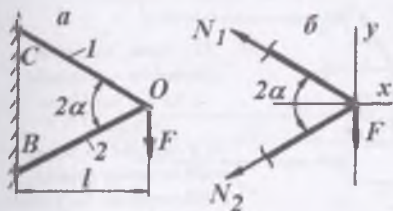
$$\begin{aligned} \sum X &= 0 & \sum M_x &= 0 \\ \sum U &= 0 & \sum M_u &= 0 \\ \sum Z &= 0 & \sum M_z &= 0 \end{aligned}$$

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 konstruksiya qismlarining ko'pchiligi ko'ndalang kesimda hosil bo'ladigan ichki cho'zuvchi yoki siquvchi bo'ylama kuchlarini kesish usulidan foydalanib (10-rasm), sistemaning ajratilgan bo'lagini muvozanat shartidan topiladi.



10-rasm. Kesish usulini bajarish tartibi va ustunlardagi ichki kuchlar



11 - rasm. Sterjenlar sistemasini yuklanishi.

misol - 1. C va B nuqtalari tayanchda va O nuqtada F kuch bilan yuklangan sterjenlar sistemasining ichki bo'ylama kuchlari aniqlansin (11-rasm).

Yechish. Sterjenlarni bo'ylama o'qiga tik tekislik bilan ixtiyoriy kesimdan qirqib ikki qismga ajratamiz va tayanch qismini tashlab yuboramiz, olib qolingani har bir sterjenga tashlab

yuborilgan qism ta'sirini almashtiruvchi N_1 va N_2 kuchlarni qo'yamiz. N_1 va N_2 kuchlar sterjenlarning tashlab yuborilgan tomoniga yo'naltirib qo'yiladi.

Sistemaning muvozanat shartini ta'minlovchi ikkita tenglama tuzamiz (11-rasm, b)

$$\sum x = -N_1 \cos \alpha - N_2 \cos \alpha = 0 \quad (1)$$

$$\sum y = N_1 \sin \alpha - N_2 \sin \alpha - F = 0 \quad (2)$$

(1) tenglamadan $N_1 = -N_2$ tenglikni (2) shartga keltirib qo'ysak,

$$N_2 = \frac{F}{2 \sin \alpha}$$

misol - 2. AB va BC sterjenlardagi ichki bo'ylama kuchlar aniqlansin va epyuralari qurilsin (12-rasm).

Yechish. Sterjenlar sistemasining yuklanish sxemasida ularning ko'ndalang kesim yuzasida bo'ylama va ko'ndalang kuch va eguvchi moment hosil bo'ladi. Ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarni aniqlash egilishga ishlovchi

konstruksiyalarda ichki kuch faktorlarini hisoblash misollarida ko'rib chiqiladi. V sharnir muvozanatini tekshirish uchun sterjenlarni kesish usuli asosida bog'lanishdan ozod etib, kesilgan yuzalarga N_{AB} va N_{BC} bog'lanish reaksiyalarni qo'yamiz.

Muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum Y = -N_{AB} \sin 30^\circ + N_{BC} \sin 30^\circ = 0 \quad \text{bu erdan} \quad N_{AB} = N_{BC}$$

$$\sum X = N_{AB} \cos 30^\circ + N_{BC} \cos 30^\circ - 3F = 0 \quad \text{va}$$

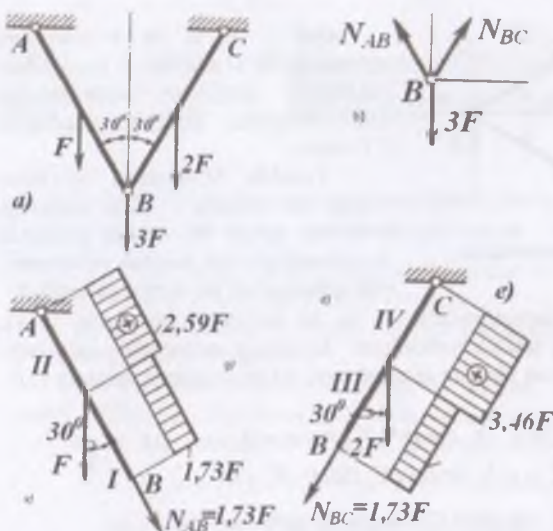
$$N_{AB} = N_{BC} = \frac{3F}{2 \cos 30^\circ} = 1,73F$$

AB sterjenini birinchi oraliqida ichki bo'ylama kuch

$N_1 = N_{AB} = 1,73 \cdot F$. Ikkinchi oraliqida $N_2 = N_{AB} + F \cdot \cos 30^\circ$ ni tashkil etadi.

BC sterjen. III- oraliqida $N_3 = N_{BC} = 1,73 \cdot F$

va IV - oraliqida $N_4 = N_3 + 2F \cdot \cos 30^\circ$



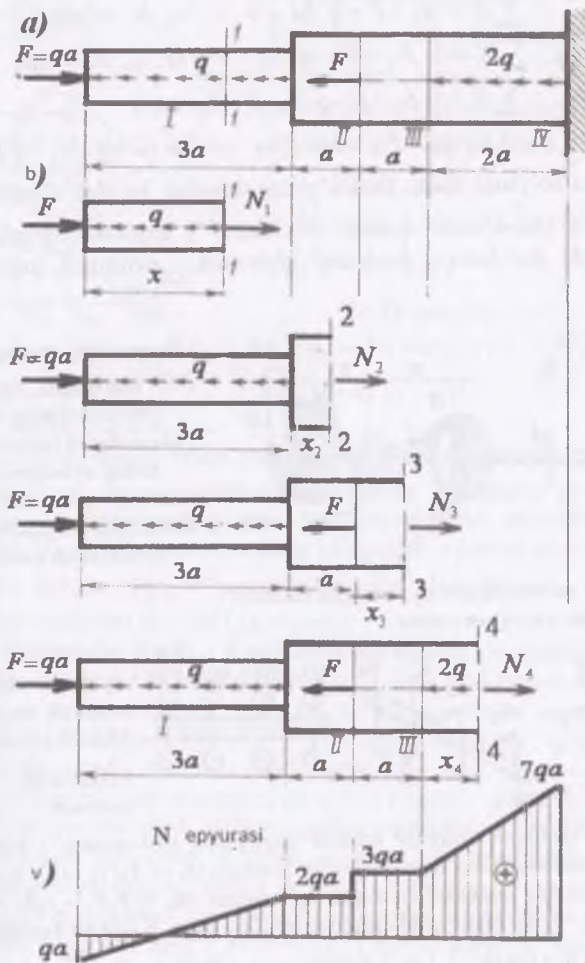
12 - rasm. Sterjenlar sistemasini yuklanishi:

- tashqi kuchlarni qo'yilishi;
- B nuqtaga qo'yilgan ichki va tashqi kuchlar;
- AB sterjenda bo'ylama kuch epyurasi
- BC sterjenda bo'ylama kuch epyurasi

misol-3. To'planma va teng tarqalgan kuchlar bilan yuklangan brus uchun bo'ylama kuch aniqlansin va epyurasi qurilsin (13- rasm).

Yechish. Yuklanish oraliqlari 13- rasm, a-da ko'rsatilgan. I - oraliqning tayanchdan ozod tomonidan - x masofada tanlangan I-I qirgim bilan ko'rsatilgan ko'ndalang kesimidagi (13- rasm, b) ichki kuchni aniqlaymiz.

Buning uchun brusni olib qolingan qismidagi barcha kuchlarni X - o'qiga proektsiyalaymiz. $\sum X = 0$ $N_1 + F - qx = 0$ yoki $N_1 = -F + qx$ 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.



13 - rasm.
Ichki kuchni
aniqlash
texnologik
xaritasi

a) pog'onali
brusni
yuklanish
sxemasi;

b) pog'onali
brusni kesish
tartibi;

v) pog'onali
brus uchun
ichki bo'ylama
kuch epyurasi

N_1 kuchni hisoblaymiz: $x = 0$ bo'lsa $N_1 = -F = -qa$ va $x = 3a$ bo'lsa $N_1 = 2qa$. Brusning boshlang'ich nuqtasida N_1 kuch manfiy va oxirgi

nuqtasida musbat ishorali va $x = \frac{F}{q} = a$ masofada nolga teng bo'ladi. Ikkinchi

va uchinchi oraliqlarda oldingi oraliqdagi $3qa$ kuchning ta'siri e'tiborga olinadi

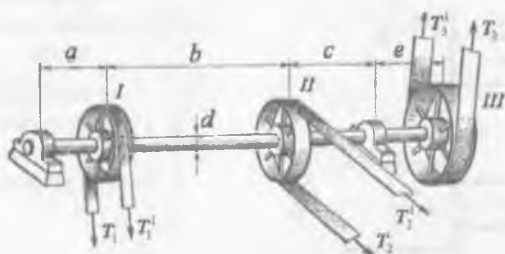
II – II oraliq. $\sum X = N_2 + F - q \cdot 3a = 0$ va $N_2 = 2qa$

III– III oraliq. $\sum X = 0$ $N_3 + F - q \cdot 3a - F = 0$ va $N_3 = 3qa$

IV- IV oraliq. $\sum X = 0$ $N_4 + F - q \cdot 3a - F - 2q \cdot x = 0$

$x = 0$ bo'lsa $N_4 = 3qa$ va $x = 2a$ bo'lsa $N_4 = 7qa$

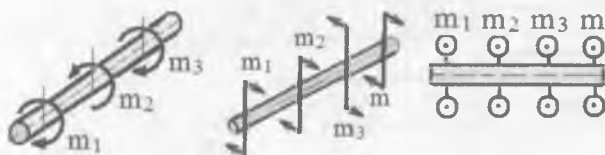
N_X - ichki bo'ylama kuch brus o'qining uzunligi bo'ylab o'zgarishning grafikasi ichki bo'ylama kuch epyurasi deyiladi. N_X epyurasini qurish uchun hisoblangan ichki bo'ylama kuchning qiymatlari tanlangan masshtabda joylashtiriladi.



Burovchi momentni aniqlash.

Brus yuklanishining turli sxemalarini tasvirlashda tashqi aylantiruvchi momentni ayrim darsliklarda keltirilgan belgilashlaridan foydalanish mumkin

Remenli uzatma va remenlarning taranglik kuchlari ko'rsatilgan sxema

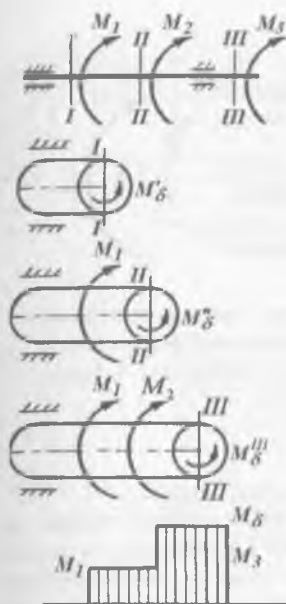


Aylantiruvchi moment m yoki M harfi bilan belgilanishi mumkin.

Shkivlar o'rnatilgan doiraviy kesimli sterjenning (14-rasm, a) aylanishi natijasida, remenlarda hosil bo'lgan taranglik 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 14 – rasm, b - da ko'rsatilgan.

R_1 ; R_2 va R_3 – tegishli 1, 2 va 3 shkivlarning radiuslari.

Ixtiyoriy kesimdagi buruvchi momentni topish uchun, sterjenni shu kesimdan tekislik bilan fikran ikki bo'lakka ajratamiz va har bir bo'lakka $M_X = M_\delta$ buruvchi momentlarini qo'yamiz (14-rasm).



14-rasm. Aylantiruvchi momentlar bilan yuklangan val uni kesish tartibi va buruvchi moment epyurasi

I-I qirqimdan chap tomonda qolgan sterjenda aylantiruvchi moment ta'siri yo'q, shuning uchun sterjenning olib qolingan qismida buruvchi moment nolga teng, ya'ni $M_{\delta}^I = 0$.

II-II qirqim uchun chap qismning muvozanat tenglamasidan quyidagi ifodani topamiz:

$$\sum M_x = M_1 - M_{\delta}^{II} = 0 \quad \text{va} \quad M_{\delta}^{II} = M_1$$

III-III qirqim :

$$\sum M_x = M_1 + M_2 - M_{\delta}^{III} = 0 \quad \text{va}$$

$$M_{\delta}^{III} = M_1 + M_2$$

IV-IV qirqim

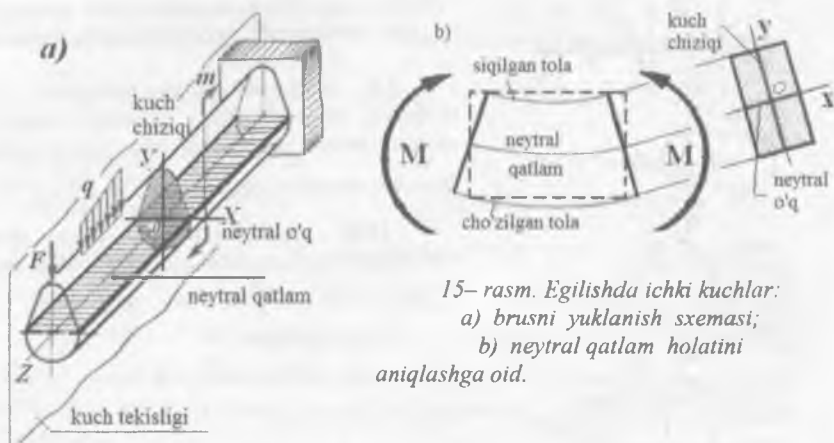
$$\sum M_x = M_1 + M_2 + M_3 - M_{\delta}^{IV} = 0 \quad \text{va}$$

$$M_{\delta}^{IV} = 0$$

Demak, sterjen kesim yuzasida hosil bo'ladigan buruvchi moment M_{δ} kesilgan kesim yuzasiga nisbatan bir tomonda joylashgan tashqi momentlarning algebraik yig'indisiga teng ekan. 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 deyiladi (14-rasm).

Egilishda ichki kuchlarni aniqlash. Egilishda barcha tashqi va reaksiya kuchlari - kuch tekisligi deb ataladigan bitta tekislikda ta'sir qiladi (15-rasm, a). Kuch tekisligini brusning ko'ndalang kesim yuzasi bilan kesishish chiziqli - kuch chiziqli 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 (15-rasm, b). Balkani egilishda o'zining boshlang'ich uzunligini o'zgartirmaydigan material qatlami neytral qatlam deyiladi. Balkaning ko'ndalang kesim yuzasi bilan neytral qatlamni kesishish chiziqli neytral o'q deyiladi.

To'rtta o'zaro teng F kuch ta'sirida muvozanatda bo'lgan brusni o'rganamiz (16-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.



15- rasm. Egilishda ichki kuchlar:
a) brusni yuklanish sxemasi;
b) neytral qatlam holatini
aniqlashga oid.

Natijada brusning olib qolingan qismida muvozanat 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 $Q = F$.

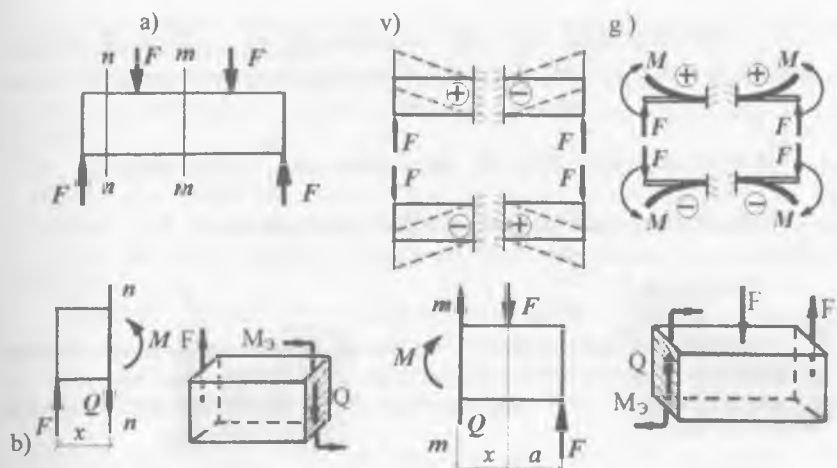
Brusni keyingi $m-m$ kesimidagi ko'ndalang kuch Q shu oraliqdagi barcha tashqi kuchlarni $m-m$ tekislikka proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng:

$$F - F - Q = 0 \quad (16 - \text{rasm, b}) \text{ yoki } Q = 0.$$

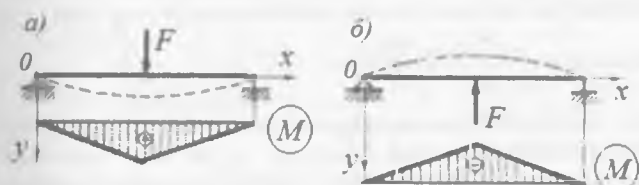
Demak, Q ko'ndalang kuch brusning ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarni algebraik yig'indisiga teng. Brusning kesilgan kesimiga nisbatan tashqi kuchning yo'nalishi soat strelkasining harakat yo'nalishi bilan mos tushsa, ko'ndalang kuchning ishorasi musbat, teskari holatda esa manfiy bo'ladi (16-rasm, v).

Bosh moment vektori M , eguvchi moment deyiladi. Eguvchi momentni topish uchun, brusni ajratib olingan kesimidagi barcha kuchlarni kesim markaziga nisbatan momentlarini 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. Demak, eguvchi moment brusni ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarning, shu oraliq kesim markaziga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng.

Brusni egilishida kesim markazi qabariq chiziqda qolsa eguvchi moment manfiy (16-rasm, g) va botiq chiziqda qolsa musbat ishorali bo'ladi. Agar tashqi kuch brusni yuqoriga egiltirsa, eguvchi moment ishorasi musbat, pastga egiltirsa - manfiy qabul qilinadi.



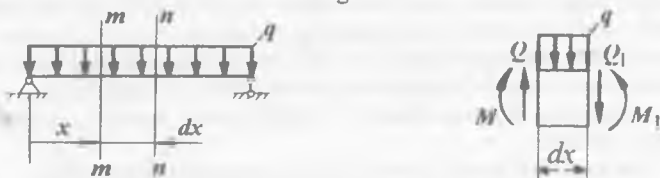
16 – rasm. Ichki kuch faktorlari: a – b) Q va M ni aniqlash;
v) Q ishorasini tanlash M ishorasini tanlash



Eguvchi
moment
ishorasini
tanlashga oid

Yuqoridagi ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalaridan ko'rinishicha, brusning uzunligi bo'ylab Q va M o'zgarib borar ekan. Q va M ning brus o'qi bo'ylab o'zgarish grafikasiga ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyurasi deyiladi.

M , Q va q orasidagi differentsial bog'lanishlar. Taqsimlangan kuch intensivligi ta'sirida bo'lgan balkadan ajratilgan elementar uzunlikdagi bo'lakning muvozanat holatini tekshiramiz (17–rasm). Taqsimlangan kuch intensivligi q ta'siridagi elementar dx uzunlikdagi ajratilgan element balkani tashlab yuborilgan qismlari ta'sirini almashtiruvchi ko'ndalang



17 – rasm. Differentsial bog'lanishlarni aniqlashga oid

kuchlar Q va $Q_1 = Q + dQ$, momentlar M_x va $M_1 = M_x + dM_x$ ta'sirida bo'ladi (17-rasm). Ajratilgan elementning muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sum y = Q - qdx - (Q + dQ) = 0 \quad M_x + Qdx - qdx \frac{dx}{2} - (M_x + dM_x) = 0 \quad (4)$$

(3) tenglamadan $-qdx - dQ = 0$ tenglikni hosil qilamiz.

$$\text{Bu erdan } q = -\frac{dQ}{dx} \quad (5)$$

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 (5) tenglamaning ishorasi musbat bo'ladi.

$$(4) \text{ tenglamadan } Qdx - dM_x = 0 \text{ va } Q = \frac{dM_x}{dx} \quad (6)$$

hosil bo'ladi, ya'ni balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch, shu kesimdagi eguvchi momentning abstsissa bo'yicha birinchi tartibli hosilasiga teng ekan. (5)

$$\text{va (6) tenglamalar asosida } \frac{d^2 M_x}{dx^2} = \frac{dQ}{dx} = -q \quad (7)$$

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 (5) 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.

(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 ostida 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 bo'ladi.

- Balkaga to'planma F kuch qo'yilgan nuqtada ko'ndalang kuch epyurasining shu nuqtasida miqdori F kuchga teng sakrash bo'ladi, eguvchi moment epyurasida siniq chiziq hosil bo'ladi. Taqsimlangan kuch ta'sir qilgan

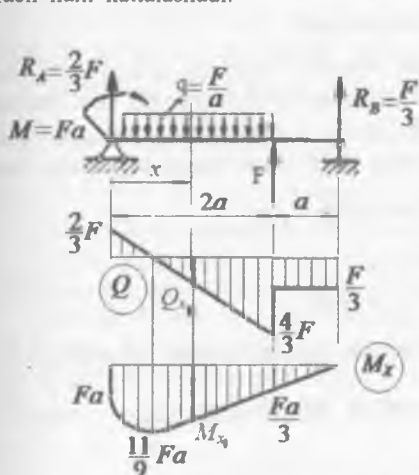
oraliqda M epyurasi botiq parabola bo'ladi. M epyurasining to'g'ri va egri chiziqli qismlari silliq tutashadi.

- 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-1. 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 $R_A = \frac{2}{3}F$ reaksiyaga 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.



$$q = -\frac{dQ}{dx} \text{ differensial}$$

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

$$M_{x1} = M + R_A x_1 - q \frac{x_1^2}{2}$$

$$Q = \frac{dM_x}{dx} \text{ differensial bog'lanishga asosan}$$

$$Q = \frac{d}{dx}(M + R_A x_1 - q \frac{x_1^2}{2}) = R_A - q \cdot x_1$$

$$\frac{d^2 M_{x1}}{dx^2} = \frac{dQ}{dx} = -q \text{ differensial bog'lanishga asosan}$$

$$\frac{d^2}{dx^2} (M + R_A x_1 - q \frac{x_1^2}{2}) = \frac{d}{dx} (R_A - q x_1) = -q$$

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,

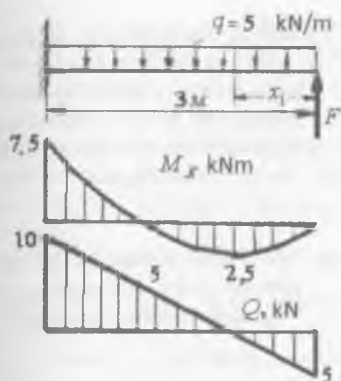
ya'ni $q = -\frac{d}{dx}(\frac{F}{3}) = 0$. Chunki bu oraliqda taqsimlangan kuch intensivligi ta'sir qilmaydi.

$$\text{Eguvchi moment tenglamasi } M_{x2} = R_A(a + x_2) - q2a(\frac{2a}{2} + x_2)$$

$Q = \frac{dM_x}{dx}$ differentsial bog'lanishga asosan

$$Q = \frac{d}{dx} \left[R_A(a + x_2) - 2qa(\frac{2a}{2} + x_2) + Fx_2 \right] = R_A - 2qa = \frac{2F}{3} - 2\frac{F}{a}a + F = -\frac{F}{3}$$

$0 \leq x \leq a$ oraliqda eguvchi moment abstsissaga nisbatan qiya joylashgan to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi.



18 - rasm. Balkani yuklanish sxemasi va ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari

Tenglamalardan, ko'ndalang kuch balkaning uzunligi bo'ylab to'g'ri chiziq qonuniyati, eguvchi moment esa kvadrat parabola bo'yicha o'zgaradi.

O'zgaruvchan x_1 ga 0...3 m oraliqda qiymat berib Q uchun kamida ikkita, M_x uchun esa uchta qiymat hisoblaymiz.

$$x_1 = 0 \text{ da } M_{x_1} = 0; Q_1 = -F = -5 \text{ kN}$$

$$x_1 = 1 \text{ m da } M_{x_1} = 2,5 \text{ kNm}; Q_1 = 0 \quad x_1 = 2 \text{ m; da } M_{x_1} = 0; Q_1 = 5 \text{ kN}$$

$$\text{va } x_1 = 3 \text{ m; da } M_{x_1} = 7,5 \text{ kNm}; Q_1 = 10 \text{ kN}$$

Hisoblashlar natijasiga ko'ra Q va M_x epyuralari qurilgan.

Ko'ndalang kuch musbat qiymatlarini nol chiziqdan (neytral qatlam) yuqoriga, M_x epyurasini balkaning cho'zilgan tolalarida o'lchab qo'yamiz.

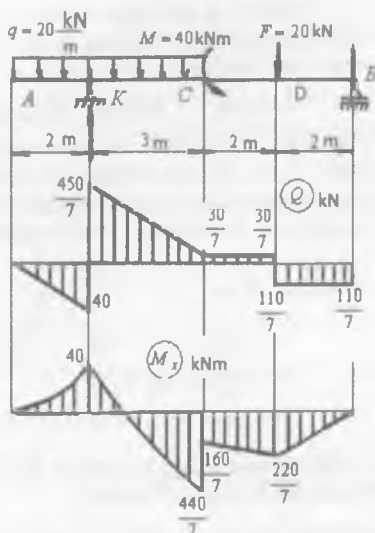
Balkani F kuch qo'yilgan nuqtasida ko'ndalang kuch manfiy ishorali va 5 kN. ga teng, tayanch kesimda esa musbat ishorali va 10 kN. ga teng. Epyura Q qiya to'g'ri chiziq bilan tasvirlangan va qiya to'g'ri chiziq bilan abstsissani kesishgan nuqtasida $Q=0$ bo'ladi, ya'ni $Q_1 = -F + qx_1 = 0$.

$$\text{buerdan } x = \frac{F}{q} = 1 \text{ m.}$$

Eguvchi moment balkani F kuch qo'yilgan nuqtasida nolga teng va tayanch kesimda minus ishorali bo'lib 7,5 kNm. ga teng. Balkani uzunligi bo'ylab eguvchi moment parabola qonuniyati bilan o'zgaradi va $Q = 0$ nuqtada, ya'ni $x = 1 \text{ m.}$ da musbat ishorali bo'lib 2,5 kNm. ga teng. Parabola abstsissa bilan kesishgan

nuqtada eguvchi moment nolga teng, ya'ni $M_{x_1} = Fx_1 - q \frac{x_1^2}{2} = 0$. Bu yerdan

$$x = \frac{2F}{q} = 2 \text{ m}$$



misol- 3. Ikki tayanchli balkaning (19 - rasm) K va B tayanch nuqtalaridagi reaksiya kuchlarini yuqoriga yo'naltirib, muvozanat tenglamalarini tuzamiz va ularni hisoblaymiz.

19- rasm. Balkani yuklanish sxemasi va ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari

$$\sum M_K = M - 5F + 7B - q \frac{(3)^2}{2} + q \frac{(2)^2}{2} = 0 \quad \text{va} \quad B = \frac{110}{7} \text{ kN}$$

$$\sum M_B = M - 7K + q \cdot 5 \left(\frac{5}{2} + 4 \right) + 2F = 0 \quad \text{va} \quad K = \frac{730}{7} \text{ kN}$$

Balkani to'rtta oraliqlarga ajratib, har bir oraliq uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz:

$$\text{AK (I-I) - oraliq. } 0 \leq x_1 \leq 2 \text{ m} \quad Q_1 = -qx_1 \quad \text{va} \quad M_{x_1} = -q \frac{x_1^2}{2}$$

$$\text{KC (II-II) - oraliq. } 2 \leq x_2 \leq 5 \text{ m}$$

$$Q_2 = K - qx_2 \quad \text{va} \quad M_{x_2} = -q \frac{x_2^2}{2} + K(x_2 - 2)$$

$$\text{CD - oraliq. } 0 \leq x_3 \leq 2 \text{ m}$$

$$Q_3 = K - 5q = \frac{730}{7} - 100 = \frac{30}{7} \text{ kN}; \quad M_{x_3} = -q \cdot 5 \left(\frac{5}{2} + x_3 \right) + K(3 + x_3) - M$$

$$\text{DB - oraliq. } 0 \leq x_4 \leq 2 \text{ m} \quad Q_4 = -B = -\frac{110}{7} \text{ kN}; \quad M_{x_4} = B \cdot x_4$$

19- rasmda ko'ndalang kuch (Q) va eguvchi moment (M) epyuralari ko'rsatilgan. Balkani D nuqtasida $F = 20 \text{ kN}$ tashqi kuch va K tayanch nuqtasida $K = \frac{730}{7} \text{ kN}$ reaksiya kuchi bor. Shuning uchun ko'ndalang kuch epyurasining

shu nuqtalarida miqdori $\frac{30}{7} + \frac{110}{7} = 20 \text{ kN}$ va $\frac{450}{7} + 40 = \frac{730}{7} \text{ kN}$ ga teng bo'lgan sakrashlar bor.

Balkani CD va DB oraliqlarida taqsimlangan kuch ta'sir qilmaydi, shuning uchun bu oraliqda Q epyurasi abstsissaga parallel chiziq. Balkani A, B nuqtalarida eguvchi moment nolga teng, C nuqtaga juft kuch momenti $M = 40 \text{ kNm}$ qo'yilgan. Shuning uchun eguvchi moment epyurasining shu nuqtasida miqdori 40 kNm bo'lgan sakrash bor, ya'ni $\frac{440}{7} - \frac{160}{7} = \frac{280}{7} = 40 \text{ kNm}$.

Taqsimlangan kuch ta'sir qilgan oraliqlarda eguvchi moment epyurasi botiq parabola.

misol - 4. Balkaning eguvchi moment (M) va ko'ndalang kuch (Q) lari aniqlansin va epyuralari qurilsin (20 - rasm).

$$M_1 = 2 \text{ kNm}; \quad M_2 = 6 \text{ kNm}; \quad M_3 = 1 \text{ kNm}; \quad q = 2 \frac{\text{kN}}{\text{m}}; \quad F_1 = 9 \text{ kN}, \quad F_2 = 6 \text{ kN}$$

Yechish. Reaktsiya kuchlarini balkaning muvozanat shartlaridan foydalanib topamiz:

$$\sum M_A = -M_1 + 4q \left(\frac{4}{2} + 1 \right) + F_1 \cdot 4 + F_2 \cdot 6 - M_2 + q \cdot 2 \left(\frac{2}{2} + 8 \right) + M_3 - B \cdot 8 = 0;$$

$$\sum M_B = -M_1 - q \cdot 4 \left(\frac{4}{2} + 3 \right) - F_1 \cdot 4 + F_2 \cdot 2 - M_2 + q \cdot 2 \cdot \frac{2}{2} + M_3 + R \cdot 8 = 0;$$

$$B = 12,125 \text{ kN} \quad \text{va} \quad R = \frac{63}{8} \text{ kN}$$

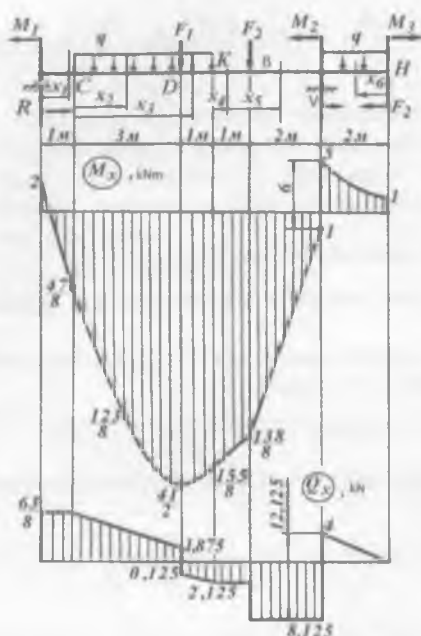
Balkani (20 -rasm) oraliq qirqimlarga bo'lib, har bir oraliq uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch tenglamalarini tuzamiz

$$1 - 1 \text{ oraliq} \quad 0 \leq x_1 \leq 1 \text{ m}$$

$$M_{x_1} = R x_1 - M_1; \quad Q_1 = R = \frac{63}{8} \text{ kN}$$

$I - I$ oraliqda $Q = \text{constanta}$, shuning uchun ko'ndalang kuch epyurasi abstsissaga parallel chiziq bo'ladi.

M_x epyurasi abstsissaga qiya to'g'ri chiziq bo'lib, $x_1 = \frac{M_1}{K} = \frac{16}{63} \text{ m}$ masofada uni kesib o'tadi, eguvchi moment nolga teng bo'ladi.



20 – rasm. Balkani yuklanish sxemasi va ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari

II – II oraliq (C – D). $0 \leq x_2 \leq 3m$

$$M_{x_2} = R(1 + x_2) - M_1 - q \frac{x_2^2}{2} \quad \text{va} \quad Q_2 = R - qx_2$$

II – II oraliqda ko'ndalang kuch epyurasi $\frac{63}{8} \kappa N$ dan $1,875 \kappa N$.

gacha kamayadi, ya'ni Q epyurasi abstsissaga qiya to'g'ri chiziq bo'ladi, M_x esa botiq parabola qonuniyatida o'sadi. Q va M_x bu oraliqda musbat ishorali. M_x epyurasi balka materialining cho'ziluvchi tolasiga quriladi.

III – III oraliq (D – K) $3 \leq x_3 \leq 4m$ $Q_3 = R - qx_3 - F_1$

$$M_{x_3} = R(1 + x_3) - M_1 - q \frac{x_3^2}{2} - F_1(x_3 - 3)$$

III – III oraliqda ko'ndalang kuch manfiy ishorali va u abstsissaga qiya to'g'ri chiziq qonuniyatida o'sadi, M_x - esa musbat ishorali va botiq parabola qonuniyatida kamayadi.

IV – IV oraliq (K – B). $0 \leq x_4 \leq 1m$

$$M_{x_4} = R(5 + x_4) - M_1 - q4(2 + x_4) - F_1(1 + x_4)$$

$$Q_4 = R - q \cdot 4 - F_1 = \frac{63}{8} - 2 \cdot 4 - 2 = -2,125 \kappa N$$

V-V oraliq . $0 \leq x_5 \leq 2m$

$$M_{x_5} = R(6 + x_5) - M_1 - q4(2 + 1 + x_5) - F_1(2 + x_5) - F_2x_5$$

$$Q_5 = R - q \cdot 4 - F_1 - F_2 = \frac{63}{8} - 2 \cdot 4 - 2 - 6 = -8,125 kNm$$

VI - VI oraliq (B - H) $0 \leq x_6 \leq 2m$

$$M_{x_6} = -M_3 - q \frac{x_6^2}{2}; \quad Q_6 = qx_6$$

Balkani R nuqtasida ($R = \frac{63}{8} kN$), D nuqtasida ($F_1 = 2kN$),

B nuqtasida ($F_2 = 6kN$), B tayanch nuqtasida ($B = 12,125kN$) kuchlar ta'sir qiladi. Mos ravishda Q epyurasining mazkur nuqtalarida qo'yilgan kuchlarga

teng miqdorda sakrash mavjud. Masalan, R nuqtada sakrash $\frac{63}{8} kN$ ga teng.

$$D \text{ nuqtada } 1,875 + 0,125 = 2 kN,$$

$$B \text{ nuqtada } 8,125 - 2,125 = 6 kN,$$

$$B \text{ tayanch nuqtada } 8,125 + 4 = 12,125 kN.$$

CD oraliqda taqsimlangan kuch ta'sir qiladi. Q epyurasida ushbu oraliqda

$$o'zgarish (kamayish) \frac{\frac{63}{8} - 1,875}{3} = q \text{ ga teng.}$$

Balkani R tayanch va N nuqtalarida eguvchi moment mos ravishda $2 kNm$ va $1 kNm$ ga teng va manfiy ishorali. B tayanch nuqtasiga $M_2 = 6kNm$ juft kuch momenti qo'yilgan, shuning uchun M_x epyurasining shu nuqtasida $5 + 1 = 6 kNm$ sakrash mavjud.

misol - 5. Sharnirli balkani ko'ndalang kuch - Q va eguvchi momentlari aniqlansin va epyuralari qurilsin.

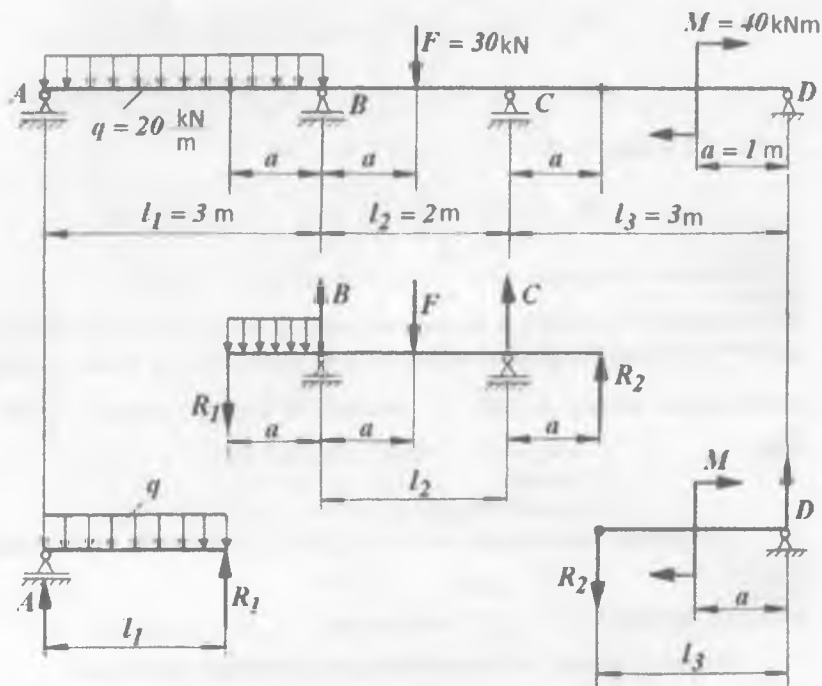
Sharnirlar momentni uzatmaydi, shuning uchun sharnirlarda momentlar nolga teng bo'lishidan foydalanib balkani ikkita asosiy va bita osma balkalarga ajratamiz (21 - rasm, b). Sharnirlardagi bosim kuchini R_1 va R_2 reaksiya kuchlari bilan almashtiramiz. Hosil bo'lgan har bir balkalar uchun Q va M_x - epyuralarini quramiz.

1- balka. Reaksiya kuchlarini hisoblaymiz:

$$\sum M_A = -q \frac{\ell_1^2}{2} + R_1 \ell_1 = 0 \quad \text{va} \quad R_1 = q \frac{\ell_1}{2} = \frac{20 \cdot 3}{2} = 30 kN$$

$$\sum M_1 = -A \cdot \ell_1 + q \frac{\ell_1^2}{2} = 0 \quad \text{va} \quad A = q \frac{\ell_1}{2} = \frac{20 \cdot 3}{2} = 30 kN$$

- Q va M_x tenglamalarini tuzamiz.



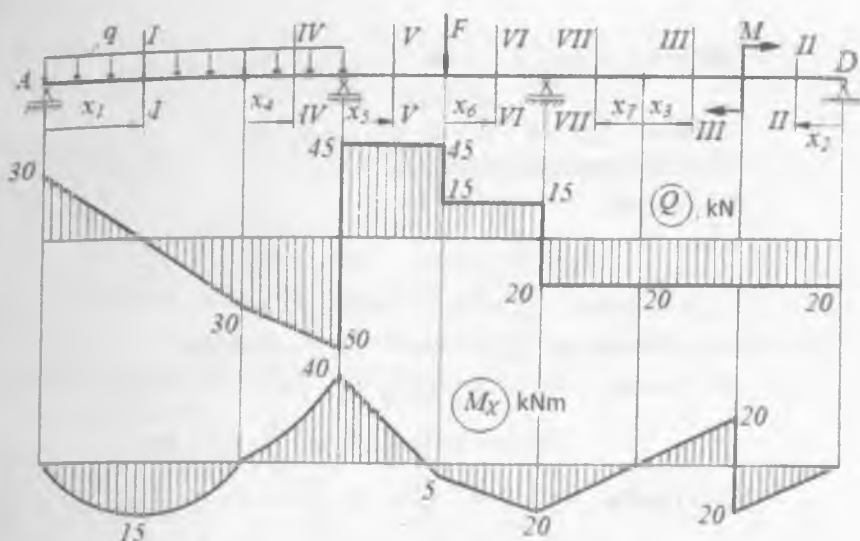
21 - rasmi. Sharnirli balka

I - Ioraliq. $0 \leq x_1 \leq 3M$ $Q_1 = A - qx_1$ va $M_{x_1} = Ax_1 - q \frac{x_1^2}{2}$

$x_1 = 0$ bo'lsa $Q_1 = A = 30 \text{ kN}$ va $M_{x_1} = 0$

$x_1 = 3M$ bo'lsa $Q_1 = -30 \text{ kN}$ va $M_{x_1} = 0$

$Q_1 = A - qx_1 = 0$, ya'ni $x_1 = \frac{A}{q} = \frac{30}{20} = 1,5M$ nuqtada nolga teng



Ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari

bo'lib ishorasini o'zgartiradi. $x_1 = 1,5m$ nuqtada

$$M_{x_1} = M_{x_{\max}} = 22,5 \text{ kNm}$$

2- balka. Reaksiya kuchlarini hisoblaymiz:

$$\sum M_D = R_2 \cdot (\ell_3 - a) - M = 0 \quad \text{va} \quad R_2 = \frac{M}{(\ell_3 - a)} = \frac{40}{2} = 20 \text{ kN}$$

$$\sum M_2 = D \cdot (\ell_3 - a) - M = 0 \quad \text{va} \quad D = \frac{M}{(\ell_3 - a)} = \frac{40}{2} = 20 \text{ kN}$$

- Q va M_x tenglamalarini tuzamiz

II - II oraliq. $0 \leq x_2 \leq a_3 = 1m$

$$Q_2 = -D = -20 \text{ kN}; \quad \text{va} \quad M_{x_2} = D \cdot x_2$$

$x_2 = 0$ bo'lsa $M_{x_2} = 0$ va $x_2 = 1m$ bo'lsa $M_{x_2} = 20 \text{ kNm}$

III - III oraliq. $0 \leq x_3 \leq 1m$

$$Q_3 = -R_2 = -20 \text{ kN}; \quad M_{x_3} = -R_2 \cdot x_3$$

$x_3 = 0$ bo'lsa $M_{x_3} = 0$; $x_3 = 1m$ bo'lsa $M_{x_3} = -20 \text{ kNm}$

3- balka. Reaksiya kuchlarini hisoblaymiz:

$$\sum M_B = R_1 \cdot a - F \cdot a + c \cdot \ell_2 + R_2(\ell_2 + a) + q \cdot \frac{a^2}{2} = 0$$

$$\text{va} \quad C = -35 \text{ kN}$$

$$\sum M_c = R_1(a + \ell_2) + qa\left(\frac{a}{2} + \ell_2\right) - B \cdot \ell_2 + F(\ell_2 - a) + R_2 \cdot a = 0 \quad \text{va}$$

$$B = 95 \text{ kN}$$

Tekshirish: $\sum y - R_1 - qa + B - F + C + R_2 = 0$

- Q va M_x tenglamalarini tuzamiz.

IV - IV oraliq. $0 \leq x_4 \leq a = 1 \text{ m}$

$$Q_4 = -R_1 - q \cdot x_1 \quad M_{x_4} = -R_1 \cdot x_4 - q \frac{x_4^2}{2}$$

$x_4 = 0$ bo'lsa $Q_4 = -R_1 = -30 \text{ kN}$ $M_{x_4} = 0$

$x_4 = 1 \text{ m}$ bo'lsa $Q_4 = -50 \text{ kN}$ $M_{x_4} = -40 \text{ kNm}$

V - V oraliq. $0 \leq x_5 \leq 1 \text{ m}$ $Q_5 = -R_1 - q \cdot a + B = 45 \text{ kN}$

$$M_{x_5} = -R_1 \cdot (a + x_5) - qa\left(\frac{a}{2} + x_5\right) + Bx_5$$

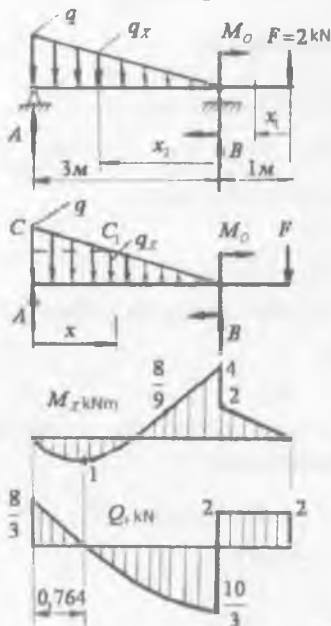
VI - VI oraliq. $0 \leq x_6 \leq 1 \text{ m}$ $Q_6 = -R_1 - q \cdot a + B - F = 15 \text{ kN}$

$$M_{x_6} = -R_1 \cdot (2a + x_6) - qa\left(\frac{a}{2} + a + x_6\right) + B(a + x_6) - Fx_6$$

VII - VII oraliq. $0 \leq x_7 \leq a = 1 \text{ m}$

$$Q_7 = -R_2 = -20 \text{ kN}$$

$$M_{x_7} = R_2 \cdot x_7$$



misol - 6. (22-rasm)

Yechish.

Taqsimlangan kuch intensivligi q - balka uzunligi bo'yicha uchburchak qonuniyati bilan o'zgaradi. q - kuchlarni teng ta'sir qiluvchisi uchburchak yuzasi bilan o'lchanadi va A nuqtadan $\frac{\ell}{3} = 1 \text{ m}$ masofada joylashadi.

22- rasm. Balkani yuklanish sxemasi va ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyurlari

Reaksiya kuchlari:

$$\sum M_A = 0 \quad F \cdot 4 + M_0 - B \cdot 3 + q \cdot 3 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot 3 = 0$$

$$\sum M_B = 0 \quad A \cdot 3 - \frac{q \cdot 3}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 3 + M_0 + F \cdot 1 = 0 \quad \text{va tenglamalardan}$$

$$B = \frac{16}{3} \kappa N \quad A = \frac{8}{3} \kappa N$$

$$\text{Tekshirish: } \sum y = A - q \cdot \frac{3}{2} + B - F = 0;$$

Eguvchi moment M_x va ko'ndalang kuch Q ni topish uchun balkaning uzunligi bo'ylab ikkita oraliqqa bo'lamiz.

$$\text{I - I qirg'iq.} \quad 0 \leq x_1 \leq 1m$$

$$M_{x_1} = -Fx_1; \quad Q_1 = F_1 = 2\kappa N;$$

$$x_1 = 0; \quad M_{x_1} = 0;$$

$$x_1 = 1m; \quad M_{x_1} = -2\kappa Nm$$

$$\text{II - II qirg'iq.} \quad 0 \leq x_2 \leq 3m$$

$$M_{x_2} = -F(1+x_2) - M_0 + Bx_2 - q_x \frac{x_2}{2} \cdot \frac{x_2}{3} \quad Q_2 = F - B + q_x \cdot \frac{x_2}{2}$$

q_x - o'zgaruvchan intensiv yukni B tayanchdan x_2 masofada joylashgan

qiyamati bo'lib, $\frac{q}{3} = \frac{q_x}{x_2}$ yoki $q_x = q \cdot \frac{x_2}{3}$ ifoda bilan topiladi.

$$M_{x_2} = -F(1+x_2) - M_0 + Bx_2 - q \frac{x_2^3}{18}; \quad Q_2 = F - B + q \frac{x_2^2}{6}$$

$$x_2 = 0; \quad M_2 = -4\kappa Nm; \quad Q_2 = -\frac{10}{3} \kappa N;$$

$$x_2 = 1m; \quad M_{x_2} = -\frac{8}{9} \kappa Nm; \quad Q_2 = -\frac{16}{6} \kappa N$$

$$x_2 = 3m; \quad M_{x_2} = 0; \quad Q_2 = -\frac{8}{3} \kappa N; \quad Q = F - B + q \cdot \frac{x_2^2}{6} = 0$$

$$x_2 = 2,236m \quad \text{bo'lsa} \quad Q_2 = 0; \quad M_{x_2} = M_{\max} = 1\kappa Nm$$

Ikkinchi oraliqda ko'ndalang kuch kvadrat parabola bo'yicha, eguvchi moment esa kubik parabola bo'yicha o'zgaradi.

Oraliqlar boshlanishini A nuqtadan olish mumkin.

$$Q_{x_1} = A - q_x \cdot x_1 \frac{q - q_x}{2} \cdot x_1; \quad M_{x_1} = Ax_1 - q_x \frac{x_1^2}{2} - \frac{(q - q_x)x_1}{2} \cdot \frac{2}{3} x_1$$

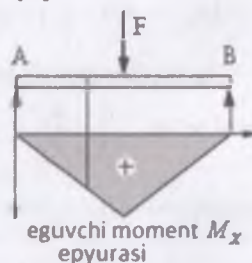
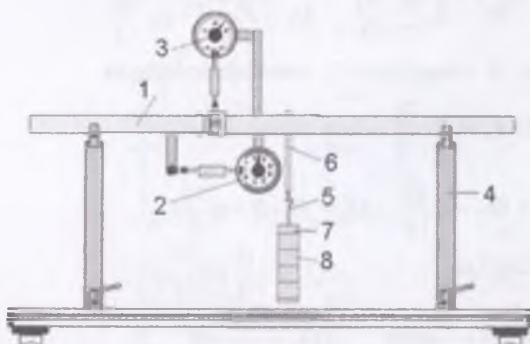
$0 \leq x \leq 3m$ oraliq. x_1 - oraliqda yuk yuzasi balandligi q_x ga teng to'g'ri to'rtburchakdan va balandligi bo'lgan $q - q_x$ uchburchakdan iborat. Katta va kichik uchburchaklarni o'xshashligidan

$$\frac{q}{3} = \frac{q_x}{3 - x_1} \text{ yoki } q_x = q \frac{3 - x_1}{3} = q \left(1 - \frac{x_1}{3} \right) \text{ ifodani hisobga olsak,}$$

$$M_{x_1} = Ax_1 - q \left(1 - \frac{x_1}{3} \right) \frac{x_1^2}{2} - \frac{\left[q - q \left(1 - \frac{x_1}{3} \right) \right] x_1}{2} \cdot \frac{2}{3} x_1 = Ax_1 - q \frac{x_1^2}{2} + q \frac{x_1^3}{6} - q \frac{x_1^3}{9} = Ax_1 - q \frac{x_1^2}{2} + q \frac{x_1^3}{18};$$

$$Q_1 = A - qx_1 + q \frac{x_1^2}{3} - \frac{\left[q - q \left(1 - \frac{x_1}{3} \right) \right] x_1}{2} = A - qx_1 + q \frac{x_1^2}{6}$$

Ikki tayanchli balkada ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarni tajribada aniqlash [33]



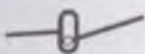
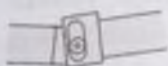
23- rasm. Ikki tayanchli balkada ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarni tajribada topish uskunasi WR 960

1. Balka, uzunligi 1000 mm, 266 mm masofada maxsus sharnirda sharnir
2. Eguvchi momentni 0 - 100 Nm oralig'ida o'lchovchi asbob
3. Ko'ndalang kuchni 0 - 50 N oralig'ida o'lchovchi uskuna
4. Rolikli tayanchlar.
5. Og'irligi 1N bo'lgan yuk tutgich
6. Yuk ilgich; 7. 1 N yuk; 8. 5 N yuk

Ishning maqsadi. Ikki tayanchli balkadagi ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarni tajribada aniqlash.

Tajriba WR 960 qurilmasida bajariladi

Tajriba o'tkazish uskunasi xarakteristik xususiyatlari:



Balkada hosil bo'ladigan eguvchi moment va ko'ndalang kuchni to'g'ridan-to'g'ri o'lchash uchun tayanchlar oralig'ining $1/3$ qismida erkinlik darajasi ikkiga teng ishqalanishsiz ishlaydigan sharnir va ikkita kuchni o'lchash asbobi o'rnatilgan.

Kuchni o'lchash asbobi siljimasligi va balkani gorizontol holatda ushlab turish uchun vintli posangi, balkaning ixtiyoriy nuqtasiga qo'yish mumkin bo'lgan turli o'lchamdagi toshlar to'plamidan iborat yuk.

Rolikli podshipniklardan iborat tayanch. Erkinlik darajasi ikkiga teng bo'lgan sharnirda $M_x = 0$ $Q_x = 0$ $N_x \neq 0$ normal kuch balkada paydo bo'luvchi boshqa kuchlardan bog'liq emas.



Tajribani o'tkazish

Uskunani quyidagicha sozlang:

-Tayanchlar orasidagi masofani 800mm qilib ularni eng pastki ramaga mahkamlang. Balkaning markazi tayanchlar oralig'ining markazi bilan ustma-ust tushsin. Balkani vintlar yordamida to'g'rilang (1).

- Kuch o'lchagich uskunalaridagi

qiymatlarni aniqlang va belgilab qo'ying.

Yuk ilgichdan foydalanib 20 N. yukni (2) balkaning markaziga qo'ying (tayanchlardan 400 mm. masofada). Vintlardan foydalanib (1) yana balkani to'g'rilang. Har ikki kuch o'lchagichlardagi qiymatlarni aniqlang va belgilab qo'ying.

Tajribani tahlil qilish. Eguvchi momentni o'lchovchi uskunadagi ko'rsatkichlar farqi: $F = 28N$

Kuch elkasi $a = 100mm$ va eguvchi moment

$$M_x = 28 \cdot 100 = 2800Nm$$

$$\text{Hisoblash natijalariga ko'ra } M_x = \frac{20 \cdot 800}{6} = 2666Nm$$

Tajriba va hisoblashlarda olingan natijalar bir-biriga etarli darajada yaqin. Ko'ndalang kuchni o'lchovchi uskunadagi ko'rsatkichlar farqi $Q_x = 10,5N$.

Hisoblash natijalariga ko'ra $Q_x = 10,0N$

A.B tayanchlardagi reaksiyalar bu tayanchlardagi momentlarning nolga tengligi shartidan aniqlanadi

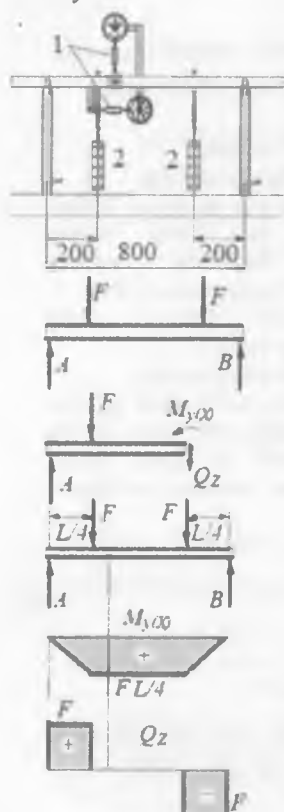
$$\sum M_R = 0 = F \frac{L}{4} + F \frac{3L}{4} - AL, \quad A = F,$$

$$\sum M_A = 0 = F \frac{L}{4} + F \frac{3L}{4} - BL, \quad B = F.$$

Kesilgan balka chap tomoni ixtiyoriy x nuqtasiga nisbatan momentlarning algebraik yig'indisi eguvchi momentga teng.

$$M_y(x) = -Ax + F \left(x - \frac{L}{4} \right) = \frac{FL}{4}.$$

Eguvchi moment $x = \frac{L}{4}$ gacha chiziqli qonuniyat bilan o'sadi, $x = \frac{3 \cdot L}{4}$ gacha shu qiymatni saqlab qoladi, keyin o'ng tayanchda nolga tenglashguncha kamayadi



Markazdagi maksimal qiymati $M_y(x = L/2) = \frac{FL}{4}$

Sharnir o'rnatilgan $x = \frac{L}{3}$ nuqtada $M_y(x = L/3) = \frac{FL}{4}$

Ko'ndalang kuch esa vertikal kuchlarning muvozanat shartidan topiladi

$$\sum z = -A + F + Q_z = 0$$

Bundan $Q = 0$ Ikkita kuch qo'yilgan nuqta oralig'ida qirquvchi kuch nolga teng, chetlarida esa F ga teng.

23 - rasm. Balkani simmetrik yuklanishida ichki kuch faktorlari va ularning epyuralari.

Simmetrik yuklanish

23- rasmda keltirilgan uskunani quyidagicha sozlang:

- Tayanchlar orasidagi masofani 800mm qilib ularni eng pastki ramaga mahkamlang
- Balkaning markazi tayanchlar oralig'ining markazi bilan ustma-ust tushsin

- Balkani vintlar yordamida to'g'rilang (1)

- Kuch o'lchagich uskunalardagi qiymatlarni aniqlang

va belgilab qo'ying

- Yuk ilgichlardan foydalanib ikkita 20 N ga teng yuklarni chap va o'ng tayanchlardan 200 mm masofada o'rnatish (2)

- Vintlardan foydalanib (1) yana balkani

to'g'rilang tekshirish kerak.

- Har ikki kuch o'lchagichlardagi qiymatlarni aniqlang va belgilab qo'ying. Balkaga simmetrik ravishda qo'yilgan ikkita to'plangan F kuch ta'sirida hosil bo'ladigan eguvchi moment M_x va ko'ndalang kuch Q_x larning epyuralarini qurish va tajriba yo'li bilan

Tekshirish. Eguvchi momentni o'lchovchi asboddagi ko'rsatkichlar farqi $F = 41N$. Kuch elkasi $a = 100$ mm va eguvchi moment

$$M_x = 41 \cdot 100 = 4100 \text{ Nmm}$$

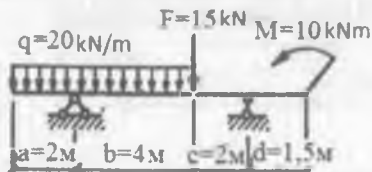
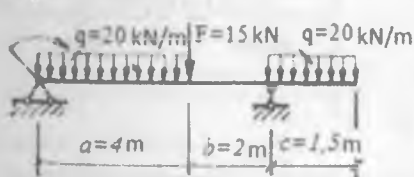
$$M_f = \frac{20 \cdot 800}{4} = 4000 \text{ Nmm}$$

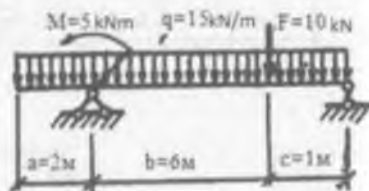
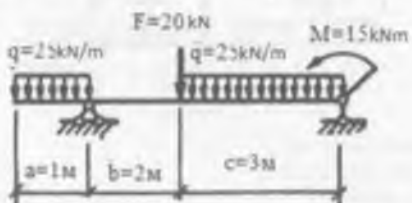
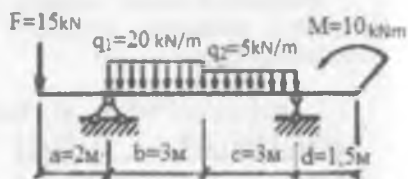
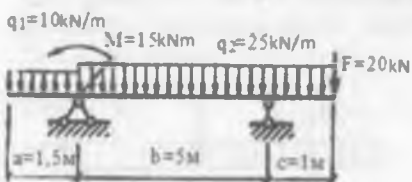
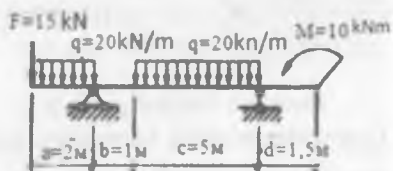
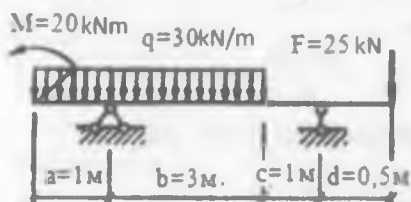
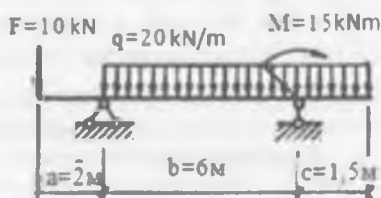
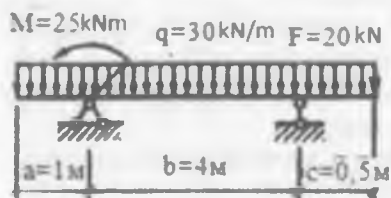
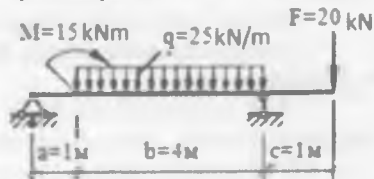
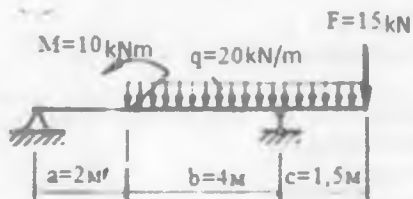
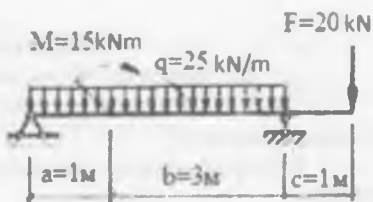
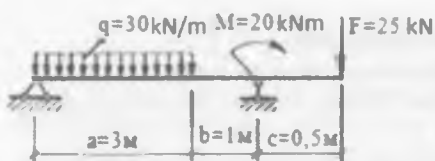
Hisoblash natijalariga ko'ra:

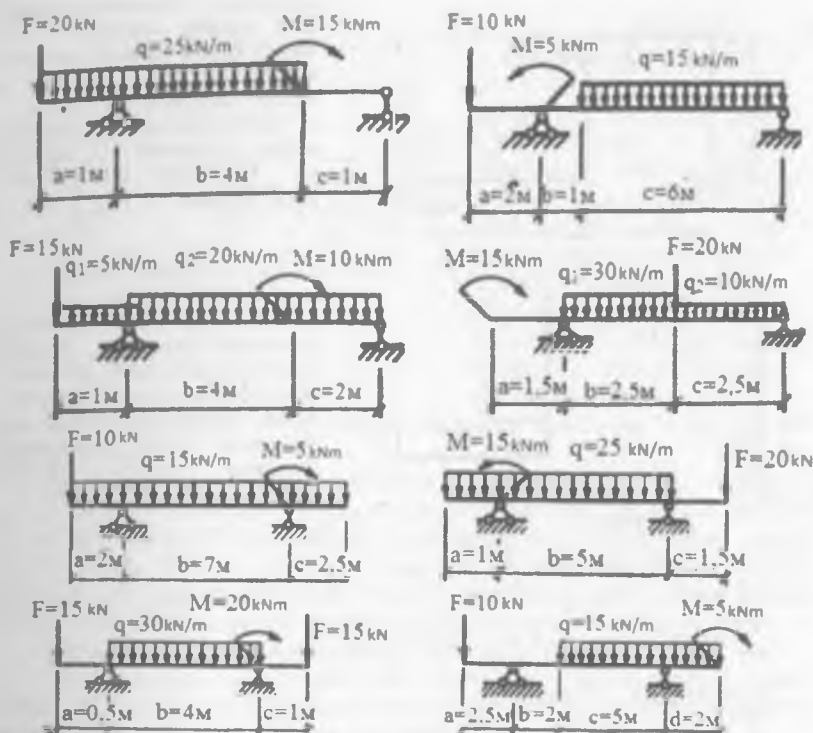
Qiruvchi kuchlarning ikki holdagi qiymatlarining farqi $Q = 0$. Hisoblash

natijalari esa $Q = 0$

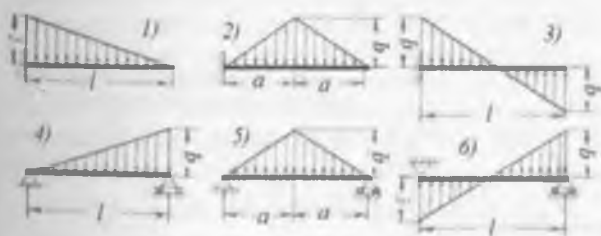
Mustakil ish uchun misollar. Balkalarda (24-rasm) ko'ndalang kuch va eguvchi momentlar epyuralari qurilsin. Barcha kattaliklar balkalarning sxemalarida berilgan.







24-rasm

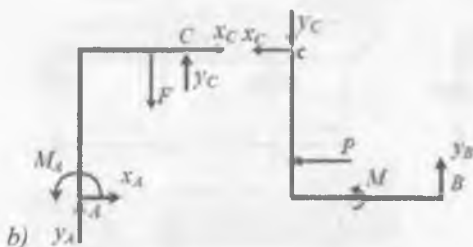
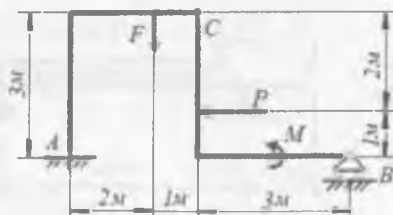


misol. Uchburchak bo'yicha taqsimangan yuk ko'taruvchi balkalar uchun Q va M epyuralarini quring

Ramalarda ichki kuch faktorlarini aniqlash

misol. A nuqtada biki qo'zg'almas tayanch, V nuqtada qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch va C nuqtada sharnir o'rnatilgan rama (25-rasm) $F=20$ kN, $R=20$ kN va $M=20$ kNm juft momenti bilan yuklangan. Ramadagi tayanch reaksiyalari topilsin va ichki kuch faktorlarining epyuralari qurilsin.

a)



b)

25 -rasm.

$$\sum x = x_C - x_A = 0 \quad (a)$$

$$\sum y = y_A - F + y_C = 0 \quad (b)$$

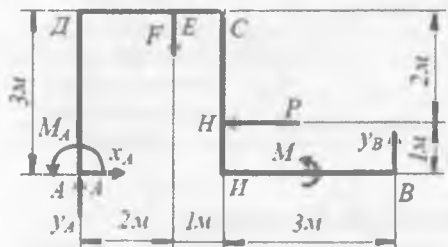
$$\sum M_A = M_A - F \cdot 2 + y_C \cdot 3 - x_C \cdot 3 = 0 \quad (v)$$

Ikkinchi qism (25-rasm,b)

$$\sum x = -x_C - P = 0 \quad (g)$$

$$\sum y = -y_C + y_B = 0 \quad (d)$$

$$\sum M_B = M + P \cdot 1 + y_C \cdot 3 + x_C \cdot 3 = 0 \quad (e)$$



Ushbu tenglamalardan noma'lum reaksiya kuchlarini topamiz:

$$x_A = -20 \text{ kN}; \quad Y_A = \frac{40}{3} \text{ kN};$$

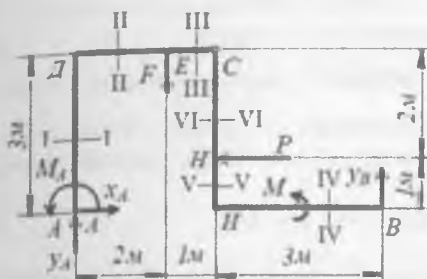
$$Y_B = \frac{20}{3} \text{ kN}; \quad M_A = -40 \text{ kNm};$$

Reaksiya kuchlarini to'g'ri

topilganligini tekshirish uchun ramadagi barcha kuchlarni ixtiyoriy tanlangan K nuqtaga nisbatan moment tenglamalarini tuzamiz va yig'indisini nolga tenglashtiramiz:

$$\sum M_K = M_A + F \cdot 1 - y_A \cdot 3 - x_A \cdot 2 - P \cdot 1 + M + y_B \cdot 3 = 0$$

$$-40 + 20 - 2 - \frac{40}{3} \cdot 3 + 20 - 20 + 20 + \frac{20}{3} \cdot 3 = 0$$



26-rasm. Rama oraliqlarini kesish tartibi

Ichki kuch faktorlarini aniqlash

Rama oltita uchastkadan iborat. Har bir oraliq uchun ichki bo'ylama kuch, ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalarini tuzib epyuralarini quramiz (26-rasm). Ichki bo'ylama kuch N_y ramani ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarni ramani ushbu qism bo'ylama o'qiga proektsiyalarining algebratik yig'indisiga teng.

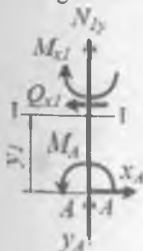
Bo'ylama kuch siquvchi bo'lsa ishorasi manfiy va cho'zuvchi bo'lsa musbat ishorali bo'ladi.

Ko'ndalang kuch Q_y ramani ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarni ramani ushbu qismining bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashgan qirg'ilish tekisligiga proektsiyalarining algebratik yig'indisiga teng. Tashqi kuchlar ramani ajratib olingan qismini soat strelkasining harakat yo'nalishiga mos yo'nalishda siljitishga intilsa ko'ndalang kuch musbat ishorali, aks holda tashqi kuchlar ramani ajratib olingan qismini soat strelkasining harakat yo'nalishiga teskari yo'nalishda siljitishga intilsa ko'ndalang kuch manfiy ishorali bo'ladi.

Bo'ylama kuch va ko'ndalang kuch epyuralarini qurishda ularning musbat ishorli qiymatlari ramaning tashqi tomonida va manfiy ishorli qiymatlari ramaning ichki tomonida tanlangan masshtabda joylashtiriladi.

Eguvchi moment M_x ramani ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarni rama ushbu qismining kesim markaziga nisbatan kuch momentlarining algebratik yig'indisiga teng. Kesim markazi deb, rama ajratib olingan qismining bo'ylama o'qini qirg'ish tekisligi bilan kesishish nuqtasiga aytiladi.

Kuch ramani ajratib olingan qismini ichki tomoniga egiltirsa eguvchi moment manfiy ishorali va aksincha kuch rama ajratib olingan qismini tashqi tomonga egiltirsa musbat ishorali bo'ladi. Eguvchi moment epyurasi rama materialining cho'ziladigan tolasida quriladi.



I-I qirg'im (AD-oraliq) $0 \leq y_1 \leq 3m$

Bo'ylama kuch $N_{1y} = -Q_{x1} = -\frac{40}{3}, \text{ kN}$

Bo'ylama kuch tanlangan y_1 masofaga bog'liq emas, shuning uchun N_{1y} kuch $0 \leq y_1 \leq 3m$ oraliqda o'zgarmas.

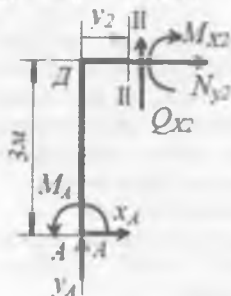
Demak ushbu kuchning epyurasi AD-oraliqda ramaning bo'ylama o'qiga parallel chiziq bo'ladi. Ko'ndalang kuch $Q_{x1} = -x_A = -20, \text{ kN}$

Ko'ndalang kuchning qiymati tanlangan y_1 masofaga bog'liq emas, shuning uchun Q_{x1} kuch $0 \leq y_1 \leq 3M$ oraliqda o'zgarmas. Demak ushbu kuchning epyurasi AD-oraliqda ramaning bo'ylama o'qiga parallel chiziq bo'ladi

$$\text{Eguvchi moment } M_{x1} = -x_A y_1 + M_A$$

Eguvchi moment tanlangan oraliqda y_1 masofa bilan to'g'ri chiziqli bog'lanishda, shuning uchun $0 \leq y_1 \leq 3M$ oraliqda eguvchi momentning ikkita qiymati-uchastkaning boshi va oxirida hisoblansa bo'ladi: $y_1 = 0$ bo'lsa

$$M_{x1} = M_A = 40 \text{ kNm}$$



$$y_1 = 3M \text{ bo'lsa } M_{x1} = -20 \text{ kNm}$$

II-II qirgim (AE-oraliq) $0 \leq y_2 \leq 2M$

Bo'ylama kuch $N_{x2} = -x_A = -20, \text{ kN}$

Ko'ndalang kuch $Q_{x2} = y_A = \frac{40}{3}, \text{ kN}$

Eguvchi moment

$$M_{x2} = y_A \cdot y_2 + M_A - x_A \cdot 3 = y_A \cdot y_2 - 20$$

$$y_2 = 0 \text{ bo'lsa } M_{x2} = -20 \text{ kNm}$$

$$y_2 = 2M \text{ bo'lsa } M_{x2} = \frac{20}{3} \text{ kNm}$$

III-III qirgim (EC-oraliq)

$$0 \leq y_3 \leq 1M$$

Bo'ylama kuch $N_{x3} = -x_A = -20, \text{ kN}$

Ko'ndalang kuch

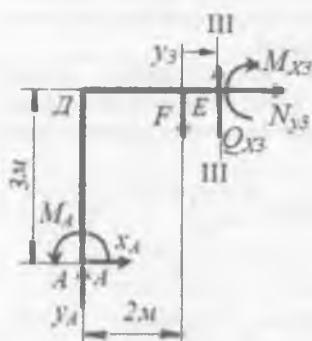
$$Q_{x3} = y_A - F = \frac{40}{3} - 20 = -\frac{20}{3}, \text{ kN}$$

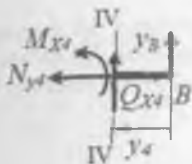
Eguvchi moment

$$M_{x3} = y_A(2 + y_3) + M_A - x_A \cdot 3 - F \cdot y_3$$

$$y_3 = 0 \text{ bo'lsa } M_{x3} = \frac{20}{3} \text{ kNm}$$

$$y_3 = 1M \text{ bo'lsa } M_{x3} = 0$$





IV-IV qirgim (VI-oraliq) $0 \leq y_4 \leq 3M$

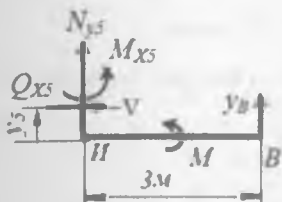
Bo'ylama kuch $N_{y4} = 0$

Ko'ndalang kuch $Q_{x4} = -y_B = -\frac{20}{3}, \text{ kN}$

Eguvchi moment $M_{x4} = y_B \cdot y_4$

$y_4 = 0$ bo'lsa $M_{x4} = 0$

$y_4 = 4M$ bo'lsa $M_{x4} = 20 \text{ kNm}$



V-V qirgim (IN-oraliq) $0 \leq y_5 \leq 1M$

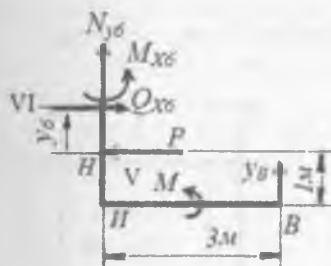
Bo'ylama kuch $M_{x4} = 20 \text{ kNm}$

$N_{y5} = -y_B = -\frac{20}{3}, \text{ kN}$

Ko'ndalang kuch $Q_{x5} = 0$

Eguvchi moment

$M_{x5} = y_B \cdot 3 + M = \frac{20}{3} \cdot 3 + 20 = 40 \text{ kNm}$



VI-VI qirgim (NC-oraliq)

$0 \leq y_6 \leq 2M$

Bo'ylama kuch

$N_{y6} = -y_B = -\frac{20}{3}, \text{ kN}$

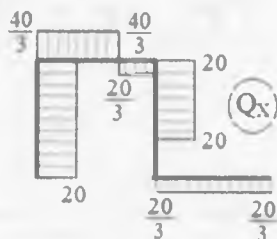
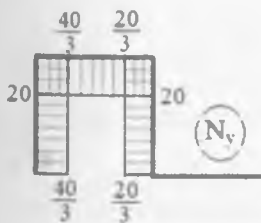
Ko'ndalang kuch

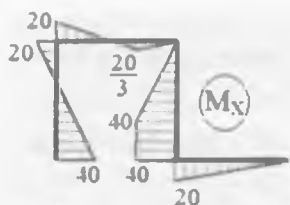
$Q_{x6} = P = 20 \text{ kN}$

Eguvchi moment

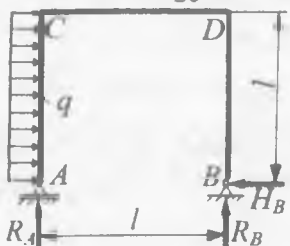
$M_{x6} = y_B \cdot 3 + M - P \cdot y_6$

$y_6 = 0$ bo'lsa $M_{x4} = 40 \text{ kNm}$ va $y_6 = 2M$ bo'lsa $M_{x6} = 0$





27-rasm. Rama uchun bo'ylama kuch N_x , ko'ndalang kuch Q_x va eguvchi moment M_x epyuralari



28 - rasm. Ramani yuklanish sxemasi

misol -1. Ramani sterjenlari uchun buylama kuch - Q va eguvchi moment - M_x - epyuralari qurilsin: $\ell = 4m$, $q = 2 \frac{m}{m}$ (28 -rasm).

Yechish. 1) Reaktsiya kuchlarini aniqlaymiz.

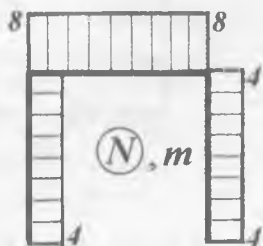
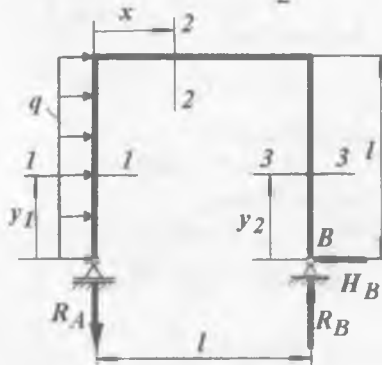
$$\sum x = 0 \quad q\ell - H_B = 0,$$

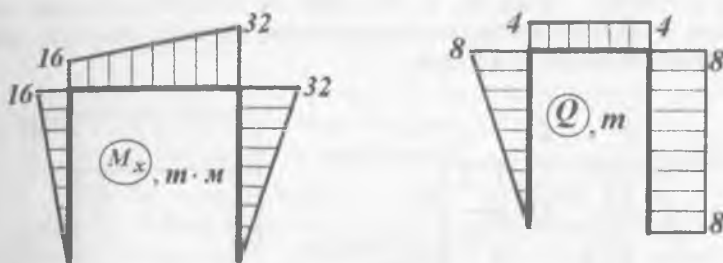
buerdan $H_B = q\ell = 8m$

$$\sum y = 0; \quad -R_A + R_B = 0$$

buerdan $R_A = R_B$

$$\sum M_B = 0; \quad R_A \cdot \ell - q \frac{\ell^2}{2} = 0. \quad \text{buerdan} \quad R_A = \frac{q\ell}{2} = 4m$$





29 - rasm. Rama uchun N, Q, M epyuralari

2) Buylama kuch - rama sterjenining buylama o'qiga barcha tashqi kuchlar proektsiyalarining yig'indisiga teng (29 - rasm)

I - I qirqim (AC- oraliq) $N_1 = R_A = 4m$ (cho'zilish).

II - II qirqim (CD- oraliq) $N_2 = -q\ell = -8m$ (siqilish)

III - III qirqim (BD- oraliq) $N_3 = -R_B = -4m$ (siqilish)

3) Ko'ndalang kuch - tashqi kuchlarni qirqim tekisligiga proektsiyalarining yig'indisiga teng (29 - rasm).

Agar, rama sterjenining qirqilgan kesim markaziga nisbatan kesilgan qismni soat strelkasining harakat yo'nalishiga mos ravishda aylantirsa, ko'ndalang kuch musbat ishorali.

I - I qirqim. $Q_1 = -qy_1$

Agar $y_1 = 0$ va $Q_1 = 0$; agar $y_1 = \ell$; $Q_1 = -q\ell = -8m$

II - II qirqim. $Q_2 = -R_A = -4m$

III - III qirqim. $Q_3 = H_B = 8m$

4) Eguvchi moment tenglamalari (28 - rasm).

I - I qirqim. $M_{x_1} = -q \frac{y_1^2}{2} \quad 0 \leq y_1 \leq \ell = 4m$

$y_1 = 0$ bo'lsa $M_{x_1} = 0$ va $y_1 = \ell$ bo'lsa $M_{x_1} = -16m\cdot m$.

II - II qirqim. $M_{x_2} = -R_A x - q \frac{\ell^2}{2} \quad 0 \leq y_2 \leq 4m$

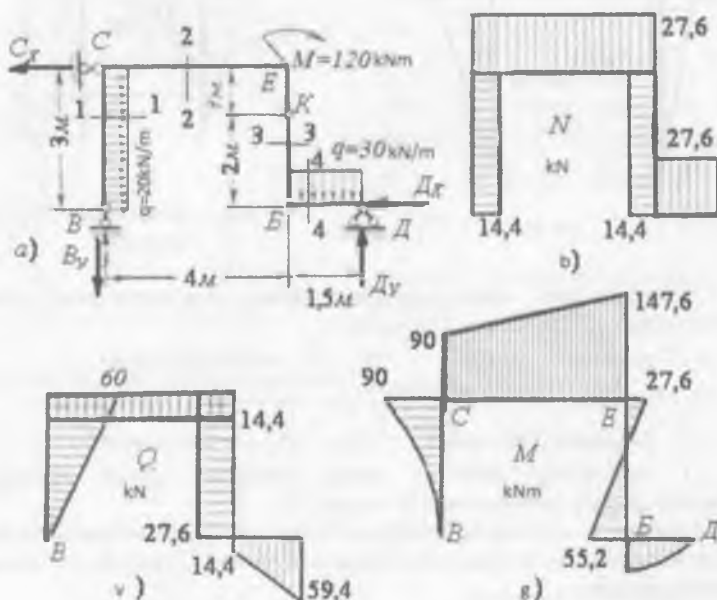
III - III qirqim. $M_{x_3} = -H_B \cdot y_2 \quad 0 \leq y_2 \leq \ell$

$y_2 = 0$ bo'lsa $M_{x_3} = 0$ va $y_2 = \ell$ bo'lsa $M_{x_3} = -32m\cdot m$

misol - 2. Berilgan rama uchun (30 - rasm, a) N, Q, M epyuralari qurilsin.

Yechish. Ramani C, D, D tayanchlarida to'rtta C, D, D_x , D_y - reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Agar ramada K- sharnir o'rnatilmaganida masala statik

noaniq ko'rinishda bo'lar edi. K - sharnirdan bir tomonda joylashgan barcha kuchlarni K nuqtaga nisbatan kuch momentlarining yig'indisi nolga teng, chunki sharnirlardan momentlar uzatilmaydi.



30 – rasm. Ramada ichki kuch faktorlarini aniqlash: a) ramani yuklanish sxemasi; b) ichki bo'ylama kuch epyurasi; v) ko'ndalang kuch epyurasi; g) eguvchi moment epyurasi

Muvozanat shartlari:

$$\sum y = B + D_y - q \cdot 1,5 = 0 \quad (a)$$

$$\sum x = -C - D_x + q \cdot 3 = 0 \quad (b)$$

$$\sum M_C = D_y \cdot 5,5 - D_x \cdot 3 - M + q \cdot 3 \cdot 1,5 - q \cdot 1,5 \cdot 4,75 = 0 \quad (c)$$

DBK qismning K nuqtasiga nisbatan kuch momenti

$$\sum M_K = D_y \cdot 1,5 - D_x \cdot 2 - M - q \cdot 3 \cdot 1,5 = 0 \quad (u)$$

a, b, e, u – tenglamalar sistemasini echib quyidagilarni topamiz:

$$D_y = 59,4 \text{ kN}; \quad D_x = 27,6 \text{ kN}; \quad C = 32,4 \text{ kN};$$

Ramani to'rtta oraliqqa bo'lamiz va har bir oraliq uchun N, Q, M tenglamalarini tuzamiz.

$$I - I \text{ qirg'iq (BC- oraliq)} \quad 0 \leq z \leq 3m$$

$$N_1 = B = 14,4 \text{ kN}; \quad Q = -q \cdot z \quad M_1 = -\frac{q \cdot z^2}{2}$$

N_1 musbat ishorali va o'zgaras. Q_1 kuch to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan M_1 esa parabola qonuniyati bilan o'zgaradi.

$$z_1 = 0 \text{ bo'lsa } Q_1 = 0 \text{ va } M_1 = 0$$

$$z_1 = 3 \text{ m bo'lsa } Q_1 = 60 \text{ kN}; \text{ va } M_1 = -90 \text{ kNm};$$

Moment M_1 vertikal brus o'qi bo'yicha parabola qoidasi bilan o'zgaradi va B nuqtada nolga teng, C nuqtada minus 90 kNm. Eguvchi moment BC brusning tashqitomonini cho'zadi, shuning uchun

$M_1 = -90 \text{ kNm}$; momentni vertikal brus C nuqtasidan chap tomonda joylashtiramiz.

II – II qirg'iq (CE-oraliq). S nuqtadan z masofada o'tkaziladi

$$0 \leq z \leq 4 \text{ m}$$

$$N_2 = -C + 3q = 27,6 \text{ kN}; \quad Q_2 = -B = -14,4 \text{ kN}; \quad \text{va} \quad M_2 = -B \cdot z - \frac{q \cdot z^2}{2}$$

Bu oraliqda N_2 va Q_2 kuchlar o'zgaras. N_2 kuch cho'zuvchi va Q_2 kuch manfiy ishorali.

$$z_1 = 0 \text{ bo'lsa } M_2 = -90 \text{ kNm}; \text{ va } z_1 = 4 \text{ m bo'lsa } M_2 = -147,6 \text{ kNm};$$

III – III qirg'iq (BE-oraliq) BE vertikal brusda B nuqtadan z masofada o'tkaziladi $0 \leq z \leq 3 \text{ m}$

$$N_3 = -D_y + 1,5q = -14,4 \text{ kN}; \quad Q_2 = D_x = 27,6 \text{ kN};$$

$$M_1 = D_y \cdot 1,5 - D_x \cdot z - \frac{q \cdot 1,5^2}{2} = 55,2 - D_x \cdot z$$

N_3 va Q_3 kuchlar o'zgaras. N_2 kuch siquvchi va Q_2 kuch musbat ishorali.

Eguvchi moment to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi va BE vertikal brus o'qini B nuqtadan $z = \frac{55,2}{D_x} = \frac{55,2}{27,6} = 2 \text{ m}$ masofada kesib o'tadi, ya'ni eguvchi moment nolga teng bo'ladi.

IY-IY qirg'iq (DB-oraliq). D nuqtadan z masofada o'tkaziladi

$$0 \leq z \leq 1,5 \text{ m}$$

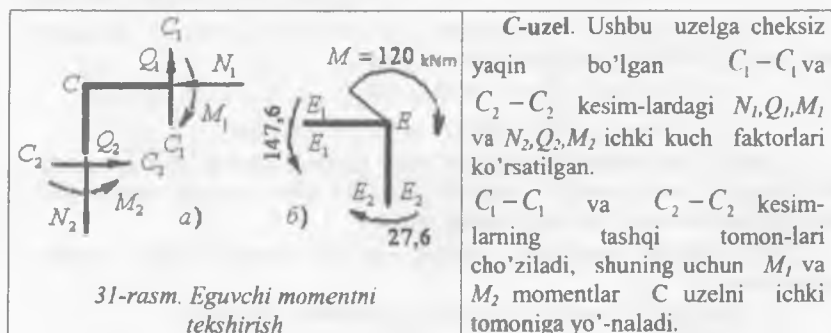
$$N_4 = -D_x = -27,6 \text{ kN}; \quad Q_4 = -59,4 + q \cdot z \quad M_4 = D_y \cdot z - \frac{q \cdot z^2}{2}$$

$$z_4 = 0 \text{ bo'lsa, D nuqtada } Q_4 = -59,4 \text{ va } M_4 = 0$$

$$z_1 = 1,5 \text{ m bo'lsa } Q_2 = -14,4 \text{ kN}; \text{ va } M_4 = 55,2 \text{ kNm};$$

Bu oraliqda N_4 va Q_4 kuch to'g'ri chiziqli qonuniyatda o'zgaradi manfiy ishorali. Eguvchi momentning ekstremal qiymati B nuqtada hosil bo'ladi. M_4 epyurasi BD brus o'qining cho'ziladigan tomoniga quriladi (30-rasm).

M-epyrasini tekshirish. Eguvchi moment epyurasining to'g'riligi rama uzellarining muvozanatini tekshirish bilan baholanadi (31-rasm).



Uzelnı muvozanat tenglamasi

$$\sum M_C = 0 \quad \text{va} \quad M_1 - Q_1 \cdot dz - Q_2 \cdot dz - M_2 = 0$$

Buerda $-Q_1 \cdot dz$ va $-Q_2 \cdot dz$ -lar cheksiz kichik miqdor bo'lganligi uchun ularni tenglamadan chiqarib tashlaymiz. Unda

$$M_1 - M_2 = 90 - 90 = 0 \quad \text{muvozanat shart bajarildi.}$$

E-uzel. Ushbu uzelnı $E_1 - E_1$ kesimda 147,6 kNm moment va $E_2 - E_2$ kesimiga 27,6 kNm moment ta'sir qiladi. E- uzelnı tashqi tomoni cho'ziladi va bu uzelda tashqi 120 kNm moment qo'yilgan. $\sum M_E = -M - M_3 + M_2 = 0$
 va $-120 - 27,6 + 147,6 = 0$

misol -3. Berilgan rama uchun M va Q epyuralari qurilsin

(32-rasm). $F = 20 \text{ kN}$; $M_0 = 20 \text{ kNm}$; $a = 1 \text{ m}$, $q = 20 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$;

Yechish. Reaksiya kuchlarini topamiz (32 - rasm, a).

$$\sum x = -x_A + q \cdot 2a = 0 \quad \text{yoki} \quad x_A = 2qa = 40 \text{ kN}$$

$$\sum M_B = F \cdot a + q \cdot 2a \cdot \frac{2a}{2} + M - y_A \cdot 2a - x_A \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad y_A = 20 \text{ kN};$$

$$\sum M_A = y_B \cdot 2a + M - F \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad y_B = 0$$

M va Q tenglamalarini tuzamiz:

$$1 - 1 \text{ qirgim.} \quad 0 \leq x_1 \leq 1 \text{ m}$$

$$M_{x_1} = F \cdot x_1 \quad \text{ea} \quad Q_1 = F = 20 \text{ kN}$$

$$x_1 = 0; \quad M_{x_1} = 0 \quad \text{ea} \quad x_1 = 1 \text{ m}; \quad M_{x_1} = 20 \text{ kNm}$$

II - II qirqim.

$$0 \leq y_1 \leq 2M$$

$$M_{x_2} = F \cdot 1 + q \frac{y_1^2}{2}$$

$$\text{ea } Q_2 = qy_1 \quad N_2 = -F = -20 \text{ kN}$$

$$y_1 = 0;$$

$$M_{x_2} = 20 \text{ kNm}$$

$$Q_2 = 0;$$

$$y_1 = 1M;$$

$$M_{x_2} = 30 \text{ kNm}$$

$$Q_2 = 20 \text{ kN}$$

$$y_1 = 2M;$$

$$M_{x_2} = 60 \text{ kNm}$$

$$Q_2 = 40 \text{ kN}$$

III - III qirqim. $0 \leq y_2 \leq 1M$

$$M_{x_3} = x_A \cdot y_2; \quad Q_3 = -x_F = -40 \text{ kN} \quad \text{ea } N_2 = 20 \text{ kN}$$

$$y_2 = 0; \quad M_{x_3} = 0 \quad \text{ea } y_2 = 1M; \quad M_{x_3} = 40 \text{ kNm}$$

IV - IV qirqim. $0 \leq x_2 \leq 1M$

$$M_{x_4} = x_A \cdot 1 + y_A x_2; \quad Q_4 = -y_A = -20 \text{ kN}; \quad N_4 = -x_A = -40 \text{ kN}$$

$$x_2 = 0; \quad M_{x_4} = 40 \text{ kNm} \quad \text{ea } x_2 = 1M; \quad M_{x_4} = 60 \text{ kNm}$$

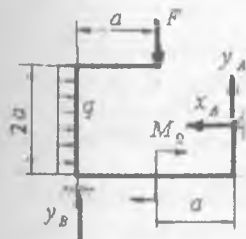
V - V qirqim. $0 \leq x_3 \leq 1M$

$$M_{x_5} = x_A \cdot 1 + y_A (x_3 + 1) - M; \quad \text{ea } Q_5 = -y_A = -20 \text{ kN}$$

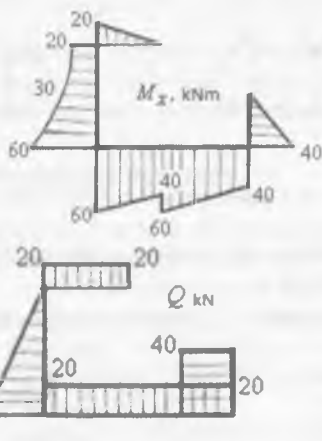
$$\text{ea } N_5 = -x_A = -40 \text{ kN} \quad x_3 = 0; \quad M_{x_5} = 40 \text{ kNm}$$

$$x_3 = 1M; \quad M_{x_5} = 60 \text{ kNm}$$

a)



b)



32- rasm. Ramada ichki kuch faktorlarini aniqlash:

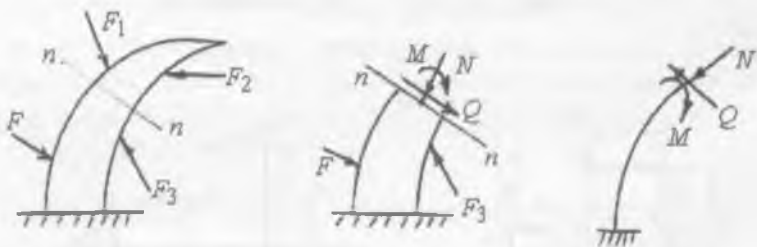
a) ramani yuklanish sxemasi;

b) ichki bo'ylama kuch, ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari

Egri sterjenlarda ichki kuch faktorlarini aniqlash

Tashqi F_1 , F_2 , F_3 va F_4 kuchlar bilan yuklangan egri sterjenni o'rganamiz (33-rasm). Egri sterjenning ko'ndalang kesimidagi ichki kuch omillarini aniqlash uchun, uni tekislik bilan kesib ikki bo'lakka ajratamiz. Sterjenning I bo'lagini ajratib olsak II bo'lagining muvozanat holati buziladi. II qismni muvozanatini ta'minlash uchun I qismning ta'sirini II qismning kesilgan yuzasiga keltirib qo'yamiz.

To'g'ri sterjenlarning egilishidan ma'lumki, har qanday sterjenni egilishida bir qismni ikkinchi qismga ta'siri sifatida eguvchi moment M , ko'ndalang kuch Q va bo'ylama kuch N qabul qilingan. Demak, egri sterjenni I - qismning II - qismiga ta'siri sifatida M , Q va N ichki kuch omillari qabul qilinadi. Eguvchi moment M , sterjenning o'rganilayotgan qismidagi tashqi kuchlardan uning kesim yuzasining og'irlik markaziga nisbatan olingan momentlarining algebratik yig'indisiga teng. Agar M sterjenning egriligini kattalashtirsa, ishorasi musbat (33-rasm), teskari holatda manfiydir. Bo'ylama kuch cho'zuvchi bo'lsa ishorasi musbat. Bo'ylama kuch N ni musbat ishorasidan soat strelkasi yo'nalishi bo'yicha 90° ga aylantirganda hosil bo'lgan ko'ndalang kuch Q ning ishorasi musbat. Ko'ndalang kuch Q egri sterjenning ko'ndalang kesimiga o'tkazilgan urinma tekislikka o'rganilayotgan qismidagi barcha tashqi kuchlar proektsiyalarining algebratik yig'indisiga teng.



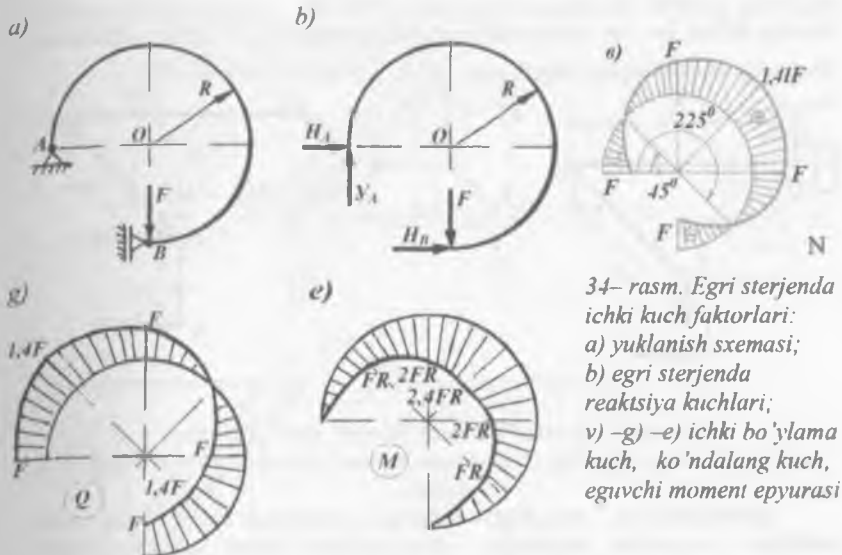
33 - rasm. Egri sterjenda ichki kuch faktorlari

misol. Egri sterjen uchun ichki kuch faktorlarining epyuralari quilsin (34-rasm, a).

Yechish. Tayanch reaksiyalarini topamiz: $\sum M_A = FR - H_B R = 0$

$$\sum X = H_A + H_B = 0 \quad \text{bu erdan} \quad H_A = -H_B = F$$

$$\sum Y = -F + Y_A = 0 \quad \text{bu erdan} \quad Y_A = H_A = F$$



34- rasm. Egri sterjenda
 ichki kuch faktorlari:
 a) yuklanish sxemasi;
 b) egri sterjenda
 reaksiya kuchlari;
 v) -g) -e) ichki bo'ylama
 kuch, ko'ndalang kuch,
 eguvchi moment epyurasi

Egri sterjen bitta yuklanish oralig'iga ega.

$$N = H_A \sin \varphi - Y_A \cos \varphi = F(\sin \varphi - \cos \varphi)$$

$$Q = H_A \cos \varphi + Y_A \sin \varphi = F(\sin \varphi + \cos \varphi)$$

$$M = -H_A \cdot y_0 - Y_A x_0 = -FR \sin \varphi + FR(1 - \cos \varphi) = FR(1 + \sin \varphi - \cos \varphi)$$

Ichki kuch faktorlarini φ burchakning turli qiymatlarida aniqlaymiz va epyuralarini quramiz. Eguvchi momentni eng kata qiymati A tayanch nuqtaga nisbatan 135° burchak ostida joylashgan kesimda hosil bo'ladi. Ushbu nuqtada ko'ndalang kuch nolga teng.

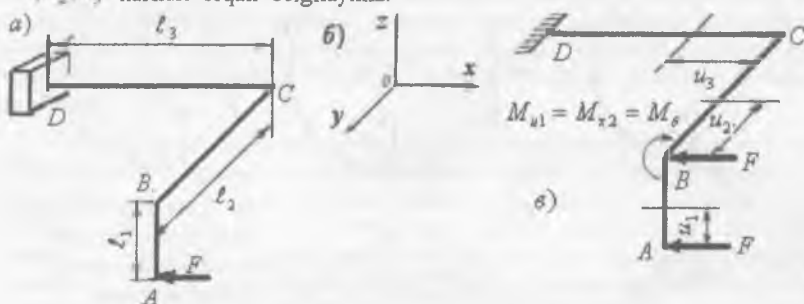
Murakkab qarshilikda ichki kuch faktorlarini aniqlash

Qurilish inshootlarining ayrim elementlari, mashina va mexanizmlardagi uzatmalarda har xil tekislikda yo'nalgan kuchlar sistemasi hosil bo'ladi. Masalan, stropila, siniq sterjenlar, tishli yoki chervyakli uzatmalar. Bunday konstruksiyalarning kesim yuzasida bir vaqtning o'zida eguvchi moment, burovchi moment, bo'ylama kuch, ko'ndalang kuch ko'rinishidagi ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi. Ichki kuch faktorlarini kesish usulidan foydalanib topamiz.

misol. Berilgan siniq sterjen uchun (35 - rasm) ichki kuch faktorlari aniqlansin va epyuralari qurilsin.

Yechish. Koordinata sistemasini 35- rasm, b-da ko'rsatilganidek qabul qilamiz. Har bir sterjen uchun tegishli o'qqa nisbatan eguvchi moment tenglamasini kesimning bir tomonida qolgan tashqi kuchlardan shu kesim

markaziga nisbatan olingan momentlarning algebraik yig'indisi kabi qaraymiz. Shuning uchun har bir sterjenning uchidan kesimgacha bo'lgan masofalarni u, u_2, u_3 harflari orqali belgilaymiz.



35- rasm. Murakkab qarshilikda ichki kuch faktorlari:

a) fazoviy rama; b) fazoviy koordinata o'qlari; v) ichki kuchlarni aniqlash tartibi.

Eguvchi moment sterjenning tanlangan koordinata sistemasining qaysi tekisligida yotganinini aniqlaymiz. Ayrim hollarda ushbu eguvchi momenti kkinchi sterjen uchun burovchi moment bo'ladi.

Kesuvchi kuch har qaysi sterjenning o'z o'qiga nisbatan tik kesimning o'ng tomonidagi kuch proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng. Bo'ylama kuch har qaysi sterjenning kesimidan o'ng tomonda qolgan kuchlardan shu sterjen o'qiga proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng.

AB – oraliq. $0 \leq u_1 \leq l_1$; $M_1 = -Fu_1$ va

$u_1 = 0$ bo'lsa $M_1 = 0$ va $u_1 = l_1$ bo'lsa $M_1 = -F\ell_1$

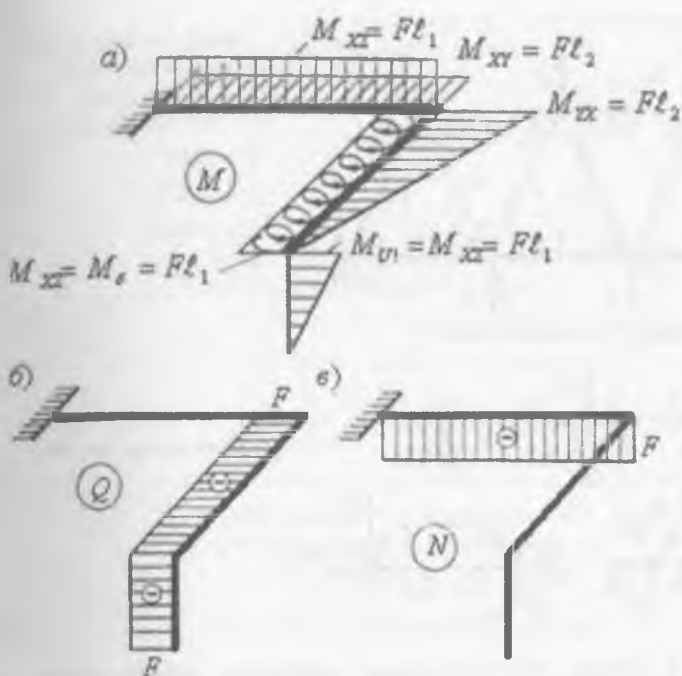
AB – oraliqda eguvchi moment chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi, kesuvchi kuch esa o'zgarmas. Eguvchi moment epyurasi sterjenning egilishidan hosil bo'lgan egrilikning tashqi tomoniga chiziladi.

BC – oraliq. $0 \leq u_2 \leq \ell_2$

Eguvchi momentni topish uchun F kuchni o'z – o'ziga parallel ravishda B nuqtaga ko'chiramiz. Bunda xOz ga parallel tekislikda yotgan moment $M_{xz} = M_s = F\ell_1$ qo'shiladi. Bu moment BC sterjenning kesimida yotganligi sababli uni buraydi. Ko'chirilgan F kuch esa BC sterjenni yOx tekisligida yotadi va uni egadi. $M_{yx} = M_{u2} = Fu_2$ $u_2 = 0$ bo'lsa $M_{u2} = 0$ va $u_2 = \ell_2$ bo'lsa $M_{u2} = -F\ell_2$

$Q_2 = -F$ kesuvchi kuch o'zgarmas.

BC – oraliqdagi burovchi moment epyurasi burama shtrix bilan BC sterjeni chap tomonida ko'rsatilgan.



36- rasm.
Rama uchun

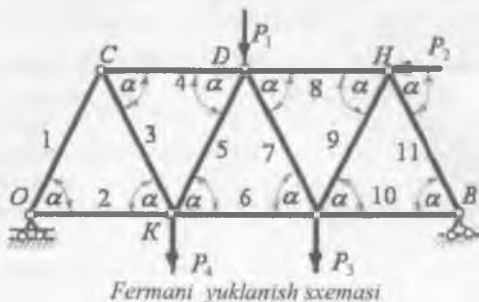
a) eguvchi
moment,
b)
ko'ndalang
kuch va
v) bo'ylama
kuch
epyruralari.

CD- oraliq . $0 \leq u_1 \leq \ell_3$

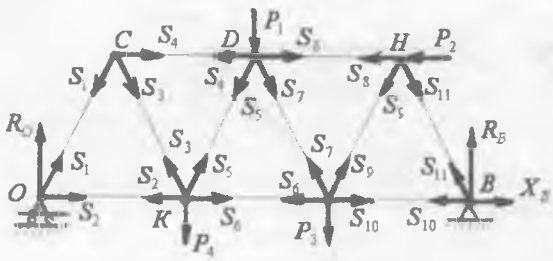
F kuch bilan $M_{xz} = F\ell_1$ momentlari o'z - o'ziga parallel ravishda C nuqtaga ko'chiriladi. U holda CD sterjen bo'ylab yo'nalgan F kuch bilan $M_{xz} = F\ell_1$ va $M_{u2} = -F\ell_2$ momentlari qo'yiladi. Ushbu momentlar CD sterjenni xoz va vox tekisliklarida egadi. F kuch CD sterjen o'qiga parallel bo'lganligi uchun bu oraliq buralmaydi. $N_{CD} = -F$ siquvchi bo'ylama kuch.

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 fermani yuklanish sxemasi va unga qo'yilgan kuchlar berilgan bo'ladi. Ichki bo'ylama kuchni quyidagi usullardan biri bilan aniqlash mumkin:

1. Uzellarni ajratish- Kulman usuli.
2. Kesish - Ritter usuli asosida ajratilgan sterjenlar tuguniga ta'sir qiluvchi kuchlarning analitik muvozanat tenglamalarini tuzish
3. Maksvell - Kremon usuli, kuch diagrammasini qurish usuli.



misol. Fermani sxemasi
va unga ta'sir qiluvchi
kuchlar 37- rasmda
ko'rsatilgan. Berilgan:
 $P_1 = 10kN$;
 $P_2 = 20kN$;
 $P_3 = 30kN$;
 $P_4 = 40kN$



38- rasm. Ferma
uzellaridagi kuchlar

Yechish. 1. Fermani O va B tayanch nuqtalariga nisbatan moment tenglamasini tuzib tayanch reaksiyalarini aniqlaymiz.

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

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

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

2. Sterjenlardagi zo'riqish kuchlarini kesish usulidan foydalanib topamiz. Eng oldin O yoki V tugunlar atrofida sterjenlarni kesish mumkin, chunki bu tugunlardagi reaksiya kuchlari aniq va ikkitadan sterjenlardagi zo'riqish kuchlarini aniqlash mumkin

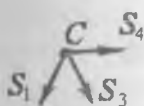
I-I qirg'im. O tugundagi 1-2 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz:



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

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

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



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

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

$$\sum y = 0 \quad S_1 \cdot \sin 60^\circ - S_3 \cdot \sin 60^\circ = 0$$

va $S_2 = S_3 = 54,78 \text{ kN}$

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



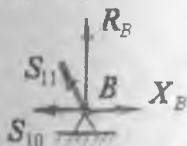
III-III qirqim. *K* tugundagi 2-3-5-6 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

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

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

$$S_5 = \frac{P_4}{\sin \alpha} - S_3 = \frac{2 \cdot 40}{\sqrt{3}} - 54,78 = -8,54 \text{ kN}$$

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

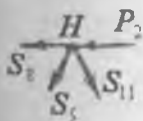


IV-IV qirqim *B* tugundagi 10-11 sterjenlardan kesamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

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

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

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



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

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

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

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

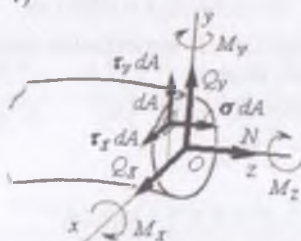
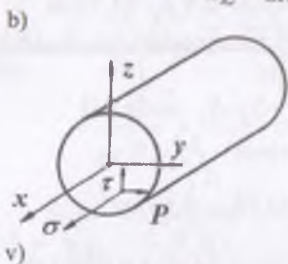
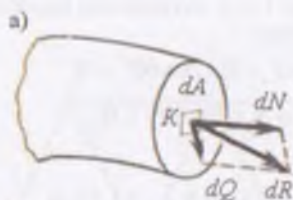
$$S_8 = -P_2 - S_9 \cdot \cos \alpha + S_{11} \cdot \cos \alpha = -20 - 2 \cdot 37,64 \cdot 0,5 = 57,64 \text{ kN}$$



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

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

$$S_5 = -\frac{P_1}{\sin \alpha} - S_7 = -\frac{10}{\sqrt{3}} - 8,54 = -3,02 \text{ kN}$$



37 – rasm. Kuchlanish:
a) elementar yuzadagi;
b) kesim yuzadagi;
v) ichki kuchlar va kuchlanishlar

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.

K – nuqta joylashgan elementar yuzaning to'liq kuchlanishi R shu nuqtaga qo'yilgan ichki kuch dR ning elementar yuza dA ga nisbatiga tengdir (39-rasm.a)

$$P = \lim_{dA \rightarrow \infty} \frac{dR}{dA} \quad (8)$$

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 normali bo'ylab yo'nalgan kuchlanishni normal kuchlanish (σ) va ko'ndalang kesim yuzaga urinma holatda yo'nalgan kuchlanishni -

urinma kuchlanish (τ) deb qabul qilamiz (39 – rasm, b). To'liq kuchlanish R bilan σ va τ orasidagi bog'lanish quyidagicha ifodalanadi:

$$P = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \quad (9)$$

Agar dR kuchni ikkita, ya'ni bo'yлама dN va dQ tashkil etuvchilarga ajratsak, normal va urinma kuchlanishlarni topamiz

$$\sigma = \lim_{dA \rightarrow \infty} \frac{dN}{dA} \quad \text{va} \quad \tau = \lim_{dA \rightarrow \infty} \frac{dQ}{dA}$$

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 $\sigma \cdot dA$ $\tau_y \cdot dA$ $\tau_x \cdot dA$ elemetar kuchlarni qo'yamiz (39 – rasm, v).

Bu elementar kuchlarning proektsiyalarini hamda ularning Ox , Oy , Oz o'qlarga nisbatan momentlaridan quyidagilarni topamiz:

$$N_x = \int_A \sigma \cdot dA \quad M_x = \int_A y \cdot \sigma \cdot dA$$

$$Q_x = \int_A \tau_x \cdot dA \quad M_y = \int_A x \cdot \sigma \cdot dA$$

$$Q_y = \int_A \tau_y \cdot dA \quad M_z = \int_A (\tau_y \cdot x - \tau_x \cdot y) dA$$

DEFORMATSIYA VA KO'CHISH

Tabiatda uchraydigan materiallarni absolyut qattiq deb bo'lmaydi, tashqi kuch ta'sirida qisman bo'lsa ham shaklini, o'lchamini o'zgartirish xususiyatiga ega. Bu o'zgarishlar aslida juda kichik miqdor bo'lib maxsus priborlarda o'lchab topilishi mumkin, jismda ichki kuchlarni taqsimlanishiga ta'sir qiladi. Tashqi kuch ta'siridan jism zarralarining o'zaro joylashuvi o'zgaradi, natijada uning o'lchamlari, shakli va hajmi o'zagaradi, lekin bunda uning tarkibidagi moddalarning umumiy miqdori o'zgarmaganligi tufayli, uning massasi o'zgarmasdan qoladi. Bunday holda jism deformatsiyalanadi deyiladi. Masalan, brus cho'zilganda uning uzunligi, egilishda esa shakli; ko'ndalang kesim yuzasi doiraviy bo'lgan valning buralishida – hajm o'lchamlari va shakli o'zgarmasa ham elementlar zarralarining o'zaro joylashuvi o'zgaradi. Shunday qilib, deformatsiya deganda, odatda, jism o'lchamlari va shaklining o'zgarishiga olib keluvchi jism zarralari o'zaro joylashuvi holatining o'zgarishi tushuniladi. Materiallar qarshiligida «deformatsiya» so'zi ikki xil ma'noda qo'llanadi: shakl o'zgarishi va miqdor o'zgarishi. Tashqi kuch ta'sirida jismdagi shakl yoki geometrik o'lchamni o'zgarishiga deformatsiya deyiladi.

Bunda, jismlarning tarkibidagi zarrachalarning miqdori o'zgarmaganligi uchun, ularning massasi ham o'zgarmaydi.



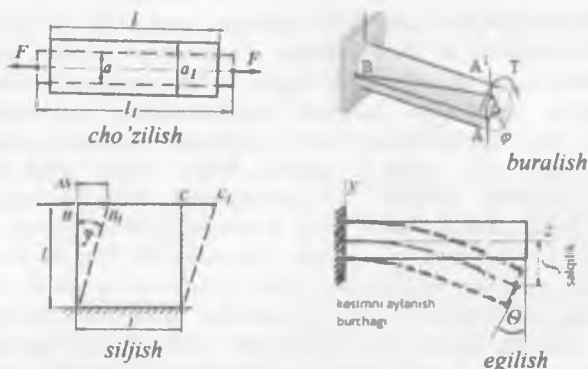
40 – rasm. Deformatsiyalarni tasvirlash

Shakl o'zgarishi natijasida (40-rasm) A va B nuqtalar orasidagi masofa ΔS - ga, ODC burchak esa $O'D'C$ burchakka o'zgaradi. ΔS - masofa – A va B nuqtalar oralig'ining bir to'g'ri chiziq tekisligida ortishi yoki kamayishi yuz berganligi uchun chiziqli ko'chish deb yuritiladi.

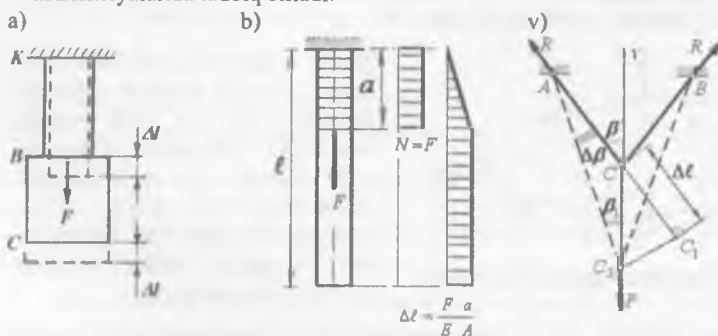
O nuqta atrofida C va D nuqtalarning o'zaro yaqinlashishi yoki uzoqlashishi burchakli ko'chish deyiladi. Chiziqli va burchakli ko'chishlarning bir

nuqta atrofidagi kombinatsiyasi shu nuqtaning deformatsiyalangan holatini aniqlaydi.

Deformatsiyalar oddiy va murakkab turlarga bo'linadi. 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 va h.k. Elastik va qoldiq deformatsiyalar mavjud. *Tashqi kuch ta'siri yo'qotilgandan keyin boshlang'ich o'lchamlari yoki shakli tiklangan sterjen deformatsiyasi – elastik, aks holda qoldiq deformatsiya bo'ladi.* Qoldiq deformatsiyaning paydo bo'lishi jismning plastikligi bilan bog'liq. Agar tashqi kuch ta'siri olingach, deformatsiya tamomila yo'qolsa, jism absolyut elastik deyiladi. *Materiallarning 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 (41-rasm, a, b), BC oraliq deforma tsiyalanmaydi. Demak, deformatsiya ko'chish emas. Ko'chishni aniqlashni geometrik usuli (41-rasm, v). Ushbu usul geometrik o'lchamlari ko'chishidan ancha katta bo'lgan holatlarda va qurilish konstruksiyalarida tadbiq etiladi.



41 – rasm. Deformatsiya va ko'chish

Masalan, A, B nuqtalarda tayanchlar vositasida ushlab turilgan va C nuqtada o'zaro tutashgan, bikrikklari 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 $SS_1 = \Delta \ell$ kesma bilan ko'rsatilgan. Shunday usul bilan VS 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. $\Delta \ell$ 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

$$CC_2 = \delta = \frac{CC_1}{\cos \beta} = \frac{\Delta \ell}{\cos \beta}$$

MATERIALLAR QARSHILIGIDA QABUL QILINGAN GEPOTEZALAR

Konstruktsiya elementlarini mustahkamlikka, ustuvorlikka va bikriklikka hisoblashni oddiylashtirish va soddalashtirish uchun materiallar qarshiligida ayrim gepotezalar qabul qilingan.

1. Konstruktsiya materiali bir jinsli va g'ovaksiz, ya'ni uning xossasi elementning shakli va o'lchamlariga bog'liq emas deb qaraladi.

2. Konstruktsiya materiali izotrop, ya'ni uning xossasi barcha yo'nalishda bir xil deb qabul qilinadi. Bu cheklanish anizotrop materiallarda ishlatilmaydi. Masalan: yog'och.

3. Konstruktsiya 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. Konstruktsiya materialining har bir nuqtasidagi deformatsiya shu nuqtadagi kuchlanishga to'g'ri proporsional deb qaraladi. Bu gepoteza Guk qonuni deyiladi. Bunda kuchlanish proporsionallik chegarasidan katta bo'lmasligi kerak.

5. Konstruktsiyaning deformatsiyasi uning geometrik o'lchamlariga nisbatan kichik miqdor deb qaraladi. Bu gepotezadan ayrim statik aniqmas masalalarni Yechishda foydalaniladi.



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 20 mm .ga va po'lat sterjen $\frac{1}{2000} \text{ mm}$ ga uzayadi. Ko'plab qattiq jismlar juda

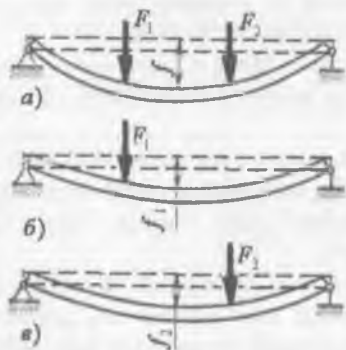
kichik miqdorga deformatsiyalanadi. Bu deformatsiya konstruktsiyaning geometrik o'lchamiga nisbatan juda kichik va uni e'tiborga olmasa ham bo'ladi. natijada materiallar qarshidagi masalalarini Yechish soddalashadi.



42-rasm. Qistirib mahkamlangan balkani egilishi

Masalan, bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi erkin uchiga to'plangan kuch qo'yilgan balkani ko'ramiz. Kuch ta'sirida balka egiladi, kuch qo'yilgan nuqta ham vertikal, ham gorizontal tekislikda ko'chadi. Qistirib qo'yilgan tayanchdagi moment quyidagicha (42-rasm) yoziladi:

$$M = -F(\ell - x).$$



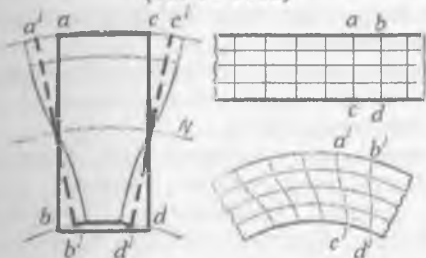
43-rasm. Kuchlar ta'sirida balkani egilishi.

Ko'chish – x balkaning uzunligiga nisbatan kichik bo'lganligi uchun uni e'tiborga olmaymiz, unda $M = -F \cdot \ell$ moment hosil bo'ladi.

6. Konstruktsiyaga 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, marta ortadi. Inshoot deformatsiya ham shuncha 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 (43 – 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.

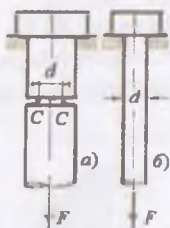
YAKOV BERNULLI (1654 - 1705)



Tekis kesim gipotezasini asoslagan

Konstruktsiya elementlarini hisoblashning turlari. Mashina va muxandislik inshootlarini mustahkamlikka hisoblash, ularning ishonchligiga 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 kuchlanishini hisoblash usuli ayrim konstruktsiyalar uchun tadbiq etilmaydi. Masalan, ma'lum kesimda kanalcha tayyorlangan sterjenni cho'zilishida, C nuqtasidagi kuchlanish (44 – rasm, a), shunday kuch bilan cho'zilayotgan silliq sterjendagi (44 – 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.



44-rasm. Sterjenlar:
a) o'zgaruvchan va
b) o'zgarmas kesimli

Shuning uchun nuqta kuchlanish hamma vaqt ham konstruksiyani yemirilish shartini belgilamaydi.

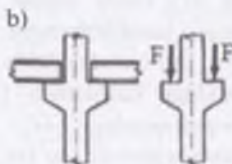
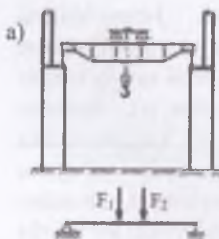
Emiruvchi kuch asosida hisoblash usuli. Bunda konstruksiya yemirilmadan yoki shaklini o'zgartirmasdan chegaraviy kuchni qabul qilishi kerak. Chegaraviy kuch ishchi kuch bilan taqqoslanadi va konstruksiyani mustahkamligi to'g'risida xulosa qilinadi. Bu usul oddiy konstruksiyalarda tadbqiq etiladi. Ruxsat etilgan ko'chish, ustuvorlik shart, dinamik va davriy o'zgaruvchan kuchlanishlar bo'yicha hisoblash usullari mavjud.

Materiallar qarshiligi kuchlanish, defor-matsiya, chegaraviy kuchlarni amaliy hisoblash usullarini va tajribada tekshirishni o'rgatadi.

Real obyekt va hisoblash sxemasi. Tabiiy fanlardagi kabi, materiallar qarshiligida ham, real ob'ektni izlanishi, uning hisoblash sxemasini, ya'ni hisoblash modelini tanlashdan boshlanadi. Konstruksiyani 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, 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, liftni harakatlantiruvchi trosni mustahkamlikka hisoblash talab qilinsa, birinchi navbatda ko'tarilayotgan yukning og'irligi, harakat tezlanishi, juda katta ko'tarilish balandligida trosni og'irligini ham e'tiborga olish lozim bo'ladi. Kabinani ko'tarilishida hosil bo'lgan aerodinamik qarshilik, temperaturani o'zgarishi va boshqa holatlar e'tiborga olinmaydi.

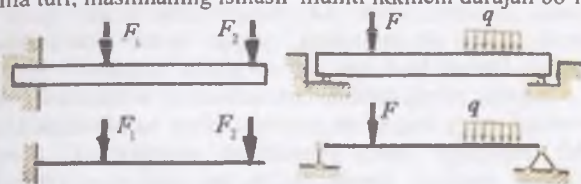
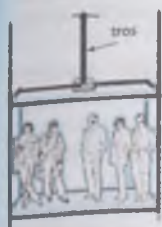
Bug'doyni yuqori bunkerga tashiydigan kovshli lentani hisoblashda – kovshlar soni, undagi bug'doy va kovshni og'irligi, yukni ko'tarilish balandligi va harakat tezligi, lenta materialining xossalari hisoblash jarayonida e'tiborga olinadi.

Bunda kovshni va bunkerni shakli, yukni ko'tarilish balandligida temperaturani o'zgarishi ikkinchi darajali.



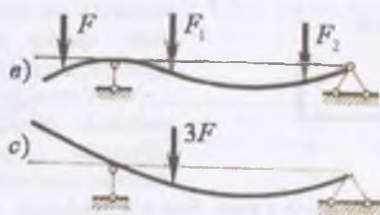
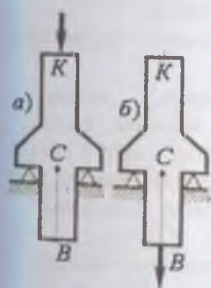
45-rasm. Real ob'ekt va uning hisoblash sxemasi

Bunda yuk va mashina turi, mashinaning ishlash muhiti ikkinchi darajali bo'ladi.



46- rasm. Lift. Tayanchlarni belgilanishi [18]

Muhim bo'lmagan faktorlardan ozod bo'lgan real ob'ekti hisoblash sxema deyiladi. Qo'yilgan maslaga 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. Agar kabinaning mustahkamligi hisoblanishi lozim bo'lsa, kabina konstruksiyasining xususiyatlari alohida tahlil qilinadi va hisoblash sxemasi tuziladi [18]. 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 sxema. Hisoblash sxemani tuzishda material bir jinsli, elastik va izotrop deb qabul qilinadi, real ob'ektni geometriyasi (inshoot elementining shakli) va qo'yilgan kuch e'tiborga olinadi.



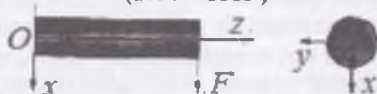
47- rasm. [18]
Pog'onali bris
(a,b) va balkaga
(v,s) kuchlar
qo'yilish
nuqtasini ta'sirini
o'rganish sxemasi.

Balkaga ta'sir etuvchi kuch, odatda uning o'qiga ta'sir etadi, shuning uchun hisoblash sxemada yukning qo'yilish nuqtasi 40- 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 47-rasm,a.da sterjen va uning K nuqtasiga yuqoridan qo'yilgan kuch tasvirlangan. Agar bu kuchni to'g'ri chiziq bo'ylab B nuqtaga ko'chirsak (47-rasm,b), sterjenning muvozanati buzilmaydi, tayanch nuqtalardagi reaksiyalar o'zgarmaydi, lekin sterjenning ish xarakteri keskin

o'zgaradi. 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.

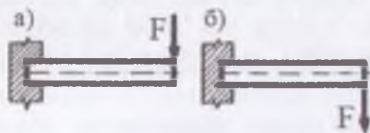
Ikkinchi misol. balkani muvozanatini o'rganishda qo'yilgan kuchlar sistemasini uning teng ta'sir etuvchisi bilan va aksincha, teng ta'sir etuvchini tashkil etuvchilar bilan almashtirish mumkin (47 -rasm,v,s). Agar, gap ko'chishni aniqlash haqida bo'lsa, bu usul noto'g'ri, chunki bu holda balkaning egilish shakli o'zgaradi.

BARRE DE SEN - VENAN (1797 - 1885)



Frantsiya Fanlar Akademiya-sining a'zosi Sen Venan elastiklik nazariyasi va fazoviy masaladagi kabi ko'ndalang egilish masalasini echdi.

Sen-Venan printsiipi. Deformatsiyalanuvchi qattiq jism mexanikasida real ob'ekt hisoblash sxemasini aniqlashda Sen-Venan printsiipi katta ahamiyatga ega. Sen - Venan printsiipiga asosan jismni kuchlar ta'sir etadigan sohasidan uzoq joylashgan qismining kuchlanganlik holati ushbu kuchlarni qo'yilish usuliga kam bog'liq.



48-rasm.



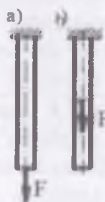
Masalan 48-rasm a,b larda ko'rsatilgan balkalarning kuchlanganlik holati kuch qo'yilgan kesimdan boshqa barcha kesimlarda amalda bir xil.

Shuning uchun balkaning hisob-lash sxemasini tuzishda balkaga kuch qanday uzatilishini ko'rsatish ahamiyatga ega emas.

Sen-Venan printsiipiga asosan hisoblash sxemani tuzishda kuchla 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 printsiipini tadbiiq etish mumkin.

Agar, kuchni ta'sir qilish yuzasi jism o'lchamlariga nisbatan sezilarli nisbatda bo'lsa, nazariy mexanikaning bu printsiipi jism kuchlanganlik holatining xarakterini o'zgartishi mumkin.



Masalan, sterjenda kuchni ta'sir chiziqi bo'ylab, uning muvozanati o'zgarmaydi. Lekin, birinchi holatda (a- rasm) sterjen uzunligi bo'ylab deformatsiyalanadi, ikkinchi holda (b - rasm) faqat yuqori qism deformatsiyalanadi.

47-rasm v- dagi balkani yuklanishida kuchlar sistemasini ularning teng ta'sir etuvchisi bilan almashtirish mumkin emas. Chunki bunda balkaning egilish xarakteri o'zgaradi.

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 kranning konstruktsiyasi, ikkita to'planma kuch bilan yuklangan sharmirli balka deb qabul qilish mumkin.

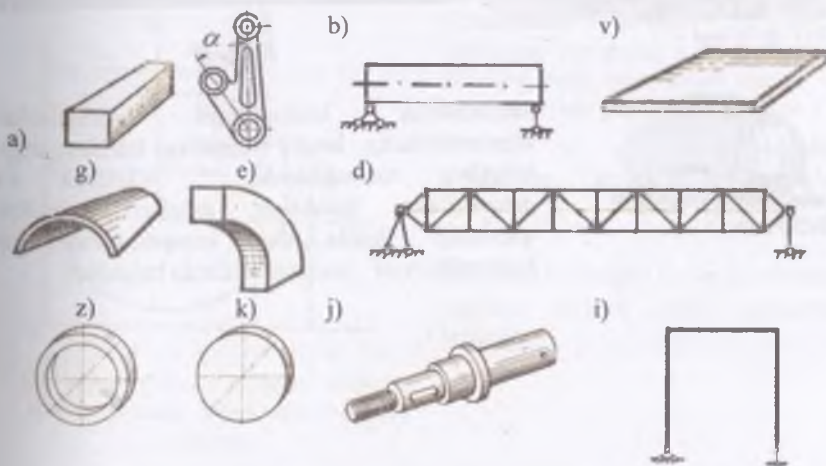
Materiallar qarshiligida "tola" va "qatlam" termini uchrab turadi. Tola deb, sterjenning o'qiga parallel va cheksiz kichik ko'ndalang kesimga ega bo'lgan material chiziqqa aytiladi. Tekislikda yoki sirtida joylashgan tolalar qatori sterjenning qatlami deyiladi.

Konstruktsiya elementlari

Tashqi kuch ta'sirida elementlarini harakat olishi yoki harakat olmasligiga qarab inshootlar ikki xil bo'ladi: mashina, mexanizm va muxandislik inshootlari. Tashqi kuch ta'sirida ayrim yoki barcha elementlari harakatlanadigan mexanik sistema mashina deyiladi.

Geometrik o'lchami va shakliga ko'ra, muxandislik inshootlari (deformatsiyalanuvchi qattiq jismlar): brus, detal, val, o'q, plastinka, qobiq, balka, ferma, yupqa devorli idish deb ataluvchi guruhlariga ajratiladi.

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 kuchlanish ta'siriga uchraydigan brus.



49- rasm. a) brus -detal; b) balka; v) plastinka; g) qobiq; d) ferma
e) egri sterjen; j) val, z) xalqa; i) rama; k) egri plastinka

Oddiy (gayka, shponka, bolt va h.k.) va murakkab (kalenval, reduktor korpusi, stanokning staninasi va h.k.) detallar mavjud.

Amaliyotda muxandislik inshootlarining turli konstruksiya elementlari brus yoki qobiq ko'rinishiga keltiriladi. **Brus** deb, ikkita geometrik o'lchami (eni va qalinligi) uzunligidan ancha kichik bo'lgan elementga aytiladi. Ingichka brus – sterjen deyiladi. Bruslar o'qlarining holatiga ko'ra to'g'ri yoki egri, ko'ndalang kesim yuzasiga ko'ra o'zgarmas yoki o'zgaruvchan kesim yuzali bo'lishi mumkin. Bir qancha biki biriktirilgan sterjenlar sistemasi rama deyiladi. Ramaning vertikal sterjeni stoyka, gorizontall sterjenlari rigel deyiladi.

Ikkita va undan ortiq tayanchlarga tayangan va egilishga qarshilik ko'rsatadigan brusga **balka** deyiladi. O'zaro sharnirlar vositasida yoki biki bog'lanishda bo'lgan sterjenlar sistemasi **ferma** deyiladi. **Plastinka** deb– qalinligi qolgan o'lchamlaridan ancha kichik bo'lgan elementga aytiladi. Egri plastinka **qobiq** deyiladi.

Muxandislik inshootlarini elementlari tashqi kuch ta'sirida harakatlanmaydi. Muxandislik inshootlariga imoratlar, ko'priklar, rezervuar va h.k. lar kiradi. Quyidagi rasmlarda: suv to'g'oni, temir yo'l ko'prigi va rezervuar (tsilindr) ko'rsatilgan



Suv to'g'oni



Ko'prik



Rezervuar

Muxandislik inshootlarini yuklanishida elementlarining kesim yuzasidagi kuchlanganlik holatlari, mustahkamlik, bikiqlikka va ustuvorlikka hisoblash asoslari materiallar qarshiligi fanida, ularni komponovkasi va konstruksiyasi maxsus fanlarda bajariladi

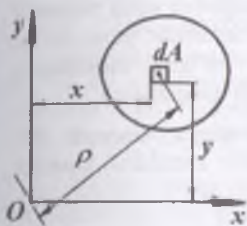
I-BOB. TEKIS KESIM YUZALARNING GEOMETRIK TAVSIFLARI

Kesim yuzasi – oddiy geometrik tavsifga ega bo'lib, elementar dA yuzalar yig'indisiga teng, ya'ni:

$$A = \int_0^A dA$$

Egilish, buralish va murakkab deformatsiyalanish holatlarida konstruktsiya qismlarining mustahkamligi va birligi, aynan ularning kesim yuzalariga emas, balki murakkab geometrik tavsiflariga (statik moment, inertsia moment, qarshilik moment va inertsia radiusi) bog'liq bo'ladi.

1.1. Statik moment va inertsia momentlari haqida tushuncha

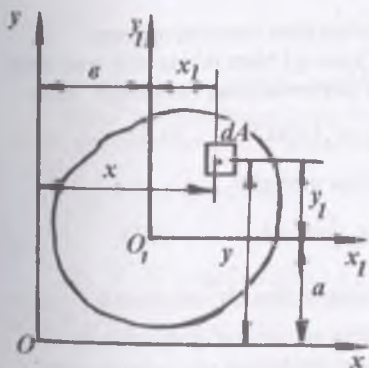


1.1– rasm. Statik momentni aniqlash sxemasi

Statik moment deb, elementar yuza dA bilan tegishli o'q orasidagi masofa ko'paytmasining aniq integraliga aytiladi (1.1 – rasm).

$$S_x = \int_A y \cdot dA;$$

$$S_y = \int_A x \cdot dA \quad (1.1)$$



1.2 – rasm. Parallel o'qlarga nisbatan kesimning statik momentini aniqlash sxemasi

Statik moment M^3 o'lchanadi. Turli o'qlarga nisbatan statik momentlarni qo'shib bo'lmaydi. Tanlangan kesimning x va u o'qlariga nisbatan statik momentlari musbat va manfiy bo'lishi mumkin (1.2 – rasm).

x va u o'qlarga parallel o'tkazilgan, elementar dA yuzadan

$$x_1 = x - b \quad \text{va} \quad y_1 = y - a$$

masofada joylashgan x_1 va y_1 o'qlarga nisbatan kesimni statik momentini topamiz.

$$S_{y_1} = \int_A x_1 dA = \int_A (x - b) dA = \int_A x dA - b \int_A dA = S_y - bA$$

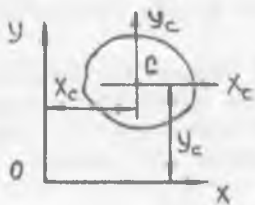
$$S_{x1} = \int_A y_1 dA = \int_A (y - a) dA = \int_A y dA - \int_0^a dA = S_x - a \cdot A$$

Statik momentlari nolga teng bo'lgan holatga to'g'ri keluvchi x va y o'qlarining koordinatalarini topamiz:

$$S_{y1} = S_y - x_c A = 0; \quad S_{x1} = S_x - y_c A = 0; \quad \text{va}$$

$$x_c = \frac{S_y}{A}; \quad y_c = \frac{S_x}{A}; \quad (1.2)$$

C nuqta kesimning og'irlik markazi deyiladi. Og'irlik markazidan o'tuvchi $X_c; Y_c$ - o'qlarga markaziy o'qlar deyiladi (1.3-rasm).



1.3 - rasm. Og'irlik markazining koordina-talari

Har qanday og'irlik markazidan o'tuvchi o'qlarga nisbatan kesimning statik momenti nolga teng. Agar, elementar yuza dA ni undan o'qqacha bo'lgan masofaning kvadratiga ko'paytirib integrallasak,

o'qlarga nisbatan **inertiya momenti** deb ataladigan geometric kattalikni topamiz (1.1 - rasm):

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

$$I_y = \int_A x^2 dA \quad (1.3)$$

Markazdan qochma inertiya moment elementar yuza dA bilan ikkala o'q orasi dagi masofa ko'paytmalarining integraliga teng:

$$I_{xy} = \int_A xy dA \quad (1.4)$$

Qutb inertiya momenti

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA \quad (1.5)$$

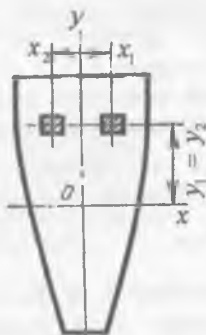
Inertiya momentlari M^4 o'lchanadi.

Qutb inertiya momenti o'qlarga nisbatan inertiya momentlarining yig'indisiga teng:

$$I_\rho = \int_A (y^2 + x^2) dA = I_x + I_y$$

(1.6) I_x, I_y va I_ρ - lar hamisha musbat.

Markazdan qochma inertiya momenti musbat yoki manfiy bo'lishi mumkin. Bitta o'qi simmetrik bo'lgan kesimning markazdan qochma inertiya momentini topamiz (1.4 - rasm). Kesim yuzasidan ajratilgan elementar yuzachalar



1.4 - rasm. Markazdan qochma inertiya momentini aniqlash

$dA_1 = dA_2$ o'zaro teng bo'lib, u o'qi-dan $x_1 = -x_2$ va x o'qidani u masofada joylashgan. O'zaro simmetrik joylashgan elementar yuzachalarning markazdan qochma inertsia momenti

$$I_{xy} = \int_A x_1 y dA_1 + \int_A x_2 y dA_2 = - \int_A x_2 y dA + \int_A x_2 y dA = 0$$

Demak, kesimning simmetriya o'qlariga nisbatan markazdan qochma inertsia momenti nolga teng. Masalan quyidagi kesimlar



1.2. Parallel o'qlarga nisbatan inertsia momentlar

Tanlangan kesim yuzasi xoy koordinata sistemasida joylashgan (1.2-rasm). OY va ox o'qlariga parallel yangi o_1y_1 va o_1x_1 o'qlarini olamiz. Elementar yuzaning $X_1O_1Y_1$ koordinata sistemasidagi koordinatalari

$$x_1 = x + b, y_1 = y + a.$$

Yangi o'qlarga nisbatan kesimning inertsia momentlarini (1.3) va (1.4) formulalari asosida yozamiz:

$$I_{x1} = \int_A y_1^2 \cdot dA = \int_A (y + a)^2 dA; \quad (1.7)$$

$$I_{y1} = \int_A x_1^2 \cdot dA = \int_A (x + b)^2 dA;$$

$$I_{x1y1} = \int_A x_1 y_1 \cdot dA = \int_A (x + b)(y + a) dA;$$

Hosil bo'lgan integrallarni ochib chiqsak va (1.3) va (1.4) larni hisobga olsak, quyidagi formulalar hosil bo'ladi:

$$I_{x1} = I_x + 2aS_x + a^2A \quad I_{y1} = I_y + 2bS_y + b^2A \quad (1.8)$$

$$I_{x1y1} = I_{xy} + aS_y + bS_x + abA$$

S_y va S_x kesim yuzasining Y va x o'qlariga nisbatan statik momentlari. Agar u va x o'qlari kesim yuzasining og'irlik markazidan o'tsa, ya'ni markaziy o'qlar bo'lsa, kesimni ushbu o'qlarga nisbatan statik momentlari nolga teng

$$S_y = 0; S_x = 0 \text{ bo'ladi.}$$

Unda (1.8) formulalar quyidagicha yoziladi.

$$I_{x1} = I_x + a^2A;$$

$$I_{y1} = I_y + b^2A;$$

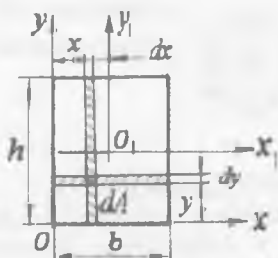
$$I_{y1} = I_y + abA \quad (1.9)$$

Demak, tekis kesim yuzining markaziy o'qlarga parallel yo'nalgan o'qlarga nisbatan inertsia momentlari shu kesim yuzadan markaziy o'qlarga nisbatan olingan inertsia momentlari bilan o'qlar orasidagi masofa kvadratining kesim yuzaga ko'paytmasi yig'indisiga teng.

Qutb inertsia momenti:

$$I_{o1} = I_c + (a^2 + b^2) A \quad (1.10)$$

1.3. Oddiy kesim yuzalarning geometrik tavsiflari.



1.5 – rasm. To'rtburchak inertsia momentlarini aniqlash sxemasi

To'rtburchak (1.5 – rasm) kesim yuzasining asosidan o'tgan xo'qiga nisbatan inertsia momentini topamiz: Buning uchun to'rtburchak kesim yuzasi dan $dA = bdy$ elementar yuzachani ajratamiz:

Unda: $I_x = \int_A y^2 dA = \int_A y^2 b dy$ va

$$I_x = \frac{bh^3}{3} \text{ hosil bo'ladi.}$$

To'g'ri to'rtburchakning markaziy x_1 o'qiga nisbatan inertsia momentini parallel o'qlarga nisbatan inertsia momenti formulalaridan foydalanib topamiz.

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

va y o'qiga nisbatan inertsia momenti: $I_y = \frac{bh^3}{3}$ va $I_{y1} = \frac{bh^3}{12}$

X va U o'qlariga nisbatan kesimning markazdan qochma inertsia momentini topamiz.

Buning uchun kesimda $dA = dx dy$ elementar yuzachani tanlaymiz.

O'lchamlari h va b bo'lgan vertikal yuzaning markazdan qochma inertsia momentini topamiz:

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

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

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

Kesim yuzalarning qarshilik momentlarini topish uchun:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}; \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} \quad \text{ea} \quad W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}}$$

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

$$W_{x_1} = \frac{bh^3}{12} \cdot \frac{2}{h} = \frac{bh^2}{6}; \quad \text{ea} \quad W_{y_1} = \frac{hb^3}{12} \cdot \frac{2}{b} = \frac{hb^2}{6}$$

Uchburchak (1.6-rasm) ni statik momentini aniqlash. Uchburchakning x_1 o'qidan y_1 masofada joylashgan A_0 yuzasining statik momentini yozamiz:

$$S_{x_1}^0 = A_0 \cdot y_0;$$

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

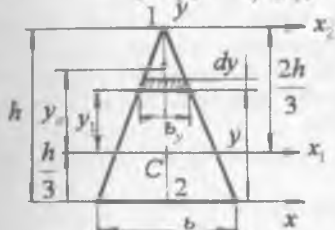
$$\text{Unda: } S_{x_1} = \frac{1}{2} b y_0 \left(\frac{2h}{3} - y_1 \right) \cdot \frac{2}{3} \left(\frac{h}{3} + y_1 \right) = \frac{b y_0}{3} \left(\frac{2h}{3} - y_1 \right) \left(\frac{h}{3} + y_1 \right)$$

yoki:

$$S_x = \frac{b y_0}{27} (2h^2 + 3h y_1 - 9y_1^2)$$

Inertsia momentini aniqlash.

Asosidan o'tgan x - o'qiga nisbatan inertsia momentini topish uchun



1.6 - rasm. Uchburchak inertsia momentlarini aniqlash sxemasi.

$$\text{elementar yuzachaning eni. Unda: } I_x = \int_A y^2 dA = \int_0^h y^2 b \left(1 - \frac{y}{h} \right) dy = \frac{bh^3}{12}$$

Uchburchakning markaziy o'qiga nisbatan inertsia momentini:

$$I_{x_1} = I_x + a^2 A = \frac{bh^3}{12} - \left(\frac{h}{3} \right)^2 \frac{bh}{2} = \frac{bh^3}{36}$$

Uchburchakning markaziy o'qiga nisbatan inertsia momentini:

$$I_{x_1} = I_x + a^2 A = \frac{bh^3}{12} - \left(\frac{h}{3} \right)^2 \frac{bh}{2} = \frac{bh^3}{36}$$

x_2 o'qiga nisbatan inertsia momentini:

$$I_{x_2} = \int_A y^2 dA = - \int_h^0 y^2 \left(\frac{by}{h} \right) dy = \frac{bh^3}{4} \quad \text{yoki} \quad I_{x_2} = \frac{bh^3}{4} \quad \text{bu erda}$$

$$by = -by | h; \quad dA = by dy = - \frac{by}{h} dy;$$

Topilgan inertsia momentini formulalaridan ko'rinib turibdiki, kesim o'qdan qancha uzoqlashsa, inertsia momentini kattalashadi.

Uchburchakning u o'qiga nisbatan inertsia momenti:

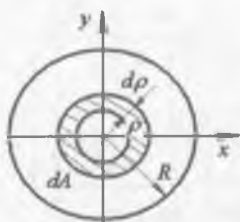
$$I_y = \int x^2 dA = \int_A x^2 \rho_x dx = \int_0^b x^2 \cdot 2 \frac{h}{b} \left(\frac{b}{2} - x \right) dx = \frac{hb^3}{48}$$

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:

$$y_1 = \frac{2h}{3} \quad \text{va} \quad y_2 = \frac{h}{3} \text{ -ga teng.}$$

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

$$W_y = \frac{hb^3}{48} \cdot \frac{2}{b} = \frac{hb^2}{24}$$



1.7 - rasm. Doiraviy kesim

Doiraviy kesim (1.7 - rasm). Kesimning og'irlik markazidan o'tuvchi ixtiyariy o'qqa 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

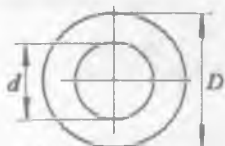
$$\text{topamiz: } I_\rho = \int \rho^2 dA = \int_0^R \rho^2 \cdot 2\pi\rho \cdot d\rho = \frac{2\pi \cdot \rho^4}{4} \Big|_0^R = \frac{\pi \cdot R^4}{2} = \frac{\pi \cdot A^4}{32}$$

$$\text{Doiraviy kesim uchun: } I_x = I_y \quad \text{va} \quad I_\rho = I_y + I_x$$

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

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

$$\text{Qutb qarshilik momenti: } W_\rho = \frac{\frac{\pi \cdot D^4}{32}}{\frac{D}{2}} = \frac{\pi \cdot D^3}{16}$$



1.8 - rasm. Halqasimon kesimning inertsia momentini aniqlash

Halqasimon kesimning inertsia momenti tashqi va ichki doiralari inertsia momentlarining ayirmasiga teng (1.8 - rasm):

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

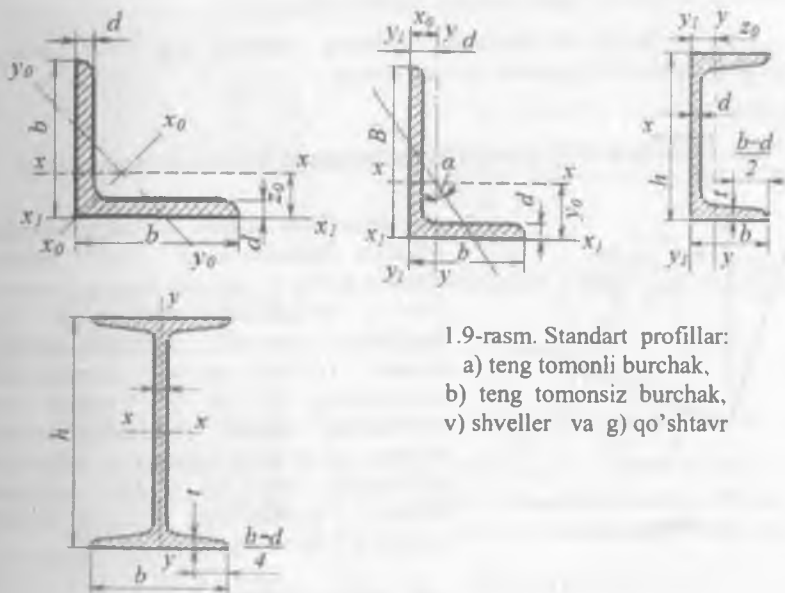
Qutb inertsia momenti:

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

$$W_x = W_y = \frac{\pi \cdot D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}{64 \cdot \frac{D}{\gamma}} = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

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

1.4 Murakkab geometrik shakllarning inertsia momentlari.



1.9-rasm. Standart profillar:

- a) teng tomonli burchak,
- b) teng tomonsiz burchak,
- v) shveller va g) qo'shtavr

Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlarida murakkab shaklli kesim yuzaga ega bo'lgan detallar uchraydi. Ushbu detallarni mustahkamlikka, bikriklikka va ustuvorlikka hisoblashda, ularning inertsia momentlarini aniqlashga to'g'ri keladi.

Materiallar qarshiligidan misol Yechishda murakkab ko'rinishdagi shakllarning inertsia 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 xarakteristiklari jadvallarda berilgan. Ushbu jadvaldagi geometrik

xarakteristikalaridan va parallel o'qlarga nisbatan inertsia momentlari formulalaridan foydalanib murakkab shaklli kesimning inertsia momentlarini hisoblash mumkin.

Murakkab geometrik shakllarning inertsia momentlari, undan ajratilgan oddiy geometrik shakllar inertsia momentlarining yig'indisiga teng, ya'ni

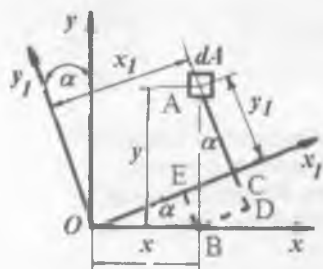
$$I_x = I_x^I + I_x^{II} + I_x^{III} + \dots = \sum_{i=1}^n I_x \quad (1.11)$$

buerda: $I_x^I = I_{x_1}^I + a_1^2 A_1$; $I_x^{II} = I_{x_2}^{II} + a_2^2 A_2$ va h.k. murakkab geometrik shakldan ajratilgan oddiy geometrik shakllarni x o'qiga nisbatan inertsia momenti;

$I_{x_1}^I; I_{x_2}^{II}$ va h.k - murakkab geometrik shakldan ajratilgan oddiy geometrik shakllarni markaziy o'qiga nisbatan inertsia momentlari;

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

1.5. Koordinata o'qlarini aylantirganda inertsia momentlari



1.10 - rasm. Og'ishgan koordinata o'qlari

x_1 va y_1 koordinatalarini topamiz. Yuqori bo'lgan tekis shakl uchun $x_1 O y_1$ koordinata sistemasini ixtiyoriy ravishda olamiz (1.10- rasm). Koordinatalar sistemasining Ox va Oy o'qlarini soat strelkasining harakat yo'nalishiga teskari tomonga qarab biror ixtiyoriy α burchakka aylantiramiz. $x O y$ va $y_1 O x_1$ o'qlarga nisbatan koordinatalar bog'lanishlarini topamiz (1.10- 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 sistemasi $y_1 O x_1$ ga nisbatan inertsia 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 inertsia momenti quyidagi ko'rinishga keltiriladi:

$$I_{x_1} = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha \quad (1.11)$$

OY_1 o'qiga nisbatan inertsia momenti.

$$I_{y1} = \int_A x_1^2 dA = \int_A (x \cos \alpha + y \sin \alpha)^2 dA \quad \text{yoki}$$

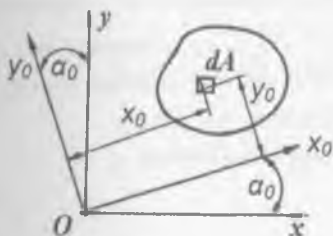
$$I_{y1} = I_y \cos^2 \alpha + I_x \sin^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha \quad (1.12)$$

Markazdan qochma inertsia momenti:

$$I_{x1y1} = \int_A x_1 y_1 dA = \int_A (x \cos \alpha + y \sin \alpha)(y \cos \alpha - x \sin \alpha) dA$$

$$I_{x1y1} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha \quad (1.13)$$

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



Koordinata o'qlarini aylantirish davomida og'ish burchagining $\alpha = \alpha_0$ qiymatini topish mumkinki, bunda kesimni markazdan qochma inertsia momentlari nolga teng bo'ladi, ya'ni

$$I_{x_1 y_1} = I_{x_0 y_0} = 0.$$

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

deyiladi. Bosh inertsia o'qining yo'nalishi: $\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y} \quad (1.14)$

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.

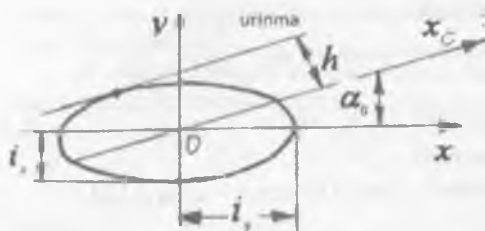
Bosh inertsia o'qlariga nisbatan inertsia momentlariga bosh inertsia momentlari deyiladi:

$$I_{x1} = I_{x0} = I_x \cos^2 \alpha_0 + I_y \sin^2 \alpha_0;$$

$$I_{y1} = I_{y0} = I_y \cos^2 \alpha_0 + I_x \sin^2 \alpha_0; \quad I_{x1y1} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha \quad (1.15)$$

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

$$I_{\max}^{\min} = \frac{1}{2} \left[(I_x + I_y) \pm \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4 \cdot I_{xy}^2} \right] \quad (1.16)$$



1.11– rasm. Inertsiya ellipsi

$$\text{Inertsiya radiuslari } i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}; \quad i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

i_x va i_y tegishli x va y koordinata o'qlariga joylashtiriladi. Koordinata

boshidan α_0 burchak ostida bosh inertsiya o'qi x_0 -ni o'tkazamiz. ox_0 o'qiga parallel qilib ellipsga o'tkazilgan urinma bilan OX o'qi orasidagi masofa h -ni topamiz:

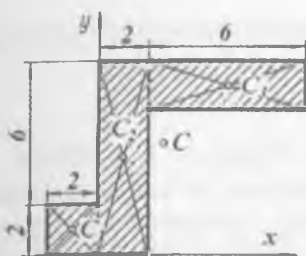
$$h^2 = i_x^2 \cos^2 \alpha_0 + i_y^2 \sin^2 \alpha_0$$

Shaklning inertsiya momenti quyidagi tenglikdan topiladi

$$I_{x_0} = h^2 A$$

Takrorlash uchun savollar:

1. Statik moment deb nimaga aytiladi?
2. Inertsiya momenti deb nimaga aytiladi?
3. Inertsiya momentlarining turlarini ayting.
4. Murakkab shaklli kesim yuza og'irlik markazining koordinatalarini aniqlash formulasini yozing.
5. Kesim yuzaning parallel o'qlarga nisbatan inertsiya momenti
6. Koordinata o'qlarini aylantirganda kesimni inertsiya momenti.
7. Bosh inertsiya o'qlari deb qanday o'qlarga aytiladi.
8. Bosh inertsiya momentlari deb qanday momentlarga aytiladi.
9. Bosh inertsiya momentlarini aniqlang.
10. Inertsiya radiusi nima.
11. To'g'ri to'rtburchak shaklli kesim yuzaning inertsiya momentlari.
12. Uchburchaksimon kesim yuzaning inertsiya momentlari.
13. Kesim yuzaning qarshilik momenti nima.



misol- 1. 1.12 – rasmdagi jism yuzasining og'irlik markazi aniqlansin. Barcha o'lchamlar santimetrlarda .

1.12-rasm

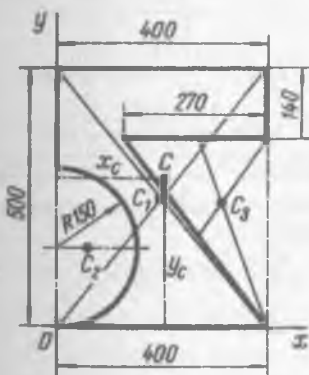
Yechish. Koordinata o'qlarini o'tkazib, jism yuzasini uchta to'rtburchakka bo'lamiz (bo'lish chiziqlari 1.12-rasm shtrix bilan ko'rsatilgan). Har bir bo'lagi og'irlik markazining koordinatalarini va yuzalarini aniqlaymiz:

$$C_1(-1; 1), C_2(1; 4), C_3(5; 7), A_1 = 4 \text{ sm}^2, A_2 = 16 \text{ sm}^2, A_3 = 12 \text{ sm}^2.$$

Shaklning og'irlik markazini aniqlaymiz:

$$x_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{4 \cdot (-1) + 16 \cdot 1 + 12 \cdot 5}{4 + 16 + 12} = \frac{9}{4} \text{ sm}$$

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{4 \cdot 1 + 16 \cdot 4 + 12 \cdot 7}{4 + 16 + 12} = \frac{19}{4} \text{ sm}$$



misol.-2. 1.13 - rasmda ko'rsatilgan bir jinsli plastinka og'irlik markazining vaziyati aniqlansin.

Yechish, Plastinkani XOY koordinata sistemasiga joylashtiramiz va kesim yuzasini oddiy yuzalarga ajratamiz:

to'g'ri burchak – 400 x 500, yarim aylana va uchburchak.

$$x_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

Unda

1.13 - rasm

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3} \quad A_1 = 40 \times 50 = 2000 \text{ sm}^2; \quad x_1 = 20 \text{ sm}$$

$$A_2 = -\frac{\pi}{2} (15)^2 = -353 \text{ sm}^2; \quad x_2 = \frac{4 \cdot 15}{3\pi} = 6,37 \text{ sm}$$

$$A_3 = -\frac{1}{2} \cdot 27 \cdot 36 = -486 \text{ sm}^3; \quad x_3 = 13 + \frac{2}{3} \cdot 27 = 31 \text{ sm}; \quad y_1 = 25 \text{ sm}; \quad y_2 = 15 \text{ sm}; \quad y_3 = \frac{2}{3} \cdot 36 = 24 \text{ sm}$$

Og'irlik markaz koordinatalari: $X_C = 19,5 \text{ sm}$ va $Y_C = 28,4 \text{ sm}$

3-misol. Rasmda ko'rsatilgan teng yonli bo'lmagan burchakning og'irlik markazi koordinatalarini aniqlang, shakl yuzasining bosh markaziy inertsia o'qlari vaziyatini toping va shu o'qlarga nisbatan inertsia momentlarini hisoblang

Yechish. Kesimni M.1:1 masshtabda chizamiz va ikkita to'g'ri to'rtburchakdan tashkil topgan deb, har bir yuzaning og'irlik markazlaridan $X_1O_1Y_1$ va $X_2O_2Y_2$ koordinata o'qlarini o'tkazamiz (1.14-rasm). Kesim alohida yuzalarining geometrik xarakteristikalarini hisoblaymiz

1. Kesim yuza:

$$A_1 = 10 \cdot (50 - 10) = 400 \text{ mm}^2 = 4 \text{ cm}^2 \quad A_2 = 100 \cdot 10 = 100 \text{ mm}^2 = 10 \text{ cm}^2$$

2. Xususiy inertsia momentlari:

$$I_{x1} = \frac{40 \cdot (10)^3}{12} = \frac{1}{3} \text{ sm}^4$$

$$I_{y1} = \frac{1 \cdot (4)^3}{12} = \frac{16}{3} \text{ sm}^4$$

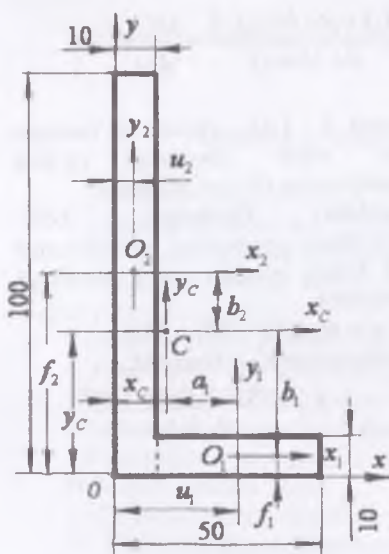
$$I_{x2} = \frac{1 \cdot (10)^3}{12} = \frac{250}{3} \text{ sm}^4$$

$$I_{y2} = \frac{10 \cdot (1)^3}{12} = \frac{5}{6} \text{ sm}^4$$

3. Yordamchi o'qlar X, Y -ni tanlab, kesimning statik momentlarini hisoblaymiz:

$$\sum S_x = A_1 \cdot f_1 + A_2 \cdot f_2$$

$$\sum S_y = A_1 \cdot u_1 + A_2 \cdot u_2$$



1.14-rasm

Bu erda $f_1 = \frac{10}{2} = 5 \text{ mm} = 0,5 \text{ sm}$ va $f_2 = \frac{100}{2} = 50 \text{ mm} = 5 \text{ sm}$.

$$u_1 = 10 + \frac{50-10}{2} = 30 \text{ mm} = 3 \text{ sm} \text{ va}$$

$$u_2 = \frac{10}{2} = 5 \text{ mm} = 0,5 \text{ sm}.$$

Kesim og'irlik markazining koordinatalarini hisoblaymiz:

$$x_c = \frac{\sum S_y}{A_1 + A_2} = \frac{17}{4 + 10} = 1,2 \text{ sm};$$

$$y_c = \frac{\sum S_x}{A_1 + A_2} = \frac{52}{4 + 10} = 3,71 \text{ sm}.$$

4. Kesimning og'irlik markazi C nuqtadan yangi X_C, Y_C o'qlarni o'tkazamiz. Kesimni shu o'qlarga nisbatan o'q va markazdan qochma inertiya momentlarini parallel o'qlarga o'tish formulalaridan foydalanib hisoblaymiz:

$$I_{XC} = I_{X1} + b_1^2 A_1 + I_{X2} + b_2^2 A_2 = \frac{1}{3} + (3,21)^2 4 + \frac{250}{3} + (1,29)^2 10 = 141,53 \text{ sm}^4;$$

$$I_{YC} = I_{Y1} + a_1^2 A_1 + I_{Y2} + a_2^2 A_2 = \frac{16}{3} + (1,8)^2 4 + \frac{5}{6} + (0,7)^2 10 = 23,19 \text{ sm}^4;$$

$$I_{XCYC} = I_{X1Y1} + a_1 b_1 A_1 + I_{X2Y2} + a_2 b_2 A_2 = 1,8(-3,21) \cdot 4 + (-0,7) 1,29 \cdot 10 = -32,14 \text{ sm}^4;$$

bu erda: $I_{X1Y1} = 0$ va $I_{X2Y2} = 0$;

$$b_1 = -(y_c - f_1) = -(3,71 - 0,5) = -3,21 \text{ sm}$$

$$b_2 = f_2 - y_c = 5 - 3,71 = 1,29 \text{ sm}.$$

$$a_1 = u_1 - x_c = 3 - 1,2 = 1,8 \text{ sm}; \text{ va}$$

$$a_2 = -(x_c - u_2) = -(1,2 - 0,5) = -0,7 \text{ sm}.$$

5. x_c va y_c o'qlarga bosh o'qlarning qiyalik burchagini aniqlaymiz

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{XCYC}}{I_{XC} - I_{YC}} = -\frac{2(-32,14)}{141,53 - 23,19} = 0,543$$

$$\text{bundan } 2\alpha_0 = 28^\circ 30' \text{ va } \alpha_0 = 14^\circ 15',$$

$$\sin \alpha_0 = 0,247$$

$$\sin 2\alpha_0 = 0,4772$$

$$\cos \alpha_0 = 0,969$$

$$\cos 2\alpha_0 = 0,8788$$

6. Og'ishgan o'qlarga o'tish formulalaridan foydalanib bosh markaziy inertiya momentlarini hisoblaymiz:

$$I_{X0} = I_{XC} \cdot \cos^2 \alpha_0 + I_{YC} \cdot \sin^2 \alpha_0 - I_{XCYC} \cdot \sin 2\alpha_0 = 149,63 \text{ sm}^4;$$

$$I_{Y0} = I_{YC} \cdot \cos^2 \alpha_0 + I_{XC} \cdot \sin^2 \alpha_0 + I_{XCYC} \cdot \sin 2\alpha_0 = 15,08 \text{ sm}^4;$$

Bosh inertiya momentlarining bittasi maksimal, ikkinchisi esa minimal qiymatga erishadi.

$$I_{\max/\min} = \frac{1}{2} \left[(I_{XC} + I_{YC}) \pm \sqrt{(I_{XC} - I_{YC})^2 + 4 \cdot I_{XCYC}^2} \right] \text{ yoki}$$

$$I_{\max} = \frac{164,72 + 134,67}{2} = 149,69 \text{ sm}^4$$

$$I_{min} = \frac{164,72 - 134,67}{2} = 15 \text{ sm}^4.$$

Arifmetik amallarni tekshirish: $I_{xO} + I_{yO} = I_{xO} + I_{yO} = \text{const}$

$$149,64 + 15,08 = 141,53 + 23,19 = 154,72 \text{ sm}^4$$

Teng tomonli va tomonlari teng bo'lmagan burchakli profilni markazdan qochma inertsia momentlarini hisoblaymiz.

$$\text{- teng tomonli burchak (1.15-rasm) } I_{xy} = \frac{I_{xOmax} - I_{yOmin}}{2} \sin 2\alpha_0$$

buerda: I_{xOmax} va I_{yOmin} - burchak kesimining markaziy bosh inertsia momentlari.

$$\alpha_0 = \frac{\pi}{4} - \text{markaziy bosh inertsia o'qlarini } (x_0 \text{ va } y_0) \text{ profilni } X \text{ va } Y$$

o'qlariga nisbatan og'ishgan burchagi (1.15 -rasm) $\alpha_0 = \frac{\pi}{4}$ - burchakda $\sin 2\alpha_0 = 1$ hosil bo'ladi.

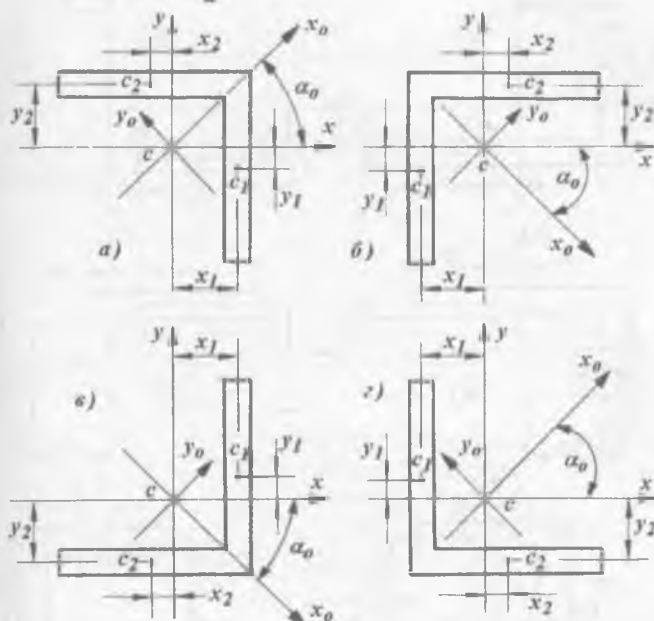
Markazdan qochma inertsia momentining ishorasi $-\alpha_0$ - burchakni x -o'qiga nisbatan joylashishiga bog'liq holda aniqlanadi. Masalan, 1.15-rasm, a, g -larda α_0 - burchak musbat ishorali, chunki - u x_0 va y_0 - o'qlarini x va y o'qlariga nisbatan soat strelkasining harakat yo'nalishiga teskari yo'nalishda aylantirganda hosil bo'ladi. α_0 -burchakni musbat ishorali qiymatida kesimni xy - o'qlariga nisbatan markazdan qochma inertsia momenti - manfiy ishorali bo'ladi.

1.15 - rasm $-b, v$ -larda α_0 -burchak manfiy, chunki x_0 va y_0 - o'qlarini x va y - o'qlariga nisbatan soat strelkasining harakat yo'nalishiga mos aylantirganda hosil bo'ldai. Bu holda - I_{xy} - markazdan qochma inertsia momenti musbat ishorali.

I_{xy} -markazdan qochma inertsia momentining ishorasini tanlash uchun qo'yidagi qoidani ishlatga ham bo'ladi: agar burchak supachalarining og'irlik markazlari x va y koordinata o'qlarining birinchi va uchinchi choraklarida joylashsa - I_{xy} - musbat; agar supachalarning og'irlik markazlari ikkinchi va to'rtinchi choraklarda joylashsa - manfiy ishorali bo'ldai. Burchak profilining berilgan vaziyatlari uchun α_0 - burchak va I_{xy} - markazdan qochma inertsia momentining ishoralari 1-jadvalda berilgan

Teng tomonli burchakni markazdan qochma inertsiya momenti:

$$I_{xy}^0 = -\frac{I_{x0 \max} - I_{y0 \max}}{2}$$



1.15 - rasm. Markazdan qochma inertsiya momentining ishorasini tanlashga oid

1-jadval

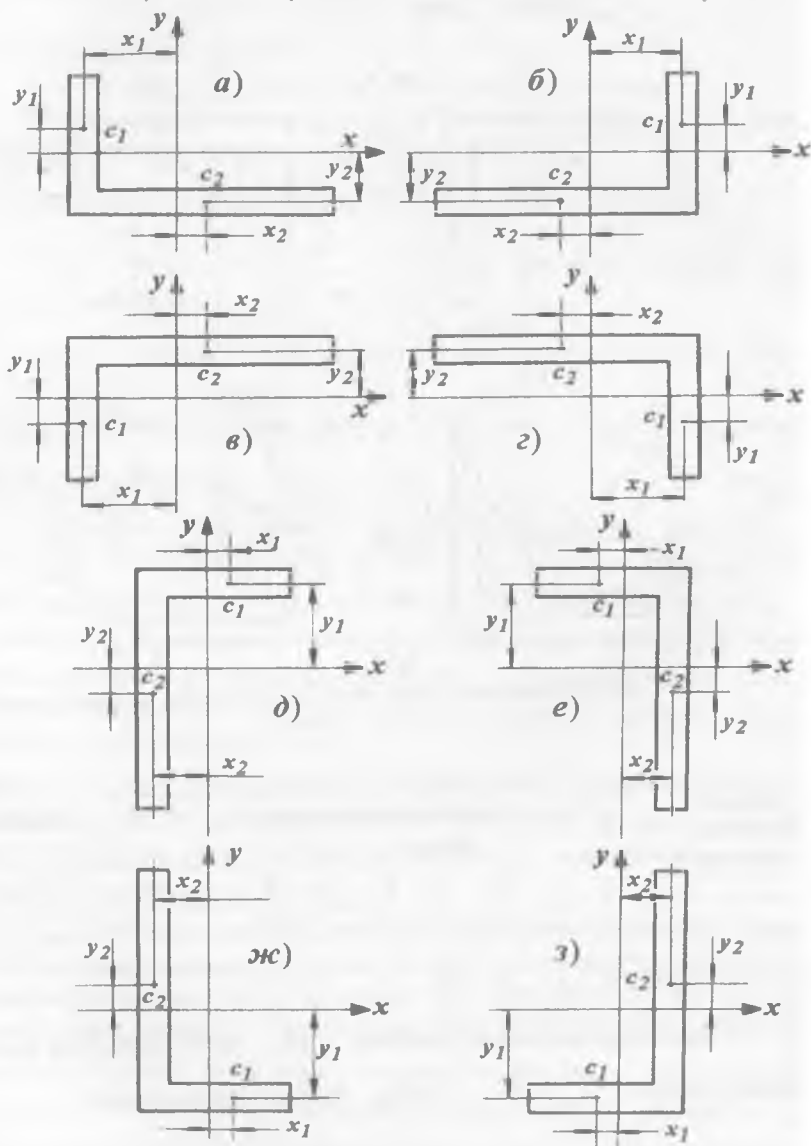
Burchak profilining vaziyati	C_1 va C_2 nuqta koordinatalari-ning ishorasi				α_0 va I_{xy} ishoralari	
	X_1	Y_1	X_2	Y_2	α_0	I_{xy}
a	+	-	-	+	+	-
b	-	-	+	+	-	+
v	+	+	-	-	-	+
g	-	+	+	-	+	-

Teng tomonli bo'lmagan burchakni (1.16 - rasm) markazdan qochma

inertsiya momenti $I_{xy} = \frac{I_y - I_x}{2} \operatorname{tg} 2\alpha_0$ formula bilan hisoblanadi.

α_0 - burchak teng tomonsiz burchak uchun $\frac{\pi}{4}$ qiymatdan kichik

1.16 - rasmda ko'rsatilgan teng tomonsiz burchaklarning a, b, v, g - ko'rinishlarida $I_y > I_x$ yoki $I_y = I_{\max}$; d, e, j, z - ko'rinishlarida $I_x > I_y$ yoki

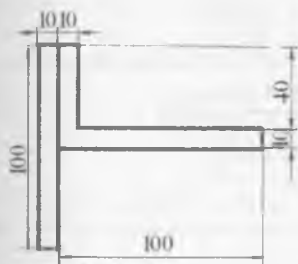


1.16 - rasm. Teng tomonsiz burchakda markazdan qochma inertiya momentining ishorasini tanlash

$I_x = I_{\max}$. 2- jadvalda teng tomonsiz burchakni turli vaziyatlari uchun - α_0 , I_{xy} - kattaliklarning ishoralari keltirilgan.

2 -jadval

Burchak profilining vaziyati	C_1 va C_2 nuqta koordinatalari-ning ishorasi				α_0 va I_{xy} ishoralari	
	X_1	Y_1	X_2	Y_2	α_0	I_{xy}
a	-	+	+	-	+	-
b	+	+	-	-	-	+
v	-	-	+	+	-	+
g	+	-	-	+	+	-
d	+	+	-	-	-	+
e	-	+	+	-	+	-
j	+	-	-	+	+	-
z	-	-	+	+	-	+



I.17-rasm

Keyingi mashg'ulotda quyidagi misolni Yechish mumkin. 1.17-rasmda ko'rsatilgan teng yonli bo'lmagan burchak $(100 \times 50 \times 10)_{\text{mm}}$ bilan $(100 \times 10)_{\text{mm}}$ o'lchamdagi to'g'ri to'rtburchak birikma hosil qilgan. Birikma kesimining geometrik xarakteristikalarini hisoblansin.

misol - 4. Berilgan murakkab kesimning geometrik tavsiflari topsin.

Yechish. Quyidagi ma'lumotlarni qabul qilamiz:

shveller-№ 33 va teng tomonli burchak- $100 \times 100 \times 12$ (I.18-rasm).

Hisoblashni amalga oshirish uchun kesimning eskizini chizamiz. Sxemada

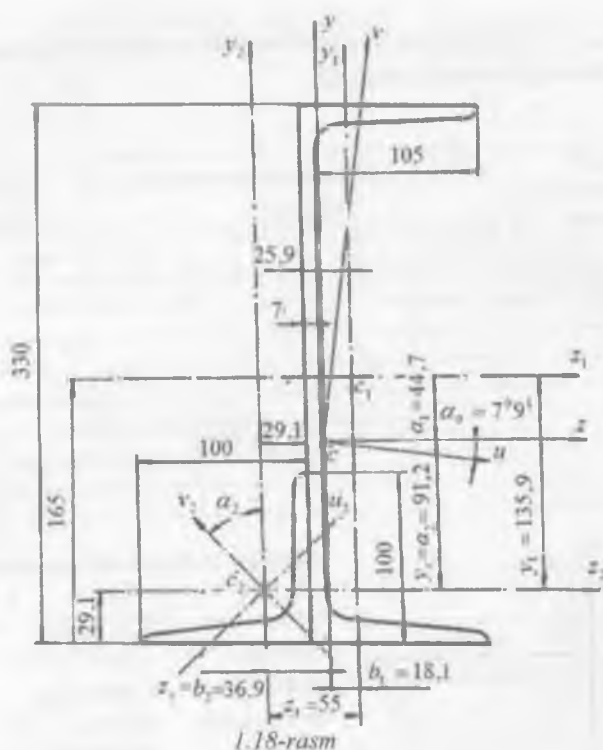
$Y_2C_2Z_2$ va $Y_1C_1Z_1$ shveller va burchakning bosh inertiya o'qlarini ko'rsatamiz. Geometrik xarakteristikalarini hisoblash uchun sortament jadvalidan asosiy o'lchamlarni va xarakteristikalarini yozib olamiz: shveller

$$A_1 = 46,5 \text{ sm}^2; I_{z1} = 7980 \text{ sm}^4; I_{y1} = 410 \text{ sm}^4 \text{ va } A_2 = 22,8 \text{ sm}^2;$$

$$I_{z2} = I_{y2} = 209 \text{ sm}^4. \text{ Shvellerning o'lchamlari } h_1 = 330 \text{ mm}; b_1 = 105 \text{ mm};$$

$$d_1 = 7 \text{ mm}; t_1 = 11,7 \text{ mm} \text{ va burchak } z_0 = 2,91 \text{ sm. } z_0 = 2,91 \text{ sm.}$$

Tarkibiy kesimning og'irlik markazini $Y_2C_2Z_2$ koordinata sistemasida topamiz



$$y_c = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2}{A_1 + A_2} = \frac{46,5 \cdot 13,59 + 22,8 \cdot 0}{46,5 + 22,8} = 9,12 \text{ sm}$$

$$z_c = \frac{A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2}{A_1 + A_2} = \frac{46,5 \cdot 5,5 + 22,8 \cdot 0}{46,5 + 22,8} = 3,69 \text{ sm.}$$

Hisoblangan y_c, z_c qiymatlar asosida murakkab kesimning og'irlik markazi S nuqtani belgilaymiz. C nuqtadan YCZ markaziy o'qlarini o'tkazamiz. Parallel o'qlarga nisbatan kesimning inertiya momentlari formulalaridan foydalanib berilgan kesimni YCZ koordinata o'qlariga nisbatan inertiya momentlarini hisoblaymiz:

$$I_z = I_{z1} + a_1^2 A_1 + I_{z2} + a_2^2 A_2 = 7980 + 4,47^2 \cdot 46,5 + 209 + 9,12^2 \cdot 22,8 = 11014,44 \text{ sm}^4;$$

$$I_y = I_{y1} + b_1^2 A_1 + I_{y2} + b_2^2 A_2 = 410 + 1,81^2 \cdot 46,5 + 209 + 3,69^2 \cdot 22,8 = 1081,79 \text{ sm}^4$$

Kesimni YCZ o'qlarga nisbatan markazdan qochma inertsia momenti

$$I_{zy} = I'_{z1y1} + a_1 b_1 A_1 + I_{z2y2} + a_2 b_2 A_2$$

Shveller uchun $Y_1 C_1 Z_1$ o'qlari bosh o'qlari, shuning uchun $I'_{z1y1} = 0$.

Teng tomonli burchakni $Y_2 C_2 Z_2$ o'qlariga nisbatan markazdan qochma

inertsia momenti I'_{z2y2} ni topamiz

Teng tomonli burchak uchun $Y_2 C_2 Z_2$ bosh inertsia o'qlari:

$I'_{v2} = 331 \text{ sm}^4$; $I'_{u2} = 86,9 \text{ sm}^4$. $Y_2 C_2 Z_2$ o'qlarni $Y_2 C_2 U_2$ o'qlarga nisbatan og'ishgan burchagi α ni U_2 o'qiga nisbatan soat strelkasining harakat yo'nalishiga mos joylashtiramiz, u manfiy $\alpha_2 = -45^\circ$. Unda og'ishgan o'qlarga nisbatan inertsia momenti

$$I_{y2z2} = I_{u2v2} \cos \alpha_2 - \frac{1}{2} (I_{v2} - I_{u2}) \sin 2\alpha = \frac{1}{2} (I_{v2} - I_{u2}) \sin(-90^\circ) = \frac{89,6 - 331}{2} (-1) = 122,05 \text{ sm}^4.$$

Tarkibiy kesimni YCZ markaziy o'qlariga nisbatan inertsia momentini hisoblaymiz: $I_{zy} = 0 + 4,47 \cdot 1,81 \cdot 46,5 + 122,06 + 19,12 \cdot 3,69 \cdot 22,8 = 1265,5 \text{ sm}^4$.

Bosh markaziy o'qlari ucv ni YCZ o'qlariga nisbatan vaziyatini aniqlaymiz:

$$\text{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{yz}}{I_z - I_y} = -\frac{2 \cdot 1265,55}{11014,44 - 1081,79} \approx -0,255$$

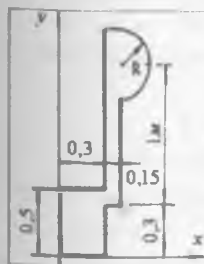
$$2\alpha_0 = -14^\circ 18' \quad \alpha_0 = -7^\circ 9'$$

Og'irlik markazi S nuqtadan ucv bosh o'qlarni o'tkazamiz. Bosh inertsia o'qlari uv ga nisbatan inertsia momentlarini hisoblaymiz:

$$I_{\text{max}} = \frac{1}{2} \left[(I_z + I_y) \pm \sqrt{(I_z - I_y)^2 + 4I_{yz}^2} \right] =$$

$$= \frac{1}{2} [(11014,44 + 1081,79) \pm \sqrt{(11014,44 - 1081,79)^2 + 4 \cdot 1265,55^2}] =$$

$$I_{\text{max}} = 11173,916 \text{ sm}^4; \quad I_{\text{min}} = 923,08 \text{ sm}^4.$$



misol-5. Murakkab shaklli kesim yuzaning gemetrik tasniflarini hisoblash. O'lchamlar metrda berilgan. Murakkab shaklni oddiy shakllarga bo'lamiz (1.19-rasm) va har bir oddiy yuzaning og'irlik markazlarini belgilaymiz, u nuqtalardan kesimlarning markaziy o'qlarini o'tkazamiz, ushbu o'qlardan XOY koordinata o'qlarigacha bo'lgan masofalarni aniqlaymiz.

Hisoblash murakkab shaklning ixtiyoriy o'qlar sistemasida og'irlik markazini topishdan boshlanadi.

$$x_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{50 \cdot 30 \cdot 15 + 120 \cdot 15 \cdot 37,5 + 628 \cdot 53,5}{50 \cdot 30 + 120 \cdot 15 + \frac{\pi(20)^2}{2}}$$

$$\text{bu erda: } A_1 = 0,3 \cdot 0,5 = 0,15m^2 \quad A_2 = 1,2 \cdot 0,15 = 0,18m^2$$

$$A_3 = \frac{\pi R^2}{2} = \frac{3,14(0,2)^2}{2} = 0,0628m^2, \quad \Sigma A = A_1 + A_2 + A_3 = 0,3928m^2$$

$$x_1 = \frac{0,3}{2} = 0,15m; \quad y_1 = \frac{0,5}{2} = 0,25m \quad x_2 = 0,3 + \frac{0,15}{2} = 0,375m$$

$$y_2 = \frac{1+R}{2} + 0,3 = 0,9m \quad x_3 = 0,3 + 0,15 + \frac{4R}{3\pi} = 0,535m \quad y_3 = 0,3 + 1 = 1,3m \quad \text{va}$$

$$x_c = 0,31467m \quad y_c = 0,71474m$$

Parallel o'qlarga nisbatan inertsia momentlari formulasidan foydalanib kesimning x_c va y_c o'qlarga nisbatan inertsia momentlarini topamiz (1.19 - rasm).

$$I_{x_c} = \frac{0,3(0,5)^3}{12} + (y_c - y_1)^2 \cdot 0,3 \cdot 0,5 + \frac{0,15(1,2)^3}{12} + (y_2 - y_c)^2 \cdot 0,18 +$$

$$+ 0,393R^4 + (y_3 - y_c)^2 + \frac{3,14R^2}{2} = 0,085455m^4$$

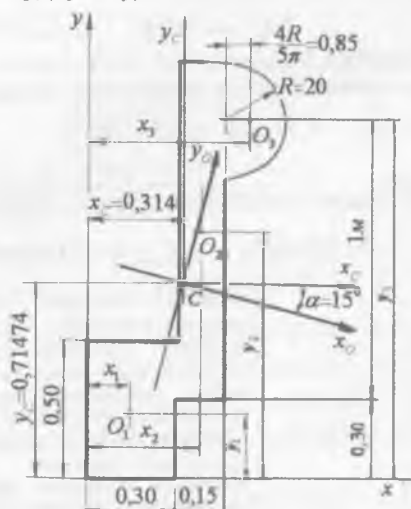
$$I_{y_c} = \frac{0,5(0,3)^3}{12} + (x_c - x_1)^2 \cdot 0,15 + \frac{1,2(0,15)^3}{12} + (x_2 - x_c)^2 \cdot 0,18 +$$

$$+ 0,11R^4 + (x_3 - x_c)^2 \cdot 0,0628 = 0,01246m^4$$

Markaziy o'qlarga nisbatan markazdan qochma inertsia momentini topamiz:

$$I_{x_c y_c} = [-(y_c - y_1)][-(x_c - x_1)] \cdot 0,15 + (y_2 - y_c)(x_2 - x_c) \cdot 0,18 +$$

$$+ (y_3 - y_c)(x_3 - x_c) \cdot 0,0628 = 0,02154m^4$$



1.19- rasm. Bosh va markaziy inertsia o'qlarining vaziyatiga oid

Bosh inertsia momentlarini topamiz:

$$I_{\max}^{\min} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4 \cdot I_{xcyc}^2} = \frac{0,08545 + 0,01246}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(0,08545 - 0,01246)^2 + 4 \cdot (0,02154)^2};$$

$$I_{\max} = 0; \quad I_{\min} = 0,006575 \cdot M^4$$

$$I_{xc} + I_{yc} = I_{\max} + I_{\min}; \quad 0,0854 + 0,01246 = 0,04895 + 0,006575$$

Bosh inertsia o'qlarining og'ishgan burchagini topamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xcyc}}{I_{xc} - I_{yc}} = -\frac{2 \cdot 0,02154}{0,08545 - 0,01246} = -0,59 \operatorname{rad}$$

$$2\alpha_0 = -30^\circ \quad \text{yoki} \quad \alpha_0 = -15^\circ$$

$I_{xc} > I_{yc}$ bo'lganligi uchun x_c o'qqa nisbatan inertsia momenti maksimal qiymatga erishadi. α_0 burchagi manfiy ishorali bo'lgani uchun qiymatini x_c o'qidan soat strelkasining harakat yo'nalishi bo'ylab joylashtiramiz. α_0 burchak bosh inertsia o'qining holatini belgilaydi. Inertsia radiuslarini topamiz:

$$i_{\max} = \sqrt{\frac{0,09133}{0,3928}} = 0,48m; \quad i_{\min} = \sqrt{\frac{0,00657}{0,3928}} = 0,129m$$

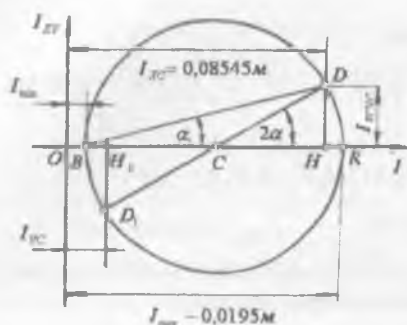
Shaklning inertsia radiuslarini yarim o'qlar sifatida qabul qilib, x_0cy_0 koordinata o'qlarida inertsia ellipsini quramiz (1.19 - rasm). Bunda CX_0 o'qi bo'ylab $i_{\min}$ radiusini, CY_0 o'qi bo'ylab $i_{\max}$ inertsia radiusini qo'yamiz. Ellipsdan gorizontga 45° burchak ostida joylashgan x_α o'qqa nisbatan inertsia momentini topamiz. Bu o'q x_0 o'qqa nisbatan 60° burchak ostida yo'nalgan. Bu o'qqa parallel ravishda ellipsqa urinma o'tkazamiz. x_0 o'q bilan urinma orasidagi $h = 0,265m$ masofani o'lchab olamiz. Inertsia momenti grafik usulda quyidagicha topiladi.

$$I_k = h^2 A = (0,265)^2 \cdot 0,3928 = 0,0276m^4$$

Ushbu inertsia momentini analitik usulda topamiz:

$$I_k = I_{\max} \cdot \cos^2 \alpha + I_{\min} \cdot \sin^2 \alpha = 0,091339 \cos^2 60^\circ + 0,006575 \cdot \sin^2 60^\circ = 0,0277m^4$$

Bosh inertsia momentlarini grafik usulda topamiz (1.20 - rasm), buning uchun kesimning x_c va y_c o'qlariga nisbatan inertsia momentlari $I_{xc} = 0,08545m^4$ va $I_{yc} = 0,01246m^4$ va markazdan qochma inertsia momenti $I_{xcyc} = 0,02154m^4$ dan foydalanamiz.



1.20 – rasm. Mor yoki inertsiya doirasini qurish tartibi.

IOI_{xy} koordinata sistemasini tanlaymiz.
 I_{xc} ; I_{yc} va I_{xcyc} inertsiya momentlarini masshtabda IO va $I_{xy}O$ o'qlarida joylashtiramiz.
 Masshtab: $1mm=0,00122m$,
 unda

$$OH = \frac{0,08545}{0,00122} = 70mm$$

$$OH_1 = \frac{0,01246}{0,00122} = 10,2mm$$

$$HD = \frac{0,02154}{0,00122} = 17,6mm$$

D va D_1 nuqtalarni tutashtirib inertsiya doirasining markazini topamiz va uni quramiz. Inertsiya doirasi I o'qini V va K nuqtalarda kesib o'tadi.

$$OK = \frac{75mm \cdot 0,0012m^4}{1mm} \quad OB = 5mm \cdot 0,0012 \frac{m^4}{mm}$$

$$I_{max} = OK = OC + CK$$

$$\text{Inertsiya doirasidan } I_{min} = OB = OC - CB \text{ yoki}$$

$$I_{max} = 0,0195m^4 \text{ va } I_{min} = 0,0006m^4$$

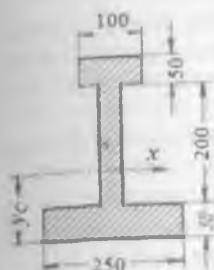
$$\text{Chizmadan } OC = \frac{OH + OH_1}{2} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} \text{ va}$$

$$CK = CB = CD = \sqrt{(CH)^2 + (DH)^2}$$

$$CH = \frac{HH_1}{2} = \frac{OH - OH_1}{2} = \frac{I_{xc} - I_{yc}}{2}; \quad DH = I_{xcyc}$$

$$\text{Unda } I_{max/min} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_{xc} - I_{yc}}{2}\right)^2 + I_{xcyc}^2}$$

Mustaqil ish uchun misollar



misol-6. Tokchasing eni har xil bo'lgan qo'shtavr uchun kesimning og'irlik markazi vaziyatini aniklang xamda shakl yuzasining markaziy x o'qqa nisbatan inertsia momentini va eng kichik qarshilik momentini xisoblang. Devorning qalinligi 22 mm.

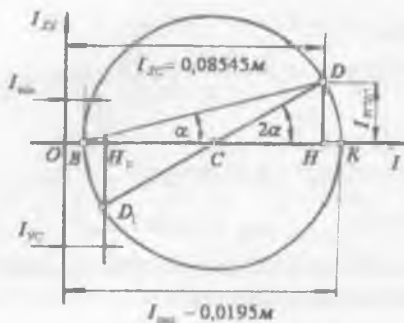
javob: $U_s = 10,8 \text{ sm}$; $J_x = 25470 \text{ sm}^4$;

$W_x = 1330 \text{ sm}^3$

misol-7. Prokat profillardan yasalgan yigma nosimmetrik kesimlar uchun 1) shaklning og'irlik markazi koordinatalarini toping, 2) bosh markaziy inertsia uqlari vaziyatini aniklang, 3) analitik va grafik usullarda (Mor doirasini yasab) kesimining bosh inertsia momentlari aniklang. Kesimlarining shakllari va mm dagi lchamlari jadvaldagi rasmlarda keltirilgan.

javob: Jadvalga qarang (raqamlar yaxlitlangan).

Kesim sxemasi	variant	Kesim tarkibi	javob				
			Og'irlik markaz koordinatalari		Burchak	Bosh inertsia momentlari	
			x_s	u_s		I_{max}	I_{min}
2	3	4	5	6	7	8	9
	a	Shveller №18 burchak 80x80x8	-0,37	11,51	$-11^040'$	1565	245
	b	Shveller №24 burchak 125x125x12	-1,95	16,10	$-15^050'$	4300	1155



1.20 – rasm. Mor yoki inertsiya doirasini qurish tartibi.

IOI_{xy} koordinata sistemasini tanlaymiz.
 I_{xc} ; I_{yc} va I_{xcyc} inertsiya momentlarini masshtabda IO va $I_{xy}O$ o'qlarida joylashtiramiz.
 Masshtab: $1mm=0,00122m$, unda

$$OH = \frac{0,08545}{0,00122} = 70mm$$

$$OH_1 = \frac{0,01246}{0,00122} = 10,2mm$$

$$HD = \frac{0,02154}{0,00122} = 17,6mm$$

D va D_1 nuqtalarni tutashtirib inertsiya doirasining markazini topamiz va uni quramiz. Inertsiya doirasi I o'qini V va K nuqtalarda kesib o'tadi.

$$OK = \frac{75mm \cdot 0,0012m^4}{1mm} \quad OB = 5mm \cdot 0,0012 \frac{m^4}{mm}$$

$$I_{max} = OK = OC + CK$$

Inertsiya doirasidan $I_{min} = OB = OC - CB$ yoki

$$I_{max} = 0,0195m^4 \quad \text{va} \quad I_{min} = 0,0006m^4$$

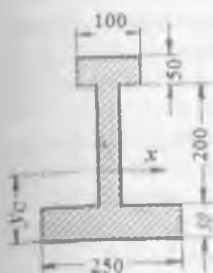
$$\text{Chizmadan } OC = \frac{OH + OH_1}{2} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} \quad \text{va}$$

$$CK = CB = CD = \sqrt{(CH)^2 + (DH)^2}$$

$$CH = \frac{HH_1}{2} = \frac{OH - OH_1}{2} = \frac{I_{xc} - I_{yc}}{2}; \quad DH = I_{xcyc}$$

$$\text{Unda} \quad I_{\max \min} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_{xc} - I_{yc}}{2}\right)^2 + I_{xcyc}^2}$$

Mustaqil ish uchun misollar



misol-6. Tokchasining eni har xil bo'lgan qo'shtavr uchun kesimning ogirlik markazi vaziyatini aniklang xamda shakl yuzasining markaziy x o'qqa nisbatan inertsiya momentini va eng kichik qarshilik momentini xisoblang. Devorning qalinligi 22 mm.

javob: $U_s = 10,8 \text{ sm}$; $J_x = 25470 \text{ sm}^4$;

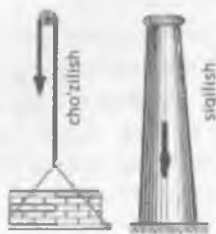
$W_x = 1330 \text{ sm}^3$

misol-7. Prokat profillardan yasalgan yigma nosimmetrik kesimlar uchun 1)shaklning og'irlik markazi koordinatalarini toping, 2) bosh markaziy inertsiya uklari vaziyatini aniklang, 3) analitik va grafik usullarda (Mor doirasini yasab) kesimining bosh inertsiya momentlari aniklang. Kesimlarining shakllari va mm dagi lchamlari jadvaldagi rasmlarda keltirilgan.

javob: Jadvalga qarang (raqamlar yaxlitlangan).

Kesim sxemasi	variant	Kesim tarkibi	javob				
			Og'irlik markaz koordinatalari		Burchak	Bosh inertsiya momentlari	
			x_S	u_S		α	I_{max}
2	3	4	5	6	7	8	9
	a	Shveller №18 burchak 80x80x8	-0,37	11,51	-11°40 ¹	1565	245
	b	Shveller №24 burchak 125x125x12	-1,95	16,10	-15°05 ⁰ 1	4300	1155

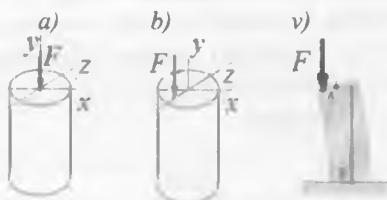
II-BOB. CHO'ZILISH VA SIQILISH



2.1-rasm. Cho'zilish va siqilishga ishlovchi konstruksiyalar.

Zanjirlar, troslar, fabrika- zavodlarning trubalari, bino tomini ushlab turuvchi kolonkalar va h.k. cho'zilish yoki siqilishga uchraydi.

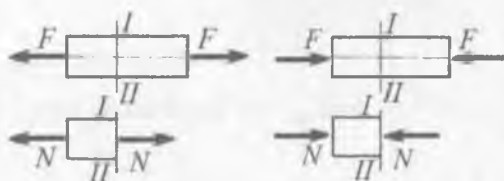
Inshoot yoki konstruksiya qismlari mahkamlanish turiga yoki tashqi kuchlarning kuyilish nuqtasiga ko'ra markaziy yoki markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishda bo'ladi.



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'yлама kuch N hosil bo'ladi.



Bruslarning cho'zilish yoki siqilishiga oid eng oddiy misollar keltirilgan.

Bruslarning ixtiyoriy kesimidagi ichki bo'yлама N_x kuchlarni kesish usuli bilan topilgan. Ulardan birinchisi brusni cho'zadi va kesim yuzasidan brusni tashlab yuborilgan tomoniga yo'nalgan. Bunday kuchni musbat ishorali qabul qilamiz.

Ikkinchi N_x kuch kesim yuza tomon yo'nalgan va u brusni olib qolgan qismini siqadi. Bunday kuchni manfiy ishorali deb qabul qilamiz. Cho'zuvchi va siquvchi bo'yлама kuchlarning bunday yo'nalishi va ishorasini qoida sifatida qabul qilamiz.

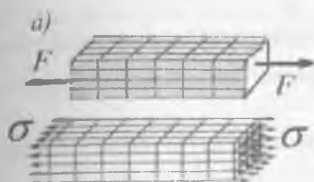
Agar brus o'qi bo'ylab, unga bir qancha kuchlar qo'yilgan bo'lsa, uning ixtiyoriy ko'ndalang kesimidagi ichki bo'ylama kuchlarni topish uchun kesish usulidan foydalanamiz.

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.

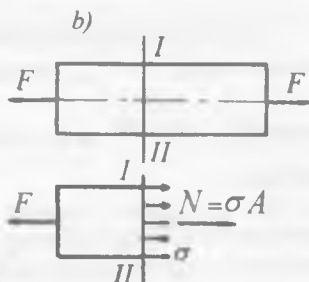
Markaziy (o'q bo'ylab) cho'zilish yoki siqilish deb, barcha tashqi kuchlar bo'ylama o'qida ta'sir qiluvchi sterjenning shunday deformatsiyasiga aytiladi.

Bo'ylama kuch deb, brusning kesimida hosil bo'lgan normal kuchlanishlarning teng ta'sir etuvchisiga aytiladi:

$$N_x = \int \sigma \cdot dA$$



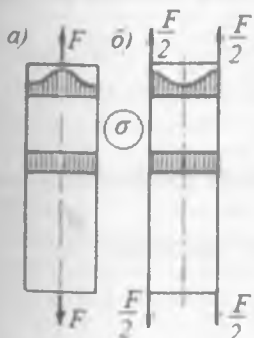
2.2-rasm. Brusni cho'zilishga oid sxemalar: brusni cho'zilishi va normal kuchlanish



Cho'zilishda (siqilish) brus materialining zarrachalari bo'ylama bir xil masofaga va ko'ndalang kesimlarda bir xil masofaga ko'chadi (2.2-rasm, a). Shuning uchun, normal kuchlanish brusning kesim yuzasida teng tarqaladi (2.2-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 Shveytsariyalik 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

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 printsipligam mos bo'ladi.

Kuchlanish – sterjenning kesim yuzasida ichki bo'ylama kuchni tarkalish konuniyatini belgilaydi. Kuchlanish deb bir birlik yuzaga to'g'ri keladigan kuchning miqdoriga aytiladi.

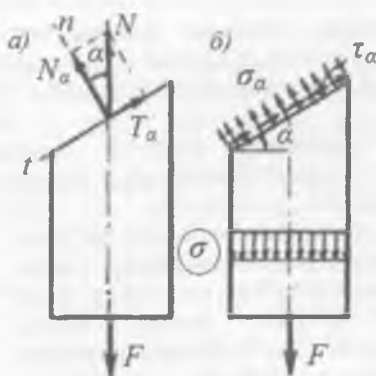
Cho'zilish va siqilishda sterjenning kesim yuzasida

normal kuchlanish hosil bo'ladi:
$$\sigma = \frac{N}{A}, \frac{kN}{m^2} \quad (3)$$

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.

Shu paytgacha brusning bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekis-likda joylashgan ko'ndalang kesimdagi normal kuchlanishlarni aniqladik. Lekin ayrim masalalarda qiya kesimdagi kuchlanishlarni aniqlashga to'g'ri keladi. Shuning uchun qiya kesimdagi kuchlanganlik holatini o'rganamiz.



Sterjenni ajratib olingan qismi muvozanatda bo'lishi uchun, uning kesilgan qiya yuzasining og'irlik markaziga ichki bo'ylama 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.

$$N_{\alpha} = N \cdot \cos \alpha \quad \text{va} \quad T_{\alpha} = N \cdot \sin \alpha$$

N_{α} - normal kuchlanishlarning va T_{α} -urinma kuchlanishlarning teng

ta'sir qiluvchisi hisoblanadi. Qiya kesimning normal kuchlanish $\sigma_{\alpha} = \frac{N_{\alpha}}{A_{\alpha}}$ va

urinma kuchlanish $\tau_{\alpha} = \frac{T_{\alpha}}{A_{\alpha}}$.

Ushbu formulalar cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga uchragan sterjning qiya kesimidagi normal va urinma kuchlanishlarni aniqlash uchun tadbiq etiladi.

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

$$\text{kerak, ya'ni } \sigma_{\max} \leq [\sigma] \text{ yoki } \sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma] \quad (4)$$

(3) formula cho'zilish yoki siqilishda mustahkamlik shart

Ruxsat etilgan konstruktsiyani xavfsiz ishlashini ta'minlaydi va uning qiymati konstruktsiyaning materialiga bog'liq bo'lib tajriba asosida belgilanadi. Cho'zilish va siqilishda loyihaviy hisoblashda sterjning kesimi tanlanadi:

$$A \geq \frac{F}{[\sigma]} \quad (5)$$

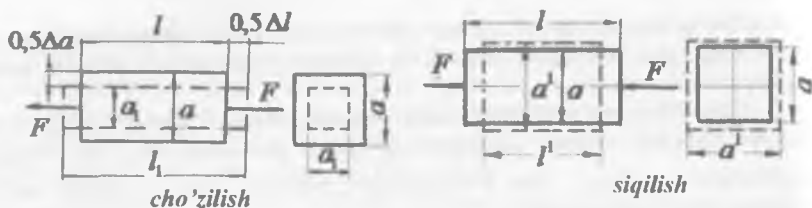
$$\text{Ruxsat etilgan yuk hisoblanadi: } F_{\text{pyx}} = [\sigma] \cdot A \quad (6)$$

Turli xildagi materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuchlanishlarning miqdorlari.

Material	$[\sigma]_{\text{y}}, \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$	$[\sigma]_{\text{c}}, \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$
St.1-St.2-St.3	1200	1200
Legirlangan po'lat	1000-4000	1000-4000
Kul rang cho'yan	300-400	1200-1500
Qiyalayuminiy	800-1500	800-1500
Karang'ay (tolalar buyicha)	70-100	100-120
Dub (tolalar bo'yicha)	90-130	130-150
G'isht (tsement qorishmasi bilan terilgan holda)	2	12
Beton	4	35

Deformatsiya. Cho'zilish va siqilish sterjning bo'ylama va ko'ndalang o'lchamlarini o'zgarishi bilan xarakterlanadi. Masalan, sterjenni cho'zilishida uzunligi ortadi, ko'ndalang kesimi esa qisqaradi. Siqilishda teskari holat, ya'ni sterjning 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 boshlang'ich uzunliklarining farqi bilan belgilanadi. Absolyut qisqarish



ko'ndalang kesimning boshlang'ich va deformatsiyadan keyingi o'lchamlar farqi bilan belgilanadi.

$\Delta \ell = \ell_1 - \ell_0$ bo'ylama va $\Delta a = a_0 - a_1$ ko'ndalang deformatsiyalar absolyut deformatsiya deyiladi.

Ya. Bernulli gipotezasiga asosan sterjenning deformatsiyagacha bo'lgan tekis va sterjen o'qiga tik bo'lgan kesimlari deformatsiyadan keyin ham tekis va sterjen o'qiga tikligicha qoladi.

Bir birlik uzunlikka to'g'ri keladigan absolyut uzayishga nisbiy bo'ylama uzayish deyiladi.

$$\varepsilon = \frac{\Delta \ell}{\ell} \text{ nisbiy bo'ylama uzayish va } \varepsilon' = \frac{\Delta a}{a} \text{ nisbiy ko'ndalang}$$

qisqarishlar nisbiy deformatsiya deyiladi.

Nisbiy ko'ndalang deformatsiyani nisbiy bo'ylama deformatsiyaga nisbati

o'zgarmas miqdor va Puasson koeffitsienti deyiladi. $\mu = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon}$ (7)

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:

$$\Delta \ell = \frac{N \ell}{EA} \quad (8)$$

Elastik bo'ylama uzayish, ichki bo'ylama kuch va sterjenning uzunligiga to'g'ri va bikrligiga teskari proporsional.

(8) formulada EA sterjenning cho'zilish yoki siqilishdagi bikrligi. Elastik jismlarda, normal kuchlanish nisbiy deformatsiyaga to'g'ri proporsional $\sigma = E \cdot \varepsilon$ (9)

Bu yerda, E – materialni elastiklik moduli (Yung moduli) deyiladi.

Elastiklik modulining qiymati materialning elastiklik xossasini ifodalaydi va tajriba asosida topiladi. Agar elastiklik modulining qiymati materil yuzasining hamma yo'nalishlarida bir xil bo'lsa, material izotrop deyiladi. Agar elastiklik modulining qiymati materil yuzasining hamma yo'nalishlarida bir xil bo'lmasa, material anizotrop deyiladi.

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

ROBERT GUK (1635 – 1703)



2006 yilda tiklangan
rasmi



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 «Depotentia restitiva» kitobida, 18 yil oldin prujina tug'risidagi asosiy qonunini yaratganligini va uni ceiiinossstlu– 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.

TOMAS YUNG
(1773 - 1829)



C.D.PUASSON
(1781-1840)



R.Guk formulasidagi E -material bikrligini xarakterlaydigan koeffitsient bo'lib, *birinchi darajali elastiklik moduli* deyiladi.

E - ni o'lchov birligi $\frac{N}{m^2}$; $\frac{kN}{m^2}$ 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.



rasm-2.3

Nisbiy ko'ndalang qisqarish ($\mathcal{E}^1$) nisbiy bo'ylama uzayishga ($\mathcal{E}$) bog'lik, ya'ni $\mathcal{E}^1 = \mu \mathcal{E}$.

Tomonlari birga teng bo'lgan kvadrat brusni cho'zilish yo'nalishida uning qirradi $\mathcal{E}$ ga uzayadi va $1 + \mathcal{E}$ 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 $V_0 = 1 + \mathcal{E}(1 - 2\mu)$

2.2. Harorat ta'sirida kuchlanish va deformatsiya

Texnikada ko'pgina konstruksiya 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:

$$N = \alpha \cdot \Delta t \cdot E \cdot A$$

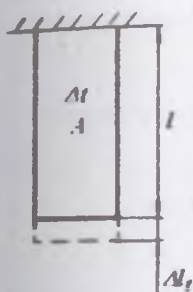
Haroratli kuchlanish:

$$\sigma_t = \frac{N}{A} = \alpha \cdot \Delta t \cdot E \quad (2.8)$$

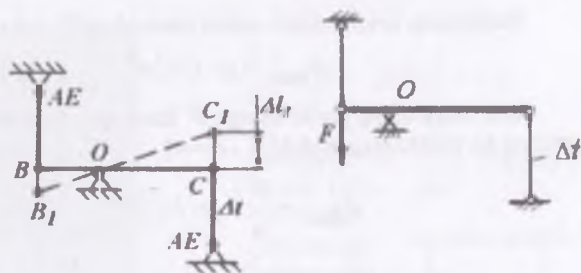
Tekis qizdirilgan bir jinsli sterjenning absolyut uzayishi quyidagi formula bilan topiladi:

$$\Delta \ell_t = \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell \quad (2.9)$$

a)



b)



2.4 – rasm. Temperatura ta'sirida deformatsiya; a) brus va sterjenlar sistemasini cho'zilish va siqilishi; b) tashqi kuch va temperatura ta'siridagi sterjenlar sistemasi.

Sterjenning nisbiy uzayishi: $\varepsilon = \alpha \cdot \Delta t \quad (2.10)$

Agar, sterjenga tashqi cho'zuvchi kuch F ham ta'sir qilsa (2.9) va (2.10) formulalarni quyidagicha yozish mumkin (2.4– rasm, b):

$$\Delta \ell = \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell + \frac{N \ell}{EA} \quad (2.11) \quad \text{va} \quad \varepsilon = \alpha \cdot \Delta t + \frac{\sigma}{E}$$

Tashqi kuch F va harorat ta'siridagi deformatsiyalar mustaqil ko'rinishga ega va u sterjenning umumiy deformatsiyasini tashkil qiladi.

2.3. Xususiy og'irlik ta'siridagi sterjenning cho'zilish yoki siqilishi

Uzunligi ℓ -ga teng bo'lgan sterjen xususiy og'irlik ta'sirida uzayadi (2.5– 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.

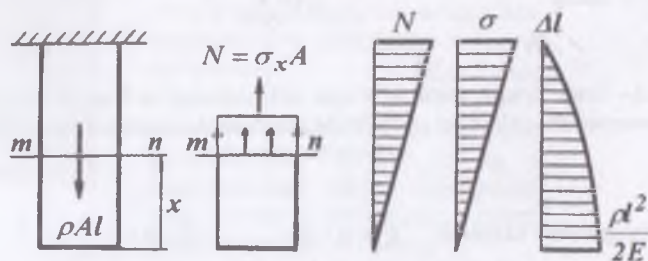
Demak, xususiy og'irlik ta'sirini hisobga olganda normal kuchlanish – materialning solishtirma og'irligi ρ va sterjenning uzunligi ℓ -ga bog'liq bo'ladi. Normal kuchlanish $X = \ell$ kesimda, ya'ni tayanch kesimda eng katta qiymatga erishadi (2.5 – rasm): $\sigma_{\max} = \rho \cdot \ell$ (2.12).

Sterjenning xavfli kesimi uchun mustahkamlik shart quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\max} = \rho \cdot \ell \leq [\sigma] \quad (2.13)$$

Agar, sterjenning pastki uchiga F kuch qo'yilgan bo'lsa, mustahkamlik shartning ko'rinishi o'zgaradi (2.6 – rasm).

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \rho \cdot \ell \leq [\sigma] \quad (2.14)$$



2.5 – rasm. Xususiy og'irlik ta'siridagi brusni cho'zilishi: kesish usuli, ichki kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyuralari

(2.13) va (2.14) 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: $A \geq \frac{F}{[\sigma] - \rho \cdot \ell}$

(2.14) formula asosida tanlab olingan kesim yuza sterjenning xavfli tayanch kesimini qanoatlantiradi, chunki shu kesimda normal kuchlanish eng katta qiymatga erishadi.

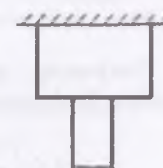
Sterjenning uzunligi bo'ylab, kesim yuzani (2.14) formula yordamida tanlash mumkin emas, chunki $X = 0$ bo'lsa, $\sigma = 0$ va $X = \ell$ bo'lsa $\sigma = \sigma_{\max}$ ga asosan, normal kuchlanish sterjenning uzunligi bo'ylab barcha kesimlarda to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaruvchidir. Bu holat sterjenning uzunligi bo'ylab barcha kesimlar normal kuchlanishi bilan bir xil yuklanmaganligini va ortiqcha material sarflanganligini bildiradi. Sterjenning uzunligi bo'ylab kesimni shunday tanlash kerakki, uning barcha kesim yuzalarida σ bir xil qiymatga ega bo'lsin. Bunday sterjenlar teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslar deyiladi.

ALEKSEY NIKOLAEVICH KRILOV
(1863 – 1945)

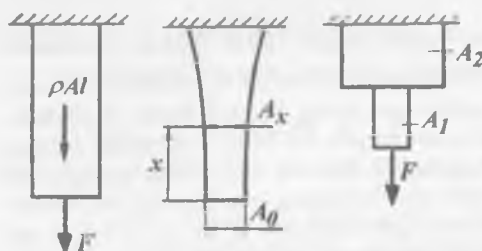


$$\frac{d^2 y}{ds^2} + [h^2 - p(S)] \cdot v = f$$

A.N.Krilov 15
avgust 1863
yil Simbir
guberniyasi
Vyasaga qish-
log'ida
tug'ilgan.



Otasi artilleriya qo'shinining ofitseri edi. 1872 – 1874 yillar ota – onasi bilan Frantsiyada yashaydi, u erdan kelib Sevastopol bilim yurtida o'qiydi. 1879 – 1884 yillar Peterburg dengiz bilim yurtida tahsil oladi, keyin gidrografik Bosh boshqarmasida ishlaydi. 1886 yil «О расположении стрелок в картушке компаса» ilmiy ishi chop etiladi. 1908 yil «Теория корабля» va «Теория вибрации» nomli monografiyalari nashr qilindi. Mexanikada o'zgaruvchan kesimli bruslar to'g'risida ilmiy izlanish olib borgan va uni kemasozlikda tadbiq etgan. A.N.Krilov o'zining 60 yillik faoliyatida kemasozlik va kompas to'g'risida 300 dan ortiq ilmiy ish yozgan. 1916 yildan A.N.Krilov fanlar Akademiyasining haqiqiy a'zosi, 1919 yil harbiy–dengiz akademiyasining boshlig'i. 1921 – 1927 yillar A.N.Krilov chet mamlakatlarda yashaydi. A.N.Krilovning «Некоторые случаи аварии и гибели судов» asarida turli sxemalar, formulalar, oddiy hisoblashlar berilgan. Ushbu kitobning bitta bobida «Titanik» kemasining halokati to'g'risida yozilgan. 1943 yil A.N.Krilov «Мысли и материалы о преподавании механики» nomli kitobi nashr qilindi. 26 oktyabr 1945 yil Leningrad shahrida A.N.Krilov vafot etadi. «Ana katta to'lqin kelmoqda» degan uning oxirgi so'zi edi.



2.6 – rasm. Tashqi kuch va xususiy og'irlik ta'siridagi brus va teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslar.

Teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslarning ko'ndalang kesim yuzasi:

$$A_x = A_0 \ell^{\frac{\rho}{[\sigma]}} x \quad (2.15)$$

formula bilan topilib, sterjening uzunligi bo'ylab normal kuchlanishning tarqalish qonuniyatiga bog'liq bo'ladi.

Teng qarshilik ko'rsatuvchi brusni tayyorlashda kesimdan ratsional foydalanilgani uchun ortiqcha material sarflanmaydi. Teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslar ko'pincha pog'onali qilib tayyorlanadi (2.6 -rasm). Pog'onali brusning kesim yuzalari quyidagicha topiladi:

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \rho \cdot \ell_1} \quad \text{va} \quad A_2 = \frac{F + \rho A_1 \ell_1}{[\sigma] - \rho \ell_2}$$

Sterjening xususiy og'irlik ta'sirida uzayishini topish uchun Guk qonunidan foydalanamiz:

$$\Delta \ell = \int_x^{\ell} \frac{N dx}{EA} = \int_x^{\ell} \frac{\rho \cdot A \cdot x \cdot dx}{EA} = \frac{\rho}{2E} (\ell^2 - x^2) \quad (2.16)$$

Agar, sterjen tashqi F kuch bilan ham yuklangan bo'lsa

$$\Delta \ell = \int_x^{\ell} \frac{(F + \rho A x) dx}{EA} = \frac{N(\ell - x)}{EA} + \frac{\rho}{2E} (\ell^2 - x^2) \quad (2.17)$$

Cho'zilish va siqilishga hisoblash. Inshoot konstruksiyalarini cho'zilish va siqilishga hisoblashda masalani qo'yilish shartiga ko'ra konstruksiyaning mustahkamlik shartidan kesim yuza tanlanishi, yoki ruxsat etilgan yuk hisoblanishi mumkin. Ushbu masalalarni Yechishda konstruksiyadagi 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.

N bo'ylama (normal) kuchni topish uchun x o'qiga (brusni bo'ylama o'qi) proektsiyalar tenglamasini tuzish kerak. Bu tenglamaga noma'lum N bo'ylama kuchdan tashqari berilgan ma'lum tashqi kuchlarning proektsiyalari ham kiradi. Unda muvozanat tenglama quyidagicha yoziladi:

$$\sum X = N + \sum F_i = 0 \quad (2.18)$$

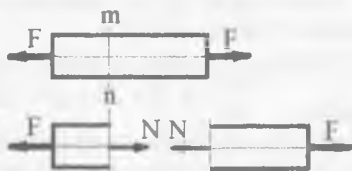
buerda, $\sum F_i$ - brusni olib qolingan qismidagi tashqi kuchlarni x o'qiga proektsiyalarining algebratik yig'indisini ifodalaydi.

Bo'ylama kuch ishorasining qoidasi. Ichki bo'ylama kuch ishorasini ushbu kuch bilan bog'liq bo'lgan deformatsiyaning xarakterini (ishorasi) aniqlash kerak. Bo'ylama kuch cho'zilish yoki siqilish deformatsiyasini keltirib chiqaradi.

Cho'zilish deformatsiyasini musbat, siqilish deformatsiyasini manfiy ishorali qabul qilingan. Shuning uchun cho'zuvchi bo'ylama kuchni (kesimdan brusni tashlab yuborilgan tomoni yo'nalgan) musbat, siquvchi kuchni (kesimga yo'nalgan) manfiy ishorali deb qabul qilamiz.

Shunday qilib, ichki kuchfaktorining ishorasini uning yo'nalishini o'q yo'nalishiga mosligi yoki teskari yo'nalishi bilan emas, balki u hosil qiladigan deformatsiyaning ishorasi bilan belgilanadi.

Masalan, F kuch bilan yuklangan brusni m -n tekislik kesib ikkita bo'lakga ajratamiz o'ng tomondagisini tashlab yuboramiz va chap bo'lagining muvozanatini ta'minlash uchun kesimdan o'ng tomonga yo'nalgan N kuchni hosil qilamiz.



N kuch cho'zuvchi bo'lganligi uchun musbat ishorali.

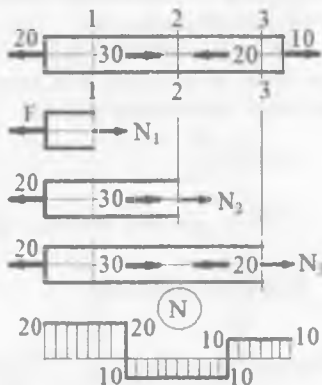
Keltirilgan misol shuni ko'rsatadiku, ichki kuch faktorining ishorasi geometrik proektsion qoidaga emas, balki fizik ma'noga ega.

misol. Brus uchun N kuch epyurasi qurilsin.

Yechish. Qandaydir funktsiyaning grafigini qurish uchun, bu funktsiyaning tenglamasini tuzish kerak. Misolda tekshiriladigan kesimning o'imi, ya'ni uning koordinatasi x (x o'qi - brusning o'qi) o'zgaruvchan hisoblanadi.

Demak, $N = f(x)$ tenglama tuzilishi kerak. Lekin, bitta N tenglamasi bilan brusni to'liq qamrab olish mumkinmi? .18) tenglamaga asosan, brusning uzunligi bo'ylab, ayrim kesimlarida bo'ylama kuch tashqi kuchlarga bog'liq holda o'zgaruvchan bo'ladi, ya'ni

(2 brusning uzunligi bo'ylab bir nechta tashqi kuchlar qo'yilgan bo'lishi mumkin. Bunda har ikkita tashqi kuch orasidagi kesimlarda ichki bo'ylama kuchlar ham har xil bo'ladi. Demak, brusning har bir kuch uchastkalari uchun alohida - alohida N tenglamalari tuzilishi lozim.



Birinchi uchastka (1-1 qirqim). Brusni 1-1 kesim bilan kesamiz va ikkita bo'lakga ajratamiz; o'ng tomonini tashlab yuboramiz va chap qismining muvozanatini ta'minlash uchun uning kesilgan yuzasiga tashlab yuborilgan qismining ta'sirini almashtiruvchi N kuchni keltirib qo'yamiz. N kuch brusni tashlab yuborilgan tomoniga yo'naltiriladi, demak, u cho'zuvchi. Brusning olib qolingani qismi uchun muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum x = N - 20 = 0 \quad \text{va} \quad N = 20 \text{ kN}$$

Muvozanat tenglamani tuzishda x o'zgaruvchan qatnashmadi, demak N kuch bu oraliqda o'zgarmas. Shuning uchun N kuch epyurasi to'g'ri burchak shaklida.

2-2 qirqim. N kuchni aniqlash uchun oldingi qirqimdagi usuldan foydalanamiz:

$$\sum x = N - 20 + 30 = 0 \quad \text{va} \quad N = -10 \text{ kN}$$

N kuch epyurasi to'g'ri burchak shaklida. N kuch kesimga yo'nalgan, shuning uchun N kuch manfiy.

3-3 qirqim. N kuchni aniqlash uchun oldingi qirqimlardagi usuldan foydalanamiz:

$$\sum x = N - 20 + 30 - 20 = 0 \quad \text{va} \quad N = 10 \text{ kN}$$

N kuch epyurasi to'g'ri burchak shaklida. N kuch brusni tashlab yuborilgan tomoniga yo'nalgan, shuning uchun N kuch musbat.

Deformatsiya. Materiallar qarshiligi fanida tashqi kuchlar jismining materiali absolyut elastiklik chegarasida ta'sir qiladi deb qabul qilinadi.

Absolyut elastik jismda tashqi kuch bilan deformatsiya orasidagi bog'lanish Guk qonuni bilan aniqlanadi. Bu qonun materiallar qarshiligida ko'plab qoida va formulalarni keltirib chiqarishda tadbiq etilgan. Bu bog'lanish chiziqli xarakterga ega.

Bo'ylama deformatsiya. Bo'ylama deformatsiya deb, tashqi kuch ta'sirida ushbu kuch yo'nalishida brus chiziqli o'lchamlarini o'zgarishi tushuniladi. dx uzunlikdagi elementning uzayishi Guk qonuniga asosan quyidagicha yoziladi:

$$\Delta(dx) = \frac{N \cdot dx}{EA}$$

$\Delta(dx)$ - absolyut uzayish;

$$\text{nisbiy uzayish uchun} \quad \frac{\Delta(dx)}{dx} = \frac{N}{Ea} = \varepsilon$$

hosil qilamiz. Buerda $\frac{N}{A} = \sigma$, shuning uchun $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$

ε - normal kuchlanish σ yo'nalishidagi nisbiy uzayish.

Ko'ndalang deformatsiya. Ko'ndalang deformatsiya deb, tashqi kuch ta'siri yo'nalishiga perpendikulyar tekislikda brus chiziqli o'lchamlarini o'zgarishi tushuniladi.

Elastik deformatsiya chegarasida:

O'zgaruvchan kesimlarda kuchlanish va deformatsiya.

$$\varepsilon^l = -\mu \cdot \varepsilon = -\mu \cdot \frac{\sigma}{E}$$

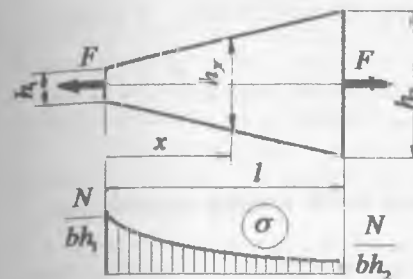
σ - normal kuchlanish o'zgaruvchan kesimli brusning uzunligi bo'ylab o'zgaradi.

Brusning x uzunlikdagi kesimining balandligi:

$$h_x = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{l} x$$

Normal kuchlanish

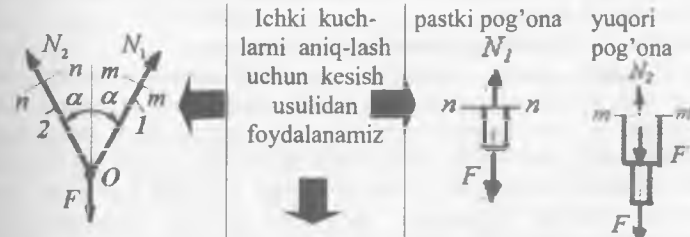
$$\sigma = \frac{N}{A} = \frac{N}{b \cdot h_x} = \frac{N}{b(h_1 + \frac{h_2 - h_1}{l} \cdot x)}$$



Kesimni o'zgaruvchan bo'lganligi uchun uzayishni aniqlashda integral ko'rinishida yozamiz:

$$\Delta l = \int \frac{N \cdot dx}{EA} = \frac{N}{Eb} \int \frac{dx}{h_1 + \frac{h_2 - h_1}{l} \cdot x} \quad \text{yoki} \quad \Delta l = \frac{Nl}{Eb(h_2 - h_1)} \cdot \ln \frac{h_2}{h_1}$$

	Statik aniq masalalar Tarkibidagi noma'lum reaksiya va ichki kuchlarining soni statikaning muvozanat tenglamalari soniga teng yoki undan kam bo'lgan sistemalar statik aniq sistemalar deyiladi.	
--	--	--



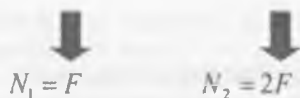
Ichki kuchlarni aniqlash uchun olib qolingani sistemaning yuklanish sxemasiga asosan statikani muvozanat tenglamalarini tuzamiz.

$$\begin{aligned} \sum x &= N_1 \sin \alpha - N_2 \sin \alpha = 0 & \sum x &= N_1 - F = 0 & \sum x &= N_1 - F - F = 0 \\ \sum y &= N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha - F = 0 \end{aligned}$$

Noma'lum kuchlar soni muvozanat tenglamalari soniga teng.

Birinchi tenglamadan $N_1 = N_2$
e'tiborga olsak,

$$N_1 = N_2 = \frac{F}{2 \cos \alpha}$$



Ichki kuchlarni har bir qiymati uchun normal kuchlanish va absolyut uzayishni aniqlaymiz:

$$\sigma^I = \frac{N_1}{A_1}, \Delta \ell_1 = \frac{N_1 \cdot \ell_1}{E \cdot A_1} \quad \text{va} \quad \sigma^{II} = \frac{N_2}{A_2}, \Delta \ell_2 = \frac{N_2 \cdot \ell_2}{E \cdot A_2}$$

2.4. Cho'zilish va siqilishda statik noaniq sistemalar.

Amaliyotda uchraydigan konstruksiya qismlarining ko'pchiligi ko'ndalang kesimda hosil bo'ladigan ichki cho'zuvchi yoki siquvchi bo'ylama kuchlari va kuchlanishlarini kesish usulidan foydalanib, sistemaning ajratilgan bo'lagining muvozanat shartini tuzish bilan topish mumkin.

Statik noaniq sistemalar deb, noma'lum kuchlarni (reaktsiya kuchlari, ichki kuchlar) aniqlash uchun kesish usuli yoki statika tenglamalari etarli bo'lmagan sistemalariga 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 birkamlangan brus tashqi statik noaniq sistema.

Har ikkala statik noaniq sistemalarda ham noma'lum kuch-larni aniqlash masalasi – statik noaniq masala deyiladi. Statik noaniq sistemalarni statik noaniqlik darajasi mavjud.

$$S = n - 3$$

Buerda n - sistemadagi noma'lum kuchlar soni.

Ichki statik noaniq sistemaning noaniqlik darajasi undagi ortiqcha noma'lum ichki kuchlarning soniga va tashqi statik noaniq sistemada noaniqlik daraja tayanch ta'sirini almashtiruvchi noma'lum reaksiya kuchi soniga teng

Statik noaniq masalalarni Yechish metodikasi ikki xil variantda olib boriladi. Masalan, sterjenlar sistemasida noma'lum ichki bo'ylama kuchlarni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanib, sterjenlarni kesamiz. Sterjenlardagi ichki bo'ylama kuchlarni ko'rsatib, sistemani olib qolingan qismi uchun muvozanat tenglamalarini tuzamiz. Tuzilgan muvozanat tenglamalarida noma'lum ichki kuchlar bilan birga noma'lum reaksiya kuchlari qatnashadi. Reaksiya kuchlarini aniqlash yoki aniqlamaslik, masalani mohiyatini belgilamaydi. Shuning uchun reaksiya kuchlarini aniqlamaymiz va ular qatnashadigan muvozanat tenglamalarini e'tiborga olmasak ham bo'ladi. Unda uchta muvozanat tenglama-

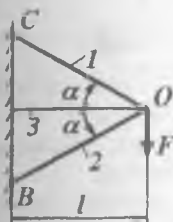
sidan faqat bittasi qoladi va unda ikkita noma'lum ichki kuchlar va tashqi kuch qatnashadi.

Pog'onali brus uchun bitta muvozanat tenglamasi tuziladi. Bu tenglamada ikkita noma'lum reaksiya kuchlari qatnashadi.

Bo'ylama kuch kesish usuli orqali topiladi. N kuchi kesimdan yo'nalgan bo'lsa cho'zuvchi bo'ylama kuch deb qabul qilinadi va musbat ishorali bo'ladi. N kuchni topishda, uning yo'nalishi noma'lum bo'lsa, musbat ishorani olish maqsadga muvofiqdir. Sterjen uzunligi bo'ylab bir qancha tashqi kuchlar ta'sirida bo'lsa, uning uzunligi bo'ylab ichki kuchlarning o'zgarish grafigini chizish kerak.

Sterjen o'qi bo'ylab N kuchining o'zgarish grafigiga bo'ylama kuch epyurasi deyiladi. N kuchni topish uchun muvozanat tenglamalaridan foydalanamiz.

Cho'zilishda bo'ylama kuch kesilgan ko'ndalang kesimdan brusni tashlab yuborilgan tomoniga yo'naladi, siqilishda esa kesilgan ko'ndalang kesim tomon yo'naladi. Cho'zilishda bo'ylama kuch musbat ishorali va siqilishda manfiy ishorali. Agar brus uzunligi bo'ylab bir nechta tashqi kuchlar bilan yuklangan bo'lsa, brus uchastkalardan tashkil topgan deb qabul qilinadi.



2.7 – rasm. Statik noaniq sterjenlar sistemasi

2.7 - rasmdagi sistemada uchta sterjen joylashtirilgan, undagi ichki kuchlarni muvozanat shartlardan foydalanib topib bo'lmaydi, chunki ajratilgan qismdagi ichki kuchlarning soni shu qismning muvozanat holatini ta'minlovchi tenglamalar sonidan ko'p bo'ladi (2.7 - rasm).

$$\sum x = -N_1 \cos \alpha - N_3 - N_2 \cos \alpha = 0 \quad (2.19)$$

$$\sum y = N_1 \sin \alpha - N_2 \sin \alpha - F = 0 \quad (2.20)$$

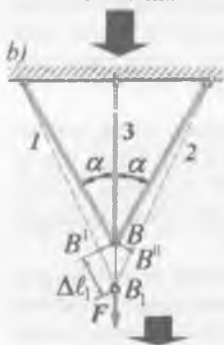
(2.19) va (2.20) tenglamalarda uchta N_1 , N_2 va N_3 noma'lum kuchlar bo'lib, bu kuchlarni yuqorida tuzilgan shartlar yordamida topib bo'lmaydi. N_1 , N_2 , va N_3 -larni topish noaniqlikka kelib qoladi. Bunday sistemalar statik noaniq. N_1 , N_2 , va N_3 -larni topish noaniqlikka kelib qoladi. Bu tenglamalardan noma'lum N ichki

kuchlarni topish uchun qo'shimcha tenglamalar tuzilishi kerak. Qo'shimcha tenglamalar soni sistemaning noaniqlik darajasiga teng bo'ladi. Qo'shimcha tenglamalar– sistemaning deformatsiyasini ifodalaydigan geometrik bog'lanishlar–deformatsiya tenglamalari muvozanat tenglamalari bilan birgalikda echiladi va noma'lum ichki kuchlar topiladi.

2.7 – rasmda berilgan misolni Yechish metodikasi ushbu mavzu bo'yicha ishlangan misollar tarkibida mavjud.

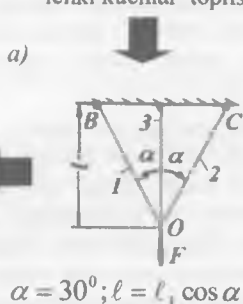
misolni geometrik tomoni

Sterjenlar uzayishlarining geometrik bog'lanishini ko'rsatamiz va qo'shimcha deformatsiya tenglamalarini tuzamiz.



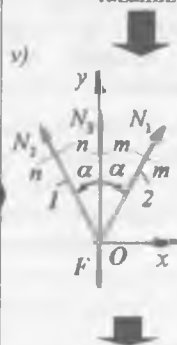
STATIK NOANIQ MASALA

.Materiali va ko'ndalang kesim yuzasi bir xil uchta sterjen O nuqtada tutashgan va F kuch bilan yuklangan. Sterjenlardagi ichki kuchlar topilsin.



$$\alpha = 30^\circ; l = l_1 \cos \alpha$$

misolni mexanik tomoni. Kesish usulidan foydalanib, har bir sterjendagi ichki bo'ylama kuchlarni ko'rsatamiz va muvozanat tenglamalarini tuzamiz.



Qo'shimcha tenglamalar - F kuch ta'siridan sterjenlar deformatsiyalarining geometrik bog'lanishlari asosida hosil bo'ladigan matematik ifoda.

oldingi misoldan farqli BB_1 - masofa 3ta sterjen uzayishini belgilaydi.

$$\text{Unda } BB_1 = \Delta \ell_3 = \frac{N_3 \cdot \ell}{EA} \text{ va } 1 -$$

sterjenning uzayishi

$$B_1 B^1 = \Delta \ell_1 = \frac{N_1 \cdot \ell_1}{EA} \text{ ni sterjenlar}$$

uzayishining geometrik bog'lanishi

$$BB_1 = \frac{B_1 B^1}{\cos \alpha} \text{ tenglikka keltirib}$$

qo'yamiz va hosil bo'lgan ifodadan

$$N_3 \text{ kuchni topamiz: } N_3 = \frac{N_1}{\cos^2 \alpha}$$

(b)

(b) tenglama qo'shimcha tenglama.

Sterjenlar sistemasi olib qolingan qismining yuklanish sxemasiga asosan, ta'sir chiziqlari bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi hosil bo'ladi.

Ushbu kuchlar sistemasi uchun muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

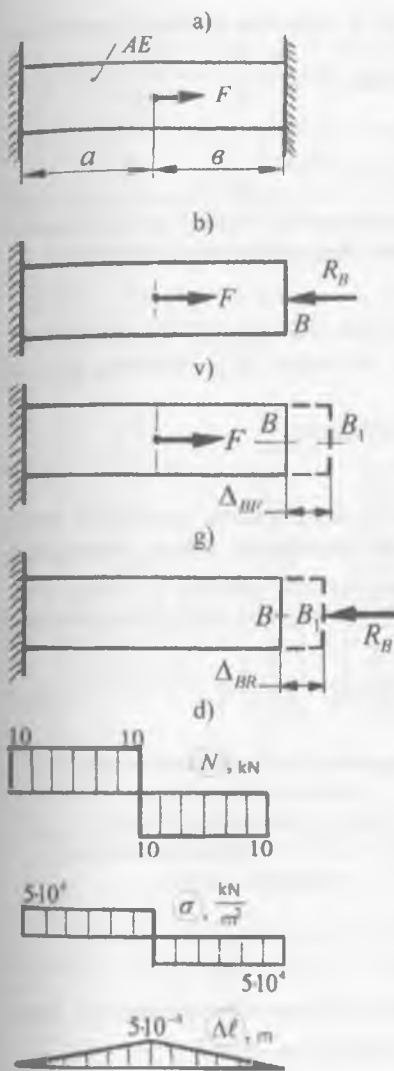
$$\sum x = N_1 \sin \alpha - N_2 \sin \alpha = 0 \quad (a)$$

$$\sum y = N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha + N_3 - F = 0$$

Tenglamalarda uchta N_1, N_2 va N_3 noma'lum kuchlar bo'lib, bu kuchlarni muvozanat shartlar yordamida topib bo'lmaydi, chunki noma'lumlar soni muvozanat tenglamalari sonidan ko'p. Masala statik noaniqlikka kelib qoladi.

Qo'shimcha - deformatsiya tenglamasi va muvozanat tenglamalari birgalikda echiladi va noma'lum ichki kuchlar topiladi.

$$N_1 = \frac{F \cdot \cos^2 \alpha}{1 + 2 \cos^2 \alpha} \text{ va } N_2 = \frac{F}{1 + 2 \cos^2 \alpha}$$



2.8 – rasm. Statik noaniqlikni ochiro' tartibi va ichki kuch, normal kuchlanish va bo'yлама uzayish epyurlari

Ikki tomoni bika mahkamlangan va F kuch bilan yuklangan brus ham statik aniqmas masala, chunki R_A va R_B tayanch reaksiyalari bitta muvozanat shartidan topilishi mumkin emas (2.8 – rasm, a):

$$\sum y = 0; \quad R_A + R_B = F$$

Sistemani Yechish uchun qo'shimcha deformatsiya tenglamasidan foydalanish kerak. Buning uchun berilgan sxemaga ekvivalent bo'lgan asosiy sxemani (sistemani) tanlaymiz (2.8 – 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 $\Delta \ell_B = 0$. Asosiy sistemada ham B nuqtaning qo'zg'almasligi ta'minlanlansa, ya'ni $\Delta \ell_B = \Delta \ell_{BF} + \Delta \ell_{BR} = 0$ shart bajarilsa, u berilgan sistemaga ekvivalent bo'ladi. Bu erda $\Delta \ell_{BF}$

$\Delta \ell_{BR}$ - brus B nuqtasini tegishlicha, tashqi F va R_B reaksiya kuchlari ta'siridan ko'chishi. Ularni quyidagicha aniqlaymiz:

Birinchi faraz, 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, ya'ni $\Delta \ell_{BF} = \frac{Fa}{EA}$.

Ikkinchi faraz, deformatsiyalangan brusning B_1 nuqtasiga R_B noma'lum reaksiya kuchi qo'yilgan.

R_B reaksiya kuchi ta'siridan B_1 nuqta B vaziyatga ko'chadi, undabrusni absolyut qisqarishi: $\Delta \ell_{BR} = R_B \frac{a+\theta}{EA}$ unda $\Delta \ell_B = \frac{F \cdot a}{EA} - \frac{R_B(a+\theta)}{EA} = 0$

hosil bo'ladi. Bu erdan $R_B = F \frac{a}{a+\theta}$ va $R_C = F \frac{\theta}{a+\theta}$.

Reaksiya kuchlari hisoblangan brus uchun kesish usulidan foydalanib ichki bo'ylama kuch N , normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari quriladi (2.8.-rasm).

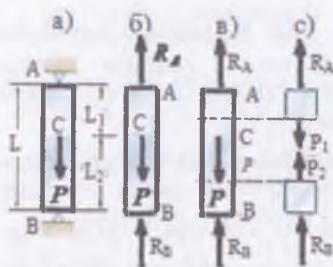
misol-1. [31] Uzunligi L bo'lgan brus A,B nuqtalarda tayanchlarga biriktirilgan va S nuqtada F kuch bilan yuklangan. BC Brusning AC va oraliqlaridagi kuchlanish topilsin?

Yechish. Brusning muvozanat shartini tuzamiz.

$$\sum y = 0 \quad \text{va} \quad R_A + R_B - P = 0 \quad (1)$$

(1) tenglik ikkita noaniq R_A va R_B reaksiyalarini aniqlashda etarli emasligi uchun, bu masala statik noaniq deb hisoblanadi. Ammo, reaksiyalar geometrik jihatdan o'rganilganda va brusning umumiy uzayishi δ nolga teng bo'lgan shartidan reaksiyalarni aniqlash mumkin. AC va BC qismlarininguzayishi mos ravishda δ_1 va δ_2 ga teng, shunday ekan:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = 0 \quad (2)$$



2.9-rasm. a) berilgan statik noaniq brus; b) asosiy sxema; v) asosiy sxemani kesish usuli; s) AC va BC oraliqlarning kesilgan yuzasidagi kuchlar

(2) tenglamadan foydalangan holatda δ_1 va δ_2 uzayishlarni mos ravishda P_1 va P_2 ichki kuchlar asosida aniqlanishi mumkin:

$$\delta = \frac{P_1 l_1}{AE} + \frac{P_2 l_2}{AE} = 0 \quad (3)$$

Buerda $P_1 = R_A$ va $P_2 = -R_B$ ga teng bo'lsa

$$R_A l_1 - R_B l_2 = 0 \quad (4)$$

(1) va (4) tenglamalarni sistema qilib echsak

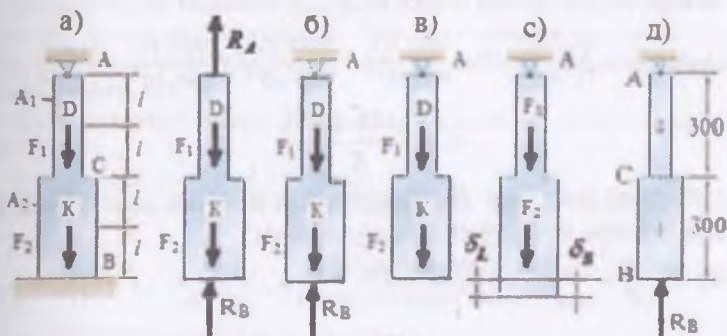
$$R_A = \frac{Pl_2}{l} \quad \text{va} \quad R_B = \frac{Pl_1}{l}$$

hosil bo'ladi. AC kesimdagi normal kuchlanish $\sigma_1 = \frac{R_A}{A} = \frac{Pl_2}{Al}$ va BC

kesimdagi normal kuchlanish $\sigma_2 = \frac{R_B}{A} = \frac{Pl_1}{Al}$ hosil bo'ladi

misol-2 [31]. Kesimyuzasi $A_1 = 250 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$, $A_2 = 400 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$ bo'lgan

pog'onali brus $F_1 = 300 \text{ kN}$ va $F_2 = 600 \text{ kN}$ kuchlar bilan yuklangan. Pog'onalarining uzunligi $l = 0,150 \text{ m}$ bo'lgan brusning tayanch nuqtalaridagi reaksiya kuchlari topilsin.



2.10- rasm. a) berilgan statik noaniq brus; b) asosiy sxema; c) tashqi kuchlar bilan yuklangan statik aniq brus; d) B nuqtani tashqi va reaksiya kuchlari ta'siridagi deformatsiyasi; e) R_B reaksiya kuchi bilan yuklangan statik aniq brus

Yechish. Tashqi kuchlar ta'siridan brusni A, B tayanch nuqtalarida reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Ushbu reaksiya kuchlarini aniqlash uchun $\sum F_y = 0$ muvozanat tenglamasidan foydalanamiz:

$$R_A - F_1 - F_2 + R_B = 0 \quad (5)$$

(5) tenlamada ikkita noma'lum reaksiya kuchlari qatnashib, ularning soni brusning muvozanat tenglamasi sonidan ko'p. Shuning uchun berilgan pog'onali brus statik noaniq.

Pog'onali brusning statik noaniqligini ochish uchun uning berilgan sxemasiga ekvivalent bo'lgan asosiy sxemasini tanlaymiz. Asosiy sxema deb, berilgan pog'onali brusdagi bitta tayanch ta'sirini undagi noma'lum reaksiya kuchining ta'siri bilan almashtirilgan pog'onali brus sxemasiga aytiladi.

Masalan B tayanch nuqtasi. Asosiy sxemada ham berilgan sxemadagi kabi

B nuqtaning ko'chishi nolga teng, ya'ni

$$\Delta_B = \delta = 0.$$

Masalani Yechish uchun ikkita farazdan foydalanamiz:



1. Pog'onali brus faqat F_1 va F_2 bilan yuklanadi. Bunda B nuqtaning tashqi kuchlar ta'siridan ushbu kuchlar yo'nalishidagi ko'chishi

$$\delta_L = \sum_{i=1}^4 \frac{P_i l_i}{A_i E} \quad \text{yoki}$$

$$\delta_L = \frac{P_1 L}{EA_2} + \frac{P_2 L}{EA_2} + \frac{P_3 L}{EA_1} + \frac{P_4 L}{EA_1}$$

Bu erda, $P_1 = 0$ $P_2 = P_3 = 600 \cdot 10^3 \text{ N}$ $P_4 = 900 \cdot 10^3 \text{ N}$

Unda, $\delta_L = \sum_{i=1}^4 \frac{P_i l_i}{A_i E} = (0 + \frac{600 \cdot 10^3}{400 \cdot 10^{-6}} + \frac{600 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^{-6}} + \frac{900 \cdot 10^3}{250 \cdot 10^{-6}}) \frac{0,150}{E}$

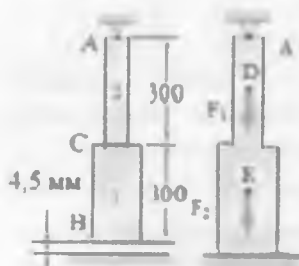
$$\delta_L = \frac{1,125 \cdot 10^9}{E} \quad (6)$$

2. Pog'onali brus faqat R_B reaksiya k ta'sirida deb qabul qilamiz. Unda B nuqtani reaksiya kuchi yo'nalishidagi ko'chishi

$$\delta_B = \frac{R_B l}{A_1 E} + \frac{R_B l}{A_2 E} = - \frac{(1,95 \cdot 10^3) R_B}{E} \quad (7)$$

$\Delta_B = \delta = 0$ shartiga asosan $\delta = \frac{1,125 \cdot 10^3}{E} - \frac{(1,95 \cdot 10^3) R_B}{E} = 0 \quad (8)$

Bu erda, $R_B = 1,73 \text{ kN}$



2.11-rasm

Konstruktsiyani tayyorlashda brus pog'onalarining uzunligi kalta olinganligi uchun B nuqta tayanch nuqtasiga 4.5 mm etishmasdan qolgan (2.11-rasm). Bu holatda brusning umumiy deformatsiya tenglamasi quyidagicha yoziladi:

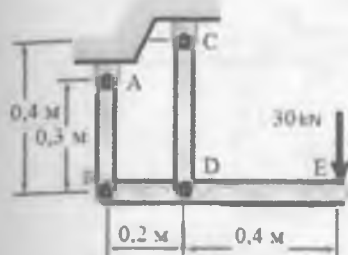
$$\delta = \delta_L + \delta_B = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad \text{yoki}$$

$$\delta = \frac{1125 \cdot 10^3}{200 \cdot 10^9} - \frac{(195 \cdot 10^3) R_B}{200 \cdot 10^9} = 4,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Bu erda $E = 200 \text{ GPa} = 200 \cdot 10^9 \text{ Pa}$

Unda, $R_B = 115,4 \cdot 10^3 = 115,4 \text{ kN}$ va

$$\sum F_x = 0 \quad R_A - 300 - 600 + R_B = 0 \quad R_A = 900 - R_B = 900 - 115,4 = 785 \text{ kN}$$



2.12-rasm. Shtangali statik noaniq misol

misol-3. [31] BDA qattiq sterjen ikkita AB va CD shtangalari bilan biriktirilgan. AB shtangasi alyuminiydan tashkil topib ($E=70$ GPa), 500mm^2 ko'ndalang kesim yuzaga ega. CD shtangasi po'latdan tayyorlangan bo'lib ($E=200$ GPa), 600mm^2 ko'ndalang kesim yuzaga ega. 30 kN kuch ta'sirida AB, CD shtangalarning deformatsiyasini aniqlang.

Yechish rejasi: har bitta shtanganing ichki kuchini aniqlash uchun qattiq sterjenning muvozanat holatini, har bitta shtanganing xususiyatini o'rganib, ularning deformatsiyasini baholaymiz, oddiy geometriya yordamida E nuqtasining ko'chishini aniqlaymiz

Modellashtirish: qattiq shtangalarni yuklanish sxemasini chizing (2.13-rasm).

Tahlil: BDE Sterjen (2.13-rasm,a)

$$\sum M_B = -30 \cdot 0,6 + F_{CD} \cdot 0,2 = 0,$$

$$\sum M_D = -30 \cdot 0,4 - F_{AB} \cdot 0,2 = 0,$$

$$F_{CD} = 90\text{kN} \text{ va } F_{AB} = -60\text{kN}$$

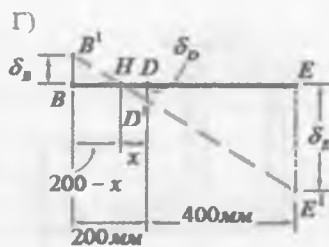
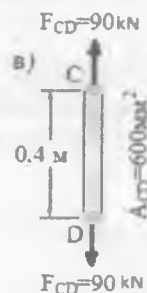
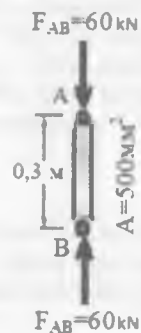
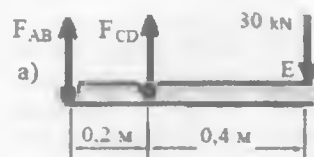
a -rasm.BDE qattiq sterjenning yuklanish sxemasi. AB shtanganing ichki kuchi siquvchi bo'lganligi sababli $P = -60\text{kN}$ ga teng va B nuqtaning ko'chishi.

$$\delta_B = \frac{Pl}{AE} = \frac{-60 \cdot 10^3 \cdot 0,3}{500 \cdot 10^{-6} \cdot 70 \cdot 10^9} = -514 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$

Minus belgi AB ning qisqarishini ko'rsatadi: shunday qilib B yuqoriga ko'tariladi.CD shtangalardagi ichki kuchlarni b - rasm. AB, b- rasmlardan aniqlanadi

E nuqtaning ko'chishi δ_E -ni aniqlash uchun B va D nuqtalarning ko'chishlaridan foydalanamiz.

$$\text{D nuqtaning ko'chishi } \delta_D = \frac{Pl}{AE} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{600 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot 10^9} = 300 \cdot 10^{-6} \text{ m}$$



2.13-rasm.

Γ -rasmga asoslanib, B va D nuqtalarining qo'zg'alish joyini B' va D' deb olamiz. BDE sterjeni qattiq bo'lganligi sababli B', D' va E' nuqtalari to'ri chiziqda yotadi.

$$\frac{BB'}{DD'} = \frac{BH}{HD} \quad \frac{0.514}{0.300} = \frac{200-x}{x}$$

$$x = 73.7 \text{ mm}$$

Shunday qilib:

$$\frac{EE'}{DD'} = \frac{HE}{HD} \quad \frac{\delta_E}{0.300} = \frac{400 + 73.7}{7.37}$$

$$\text{va } \delta_E = 1.928 \text{ mm}$$

Konstruktsiya elementi har xil materiallardan tashkil topganda ham statik noaniq masala ko'rinishidagi sistema hosil bo'ladi. (2.14 - rasm). Bu sterjen statik aniqmas masala.

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:

$$F_b + F_n = F \quad (a)$$

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.



2.14 - rasm. Har xil materialdan tashkil topgan statik noaniq masala

Unda $F_b = \frac{F}{1 + \frac{E_n A_n}{E_b A_b}}$ va $F_n = \frac{F}{1 + \frac{E_b A_b}{E_n A_n}}$ kuchlar asosida har bir

materialdagi kuchlanish topiladi:

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_b} \quad \text{va} \quad \sigma_n = \frac{F_n}{A_n}$$

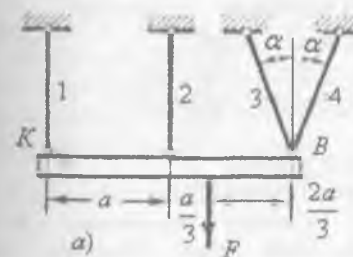
(b) tenglamadan: $\frac{\sigma_n}{\sigma_b} = \frac{E_n}{E_b}$, agar, $E_n = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ va $E_b = 1 \cdot 10^5$ bo'lsa,

$\sigma_n = 2\sigma_b$ 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.

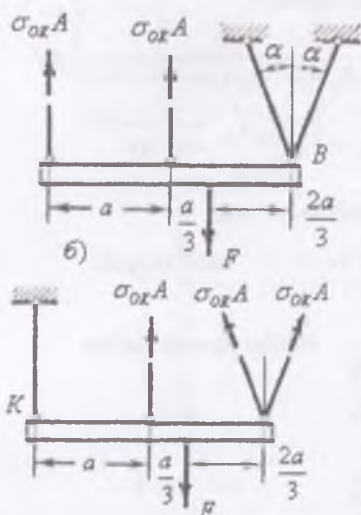
Shuning uchun, sterjenning o'lchamlari bronza uchun tanlanishi kerak:

$$\sigma_b = \frac{F}{A_b(1 + \frac{E_n A_n}{E_b A_b})} \leq [\sigma]_b$$

Bu erdan: $A_b \geq \frac{5[\sigma]_b}{F}$



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 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 momentdan chekli yuk topiladi :

$$\sigma_{OK} A \cdot 2a + \sigma_{OK} A \cdot a = F_{qEK} \frac{2a}{3} \quad \text{yoki} \quad F_{qEK} = \frac{9}{2} \sigma_{OK} A$$

Agar, 2,3 va 4 sterjenlarda oquvchanlik boshlansa, barcha kuchlardan K nuqtaga nisbatan olingan momentdan chekli yuk topiladi:

$$\sigma_{OK} A \cdot 4a \cdot \cos \alpha + \sigma_{OK} A \cdot a = F_{qEK} \frac{4a}{3} \quad \text{va} \quad F_{qEK} = \frac{3}{4} \sigma_{OK} A (1 + 4 \cdot \cos \alpha)$$

Ko'rilgan ikki variantdan ikkinchisida α burchakni har qanday qiymatida chekli yuk kichik qiymatga ega.

Materiallarning xossalarini tajribada o'rganish

Materiallarni sinashdan maqsad	nazariy bilimlar tajribada tekshiriladi
	materialning emirilish xarakteri o'rganiladi
	mexanik va 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

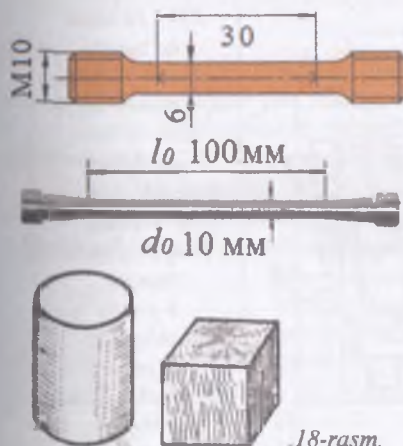
Materiallarni cho'zilish va siqilishga sinashdan maqsad.

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.

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 **RB-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.

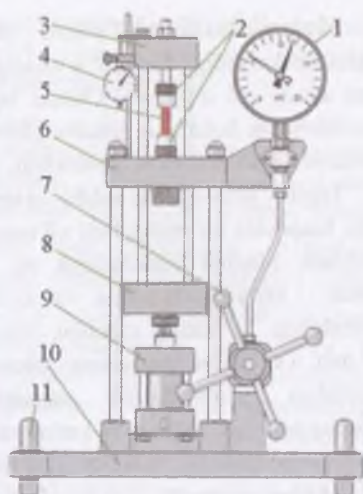
Ishning maqsadi: a) yumshok po'lotni mexanik va plastiklik xossalarini aniqlash; b) cho'zilish diagrammasini qurish va Guk qonunini tekshirish.

Cho'zilish va siqilishga sinash uchun quvvati-50 tonnagacha bo'lgan mexanik yoki gidravlik ta'sir qiluvchi mashinalar tadbiq etiladi. Siqilish bilan bog'liq bo'lgan tajribalar quvvati 30...60 tonnadan 500 tonnagacha bo'lgan gidravlik presslarda bajariladi. Masalan: RV-10; RV- 20; RV - 50; APR - 50

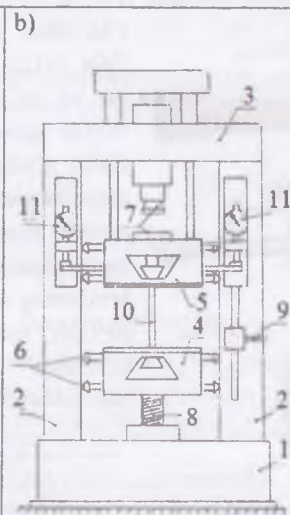


18-rasm.
Namunalar

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 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 namunalar $100\times 100\times 100\text{ mm}$.

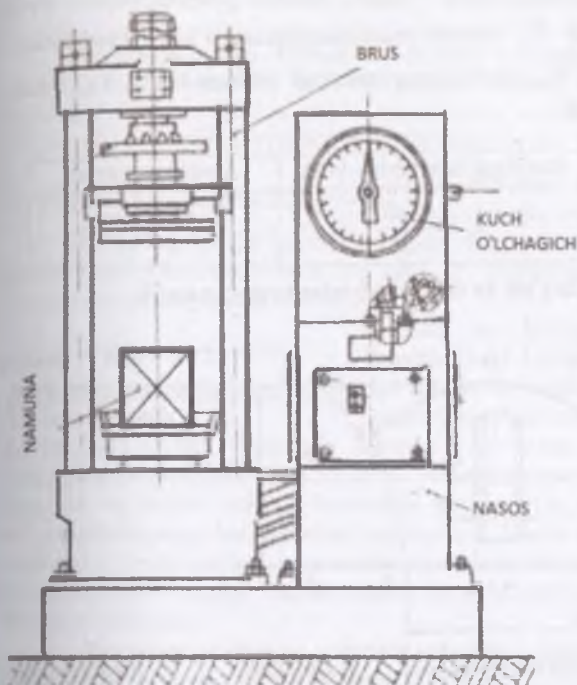


2.15 – rasm [33]. 1-dinamometr; 2-qamrab ushlovchi; 3-yuqori plita; 4-doiraviy shkalalik o'lchov asbobi; 5-namuna (transportlovchi fiksator); 6-yo'naltiruvchi rama; 7-bosh tsilindr bilan maxovik; 8-pastki plita; 9- bosh tsilindr; 10-tayanch pyatasi; 11-transportlash rukoyatkasi



2.16 – rasm.
RV – 10 statik cho'zuvchi-siquvchi mashina:
a) umumiy ko'rinish, b) siyov qurilmasi
1- pastki stan na;
2-vertikal brus; 3- yuqori stanina;
4-pastki ushlagich;
5 - yuqori (harakatlanuvchan) ushlagich;
6 – rolik;
7-siquvchi plitalar; 8-vint;

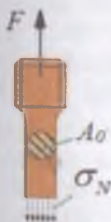
9– aylanuvchan sharnirli sterjen; 10 – namuna; 11 – soat turidagi indikator



2.17-rasm. APR-50 press. Qurilish materiallarining mustahkamligini statik kuch ta'sirida 50 tonnagacha sinash uchun tadbir etiladi.

Cho'zilishda mustahkamlik va deformatsiya [33]. Universal sinov qurilmasida materiallarni cho'zilishga sinash natijasida mustahkamlik chegarasi, elastik va plastik deformatsiya (uzayish, siqilish) emirilish, oquvchanlik, kuch va deformatsiya bog'lanishining grafiki, qattqlik tushunchalari o'rganiladi.

Cho'zilish yuzasidan sinovda materiallarni sinovdan o'tkazishda eng yaxshi ma'lum bo'lgan ilmiy tajriba hisoblanadi. Undan cho'zilish yuzasidan mustahkamlikni aniqlash uchun foydalaniladi.



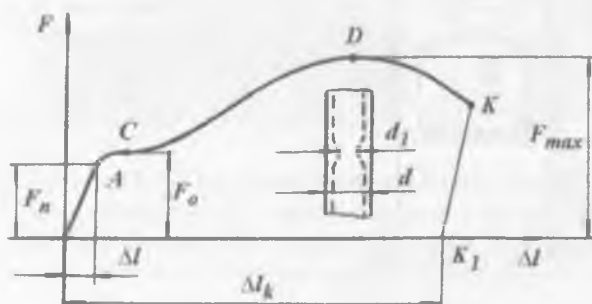
Mustahkamlik materialning eng muhim tavsiflaridan biri hisoblanadi. Qo'shimcha ravishda deformatsiya ham material mustahkamligining asosiy tavsiflaridan biri hisoblanadi. Cho'zilishga sinashda bir o'qli kuchlanishli holat standart namunasining materialida hosil qilinadi. Bunday holat cho'zuvchi kuch orqali bo'ylama yo'nalishda namunaga tashqi yuklama yordamida hosil qilinadi. So'ngra namunaning sinovdan o'tkazilayotgan kesimida

kuchlanishning bir xil me'yoriy taqsimlanishi ustunlik qiladi. Materialning mustahkamligini aniqlash uchun namunaga tashqi yuklama namuna uzilgunga

qadar asta-sekin va uzluksiz oshirib boriladi. Mazkur jarayon vaqtida hosil bo'ladigan maksimal kuch F_M material mustahkamligining o'lchovi hisoblanadi. Mustahkamlik chegarasi σ_M namunaning maksimal yuklama kuchi F_M va A_0 kesimdan hisoblab topiladi:

Kuchlanish	Boshlang'ich kesim yuza	Absolyut uzayish
$\sigma_M = \frac{F_M}{A_0}$	$A_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$	$\delta \frac{l_F - l_0}{l_0} \cdot 100\%$

l_0 va l_F - boshlang'ich va deformatsiyadan keyingi uzunlik



2.19- rasm. Yumshoq po'lotni cho'zilish diagrammasi.

Cho'zilish diagrammasi [33]. Cho'zilish diagrammasi (deformatsiyaning kuchlanishga bog'liqlik diagrammasi) ayrim materiallar xususiyatlarining o'zgarishini ko'rsatadi. Har bir material o'ziga xos kuchlanish va deformatsiyanishiga 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 (2.19-rasm) olinadi.

Tajribani bajarish tartibi. Cho'zilishga sinaladigan namunani shakli standartlashtirilgan bo'lib, ishlovchi qismining uzunligi l_0 kesim diametri (d_0) dan 10 barobar katta bo'lishi kerak. Namunani sirti silliq qilib ishlangan va uzunligi bo'yicha diametri o'zgarmas bo'lishi kerak. Tajriba RB-10 markali mashinada olib boriladi. Sinash mashinasi maxsus namunani ushlagich, cho'zuvchi kuchni va cho'zilish diagrammasini chizadigan moslamalarga ega. RB-10 yordamida namunani 10; 50 va 100 kN-gacha cho'zish mumkin.

To'liq texnik qarovdan o'tgan mashinani ishlatish uchun ruxsatnomasi bo'lgan kishi tajribani o'tkazishi mumkin. Namuna mashinaning 4 va 5 ushlagich qismlariga suxariklar yordamida birlashtiriladi. 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

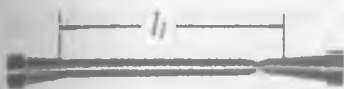
kuchni keyingi ortishida ushbu chiziq abstsissaga taxminan parallel davom etadi.

Cho'zuvchi kuchni ortirsak namunaning yuzi xiralashdi va uning uzayishi uchun kuchning ortirilishi talab qilinmaydi. Material oqadi. O'zgaras kuchda namuna deformatsiyasini o'sishi – materialning oquvchanlik chegarasi deyiladi. Bu holatda silliq qilib tayyorlangan namunaning sirtida sterjenning simmetriya



o'qiga nisbatan 45^0 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 $\sigma_s = \frac{F_s}{A_0}$

Guk qonuniga bo'ysunadigan kuchlanish - materialni proportsionallik chegarasi deyiladi. Proportsionallik chegarada Guk $\Delta l = \frac{F l_0}{E A_0}$ konuni

ishlatiladi. Ushbu chegarada materialning elastiklik moduli E topiladi. Material Guk qonuniga amal qiladi: ϵ deformatsiya yuklamalarga proportsional bo'lib, Guk chizig'ini tashkil qiladi Ushbu chegarada E material elastiklik moduliga ega Guk qonuniga amal qiladi: ϵ deformatsiya yuklamalarga proportsional bo'lib, Guk chizig'ini tashkil qiladi.

Elastiklik chegaradagi kuchlanish $\sigma_s = \frac{F_s}{A_0}$

Nisbatan kamroq (0,001...0,003 %) goldiq 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° 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 namunani kesim yuzasi boshlang'ich holatiga nisbatan kichiklashadi.

$A_0 = \frac{\pi d^2}{4}$ va $A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ - namunani tegishlica, 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.

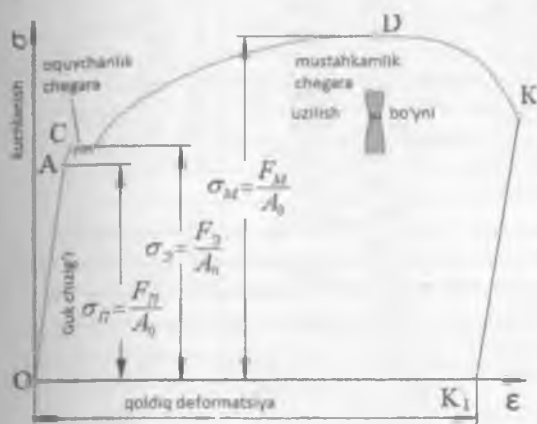
Materialning emirilmasdan katta deformatsiya hosil qila olish qobiliyati - plastiklik deyiladi. Plastiklikni o'lchovi - nisbiy uzayishdir. Mo'rtlik - materialning plastiklik xossasiga teskari.

Kuchlanish va nisbiy deformatsiya diagrammasi [33].

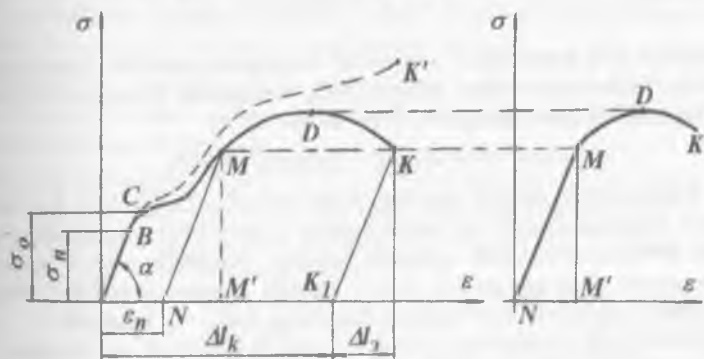
yuqorida hisoblangan kuchlanishlar va nisbiy uzayishlar asosida chiziladi.

$\sigma - \varepsilon$ koordinatasida cho'zilish diagrammasi. Buning uchun F kuchni A_0 ga va $\Delta \ell$ ni namuna uzunligiga bo'lamiz (2.20-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, (2.19) formula orqali topilgan kuchlanishlar haqiqiy kuchlanishlardan



2.20 – rasm [33]:
Cho'zilish diagrammasi. Kuchlanish va nisbiy deformatsiya bog'lanishi.



2.21 – rasm. $\sigma - \epsilon$ koordinatasida cho'zilish diagrammasi

farqli bo'lib chiqadi. Haqiqiy kuchlanishlar yordamida qurilgan cho'zilish diagrammasining ordinatasi $\sigma - \epsilon$ koordinatasida OACMDK chiziq bilan chegaralangan cho'zilish diagrammasining ordinatasidan balanddir (2.21-rasm,

punktir chiziq) $\sigma - \epsilon$ diagrammasidan $\tan \alpha = \frac{\sigma}{\epsilon} = E$ hosil bo'ladi. Materialning

elastiklik moduli E diagramma to'g'ri chiziqli qismini abstsissaga nisbatan og'ishgan burchagining tangensiga teng.

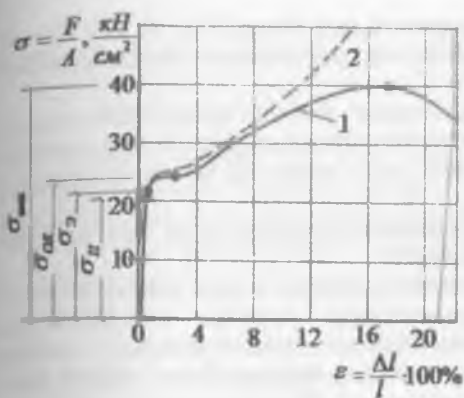
Ayrim materiallarni cho'zilishda mustahkamlik chegarasi σ_B va
uzilishdagi uzayishi δ 2.2 jadval

Material	$\sigma_B, \frac{kg}{sm^2}$	$\delta, \%$
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	
G'isht	7...30	
Beton	2,5...17,5	

Kitobda fizik kattaliklarni xalqaro SI sistemasida keltirildi. Hisoblashlarda qulaylik bo'lishi uchun kuch kilonyutonda, kuchlanish kilonyuton bo'lingan kvadrat santimetrdagi qabul qilingan: $1kN=100\text{ kG}=0,1\text{ t}$;

$$1\text{ kN/sm}^2=100\text{ kG/sm}^2=1\text{ kG/mm}^2=10\text{ mPa}.$$

E-kuchlanish va uzayish orasidagi proportsionallik koeffitsienti. Kuchlanish va uzayish orasidagi chiziqli bog'lanish taxminan 20 kN/sm^2 kuchlanishga qadar saqlanadi va proportsionallik chegara deyiladi. Elastiklik moduli geometrik nuqtai nazardan diagram-maning to'g'ri chiziqli (proport-sionallik chegara) qismini abstsissaga qiyalik burchagining tangensiga teng. Elastiklik chegaradan keyingi yuklanishda elastiklik moduli kamayadi va taxminan 24 kN/sm^2 kuchlanishga teng bo'ladi, diagrammaning gorizontal qismi boshlanadi [32].



Nisbiy uzayish 2,5% ga etganda oquvchanlik chegaraga tugaydi materialni yuk ko'tarish qobiliyati ortadi. Mahalliy uzayish boshlanadi. 20...28 % nisbiy uzayishda uzilish bo'ladi.

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 jarayon. Masalan: remen, zanjir, tros'larni sovuq holatida boshlang'ich cho'zilishi, presslash, valiklarda prokatka qilish va h.k.

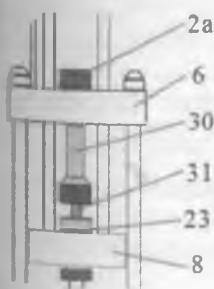
Plastik materiallar uchun $n = 1,2 \dots 1,8$; beton uchun $n = 3$, tosh uchun $n = 10$; cho'yan uchun $n = 2,5 \dots 3$ ga teng. Ehtiyotlik koeffitsientini tanlashda mashinaning ahamiyati va ishlash muddatiga e'tibor beriladi. Masalan: qurilish sohasida $n = 2 \dots 5$ va aviatsiya texnikasida $n = 1,5 \dots 2$.

Agar, konstruktsiya materialining xavfli nuqtasidagi eng katta kuchlanish, uning materiali uchun tanlangan ruxsat etilgan kuchlanishdan oshib ketmasa konstruktsiyaning mustahkamligi ta'minlanadi.

Materiallarni siqilishga sinash[33].

Ishning maqsadi: turli materiallarni siqilishga sinash, materiallarni mexanik va plastiklik xossalarini o'rganish va fizik kattaliklarni tekshirish.

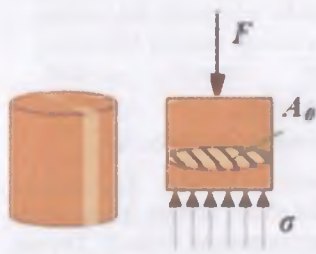
Sinash namunasi. Kichik namunalar uchun siqilishga sinash mexanizmi asosiy blok qismi



hisoblanadi. Plastmassadan tayyorlangan 10 mm diametrli va 10 mm. dan 30 mm.gacha uzunlikka ega tsilindsimon materiallar namunalar sifatida ishlatilishi mumkin (31).

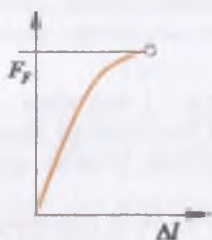
Siqilish mexanizmi. Sinash namunasi (30) uskunaning siqish sohasiga, yo'naltiruvchi rama (6) va pastki to'sin (8) o'rtasiga qo'yiladi. Sinash namunasi siqish uchun parcha orqali tutib turiladi (2a). Namuna (31) pastki to'sindagi (23) qisqich plastinaga joylashtiriladi.

Siqilishda mustahkamlik va emirilish. Siqilishga sinash faqat bir necha materiallar uchun ahamiyatli natijalar beradi.

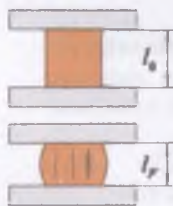


2.22-rasm. Kuchlanishlarni tarqalishi

Siqilishga sinashda bir o'qli kuchlanishli holat muayyan namunada geometrik tarzda hosil qilinadi. Bunday kuchlanish holati siquvchi kuch orqali bo'ylama yo'nalishda namunaga tashqi yuklama yordamida hosil qilinadi.



2.23-rasm. Siqilish diagrammasi



Masalan, cho'yan va beton kabi ayrim mo'rt materiallarda siqilishga mustahkamligi cho'zilishdagi mustahkamligiga nisbatan sezilarli darajada yuqori. Hatto yog'och ham siqilishga sinovlarda anizotropiya xulosalarini ta'minlashi mumkin.

Siqilishga sinash siquvchi kuchlanishni aniqlash uchun bajariladi. Materialning muhim xossasi siqilishda oquvchanlik chegarasi plastik deformatsiyalanishni boshlanishi. Oquvchanlik chegarani yuklama olib tashlangandan so'ng o'zgarmas siqilishni 0,2% qoldiq deformatsiyasi.

So'ngra namunaning sinovdan o'tkazilayotgan ko'ndalang kesimida kuchlanishning bir xil me'yoriy taqsimlanishi ustunlik qiladi. Materialning mustahkamligini aniqlash uchun namunaga yuklama namuna emirilgunga qadar asta-sekin va uzluksiz oshirib boriladi. Mazkur jarayon vaqtida yuz beradigan maksimal sinov bosimi F_F material mustahkamligining o'lchovi

hisoblanadi. O'ziga xos siqilish yuzasidan mustahkamlik σ_F namunaning maksimal sinov yuklamasi F_F va A_0 kesimdan hisoblab chiqiladi.

$$A_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad \text{va} \quad \sigma_F = \frac{F}{A_0}$$

Namunaning nisbiy deformatsiyasi. $\varepsilon_F = \frac{l_F - l_0}{l_0} \cdot 100\%$

l_0 dastlabki uzunligik; l_F namunaning deformatsiyasidan keyingi uzunligi
Siqilish diagrammasi [33]. 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 proporsional bo'ladi. Mazkur holatda yuklama olib tashlangandan so'ng material 0,2% siqilishga ega bo'ladi.

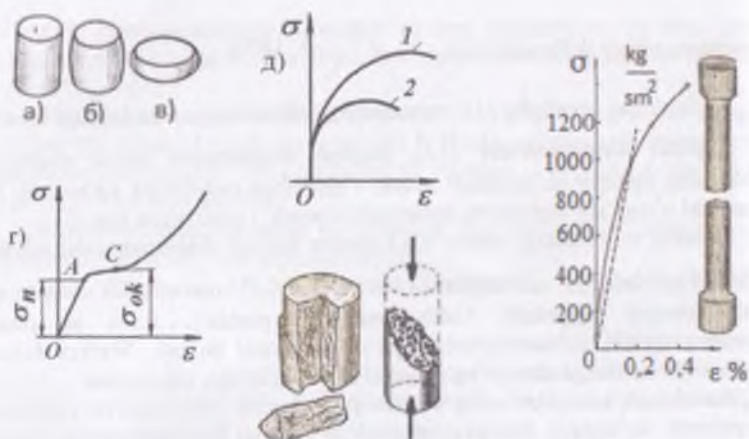
Kuchlanish keragidan ortiq oshirib yuborilganda deformatsiya yuklamaga proporsional bo'lmaydi. Shu paytdan boshlab material batamom plastik jihatdan shaklini o'zgartiradi. Yuklama olib tashlanganda, muayyan deformatsiya saqlanib qoladi. Agar shakl o'zgarishi yoki yoriqlar yuz bermasa, siqilish sinovi namuna to'liq siqilgungacha o'tkaziladi: $\varepsilon_{jam} = 50\%$. 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 *RV-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 xarakteristikalarini taqqoslash osonlashadi.

Plastik materiallarni siqilishda mashinani ko'rsatgichini harakat tezligiga qarab materiallarni oquvchanlik chegarasiga tegishli siquvchi kuchni aniqlashimiz mumkin. Plastik materialidan tayyorlangan namuna siqilishda emi-rilmaydi. 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. Namunada emirilish boshlanadi.

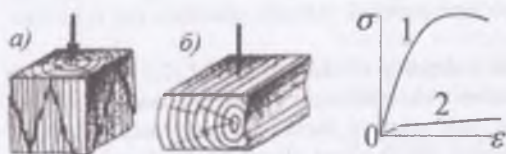


2.24 – rasm. Yumshoq po'lotni siqilishi (a, b, v) va diagrammasi (g) va cho'yon (d) materialini siqilish (rasm d,1) va cho'zilish (rasm d,2) diagrammasi

Yog'och materialini siqilishga sinash. Yog'och materialni tolalari bo'ylab va ko'ndalang mustahkamlik chegarasini aniqlash. Qurilish materiallarini siqilishga sinashda RV-10 mashinasi yoki P-50 gidravlik pressidan (2.25–rasm) foydalanish mumkin.

Yogoch – anizotrop material. Yogochni bo'ylama va ko'ndalang o'qlarida xossalari bir xil emas. Yog'ochdan tayyorlangan namunani bo'ylama siqilishda

mustahkamlik chegarasi $\tau = \frac{F_b}{A_0}$



2.25- rasm.
a) yog'ochni tolasi bo'ylab va b) tolasiga tik siqilishi. 1.bo'ylama siqilish va 2.tolaga tik siqi-lish diagrammasi

$A_0 = a \cdot b$ namuna asosining ko'ndalang kesim yuzasi.

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.

$$\tau = \frac{F}{A_0} = \frac{F_{\text{tirik}}}{C \cdot a} \quad (37)$$

Mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti. Konstruktsion materiallarni uchta asosiy turga ajratish mumkin: plastik, mo'rtplastik va mo'rt. Bu klassifikatsiya materiallarni normal sharoitda (yuklanishni kichik tezligi, xona temperaturasi va h.k.) bir o'qli cho'zilish (siqilish)dagi xossasida o'rinli. Yuklanish xarakteri va ishlash sharoiti material xossasiga ta'sir qiladi: normal temperaturada plastik bo'lgan material past temperaturada mo'rt holatga o'tadi. Shuning uchun plastik va mo'rt material to'g'risida emas, balki materialni plastik va mo'rt holatlari to'g'risida gapirish lozim.

Materiallarni mexanik sinash shunday kuchlanishlarni aniqlashga imkon beradiki, bunday kuchlanishlarda ushbu materialdan tayyorlangan namuna yoki emiriladi, yoki unda sezilarli plastik deformatsiya hosil bo'ladi. Bu kuchlanishlar chegaraviy deyiladi.

Yuqorida keltirilganuch guruhdagi materiallarni statik yuklanishdagi chegaraviy kuchlanishlar bo'yicha quyidagi mexanik xarakteristikalarni qabul qilamiz:

plastik materiallar uchun (katta qoldiq deformatsiya hosil qilib yemiriladi) – oquvchanlik chegara (σ_{OK} va $\sigma_{0.2}$) cho'zilish va siqilishda bir xil;

mo'rtplastik materiallar uchun (uncha katta bo'lmagan qoldiq deformatsiya hosil qilib emiriladi) – shartli oquvchanlik chegara cho'zilish va siqilishda har xil;

mo'rt materiallar uchun (uncha kichik qoldiq deformatsiya hosil qilib emiriladi) – mustahkamlik chegara cho'zilish va siqilishda har xil.

Puxtalanish po'lat materialining mexanik xorssasini o'zgartiradi, amalda mustahkamlik chegarasi o'zgarmagan holda qachon uning mustahkamligini oshiradi. Puxtalanishgacha oquvchanlik chegarasi bo'lgan po'latning cho'zilish diagrammasida puxtalanishdan keyingi cho'zilish diarammasida oquvchanlik chegara bo'lmaydi. Demak, puxtalanishgacha chegaraviy kuchlanish rolini oquvchanlik chegara σ_{OK} o'ynaydi, puxtalanishdan keyin esa shartli oquvchanlik chegara $\sigma_{0.2}$, bunda $\sigma_{0.2} > \sigma_{OK}$, ya'ni puxtalanish chegaraviy kuchlanishni ortishiga olib keladi – mustahkamlanishga olib keladi. Agar, diagrammada oquvchanlik chegara ko'rinmasa, puxtalanish shartli oquvchanlikni ortishini bildiradi. Yuqori temperatura sharoitida statik yuklanishda ishlaydigan materillarda chegaraviy kuchlanish sifatida yoyiluvchanlik chegarasi σ_T yoki uzoq muddatli mustahkamlik chegarasi σ_{BT} qabul qilinadi.

Konstruktsiya elementlarining mustahkamligini ta'minlash uchun, ularning materiali va o'lchamlarini shunday tanlash lozimki, ekspluatatsion yuklanishdagi kuchlanishlar chegaraviy kuchlanishlardan kichik bo'lsin. Albatta, bunda ishchi kuchlanishlar chegaraviy kuchlanishlarga yaqin bo'lmazligi lozim, aks holda detalning mustahkamligini kafolatlab bo'lmaydi, chunki ta'sir qiluvchi kuchlarni, demak kuchlanishlarni amalda aniqlik bilan hisoblab bo'lmaydi yoki materialning mexanik xossalarida farq bo'lishi mumkin.

Chegaraviy kuchlanishni ekspluatatsiya jarayonida hosil bo'lgan eng katta hisobiy kuchlanishga nisbati ehtiyotlik koeffitsienti deyiladi

$$n = \frac{\sigma_{cheg}}{\sigma} \quad (2.21)$$

Bu erda $n > 1$ bo'lishi kerak, aks holda mustahkamlik ta'minlanmaydi. Tabiiyki, n - ni qaysi qiymatida konstruktsiya elementining mustahkamligi ta'minlanadi? n - ni qiymati qancha katta bo'lsa, konstruktsiya shuncha katta ehtiyotlik koeffitsientiga ega bo'ladi. Lekin, juda katta ehtiyotlik koeffitsient material sarfini ko'paytiradi, konstruktsiyaning og'irligi kattalashadi, iqtisodiy noqulay bo'ladi. Konstruktsiyaning vazifasiga va boshqa faktorlarga bog'liq ravishda n - koeffitsientning minimal qiymati o'rnatiladi va uni $[n]$ harfi bilan belgilanadi. $[n]$ - mustahkamlikka talab qilingan ehtiyotlik koeffitsienti deyiladi

Agar, mustahkamlikka talab qilingan ehtiyotlik koeffitsienti -hisobiy ehtiyotlik koeffitsienti n -dan kichik bo'lsa, ya'ni $n \geq [n]$ shartda konstruktsiya elementining mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi. Bu shart, tengsizlik mustahkamlik shart deyiladi. (2.21) ifodani e'tiborga olsak, mustahkamlik shart quyidagicha ko'rinishga keladi:

$$n = \frac{\sigma_{cheg}}{\sigma} \geq [n] \quad \text{yoki} \quad \sigma \leq \frac{\sigma_{cheg}}{[n]} \quad (2.22)$$

Bu erda $\frac{\sigma_{cheg}}{[n]} = [\sigma]$ - ruxsat etilgan kuchlanish deyiladi

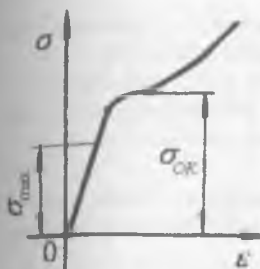
Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash. Cho'zilish va siqilishga ishlaydigan detallarni mustahkamlikka hisoblashda normal kuchlanish σ -ni qaysi qiymati xafli emas degan savol tug'iladi. Albatta, bu kuchlanish detalni emirish yoki uni noqulay sharoitda ishlash holatiga to'g'ri keluvchi xavfli kuchlanish 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:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A} \leq [\sigma] \quad (2.23)$$

(2.23) 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 $\sigma_0 = \sigma_\theta$ deb qabul qilinadi.

σ_{OK} - oquvchanlik chegarasidagi kuchlanish

σ_θ - mustahkamlik chegarasidagi kuchlanish

n - ehtiyotlik koeffitsienti.

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 katta 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 kamayadi, material sarfi oshadi va iqtisodiy noqulaylik bo'ladi.

Ayrim materiallar uchun cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish

Material	Ruxsat etilgan kuchlanish $\frac{kg}{sm^2}$	
	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 $R = 110 \frac{kg}{sm^2}$ markali	38	4,5
Beton $R = 170 \frac{kg}{sm^2}$ markali	60	7

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 xatoli-giga sezgirligi; detalni mas'uliyati.

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 ishlash muddatiga e'tibor beriladi. Masalan: qurilish sohasida $n = 2...5$ va aviatsiya texnikasida $n = 1,5...2$

Cho'zilish va siqilishdagi potentsial energiya. Elastik sterjen deformatsiyasining potentsial energiyasi miqdor jihatdan tashqi kuchning bajargan ishiga teng: $A=U$ (10)

Statik ravishda qo'yilgan kuchning bajargan ishi shu kuchga tegishli ko'chish ko'paytmasining yarmiga teng:

$$A = \frac{F \cdot \Delta \ell}{2} \quad (11)$$

Guk qonunini e'tiborga olsak $U = \frac{F^2 \cdot \ell}{2EA} = \frac{\sigma^2 F \ell}{2E}$ (12)

Solishtirma potentsial energiya $a = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2}$ (13)

Materiallarning qattiqligini tajribada aniqlash [33]

Ishning maqsadi: turli material mexanik xossalari va qattiqligini tajribada tekshirish

Brinell. 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. 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.



2.27-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 qattqlik darajasi F sinov bosimi yuklamasi va sharsimon segmentning A_B ta'sir maydoni asosida hisoblab topiladi:

$$HB = \frac{0.102F}{A_B}$$

0,102 koeffitsient kN/mm^2 dan kN/mm^2 gacha o'zgarish (konversiya)ni hisobga oladi D diametrli sharcha va d shar izining (sharsimon segment) diametri yordamida quyidagilarni olamiz:

$$HB = \frac{2 \cdot 0,102 \cdot F}{\pi \cdot D(D - \sqrt{D^2 - d^2})} \quad (38)$$

Agar sharchaning bosilishi doiraviy bo'lmasa, ikkita vertikal turgan

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

o'lchovning o'rtacha qiymatidan foydalanishimiz kerak.



Brinell, Yuxan Avgust.

shved. Johan August Brunell 21 noyabr 1849 yil Bringetofta, Shvetsiyada to'g'ilgan. 17iyun 1925 yil 75 yoshda Stokgolm Shvetsiyada vafot etgan. Qirollik texnologiya institutini tamomlagan. Shvetsiyalik injener. Metallurgiya sohasida ilmiy ish olib borgan. Materiallarni qattqligini aniqlash usulini 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 qattqlikni aniqlashning statik usulini 1900 yilda ishlab chiqadi va bu usul bugungi kunda ham sanoatda tadbiq etiladi. Materialga qattiq sharik (diametri 10mm) bilan ma'lum kuch (asosan 30 kN) ta'sir etiladi. Qo'yilgan kuchni sharik izining yuzasiga nisbati Brinell bo'yicha qattqlik NV ni aniqlaydi. Turli xil materiallar, shakllar namunalarining qattqlik qiymatlarini va sharchalar diametrlarini solishtirish imkoniyatini yaratish uchun muayyan qoidalarga rioya qilinishi kerak.



Qattiqlik materialni sirtiga mexanik tarzda singdirilgan detalga qarshilik ko'rsatish qobiliyati.

Qattiqlik va materialni mustahkamlik chegarasi quyidagicha bog'lanishda: kam uglerodli po'lot uchun:

$$\sigma_B = 0,36 HB \quad \text{va} \quad \text{kul rang cho'yan: } \sigma_B = \frac{HB - 40}{6} \quad (39)$$

Brinell bo'yicha qattiqlikni aniqlash. Materialning eyilishga chidamliligi, uning qattiqligiga bog'liq. Material qancha qattiqroq bo'lsa, uning eyilishga chidamliligi ham shunchalik yuqori bo'ladi.

Qattiqlik mexanik qarshilikka tegishli bo'lib, u bilan jism boshqa ob'ektning ta'siriga qarshilik ko'rsatadi. Qattiqlik yuzasidan me'yoriy sinov jarayonida namuna yuzasi sinovdan o'tkazilayotgan qattiq ob'ektning vertikal bosimi ostida bo'ladi.

Namunada uch o'qli kuchlanish bosim amalga oshirilayotgan ob'ekt ostida yuzaga keladi. Shu tufayli bosimning o'zgarmas darajasiga juda qattiq va mo'rt materiallarda ham material shikastlanishlarisiz erishilishi mumkin. Bu qattiqlik yuzasidan sinovni cho'zilish yuzasidan o'tkaziladigan sinovlardan farqlaydi, ushbu sinov jarayonida namunada faqat bir o'qli kuchlanishli holat yuzaga keltiriladi, bunda qattiq materiallarda plastik deformatsiya hosil bo'lishi mumkin emas.

Qattiqlik yuzasidan sinovning ustunlik tomonlaridan biri shundan iboratki, cho'zilish yuzasidan o'tkaziladigan sinovlardan farqli ravishda, material tavsiflari, agar namuna ob'ektidagi kichik ezilgan joylar hisobga olinmasa, namuna emirilishlarisiz to'planishi mumkin.

Kamchiliklar shundan iboratki, qattiqlik yuzasidan sinovlarda qattiqlikning o'zidan emas, balki sinovdan o'tkazish tadbiriga qarab, faqat bitta qattiqlik tavsifini aniqlash mumkin. Shu tufayli sinov jarayoni har doim qattiqlik qiymati bilan birga ko'rsatilishi kerak.

Namuna va xona harorati. Qattiqlik yuzasidan sinov xona harorati 18...28°C daraja sharoitda o'tkaziladi

Sharcha diametri. Sharcha diametrlari 10, 5, 2,5 va 1 mm standartlashtirilgan. Biz faqat 10 mm diametrli sharchalardan foydalanamiz

Sinovni davom etish vaqti. Sinov yuklamasi namunaga eng kamida 10, 15 va 30 soniya mobaynida ta'sir ko'rsatishi kerak, suyuq materiallar holatida esa sinov yuklamasi eng kamida 5 soniya oshirilganda maksimumga etkazilishi kerak.

Yuklanish koeffitsienti. Sharcha bosilishining aniq va aks ettiriladigan ta'sir maydonini hosil qilish uchun ta'sir maydonining d diametri 0,2 va 0,7 D o'rtasida bo'lishi kerak. Buni kuzatish uchun turli xil qattiq materiallar uchun har xil yuzalar bosimlari tavsiya qilinadi, masalan, kuch va sharcha diametri maydoni bir-biriga muayyan nisbatda bo'lishi kerak. Ushbu nisbat "x" yuklama koeffitsiyenti sifatida yaxshi ma'lum.

$$x = \frac{0,102 \cdot F}{d^2}$$

0,102 koeffitsienti – kNdan kNga o'zgaradi va quyidagi



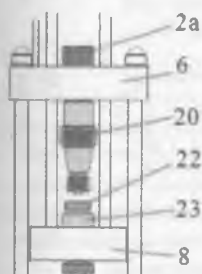
2.28 – rasm. Qattqlikni aniqlash uchun sharik va namuna.

Qattqlik aniqlash yuzasidan sinov golovkasi.

Brinell bo'yicha qattqlikni o'lchash uchun mexanizm asosiy blok qismi hisoblanadi. Qattqlik 10 mm diametrli toblangan po'lat sharcha (21) yordamida sinov (test)dan o'tkaziladi. Alyuminiy, mis va po'latdan tayyorlangan 10 mm x 30 mm x 30 mm o'lchamli metall plastinalar namunalar sifatida ishlatiladi.

Qattqlik yuzasidan sinov mexanizmi [33]. Qattqlik yuzasidan sinov golovkasi (20) uskunaning siqish sohasiga, yo'naltiruvchi rama (6) va pastki to'sin (8) o'rtasiga qo'yiladi. Qattqlik yuzasidan sinov golovkasi siqilish parchasi orqali tutib turiladi (2a). Namuna (22) pastki to'sindagi qisqich plastinaga (23) joylashtiriladi.

Sinov yuklamasi. WR 300 Materiallar sinovi uchun universal qurilmada foydalaniladigan 10 mm diametrli sinov sharchasi uchun biz quyidagi sinov yuklamalarini olamiz. Sinov vaqtida $F = 9,8kN$ yuklamali maxovikni burib, namunaga yuklamani asta-sekin va uzluksiz qo'llang. Sinov yuklamasi to'g'ri qo'llanilishini ta'minlash maqsadida dastur strelkasi mo'ljallangan yuklamani ko'rsatadi.



2.29– rasm. Qattqlikni aniqlash mexanizmi

Maxovikni taalluqli ravishda burib, mo'ljallangan yuklamaga maksimal yaqin bo'ladigan tarzda yuklamani rostlab qo'ying.

IZOH. Agar joriy yuklama mo'ljallangan yuklamadan 1% dan ko'proq og'ishga ega bo'lsa, tajriba to'xtatiladi. Sekundomer mo'ljallangan yuklamaga erishilgandan

so'ng ishga tushiriladi. Yuklama ta'siri davomiyligi 10 soniyadan oshganda sekundomer qizil rangdan yashil rangga aylangandan so'ng namunadan yukni olib tashlang.

Kuchlanishlar konsentratsiyasi. Turli notekisliklar, teshiklar va kanavkalar hisobiga ko'ndalang kesimning (zaiflashishi) o'zgarishi kuchlanishning notekis taqsimlanishiga, kuchlanishlar konsentratsiyasini hosil bo'lishiga olib keladi.

F kuch ta'sirida cho'zilayotgan sterjenning kesimida me'yoriy kuchlanish teng tarqaladi, teshik yonida kuchlanish to'plami hosil bo'ladi. Kuchlanishning bunday to'planishi mahalliy kuchlanish yoki kuchlanishlar konsentratsiyasi deyiladi. *Mahalliy kuchlanishni keltirib chiqargan notekisliklarning turiga kuchlanishlar konsentratori deyiladi.*

Maksimal kuchlanish σ_{HOM} kuchlanishga nisbati kuchlanishlar konsentratsiyasining koeffitsienti deyiladi.

$$\alpha = \frac{\sigma_m}{\sigma_{HOM}} \quad \sigma_{HOM} = \frac{F}{A_0}$$

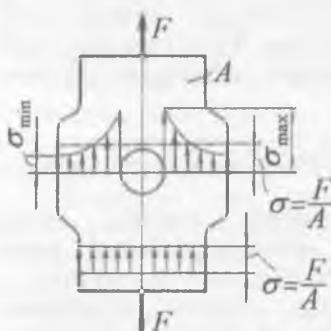
α_K - ning qiymati notekislikning shakli va o'lchamiga bog'liq va eksperiment orqali topildi;

A_0 - sterjenning zaiflashmagan ko'ndalang kesimi yuzasi.

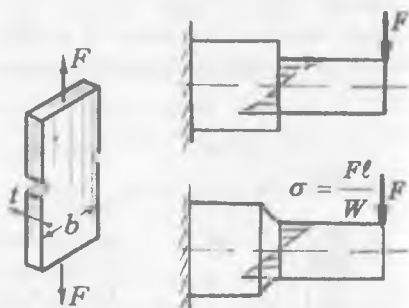
Mo'rt materiallarda lok qoplamasini yoki setkasini hosil qilish usuli bilan mahalliy kuchlanish aniqlanishi mumkin. Ayrim hollarda, kesimi o'zgaruvchan sterjenlarda α_K -ning qiymati materialning mustahkamlik chegarasini aniqlash

bilan topiladi.

$$\alpha = \frac{\sigma_m}{\sigma_{HOM}}$$

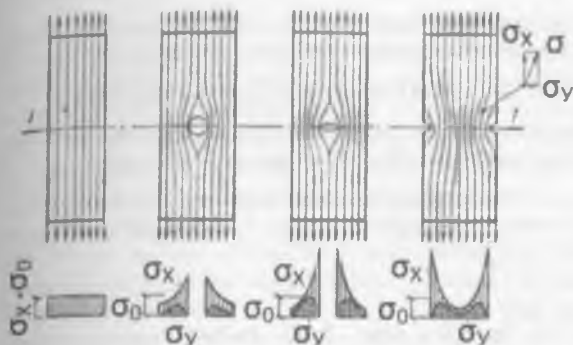


2.30 – rasm. Kuchlanishlar konsentratsiyasini aniqlash sxemasi



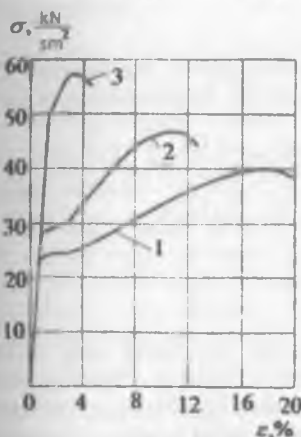
2.31–rasm. O'zgaruvchan kesimlarda kuchlanishlar konsentratsiyasi

Agar, elementda teshik, mahalliy qisqarish, kanavka va kesim o'lchamining keskin o'zgarishi bo'lsa, kuchlanish potoki ushbu notekislikni aylanib o'tadi va kuchlanishlar to'plamini hosil qiladi. Kuchlanishlar bu kesimlarda notekis tarqaladi, eng katta kuchlanishlar nominal (tekis taqsimlangan) kuchlanishlardan bir necha bor ortib ketadi [32].



Kuchlanishlar
kontsentra tsiyasini
cho'zilish
diagrammasiga
ta'siri

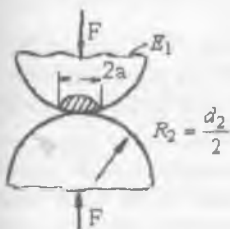
2.32-rasm.[32]
Kuchlanishlar
potoki



2.32-rasm, a-da silliq sirtli brusda turli
shaklli notekislarda bo'lgan bruslarni
cho'zilishida hosil bo'lgan kuchla-
nishlar potoki ko'rsatilgan.

Notekisliklar yuzasidan boshqa
1-1 qirqidagi haqiqiy yuzasi (netto
yuzasi) bir xil. Har bir polosadagi
bo'ylama σ_x va ko'ndalang σ_y
kuchlanishlar ko'rsatilgan. Kuchla-
nishlar potokining egrilangan
traektriyasida bosh kuchlanishlarni
ikkita o'zaro perpendikulyar
yo'nalishdagi tashkil qiluvchilarga
ajratish mumkin.

Egri traektoriyali potokga hamma vaqt tekis va hajmiy kuchlanganlik holati
to'g'ri keladi. Notekislik qanchalik o'tkir yoki chuqur bo'lsa eng katta
kuchlanishlar va uning egriligi shunchalik katta bo'ladi, po'lotning mo'rtligi ham
ortadi. Bu esa metal konstruktsiyasini emirilishiga olib keladi. Kuchlanishlar
kontsentratsiyasini cheklash uchun konstruktiv imkoniyatlardan foydalanib,
kuchlanishlarni silliq taqsimlash lozim.



Kontakt kuchlanishlar haqida tushuncha.

Podshipniklar, tishli uzatmalar,
ko'priklarning tayanch qismlaridagi shar va
tsilindrik g'ildiraklarning ish jarayonida
kontaktli kuchlanishlar hosil bo'ladi.

2.33 - rasm. Kontaktli kuchlanishni
aniqlash

Demak, ikkita o'zaro tegib turadigan jismni ta'sirlashuv yuzasida paydo bo'ladigan kuchlanishlar kontaktli kuchlanishlar deyiladi (2.33-rasm)

Kontaktli kuchlanishlarni ko'pincha mahalliy kuchlanishlar ham deyildi.

Kontaktli kuchlanishlarni va deformatsiyalarni qonuniyati va aniqlanishining ayrim usullari, nazariyasi elastiklik nazariyasida keltirilgan.

Diametrlari d_1 va d_2 bo'lgan ikkita elastik shar markaziy kuch bilan siqilganda ularning o'zaro tegib turgan joylarida radiusi

$$a = 0,88 \cdot \sqrt{\frac{F}{2} \cdot \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \text{ bo'lgan doira hosil bo'ladi.}$$

Kontakt maydonchasidagi normal kuchlanish notekis taqsimlanadi. Eng katta kuchlanish kontakt doirasining markazida bo'lib, kuchlanishning o'rtacha

qiymatidan 1,5 marta katta:

$$\sigma_{\max} = 1,5 \frac{F}{\pi \cdot d^2}$$

Agar, sharlarning materiallari bir xil bo'lsa, ya'ni: $E_1 = E_2$ bo'lsa

$$\sigma_{\max} = 0,623 \sqrt{FE^2 \left(\frac{d_1 + d_2}{d_1 d_2} \right)^2}$$

Kontaktli kuchlanishlar maydonchasida hajmiy kuchlanish sodir bo'ladi. Material har tomonlama siqilishga yaqin sharoitda ishlaydi. Shuning uchun mahalliy ezilish uchun ruxsat etilgan kuchlanish oddiy siqilishdagiga qaraganda ancha katta olinadi. Kontaktli kuchlanishlarni aniqlash uchun keltirilgan formulalar kontaktdagi jismlarning shakliga va o'lchamiga bog'liqdir.

Yangi materiallarning mexanik xarakteristikalari

Hozirgi vaqtda mashina detallarini tayyorlash uchun har xil turdagi materiallar - po'lat, cho'yan, rangli metall qorishmalari, kukunsimon materiallar, plastmassalar, rezina va h.k. ishlatiladi.

Po'lot – uglerod va boshqa elementlarni temir bilan qorishmasi. Kam uglerodli ($c \leq 0,25\%$); o'rta uglerodli ($c = 0,25...0,60\%$) va yuqori uglerodli ($c > 0,6\%$) po'latlar mavjud. Po'latda qancha uglerod ko'p bo'lsa, uni qattiqligi va statik mustahkamligi ham yuqori, plastikliги past buladi. Po'lat yuqori mexanik xossaga ega, qoliplash, quyma va prokatlash namunalarini olish; stanoklarda ishlov berish; payvandlash va termik ishlov berish qulay. Po'lat turlari bilan farq qiladi. Konstruktsion sifatli po'lat uglerod va manganetsni miqdori bilan farq qiladi: St.40; St.45; St.30G – G harfi yuqori miqdorli manganets borligini ifodalaydi. Legirlangan konstruktsion po'lat sifatli va yuqori sifatli turlarga

bo'linadi. Legirlaydigan elementlar miqdoriga ko'ra xromli (20X, 40X); xromnikelli (20XN, 12XN34) po'latlar mavjud. Harfdan oldingi raqam uglerod miqdorini; keyingisi esa legirlaydigan element miqdorini bildiradi. Yuqori sifatli po'latlarni markasini oxirida – A harfi bo'ladi. Oddiy sifatli po'latlar shtampovka yoki payvandlash usuli bilan korpusli detallarni tayyorlashda; sifatli va legirlangan po'latlardan mashinalarni turli detallari, val va o'qlar, tishli g'ildirak, chervyak, friksion g'ildiraklar tayyorlanadi.

Chuyon. Chuyon deb, tarkibida 2% uglerod bo'lgan temir uglerodli qotishmaga aytiladi. Chuyonni quyma xususiyati yaxshi, plastikligi yomon. Chuyonlarni oq va kul rang markalari mavjud. Oq chuyon yuqori qattiqlik va mo'rtlikga ega, kesilish xususiyati yomon. Kul rang chuyonlar o'rtacha mustahkamlikga va quyma xususiyatga ega, kesilish xususiyati yaxshi, tebranishni yaxshi singdiradi.

Latun – mis va qo'rg'oshin va ko'p komponentli alyuminiy, temir, marganets, nikel va h.k. tarkibiy qismlardan tashkil topgan.

Latunni mexanik xossasi va korroziyaga chidamliligi yaxshi.

St.45 markali po'latdan 5-6 marotaba qimmat. *LtC23A6/JZMts2* – markali latun-kirmak 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 qolgani – mis. Bronza – 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 – 350°S gacha (polipropilen, ftoroplast) etadi. Plastmassalarning elastiklik moduli katta bo'lib, cho'ziluvchanligi kichikdir. Masalan:

penoplast $E = (3...25)10^3 \text{ mN/m}^2$; $\delta = (0,1...1,5) \%$

epoksidoplast $E = (3...4)10^3 \text{ mN/m}^2$; $\delta = (2,5...8) \%$

Qotish jarayonida o'zgarmaydigan 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:

polietilenda $E = (1,5... 2,5) 10^3 \text{ mN/m}^2$; $\delta = (150...600) \%$;

polipropilenda $E = (9...12) 10^3 \text{ mN/m}^2$; $\delta = (500...700) \%$

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 taxminan 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'zgaruvchan. 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: $E = 40...70 \text{ mN/m}^2$; $\delta = 0,8...1,2\%$.

Po'lat materialini va boshqa metall qorishmalarini mexanik va boshqa xossalarni 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.

Kuydirish va normallashtirish – quyma yoki bosim ostida tayyorlanadigan detallardagi ichki kuchlanishni yo'qotish, mexanik xossasi va kesilishini yaxshilash uchun tadbiiq etiladi. Mashina detallarining mustahkamligi, qattiqligini va eyilishga qarshiligini oshirish uchun – toblash foydalaniladi.

Toblash–mahalliy yoki sirt bo'yicha bajarilishi mumkin. Toblash yuqori chastotatli tok ta'sirida olib boriladi, natijada materialni qattiqligi va mo'rtligi ortadi. Mo'rtlik va ichki kuchlanishni yo'qotish uchun yumshatish (bo'shatish) kerak.

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 ximik-termik ishlov berish kerak.

Zamonaviy mashinasozlikda tsementatsiyalash va azotlash ishlatiladi. Tsementatsiyalashda- detalni sirti–0,2 mm chuqurlikda uglerod bilan boyitiladi. Natijada – detalni sirtida yuqori qattiq qatlam, markazda esa yumshoq qatlam hosil bo'ladi.

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.

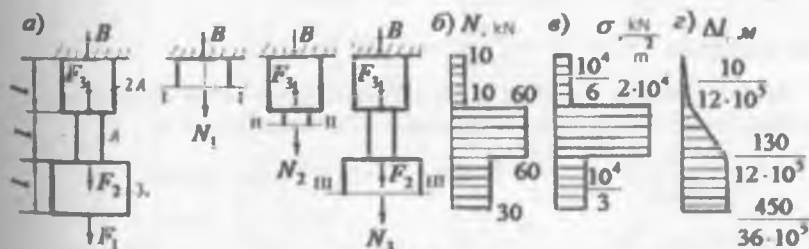
Metall qatlamini plastik deformatsiyalash–mexanik puxtalash deyiladi.

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.

SAVOLLAR

1. Markaziy cho'zilish yoki siqilish deb nimaga aytiladi?
1. Absolyut uzayish deb nimaga aytiladi?
3. Nisbiy uzayish deb nimaga aytiladi?
4. Guk qonunini ta'riflab bering.
5. Materiallarni mexanik xossalarini aytib bering.
6. Materiallarni plastiklik xossalarini aytib bering.
7. Yumshoq po'latni cho'zilish diagrammasini chizib bering.
8. Yumshoq po'latni siqilish diagrammasini chizib bering.
9. Proportionallik chegara deb nimaga aytiladi?
10. Oquvchanlik chegara deb nimaga aytiladi?
11. Mustahkamlik chegara deb nimaga aytiladi?
12. Elastiklik chegara deb nimaga aytiladi?
13. Mo'rtlik deb nimaga aytiladi?
14. Plastiklik nima?
15. Ruqsat etilgan kuchlanish nima?
16. Cho'zilish va siqilishda mustahkamlik shartni yozing?
17. Statik noaniq masala deb nimaga aytiladi?
18. Puxtalanish nima?

misol- 1. Po'latdan tayyorlangan pog'onali brus $F_1 = 30 \text{ kN}$, $F_2 = 30 \text{ kN}$, $F_3 = 50 \text{ kN}$ tashqi kuchlar bilan yuklangan (2.34 – rasm). Pog'onali brus uchun ichki bo'ylama kuch N ; normal kuchlanish σ va absolyut uzayish $\Delta\ell$ epyuralari qurilsin.



2.34 – rasm. Pog'onali brusni yuklanish sxemasi va bo'ylama kuch, normal kuchlanish va bo'ylama uzayish (N, σ va $\Delta\ell$) epyuralari

Yechish. Berilgan masala statik aniq yoki statik aniqmas sistema bo'lishidan qat'iy nazar bo'ylama ko'chishni topish tayanch nuqtadan boshlanishi kerak, chunki bu nuqta joylashgan kesimning ko'chishi ($\Delta\ell_B = 0$) nolga teng. Shuning uchun, bo'ylama kuch N ni topishni ham sterjenning tayanch nuqtasidan boshlaymiz.

Butun sistemaning muvozanat tenglamasidan noma'lum reaksiya kuchi $-B$ ni topamiz (2.34 – rasm, a):

$$\sum y = B + F_3 - F_2 - F_1 = 0 \quad \text{va} \quad B = 30 + 30 - 50 = 10 \text{ kN}$$

Kesish usulidan foydalanib sterjenning yuqori pog'onasidan fikran ikki qismga ajratamiz va pastki qismni tashlab yuboramiz. Ajratib qoldirilgan qismning kesilgan yuzasiga pastki tashlab yuborilgan qismning ta'sirini almashtiradigan N kuchni qo'yamiz va muvozanat tenglamasini tuzamiz.

$$\sum y = B - N_1 = 0 \quad \text{yoki} \quad B = N_1 = 10 \text{ kN}$$

Tekshirilayotgan pog'onaning uzunligi bo'ylab N_1 kuch o'zgarmas bo'lib miqdor jihatdan reaksiya kuchi V -ga teng. Kesimdagi normal kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{2A} = \frac{10}{2 \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = \frac{10^4}{6} \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Sterjenning ℓ uzunligi bo'ylab to'liq ko'chishni topamiz

$$\Delta \ell_1 = \int_0^\ell \frac{N_1 dy}{E2A} = \frac{N_1 y_1}{E2A}, \quad \text{bu erda} \quad 0 \leq y_1 \leq 1 \text{ m. da o'zgaradi}$$

$$\text{Agar, } y_1 = 0 \text{ bo'lsa } \Delta \ell_1 = 0 \quad \text{va} \quad y_1 = 1 \text{ m bo'lsa } \Delta \ell_1 = \frac{10}{12 \cdot 10^5} \text{ m}$$

Demak, brusning yuqori pog'onasida bo'ylama deformatsiya

$$\text{to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgarib noldan } \Delta \ell_1 = \frac{10}{12 \cdot 10^5} \text{ gacha ortib boradi.}$$

II-II-qirgimdan ajratilgan qismning muvozanat tenglamasiga asosan

$$\sum y = 0. \quad B + F_3 - N_2 = 0 \quad \text{va} \quad N_2 = 60 \text{ kN},$$

$$\text{normal kuchlanish} \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{60}{3 \cdot 10^{-3}} = 2 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Sterjen ajratilgan qismining to'liq uzayishini topish uchun ikkinchi oraliq uzayishiga birinchi oraliqning to'liq uzayishini qo'shib yozamiz, ya'ni:

$$\Delta \ell_2 = \frac{10}{12 \cdot 10^5} + \frac{N_2 \cdot y_2}{EA}, \quad \text{bu erda} \quad 0 \leq y_2 \leq 1 \text{ m. da o'zgaradi}$$

$$\text{agar } y_2 = 0 \text{ bo'lsa } \Delta \ell_2 = \frac{10}{12 \cdot 10^5} \text{ m, va } y_2 = 1 \text{ m, } \Delta \ell_2 = \frac{65}{6 \cdot 10^5} \text{ m}$$

III – III qirgimda Bo'ylama kuch N_3 ni topish uchun sterjenning ajratilgan qismining muvozanat tenglamasini tuzamiz

$$\sum y = B + F_3 - F_2 - N_3 = 0 \quad \text{bu erdan} \quad N_3 = 30 \text{ kN}$$

Bo'ylama kuch ajratilgan qismga ta'sir qilayotgan aktiv va reaktiv kuchlarni algebraik yig'indisiga teng bo'ladi.

$$\text{normal kuchlanish} \quad \sigma_3 = \frac{N_3}{3A} = \frac{30}{3 \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = \frac{10^4}{3} \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Sterjening butun uzunligi bo'yicha to'liq uzayishi

$$\Delta \ell_3 = \Delta \ell_2 + \frac{N_3 y_3}{E3A} \text{ buerda } 0 \leq y_3 \leq 1 \text{ m da o'zgaradi}$$

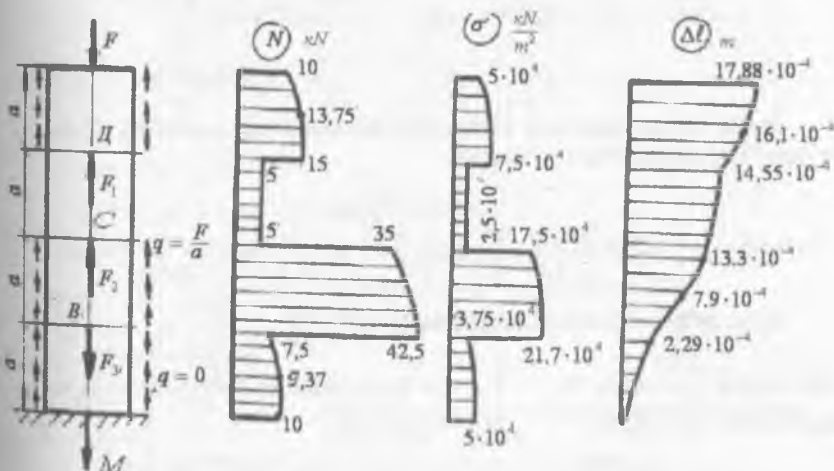
$$y_3 = 0 \text{ bo'lsa } \Delta \ell_3 = \frac{130}{12 \cdot 10^5}, \text{ m va } y_3 = \ell = 1 \text{ m da } \Delta \ell_3 = \frac{450}{36 \cdot 10^5}, \text{ m}$$

N, σ va $\Delta \ell$ epyuralari 2.34 – rasmda ko'rsatilgan.

misol – 2. Taqsimlangan kuch intensivligi q_x va F_1, F_2, F_3 , kuchlar bilan yuklangan brusning N, σ va $\Delta \ell$ epyuralari qurilsin. Taqsimlangan kuch intensivligi - q_x to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. Sterjenni ko'ndalang kesim yuzasi $A = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, tashqi kuchlar $F_1 = F, F_2 = 3F, F_3 = 3,5 F$ va $F = 10 \text{ kN}$. Sterjening materiali po'lat.

Brusni to'liq uzayishini qo'zg'almas kesimdagi M nuqtadan boshlab aniqlash kerak. Shuning uchun N, σ va $\Delta \ell$ ni aniqlash ham tayanch nuqtasidan topishdan boshlaymiz. M – tayanch kuchni topamiz (2.35 – rasm).

$$\sum x = -M - F_3 + F_2 + F_1 + \frac{1}{2} q_x \cdot 2a + \frac{1}{2} q_x a - F = 0 \text{ va } M = 10 \text{ kN}$$



2.35 – rasm. Brusni yuklanish sxemasi va bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyuralari.

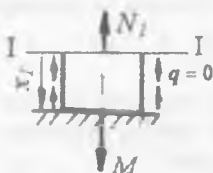
Taqsimlangan kuch intensivligi q_x sterjenni oraliq masofalarida to'g'ri chiziqli qonuni bilan o'zgaradi. Shuning uchun q_x larni teng ta'sir qiluvchisi taqsimlangan kuch intensivligini maksimal va minimal qiymatlaridan qurilgan

uchburchak-ni yuzasi bilan o'lchanadi. Sxemadan: $\frac{q_x}{x} = \frac{q}{2a}$ yoki

$$q_x = q \frac{x}{2a} = \frac{Fx}{2a^2}$$

agar, $x = 0$ bo'lsa $q_x = 0$ va $x = 2a$ bo'lsa $q_x = \frac{F}{a}$

1-1 – qirqim. Brusning M va B nuqtalari oralig'idan $0 \leq x_1 \leq 1m$ sohada o'zgaruvchi 1 – 1 qirqim bilan ikkitaga ajratib, pastki qismning muvozanat tenglamasini tuzamiz.



$$\sum x = 0 \text{ yoki } N_1 + \int_0^a q_x dx - M = 0$$

$$N_1 = M - \int_0^a q_x dx = M - \int_0^a q \frac{x dx}{2a} = M - q \frac{x^2}{4a} = M - F \frac{x^2}{4a^2}$$

$$x_1 = 0 \text{ da } N_1 = M = 10 \text{ } \kappa N$$

Normal kuchlanish $\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{10}{2 \cdot 10^{-4}} = 5 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$

$$x_1 = 0,5m \quad N_1 = 9,375 \text{ } \kappa N, \quad \sigma_1 = 4,6875 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$x_1 = 1m \quad N_1 = 7,5 \text{ } \kappa N, \quad \sigma_1 = 3,75 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$$

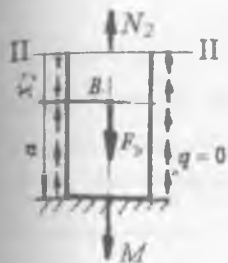
Brusni taqsimlangan kuch intensivligi bilan yuklangan oralig'ida N va σ lar egri chiziq qonuni bilan o'zgaradi.

Uzayish
$$\Delta \ell_1 = \int_0^a \frac{N_1 dx}{EA} = \int_0^a \frac{M - F \frac{x_1^2}{4a^2}}{EA} dx = \frac{1}{EA} \int_0^a M dx - \frac{F}{4a^2 EA} \int_0^a x_1^2 dx$$

Hosil bo'lgan tenglamani integrallasak,
$$\Delta \ell_1 = \frac{Mx_1}{EA} - \frac{Fx_1^3}{12a^2 EA}$$

kelib chiqadi. $x = 0$ da $\Delta \ell_1 = 0$., ya'ni qo'zg'almas M kesimni uzayishi nolga teng bo'ladi, $x_1 = 0,5m$. $\Delta \ell_1 = 1,224 \cdot 10^{-4} m$.

$$x_1 = 1m \quad \Delta \ell_1 = \Delta \ell_B = 2,291 \cdot 10^{-4} m$$



II – II qirqim. $a \leq x_2 \leq 2a$, ($1 \leq x_2 \leq 2$)

Qo'zg'almas kesimdan x_2 masofadagi kesimni bo'ylama kuchi quyidagicha topiladi:
 $\sum x = 0$.

$$N_2 = M + F_3 - \int_0^2 q_x dx = M + 3,5F - \int_0^2 q \frac{x dx}{2a}$$

Normal kuchlanish $\sigma_2 = \frac{N_2}{A}$

$$x_2 = 1m,$$

$$N_2 = 42,5kN$$

$$\sigma_2 = 21,25 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2}$$

$$x_2 = 2m;$$

$$N_2 = 35kN;$$

$$\sigma_2 = 17,5 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2}$$

I pog'onadan II pog'onaga o'tish B nuqtasida bo'ylama kuchni qiymati $F_3 = 3,5F = 35kH$ ga farq qiladi. Shuning uchun B nuqta joylashgan kesimni N epyurasida 35 kNga teng sakrash bo'ladi.

Brus MS – oraliqining to'liq uzayishini topamiz.

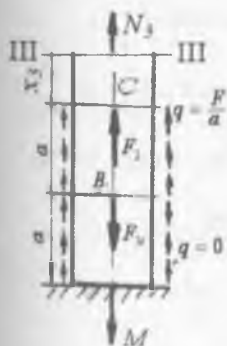
$$\Delta \ell_2 = \Delta \ell_B + \int_0^{1a} \frac{N_2 dx}{EA} = 2,291 \cdot 10^{-4} + \int_0^1 \left(\frac{M}{EA} + \frac{3,5F}{EA} - F \frac{x_2^2}{4a^2 EA} \right) dx$$

buerdan
$$\Delta \ell_2 = 2,291 \cdot 10^{-4} + \frac{M \cdot x}{EA} + \frac{3,5F \cdot x}{EA} - \frac{F \cdot x^3}{12EA}$$

$$x_2 = 0, \quad \Delta \ell_2 = 2,291 \cdot 10^{-4} m,$$

$$x_2 = 0,5m, \quad \Delta \ell = 7,9 \cdot 10^{-4} m,$$

$$x_2 = 1m, \quad \Delta \ell_2 = \Delta \ell_c = 13,3 \cdot 10^{-4} m$$



III – III qirqim. $0 \leq x_3 \leq 1m$. Oraliq uzunligi bo'yicha taqsimlangan kuch intensivligining teng ta'sir qiluvchisi

$$\frac{1}{2} q \cdot 2a = qa = \frac{F}{a} \cdot a = F \text{ teng}$$

Brus ajratilgan qismining muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi

$$\sum x = N_3 + F_2 + F - F_3 - M = 0 \text{ va}$$

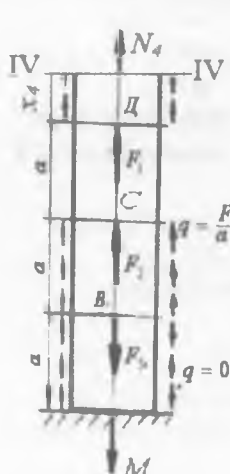
$N_3 = -F_2 - F + F_3 + M$ tenglamaga barcha tashki kuchlarning qiymatlarini keltirib qo'ysak $N_3 = 5kN$ hosil bo'ladi

Normal kuchlanish $\sigma = \frac{N_3}{A}$ yoki $\sigma = 2,5 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$

Oraliq uzunligi bo'ylab N_3 kuch va normal kuchlanish σ_3 teng tarqalgan, absolyut uzayish $\Delta \ell_3$ esa x_3 masofaga proportsional bog'lanishda bo'lib to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. Shuning uchun SD oraliqning uzayishi

$$\Delta \ell_D = \Delta \ell_e + \frac{N_3 l}{EA} = 14,55 \cdot 10^{-4} m$$

IV – IV qirg'i. $0 \leq x_4 \leq 1M$ oraliqdan (D nuqtadan yuqori qirqim) ajratilgan brus qismining muvozanat sharti



$$\sum x = N_4 + F_1 + \int_0^a q_x dx + F_2 - F_3 - \frac{1}{2} q 2a - M = 0$$

yoki

$$N_4 = -F - q \frac{x^2}{2a} - 3F + 3,5F + \frac{F}{a} \cdot a + F = 1,5F - F \frac{x_4^2}{2a^2}$$

Normal kuchlanish $\sigma_4 = \frac{N_4}{A}$ va absolyut uzayishi

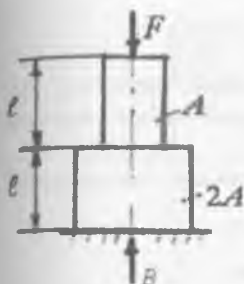
$$\begin{aligned} \Delta \ell_4 &= \Delta \ell_D + \int_0^a \frac{N_4 dx}{EA} = 14,55 \cdot 10^{-4} + \int_0^a \frac{\left(1,5F - F \frac{x_4^2}{2a^2}\right)}{EA} dx \\ &= 14,55 \cdot 10^{-4} + \frac{1,5Fx_4}{EA} - F \frac{x_4^3}{6a^2 EA} \\ x_4 &= 0. \end{aligned}$$

$$N_4 = 15 \kappa N; \quad \sigma_4 = 7,5 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}; \quad \Delta \ell_4 = 14,55 \cdot 10^{-4} m$$

$$x_4 = 0,5m \quad N_4 = 13,875 \kappa N; \quad \sigma_4 = 6,937 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2};$$

$$x_4 = 1m \quad N_4 = 10 \kappa N; \quad \sigma_4 = 5 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}; \quad \Delta \ell_4 = 17,88 \cdot 10^{-4} m$$

Brusning to'liq uzayishi $\Delta \ell = 17,88 \cdot 10^{-4} m$ ga teng



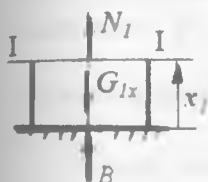
2.36- rasm

misol – 3. G' kuch va xususiy og'irligi bilan yuklangan pog'onali brusni (2.36- rasm) to'liq qisqarishi topilsin. Brus materialining hajmiy og'irligi ρ va elastiklik moduli E .

Yechish. Brus har bir pog'onasining xususiy og'irligi $\sigma_1 = \rho A l$ ba $\sigma_2 = \rho 2A l$ va G' kuch ta'siridan – tayanch kesimida V reaksiya kuchi hosil bo'ladi.

Reaksiya kuchini topamiz.

$$\sum x = B - F - \rho A l - \rho 2A l = 0 \quad \text{yoki} \quad B = F + 3\rho A l$$



I – I qirgim $0 \leq x_1 \leq l$ oraliqda, ya'ni brusni pastki pog'onasidagi ichki bo'ylama kuchni kesish usulidan foydalanib topamiz:

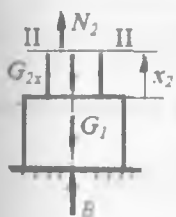
$$\sum x = N_1 + B - G_{1x} = 0 \quad \text{va}$$

Bu erda $\sigma_{1x} = \rho 2A x_1$ brus ajratilgan qismining xususiy og'irligi

$$N_1 = \rho 2A x_1 - F - 3\rho A l$$

Brus ajratilgan qismining deformatsiyasini topamiz.

$$\Delta l_1 = \int_0^l \frac{N_1 dx}{E 2A} = \int_0^l \frac{(\rho 2A x_1 - F - 3\rho A l) dx}{E 2A} = \left[\frac{\rho x_1^2}{2E} - \frac{(F + 3\rho A l)x_1}{E 2A} \right]_0^l$$



Agar, $x_1 = 0$ bo'lsa $\Delta l_1 = \Delta l_B = 0$, ya'ni tayanch kesimida deformatsiya nolga teng:

$$x_1 = l; \quad \Delta l_1 = -\frac{F l}{E 2A} - \frac{\rho l^2}{E}$$

II – II qirgim. $0 \leq x_2 \leq l$ oraliqda bo'ylama kuchni topamiz:

$$\sum x = N_2 + B - \rho 2A l - \rho A x_2 = 0 \quad \text{va}$$

$$N_2 = -F - \rho A l + \rho A x_2$$

Ajratilgan qismning to'liq ko'chishi.

$$\begin{aligned} \Delta l_2 &= \Delta l_1 + \int_0^l \frac{N_2 dx}{E A} = \Delta l_1 + \int_0^l \frac{(-F - \rho A l + \rho A x_2) dx}{E A} = \\ &= \Delta l_1 + \left[\frac{\rho A x_2^2}{2E A} - \frac{(F + \rho A l)x_2}{E A} \right]_0^l \end{aligned}$$

$$x_2 = 0, \quad \Delta \ell_2 = \Delta \ell_1 \quad \text{va} \quad x_2 = \ell, \quad \Delta \ell_2 = -\frac{3Fl}{2EA} - \frac{3\rho \cdot \ell^2}{2E}$$

misol - 4. Vertikal osilgan po'latdan tayyorlangan sterjen xususiy og'irligi ta'sirida qancha uzunligida emiriladi. Po'lat materialining mustahkamlik chegarasi 30 kg/mm^2 , xususiy og'irligi $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$

Yechish. Faqat xususiy og'irligi bilan yuklangan sterjenni mustahkamlik shartini yozamiz: $\sigma_{\max} = \rho \ell \leq \sigma_B$

bu erdan kritik uzunlik $\ell_k = \frac{\sigma_B}{\rho} = \frac{50 \cdot 10^6}{7800} = 6410 \text{ m}$

misol -5. Uzunligi 40 m bo'lgan pog'onali brus $F = 100 \text{ t}$ kuch va xususiy og'irligi bilan yuklangan. Pog'onali brus to'rtta bir xil uzunlikdagi oraliqdan

iborat. Pog'onali brus materialining solishtirma og'irligi $2 \frac{\text{t}}{\text{m}^3}$ va ruxsat etilgan

kuchlanish $[\sigma] = 80 \frac{\text{t}}{\text{m}^2}$ Pog'onali brusning kesim yuzalaridagi kuchlanishlar hisoblangin?

Yechish. Pog'onali brus yuqori qismining kesim yuzasini topamiz:

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \rho \ell_1} = \frac{100}{80 - 2 \cdot 10} = 1,67 \text{ m}^2$$

A_2 kesimga tashqi F kuch va yuqori qismni xususiy og'irligi ta'sir qiladi:

$$A_2 = \frac{F - \rho A_1 \ell_1}{[\sigma] - \rho \ell_2} = \frac{100 + 2 \cdot 1,67 \cdot 10}{80 - 2 \cdot 10} = 2,23 \text{ m}^2$$

Pog'onali brusni uchinchi qismi F kuch, birinchi va ikkinchi pog'onalarni xususiy og'irliklari ta'sirida:

$$A_3 = \frac{A + \rho \ell (A_1 + A_2)}{[\sigma] - \rho \ell_3} = \frac{100 + 2 \cdot 10(1,67 + 2,23)}{80 - 2 \cdot 10} = 2,97 \text{ m}^2$$

Pog'onali brusni eng pastki qismi G kuch va undan yuqori qismlarini xususiy og'irliklari ta'sirida bo'ladi:

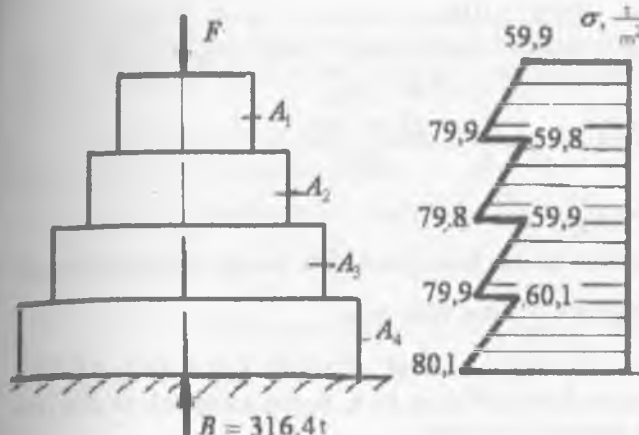
$$A_4 = \frac{F + \rho \ell (A_1 + A_2 + A_3)}{[\sigma] - \rho \ell_4} = \frac{100 + 2 \cdot 10(3,9 + 2,97)}{80 - 2 \cdot 10} = 3,95 \text{ m}^2$$

Pog'onali brusning tayanch kuchini topamiz:

$$\sum x = -F - \pi \cdot \ell (A_1 + A_2 + A_4) + B = 0$$

bu erdan $B = 100 + 2 \cdot 10 \cdot (1,67 + 2,23 + 2,97 + 3,95) = 316,4 \text{ t}$

Pog'onali brusning uzunligi bo'ylab kuchlanish epyurasini qurish uchun, uni har bir pog'onasidagi ichki bo'ylama kuchlarini kesish usulidan foydalanib topamiz.



2.37 – rasm.
Tashqi kuch va
xususiy og'irlik
ta'siridagi
pog'onali brus
va normal
kuchlanish
epyrasi

I – I qirg'im. N_1 kuchni topish uchun brusni ajratib olingan qismining muvozanat tenglamasini tuzamiz

$$\sum X = -F - \rho A x_1 - N_1 = 0$$

bu erdan: $N_1 = -F - \rho A_1 x_1$ (bo'ylama kuch – siquvchi)

$$\text{normal kuchlanish: } \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{-F - \rho A x_1}{A_1} = -\frac{F}{A_1} - \rho x_1$$

$$x_1 = 0, \sigma_1 = -59,9 \frac{t}{m^2}, \quad \text{va} \quad x_1 = 10m \quad \sigma_1 = -79,9 \frac{t}{m^2}$$

II – II qirg'im. $0 \leq x_2 \leq 10m$ oraliqdagi brus siquvchi kuch G^* , brus yuqori qismining xususiy og'irligi va bo'ylama kuch ta'sirida. Bu erdan

$$-F - \rho A_1 \ell - \rho A_2 x_2 - N_2 = 0; \quad N_2 = -133,4 - 4,46x_2$$

$$\text{normal kuchlanish: } \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = -\frac{133,4 + 4,46x_2}{2,23}$$

$$x_1 = 0 \quad \sigma_1 = -59,8 \frac{t}{m^2} \quad \text{va} \quad x_1 = 10m; \quad \sigma_1 = -79,82 \frac{t}{m^2}$$

III – III qirg'im. $0 \leq x_3 \leq 10m$

Bo'ylama kuch N_3 ni topamiz: $N_3 = -F - \rho A_1 \ell - \rho A_2 \ell - \rho A_3 x_3$

$$\text{yoki} \quad N_3 = -178 - 5,94x_3$$

$$\text{Normal kuchlanish: } \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = -\frac{178 + 5,94x_3}{2,97}$$

$$x_3 = 0 \quad \sigma_3 = -59,93 \frac{t}{m^2}, \quad x_3 = 10m \quad \sigma_3 = -79,93 \frac{t}{m^2}$$

IV – IV qirgim $0 \leq x_4 \leq 10\text{m}$

Bo'ylama kuch $N_4 = -F - \rho A_1 \ell - \rho A_2 \ell - \rho A_3 \ell - \rho A_4 x_4$ yoki
 $N_4 = -27,4 - 7,9x_4$

Normal kuchlanish: $\sigma_4 = \frac{N_4}{A_4} = -\frac{237,4 + 79x_4}{3,95}$

$x_4 = 0 \quad \sigma_4 = -60,1 \frac{\text{t}}{\text{m}^2}$ va $x_4 = 10\text{m} \quad \sigma_4 = -80,1 \frac{\text{t}}{\text{m}^2}$

Pog'onali brusning hamma kesim yuzalarida normal kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 80 \frac{\text{t}}{\text{m}^2}$ dan katta emas.

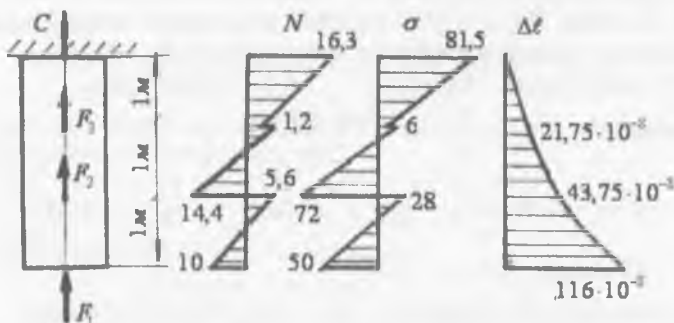
misol– 6. Xususiy og'irligi va tashqi $F_1=10 \text{ kN}$; $F_2=20 \text{ kN}$ $F_3=0,5 \text{ kN}$ kuchlar bilan yuklangan brusni bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyuralarini quring (2.38– rasm).

Po'lat materialidan tayyorlangan brusning ko'ndalang kesim yuzasi $0,2 \text{ m}^2$, materialning solishtirma og'irligi, $\rho = 78 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}$

Yechish: Brusning muvozanat shartidan foydalanib reaksiya kuchini topamiz

$$\sum x = -c + F + F_2 + F_3 - \rho A \cdot 3 = 0 \text{ yoki } C = -16,3 \text{ kN}$$

Demak, reaksiya kuchi teskari, ya'ni yuqoriga yo'nalar ekan. Tashqi kuchlarni ta'sir qilish tavsifiga ko'ra brusni uchta oraliqqa bo'lib, ajratilgan qismlarni uzunligi bo'ylab N, σ va $\Delta \ell$ larni tarqalish qonuniyatini o'rganamiz.



2.38– rasm. Tashqi kuchlar va xususiy og'irlik ta'siridagi pog'onali brus uchun bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyuralari

1-1qirqim. Brusni ajratilgan qismining kesilgan ko'ndalang kesimiga tashlab yuborilgan qismini og'irligini va tashqi kuchlarni ta'sirini N_1 kuch sifatida keltirib qo'yamiz. Natijada brusni ajratib olib qoldirilgan qismi reaksiya kuchi C , uzunligi

$-x_1$ bo'lgan qismini xususiy og'irligi ρAx_1 va ichki kuch N_1 ta'sirida bo'ladi.

Muvozanat shart quyidagicha yoziladi:

$$\sum x = 0; C - \rho Ax_1 - N_1 = 0 \quad \text{yoki} \quad N_1 = C - \rho Ax_1$$

Normal kuchlanish $\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{C}{A} - \rho \cdot x_1$

$$X_1 - \text{uzunlikning uzayishi} \quad \Delta \ell_1 = \int_0^{\ell} \frac{N_1 dx}{EA} = \int_0^{\ell} \frac{(C - \rho Ax_1) dx}{EA};$$

$$\text{yoki} \quad \Delta \ell_1 = \frac{Cx_1}{EA} - \frac{\rho \cdot x_1^2}{2E}$$

Yuqoridagi tenglamalarga asosan $0 \leq x_1 \leq 1m$ oraliqda N va σ to'g'ri chiziqli va $\Delta \ell$ egri chiziq qonuniyati bilan o'zgaradi.

$$x_1 = 0 \quad \text{O'yinca} \quad N_1 = 16,3\kappa N; \quad \sigma_1 = 81,5 \frac{\kappa N}{m^2}; \quad \Delta \ell_1 = 0$$

$$x_1 = 1m \quad N_1 = 0,7\kappa N \quad \sigma_1 = 3,5 \frac{\kappa N}{m^2} \quad \Delta \ell_1 = 21,25 \cdot 10^{-8} m$$

II - II qirqim. Brusni qo'zg'almas kesimidagi x_2 masofada joylashgan 2-2 kesimi uchun bo'ylama kuch $N_2 = c + F - \rho Ax_2$

normal kuchlanish: $\sigma_2 = \frac{N_2}{A}$

$$x_2 = 1m \quad N_2 = 1,2\kappa N \quad \sigma_2 = 6 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$x_2 = 2m; \quad N_2 = -14,4\kappa N \quad \sigma_2 = -7,2 \frac{\kappa N}{m^2}$$

Brusning ajratilgan qismini to'liq uzayishi quyidagicha topiladi:

$$\Delta \ell_2 = \Delta \ell_1 + \int_0^{\ell} \frac{N_2 dx}{EA} = \Delta \ell_1 + \int_0^{\ell} \frac{(C + F_3 - \rho Ax_2) dx}{EA}$$

Hosil bo'lgan tenglamani integrallasak

$$\Delta \ell_2 = \Delta \ell_1 + \frac{(C + F_3)x_2}{EA} - \frac{\rho \cdot x_2^2}{2E}$$

$$x_2 = 0 \quad \text{da} \quad \Delta \ell_2 = 21,25 \cdot 10^{-8} m \quad \text{va} \quad x_2 = 1m. \quad \text{da} \quad \Delta \ell_2 = 43,75 \cdot 10^{-8} m$$

III - III qirqim. Uzunligi x_3 ga teng bo'lgan brusni muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi.

$$\sum x = 0. \quad N_3 = C + F_3 + F_2 - \rho Ax_3$$

normal kuchlanish $\sigma_3 = \frac{N_3}{A}$

$x_3 = 2m$ булса $N_3 = 5,6kN$ $\sigma_3 = 28 \frac{kN}{m^2}$

$x_3 = 3m$ булса $N_3 = -10kN$ $\sigma_3 = -50 \frac{kN}{m^2}$

Brusni to'liq uzayishini topamiz:

$$\begin{aligned}\Delta \ell_3 &= \Delta \ell_2 + \int_0^{\ell} \frac{N_3 dx}{EA} = \Delta \ell_2 + \int_0^{\ell} \frac{(c + F_3 + F_2 - \rho A x_3) dx}{EA} = \\ &= 43,75 \cdot 10^{-8} + \frac{36,8 x_3}{EA} - \frac{\rho \cdot x_3^2}{2E}\end{aligned}$$

$x_3 = 3m$; $\Delta \ell_3 = 43,75 \cdot 10^{-8} m$ va $x_3 = 1m$ $\Delta \ell_3 = 116,5 \cdot 10^{-8} m$

misol – 7. Ikki uchi qistirib mahkamlangan brusning uzunligi bo'ylab N, σ va $\Delta \ell$ epyuralarini quring. Ko'ndalang kesimlari $A_1 = A_3 = 2A_2 = 4 \cdot 10^{-3} m^2$ bo'lgan brus $F_1 = 20$ va $F_2 = 10 kN$ tashqi kuchlar bilan yuklangan (2.39 – rasm).

Yechish. Tashqi kuchlar ta'sirida brus uzayishga va siqilishga qarshilik ko'rsatadi va R_K va R_B tayanchlarga tayanadi. Tayanch nuqtalaridan brusga reaksiya kuchlari ta'sir qiladi. Reaksiya kuchlarini yo'nalishini va qiymatini aniqlash uchun tuzilgan muvozanat sharti ikkita noma'lum R_K va R_B ni beradi, ya'ni:

$$\sum y = R_K + R_B - F_1 + F_2 = 0$$

Sistemadagi noma'lumlar soni statikani muvozanat tenglamalaridan ortiqcha. Shuning uchun, konstruktsiya statik aniqmas masalalarga kiradi. Bunday masalalarni qo'shimcha deformatsiya tenglamalarini tuzish usuli bilan echiladi. 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'onalari uzunligi o'zgarishi, ya'ni sistemani tashqi kuchlar ta'siridagi to'liq uzayishining absolyut qiymati R_K reaksiya kuchi ta'siridagi to'liq qisqarishni absolyut miqdoriga tengligiga asoslangan:

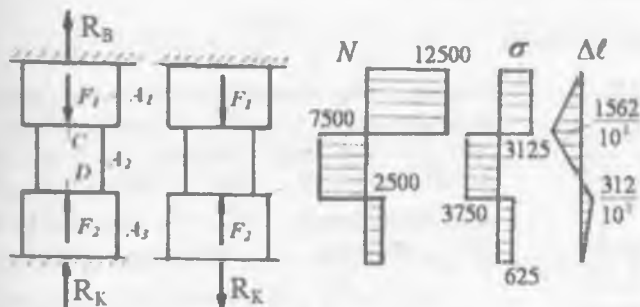
$$\Delta \ell_K = \Delta \ell_{F_1} - \Delta \ell_{F_2} \text{ bu erda } \Delta \ell_1 = \frac{F_1 \cdot l}{EA}; \quad \Delta \ell_{F_2} = \frac{F_2 \cdot l}{EA_2} + \frac{F_2 \cdot l}{EA_1}$$

$$\text{va} \quad \Delta \ell_K = R_K \left[\frac{1}{EA_1} + \frac{1}{EA_2} + \frac{1}{EA_3} \right] = \frac{2A}{EA_2}$$

$$\text{Demak } \frac{2R_k}{EA_2} = \frac{F_1 \cdot 1}{E2A} - F_2 \left(\frac{1+1}{EA_2} \right) \quad \text{ёku} \quad R_k = \frac{F_2}{4} = -2500N$$

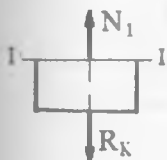
Minus ishorasi, R_K reaksiya kuchini yo'nalishi noto'g'ri qabul qilinganligini bildiradi. Demak, R_K reaksiya kuchini yo'nalishini teskariga yo'naltiramiz va keyingi tenglamalarda minus ishorasini hisobga olmaymiz. R_K tayanch kuchining qiymatini sistemaning muvozanat tenglamasiga keltirib qo'ysak, ya'ni

$$-\frac{F_2}{4} + R_B - F_1 + F_2 = 0 \quad \text{bu erdan} \quad R_B = 12,5 \text{ kN}$$



2.39– rasm . Statik noaniq pog'onali brus uchun bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyuralari

Statik aniqlik yo'qotilgandan keyin brusni oraliq pog'onalarida N ; σ va $\Delta\ell$ larni o'zgarishini topamiz va epyurasini quramiz. Buning uchun brusni oraliqlarga bo'lamiz. Qirqimlar chegaralari tashqi kuchlar qo'yilgan nuqtadan va brusni kesim yuzasi o'zgarishi oraliqlaridan o'tgan.



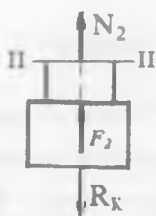
1-1 qirqim.

Ajratilgan brusni muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum y = N_1 - R_K = 0 \quad \text{va} \quad N_1 - R_K = 2500N$$

Normal kuchlanish

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{2500}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 625 \cdot 10^3 \frac{N}{m^2}$$



II - II qirqim. Sxemadan

$$N_2 = K - F_2 = 2500 - 10000 = -7500N$$

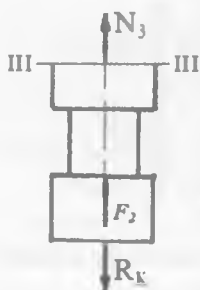
$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{-7500}{2 \cdot 10^{-3}} = -3750 \cdot 10^3 \frac{N}{m^2}$$

III - III qirqim. Brusning ajratilgan qismi F_1 , F_2 , R_K va N_3 kuchlari ta'sirda. Muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi.

$$\sum y = N_3 - F_1 + F_2 - R_K = 0.$$

bu erdan $N_3 = 12500N$

normal kuchlanish
$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_1} = \frac{12500}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 3125 \cdot 10^3 \frac{N}{m^2}$$



Brusning to'liq uzayishini topish uchun oraliqlarni chegaralaridagi N o'zgarmas bo'lganligi uchun $\Delta \ell$ bilan bo'ylama kuch orasidagi bog'lanish to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. K kesim qo'zg'almas, demak, $\Delta \ell_K = 0$. D nuqtani ko'chishi KD oraliqning uzayishiga teng, ya'ni

$$\Delta \ell_D = \frac{N_1 \cdot y_1}{EA_3} \quad y_1 = 0 \quad \Delta \ell_D = \Delta \ell_K = 0$$

va $y_1 = 1m \quad \Delta \ell_D = 312,5 \cdot 10^{-8}m$

C nuqtaning to'liq ko'chishi KD va DC masofalar uzayishini yig'indisiga tengdir, ya'ni
$$\Delta \ell_c = 312,5 \cdot 10^{-8} + \frac{N_2 \cdot y_2}{EA_2}$$

$y_2 = 0 \quad \Delta \ell_c = \Delta \ell_D = 312,5 \cdot 10^{-8}m$

$y_2 = 1m \quad \Delta \ell_c = -1562,5 \cdot 10^{-8}m$

KB oraliqning to'liq uzayishi

$$\Delta \ell_B = -1562,5 \cdot 10^{-8} + \frac{N_3 \cdot y_3}{EA_1}$$

$y_3 = 0; \Delta \ell_3 = -1562,5 \cdot 10^{-8}m$

$y_3 = 1m \quad \Delta \ell_B = -1562,5 \cdot 10^{-8} + \frac{12500 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 0$

B nuqta joylashgan kesimini ko'chishi nolga teng, chunki bu kesim biki mahkamlangan

misol -2.13. Brus tashqi kuchlar ($F_1 = 20 \text{ kN}$ va $F_2 = 10 \text{ kN}$) bilan yuklanganligiga qadar pastki kesimi K tayanch nuqtasi bilan $\Delta = 0,0002 \text{ m}$ masofa hosil qilgan. Brusning DS oraliq uzunligi $\Delta t = 20^\circ$ ga qizdirilgan (2.40-rasm). Agar brusning tashqi kuchlar va harorat ta'siridagi to'liq uzayishi natijasida Δ masofa yopilib brus bilan tayanch orasida o'zaro ta'sir kuchlari hosil bo'lsa sistema statik noaniq bo'ladi; Δ masofa yopilmasa yoki yopilib brus bilan tayanch orasida o'zaro ta'sir kuchlari hosil bo'lmasa, sistema statik aniq bo'ladi. Berilgan sistema qaysi holatga to'g'ri kelishini aniqlash uchun «N» kesimning to'liq uzayishini topamiz.

$$\Delta_n = \Delta F_1 - \Delta F_2 + \Delta_t = \frac{F_1 \cdot l}{EA_1} - \frac{F_2 \cdot l}{EA_2} - \frac{F_2 \cdot l}{EA_3} + \alpha \cdot \Delta t \cdot l =$$

$$\frac{1}{EA_1} \left(\frac{20 \cdot 1}{2} - 10 \cdot 1 - \frac{10 \cdot 1}{2} \right) + 125 \cdot 10^{-7} \cdot 20 \cdot 1 = 0,0002375 \text{ m}$$

Demak, $\Delta_n > \Delta$ yoki $0,0002375 > 0,0002 \text{ m}$, natijada N kesim K tayanch bilan tutashadi va K tayanchda R_K reaksiya kuchi hosil bo'lib, sistema statik noaniq sistemaga aylanadi. Masalani Yechish uchun sistemani muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum y = R_K + R_B + F_2 - F_1 = 0$$

Sistemani aniqmaslik darajasini ochish uchun qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzamiz: $\Delta_H - \Delta = \Delta_K$

bu erda $\Delta_K = R_K \left(\frac{1}{EA_1} + \frac{1}{EA_2} + \frac{1}{EA_3} \right)$ brusni R_K reaksiya kuchi

ta'siridan uzayishi $0,0002375 - 0,0000375 = R_K \left(\frac{1}{EA_1} + \frac{1}{EA_2} + \frac{1}{EA_3} \right)$

$$\text{yoki} \quad R_K = \frac{(0,002375 - 0,002) \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{2} = 7500 \text{ N}$$

$$R_B = F_1 - F_2 - R_K = 20000 - 10000 - 7500 = 2500 \text{ N}$$

Brusni oraliqlarga bo'lib N ; σ va $\Delta \ell$ larni hisoblaymiz.

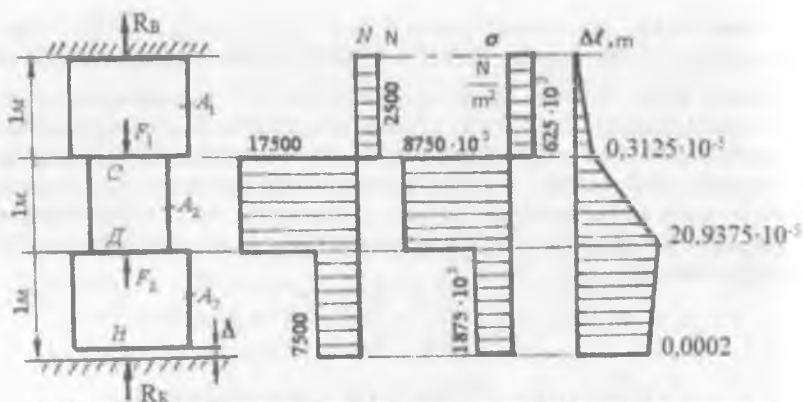
1-1 qirg'im. $N_1 = R_B = 2,5 \text{ kH} = 2500 \text{ H}$ $N_1 = R_B = 2500 \text{ N}$ va

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{2500}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 625 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

V tayanch kesimning ko'chishi nolga teng, ya'ni $\Delta \ell_B = 0$.

S kesimning ko'chishi VS masofani to'liq uzayishiga teng, ya'ni:

$$\Delta \ell_s = \frac{N_1 \cdot l}{EA_1} = \frac{2500 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 312,5 \cdot 10^{-8} \text{ m}$$



2.40 – rasm. Statik noaniq pog'onali brus uchun bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyuralari

II-II – qirgim.

Bo'ylama kuch $N_2 = B - F_1 = 2500 - 20000 = -17500N$

va normal kuchlanish $\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = -\frac{17500}{2 \cdot 10^3} = -8750 \cdot 10^3 \frac{N}{m^2}$

BD oraliqning to'liq uzayishi quyidagicha topiladi:

$$\Delta \ell_D = 312,5 \cdot 10^{-8} + \frac{N_2 \cdot 1}{EA_2} + \alpha \cdot \Delta t \cdot 1 = 312,5 \cdot 10^{-8} - \frac{17500 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10^{-3}} +$$

$$125 \cdot 10^{-7} \cdot 20 \cdot 1 = 0,00209375m$$

III-III qirgim

$N_3 = B - F_1 + F_2 = 2500 - 20000 + 10000 = -7500N$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = -\frac{7500}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = -1875 \cdot 10^3 \frac{N}{m^2}$$

N kesimning ko'chishi yoki brusning to'liq uzayishi

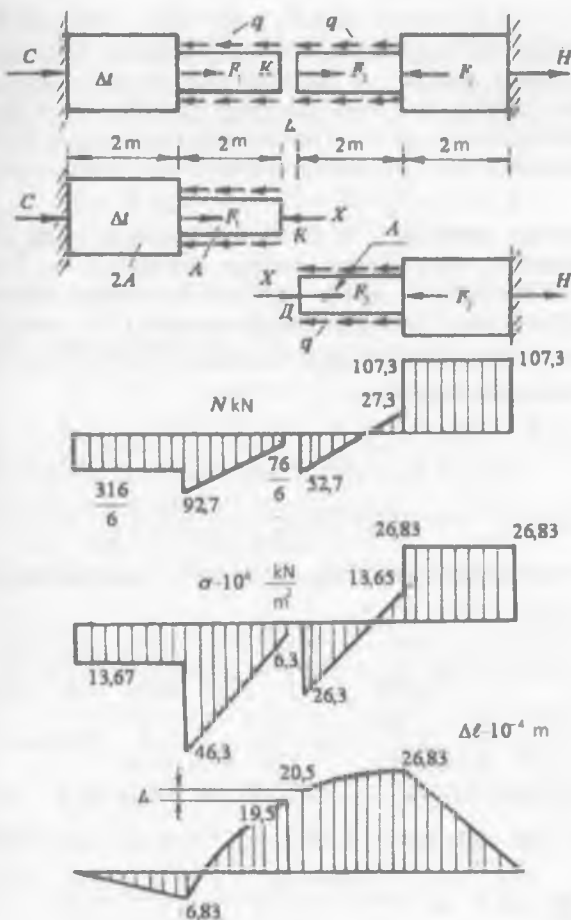
$$\Delta \ell_j = 0,00209375 + \frac{N_3}{EA_3} = 0,00209375 - \frac{7500 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 0,002m$$

misol- 9. Brusning pastdan birinchi va ikkinchi (8 – misolda berilgan qiymatlardan foydalanamiz) pog'onalar orasida

$\Delta = 0,001$ m. masofa bor. Δ masofa yopilgunga qadar, tashqi kuch ta'sirida brusning har bir bo'lagi alohida deformatsiyalanadi (2.41 a – rasm).

Yechish: Sistemani $\Delta = 1 \cdot 10^{-4}M$ masofani yopilish yoki yopilmasligini tekshirish uchun D va K nuqtalar deformatsiyasini Δ ga tenglashtiramiz:

$$\Delta_K + \Delta_D = \Delta$$



2.41– rasm. Statik noaniq pog'onali brus uchun bo'yлама kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyuralari

$$\Delta_K = \frac{F_1 \cdot 2}{E2A} - q \cdot 2 \left(\frac{2}{E2A} + \frac{2}{2EA} \right) + \alpha \cdot 2 \cdot \Delta t = \frac{F_1 - 4q}{EA} + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

$$\Delta_D = -\frac{F_3 \cdot 2}{EA} - \frac{F_2 \cdot 2}{E2A} + \frac{F_2 \cdot 2}{E2A} + 2q \left(\frac{2}{2EA} + \frac{2}{E2A} \right) \quad \text{yoki}$$

$$\Delta_D = \frac{-3F_3 + F_2 + 4q}{EA}$$

$$\text{Unda } \frac{F_1 - 4q}{EA} + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta t + \frac{F_2 - 3F_3 + 4q}{EA} = \Delta \quad \text{yoki}$$

$$F_1 - 4q + 2EA\alpha \cdot \Delta t + F_2 - 3F_3 + 4q = \Delta EA; \quad 80 > \Delta EA$$

Demak, pog'onali brusning pastki va yuqori qismlarini deformatsiyalarining yig'indisi pog'onalar orasidagi Δ dan katta ekan. D va K nuqtalar orasidagi masofa yopiladi. Sistema statik noaniq sistemaga aylanadi, C va N tayanchlardagi reaksiya kuchlari sistemaga qo'yilgan barcha tashqi kuchlarga bog'liq bo'ladi.

Sistemani muvozanat tenglamasini tuzamiz (2.41a - rasm)

$$\sum x = c + F_1 - 2q + F_3 - F_2 - 2q + H = 0$$

Tenglamadagi noma'lum S va N reaksiya kuchlarini topish uchun asosiy sistemani tanlaymiz. Asosiy sistema, berilgan sistemani K va D nuqtalariga pog'onali bruslarni Δ masofa yopilgandan keyin bir-birlariga o'zaro ta'sirlarini almashtiruvchi noma'lum X kuchini ko'rsatilgan sxemasi (2.41b - rasm, b).

Asosiy sistema K va D nuqtalarining ko'chishlarini $F_1; F_2; F_3; q; x$ kuchlari va Δt harorati farqi orqali ifodalaymiz.

$$\Delta_{DX} = -\frac{F_3 \cdot 2}{EA} - \frac{F_3 \cdot 2}{E2A} - x \left(\frac{2}{EA} + \frac{2}{E2A} \right) + \frac{F_2 \cdot 2}{E2A} + 2q \left(\frac{2}{E2A} + \frac{2}{E2A} \right)$$

$$\Delta_{KX} = \frac{F_1 2}{2EA} + \alpha \cdot \Delta t \cdot 2 - 2q \left(\frac{2}{2EA} + \frac{2}{2EA} \right) - x \left(\frac{2}{EA} + \frac{2}{2EA} \right)$$

K va D nuqtalar ko'chishlarining yig'indisini Δ masofaga tenglashtiramiz.

$$\Delta_{KX} + \Delta_{DX} = \Delta \quad \text{yoki}$$

$$\begin{aligned} \frac{F_1 2}{2FA} + \alpha \cdot \Delta t \cdot 2 - 2q \left(\frac{2}{2FA} + \frac{2}{E2A} \right) - x \left(\frac{2}{EA} + \frac{2}{2EA} \right) - \frac{2F_3}{EA} - \frac{2F_3}{E2A} - \\ - x \left(\frac{2}{EA} + \frac{2}{E2A} \right) + \frac{2F_2}{E2A} + 2q \left(\frac{2}{E2A} + \frac{2}{E2A} \right) = \Delta \quad \text{bu erdan} \end{aligned}$$

$$F_1 + 2EA \cdot \alpha \cdot \Delta t - 4q - 3x - 3F_3 - 3x + F_2 + 4q = \Delta EA \quad \text{yoki}$$

$$-6x + 40 - 120 + 80 + 2 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 125 \cdot 10^{-7} \cdot 80 = \Delta EA$$

$$6x = 80 - \Delta EA \quad \text{va} \quad x = \frac{80 - 1 \cdot 10^{-1} \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-4}}{6} = \frac{76}{6}, \kappa N$$

Sistemaning har ikkala qismlarini muvozanat shartlaridan foydalanib C va N reaksiya kuchlarini topamiz

$$\sum x = 0; \quad C + F_1 - 2q - x = 0 \quad \text{yoki} \quad C = \frac{316}{6}, \kappa N$$

$$\sum x = 0; \quad H + x + F_3 - F_2 - 2q = 0 \quad \text{yoki}$$

$$H = -\frac{76}{6} - 40 + 80 + 80 = \frac{644}{6}, \kappa N$$

Topilgan reaksiya kuchlarining to'g'ri aniqlanganligini tekshiramiz:

$$\sum x = C + F_1 - 2q + F_3 - F_2 - 2q + H = 0 \quad \text{yoki}$$

$$\frac{316}{6} + 40 - 80 + 40 - 80 - 80 + \frac{644}{6} = 0; \quad 960 - 960 = 0$$

Endi, sistemani oraliqlarga bo'lib har bir pog'onadagi ichki bo'ylama kuch N , normal kuchlanish σ , bo'ylama deformatsiya $\Delta \ell$ larni topamiz.

1-1 qirgim. $\sum x = C + N_1 = 0$ va $N_1 = -\frac{316}{6} \kappa N$ (siquvchi)

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{2A} = -\frac{316}{6 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = -13,167 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$$

x_1 - oraliqdagi brus C - reaksiya kuchi va Δt haroratlar

farqi ta'sirida deformatsiyalanadi: $\Delta \ell_1 = \frac{N_1 x_1}{E2A} + \alpha \cdot \Delta t \cdot x_1$

$$x_1 = 0 \quad \text{bo'lsa} \quad \Delta \ell_1 = 0$$

$$x_1 = 2m \quad \text{bo'lsa} \quad \Delta \ell_1 = 6,83 \cdot 10^{-4} m$$

11-11 qirgim. Ajratilgan qismning muvozanat shartidan

$$\sum x = c + N_2 + F - qx_2 = 0 \quad \text{bo'ylama kuch} \quad N_2 = -c - F_1 + qx_2$$

normal kuchlanish $\sigma_2 = \frac{N_2}{A}$, bo'ylama deformatsiya

$$\Delta \ell_2 = \Delta \ell_1 + \int_0^2 \frac{N_2 dx}{EA} = \Delta \ell_1 + \int_0^2 \frac{(-C - F_1 + qx_2) dx}{EA} = \Delta \ell_1 - \frac{(c + F_1)x_2}{EA} + q \frac{x_2^2}{2EA};$$

$$x_2 = 0; \quad N_2 = -92,7 \kappa N; \quad \sigma_2 = -46,3 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2} \quad \Delta \ell_2 = 6,8310^{-4} m$$

$$x_2 = 2m; \quad N_2 = -\frac{76}{6} \kappa N; \quad \sigma_2 = -6,3 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}; \quad \Delta \ell_2 = -19,5 \cdot 10^{-4} m$$

III-III qirgim.

$$\sum x = 0; \quad H - N_3 = 0, \quad N_3 = H = \frac{644}{6} = 107,3 \kappa N$$

$$\text{Normal kuchlanish} \quad \sigma_3 = \frac{N_3}{2A} = \frac{644}{6 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 26,83 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$\text{bo'ylama deformatsiya:} \quad \Delta \ell_3 = \frac{N_3 x_3}{E2A}$$

$$x_3 = 0 \quad \text{bo'lsa} \quad \Delta \ell_3 = \Delta \ell_H = 0$$

$$x_3 = 2m \quad \text{bo'lsa} \quad \Delta \ell_3 = 26,83 \cdot 10^{-4} m$$

IV-IV qirgim. Ichki kuchni topamiz $\sum x = -N_4 - qx - F_2 + H = 0$

tenglamadan $N_4 = H - F_2 - qx = 107,3 - 80 - qx = 27,3 - 40x$

Normal kuchlanish

$$\sigma_4 = \frac{N_4}{A} = \frac{27,3 - 40x}{A}$$

bo'ylama deformatsiya

$$\Delta \ell_4 = \Delta \ell_3 + \int_0^2 \frac{N_4 dx}{EA} = \Delta \ell_3 + \int_0^2 \frac{(27,3 - 40x) dx}{EA} = \Delta \ell_3 + \frac{27,3x}{EA} - 40 \frac{x^2}{2EA}$$

$$x_4 = 0; N_4 = 27,3 \text{ kN}; \sigma_2 = 13,65 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad \Delta \ell_4 = 26,83 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

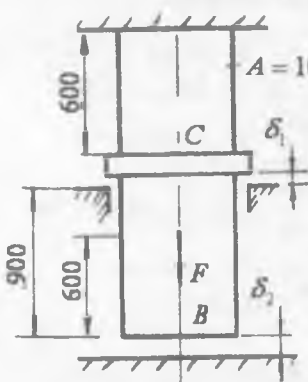
$$x_4 = 2 \text{ m} \quad N_4 = -52,7 \text{ kN}; \quad \sigma_3 = -26,3 \cdot 10^4 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad \Delta \ell_4 = 20,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Pog'onali brusni K va D nuqtalari orasida $\Delta = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ masofa bor. Pog'onali brus tomonlarini to'liq ko'chishlarining farqi Δ teng bo'lishi kerak.

$$\Delta = \Delta \ell_4 - \Delta \ell_2 = (20,5 - 19,5) \cdot 10^{-4} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

misol - 10. Po'latdan tayyorlangan sterjen sxemada (2.42 - rasm) ko'rsatilganidek G' kuch bilan yuklangan. G' kuchni qaysi qiymatida δ_1 va δ_2

oraliqlar yopiladi $E_n = 2 \cdot 10^2 \frac{\text{kN}}{\text{mm}^2}$



2.42 - rasm

Yechish. C bo'rtikning halqasimon tayanchga tayanish holatiga to'g'ri keluvchi $F = F_1$ kuchni aniqlaymiz. Buning uchun sterjenning yuqori qismini $F = F_1$ kuch ta'siridan absolyut uzayishini δ_1 masofaga tenglashtiramiz:

$$\Delta \ell_1 = \frac{F \ell_1}{E_n \cdot A} = \delta_1, \quad \text{buerdan}$$

$$F_1 = \frac{\delta_1 E_n A}{\ell_1} = \frac{0,1 \cdot 2 \cdot 10^2 \cdot 100}{600} = 3,33 \text{ kN}$$

δ_1 - masofa yopilgandan keyin,

$F = F_2$ kuch ta'sirida sterjenning (900–600)mm uzunligi ortadi. Unda

sterjenning uchi pastki tayanchga tayanishi uchun $\Delta \ell_B = \delta_1 + \frac{F_2 \cdot 300}{E_n \cdot A} = \delta_2$

masofani bosib o'tadi, ya'ni

$$\frac{F_2 \cdot 300}{E_n \cdot A} = \delta_2 - \delta_1 = 0,25 - 0,1 = 0,15 \text{ mm} \quad \text{va} \quad F_2 = 10 \text{ kN}$$

misol – 11. *CD* brus, 2.43 - rasmda ko'rsatilganidek yuklangan va *OB* yog'ochga tayanadi. Tashqi *F* kuch ta'sirida *D* nuqta 3 mm pastga ko'chadi. *OB* yog'och sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi o'lchamlari 0,2 x 0,2 m. bo'lib, kvadrat. Yog'och sterjenning kesimidagi kuchlanish va *F* kuchning qiymati topilsin.

Yechish. *OB* yog'och sterjenning deformatsiyasini topamiz

Sxemadan (2.43-rasm, b) $\triangle DD_1C \sim \triangle BB_1C$; $\frac{DD_1}{DC} = \frac{BB_1}{BC}$ yoki

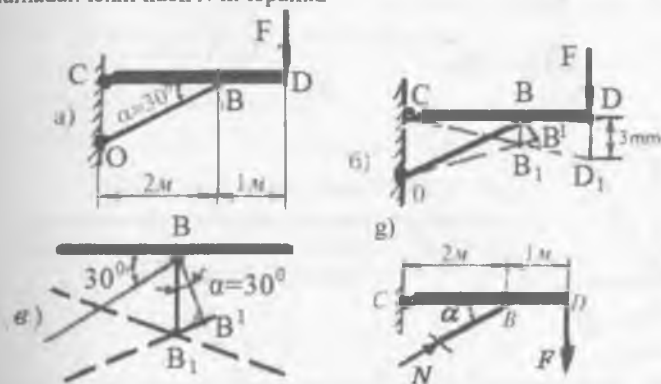
$$BB_1 = \frac{DD_1}{DC} \cdot BC = 3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2}{3} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$\triangle BB_1B^1 - \text{dan (2.43-rasm, v)} \quad \frac{BB^1}{BB_1} = \sin 30^\circ$$

yoki $BB^1 = BB_1 \cdot \sin 30^\circ$, $B_1B^1 = \frac{N \ell_{OB}}{EA}$ yog'och sterjenning uzayishini

$$\text{hisobga olsak, } B_1B^1 = \Delta \ell = 2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{2} = \frac{N \ell_{OB}}{EA} \quad \text{va} \quad \frac{N \ell_{OB}}{EA} = 1 \cdot 10^{-3}, \text{ m}$$

tenglamadan ichki kuch *N* ni topamiz



2.43 – rasm. Statik aniq masala: a) berilgan sxema;
b) sterjenni deformatsiyasi; v) sterjen *V* nuqtasining ko'chishi;
g) sistemani yuklanish sxemasi

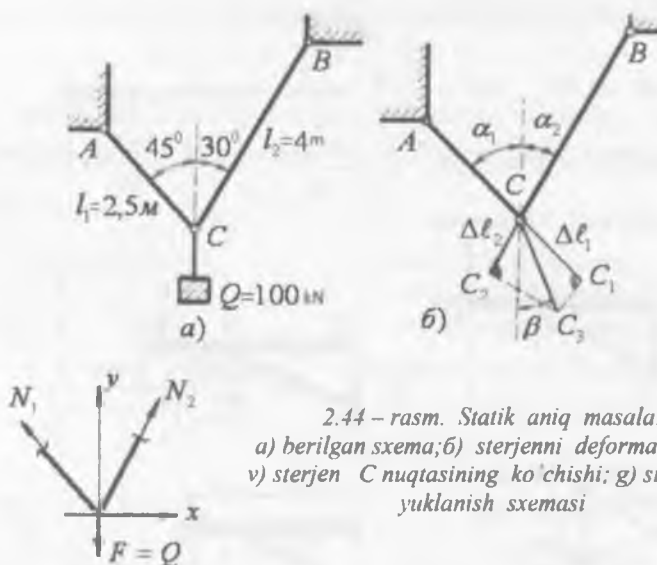
$$N = \frac{1 \cdot 10^{-3} EA}{\ell_{OB}} = \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot 10^7 \cdot 0,2 \cdot 0,2}{2 \cos 30^\circ} = 0,0173 \cdot 10^4, \text{ kN}$$

$$\text{OB sterjen siqiladi} \quad \sigma = \frac{N}{A} = -0,433 \cdot 10^4, \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Sistemaning muvozanat shartidan foydalanib tashqi G' kuchni topamiz:
 $\sum M_c = F \cdot 3 - N \cdot \sin \alpha \cdot 2 = 0$, va

$$F = \frac{2}{3} N \cdot \sin \alpha = \frac{2}{3} \cdot 0,0173 \cdot 10^4 = 57, \text{ kN}$$

misol – 12. Berilgan sterjenlar sistemasidagi S nuqta-ning to'liq ko'chishi Δ gorizont Δ_x va vertikal ko'chishlari Δ_y topilsin. Uzunliklari $\ell_1 = 2,5\text{m}$ va $\ell_2 = 4\text{m}$ bo'lgan sterjenlarning mustahkamligi bir xil, materiallari esa, birinchisi alyuminiy, ikkinchisi - po'lat.



2.44 – rasm. Statik aniq masala:
 a) berilgan sxema; b) sterjenni deformatsiyasi;
 v) sterjen C nuqtasining ko'chishi; g) sistemani yuklanish sxemasi

Yechish: Sterjenlardagi ichki kuchlarni kesish usulidan foydalanib ko'rsatamiz.

$$\sum x = -N_1 \cos 45^\circ + N_2 \cos 60^\circ = 0$$

bu erdan
$$N_1 = N_2 \frac{\cos 60^\circ}{\cos 45^\circ} = \frac{N_2}{\sqrt{2}} \quad (\text{a})$$

$$\sum y = N_1 \cos 45^\circ + N_2 \cos 30^\circ - F = 0 \quad \text{yoki}$$

(a) tenglamani hisobga olsak
$$N_2 \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} + N_2 \frac{\sqrt{3}}{2} = F,$$

Bu erdan $N_2 = 73, \text{ kN}$ va $N_1 = 51,8 \text{ kN}$

Birinchi va ikkinchi sterjenlarning mustahkamlik shartlaridan kesim yuzalarini aniqlaymiz.

$$\sigma_{\max}^I = \frac{N_1}{A_1} \leq [\sigma] \text{ dan } A_1 = \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{51,8}{150 \cdot 10^3} = 0,345 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$\sigma_{\max}^{II} = \frac{N_2}{A_2} \leq [\sigma] \text{ va } A_2 = \frac{N_2}{[\sigma]} = \frac{73}{150 \cdot 10^3} = 0,487 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

Guk qonunidan foydalanib sterjenlarning absolyut uzayishlarini topamiz

$$\Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell_1}{E_{\sigma} \cdot A_1} = \frac{51,8 \cdot 2,5}{0,7 \cdot 10^8 \cdot 0,345 \cdot 10^{-3}} = 536,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

$$\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell_2}{E_{\sigma} \cdot A_2} = \frac{73 \cdot 4}{2 \cdot 10^8 \cdot 0,487 \cdot 10^{-3}} = 299,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

C nuqtani to'liq ko'chishini quyidagicha topamiz (2.44 – rasm, b). Sterjenlarni absolyut uzayishlari $\Delta \ell_1$ va $\Delta \ell_2$ lar ning, sterjenlarni o'qi bo'ylab har xil masshtabda joylashtirib C_1 va C_2 nuqtalarni hosil qilamiz. S_1 va S_2 nuqtalardan CC_1 va CC_2 larga perpendikulyar o'tkazamiz. Perpendikulyarning tutashgan nuqtasi C_3 bilan C nuqtani birlashtirib Δ yo'nalishni topamiz. To'liq ko'chish Δ vertikal chiziqli bilan β burchakni tashkil qiladi. Hosil bo'lgan sxemadan quyidagi tenglamani keltirib chiqaramiz:

$$\frac{\Delta \ell_1}{\cos(\alpha_1 - \beta)} = \frac{\Delta \ell_2}{\cos(\alpha_2 + \beta)}$$

$$\text{bu erda } \cos(\alpha_1 - \beta) = \cos \alpha_1 \cos \beta + \sin \alpha_1 \cdot \sin \beta$$

$$\cos(\alpha_2 + \beta) = \cos \alpha_2 \cos \beta - \sin \alpha_2 \cdot \sin \beta$$

$$\text{Unda: } \frac{\Delta \ell_1}{\Delta \ell_2} = \frac{\cos 45^\circ \cos \beta + \sin 45^\circ \cdot \sin \beta}{\cos 30^\circ \cos \beta - \sin 30^\circ \cdot \sin \beta}$$

$$\frac{\Delta \ell_1}{\Delta \ell_2} = \frac{0,707 + 0,707 \frac{\sin \beta}{\cos \beta}}{0,866 - 0,5 \frac{\sin \beta}{\cos \beta}} = \frac{0,707 + 0,707 \cdot \operatorname{tg} \beta}{0,866 - 0,5 \operatorname{tg} \beta} \quad \text{bu erdan}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{0,866 \Delta \ell_1 - 0,707 \Delta \ell_2}{0,707 \Delta \ell_2 + 0,5 \Delta \ell_1}; \quad \operatorname{tg} \beta = 0,525; \quad \beta = 27^\circ$$

$$\text{Sxemadan } \Delta = \frac{\Delta \ell_1}{\cos(\alpha_1 - \beta)} = \frac{536,2 \cdot 10^{-5}}{\cos(45 - 27)^\circ} = 563,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

C nuqtaning gorizontali tekislikda ko'chishi

$$\Delta_x = \Delta \cdot \sin \beta = 563,8 \cdot 10^{-5} \cdot \sin 27^\circ = 255,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

va vertikal ko'chishi

$$\Delta_y = \Delta \cdot \cos \beta = 563,8 \cdot 10^{-5} \cdot \cos 27^\circ = 501,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

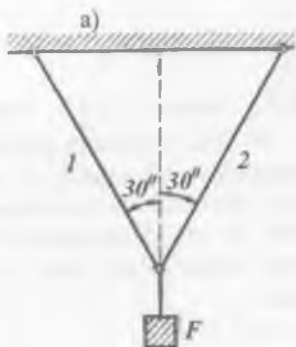
misol-13. Berilgan sterjenlar sistemasidagi B nuqtaning to'liq ko'chishini toping. Berilgan:

$$\ell_1 = \ell_2 = 3m, \quad A_1 = A_2 = 1 \cdot 10^{-4} m^2, \quad F = 10 \kappa N, \quad E = 1 \cdot 10^8 \frac{\kappa N}{m^2}$$

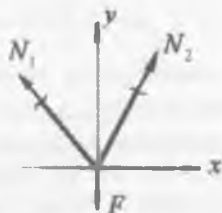
Yechish: Sterjenlardagi ichki kuchlarni topish uchun sistemani muvozanat tenglamalarini tuzamiz (2.45 – rasm, b)

$$\sum x = N_1 \sin 30^\circ - N_2 \sin 30^\circ = 0$$

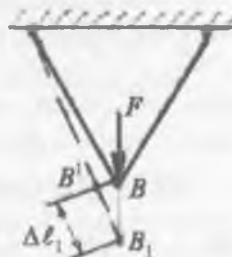
$$\sum y = N_1 \cos 30^\circ + N_2 \cos 30^\circ - F = 0$$



b)



v)



2.45 – rasm.. Statik aniq masala:

a) berilgan sxema;

b) sterjenni yuklanish sxemasi;

v) sterjen B nuqtasining ko'chishi;

$N_1 = N_2$ tenglikni hisobga olsak,

$$N_1 = \frac{F}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \frac{10}{2 \cdot 0,866} = 5,77 \kappa N$$

G' kuch ta'siridan sterjenlar uzayadi, B nuqta B_1 nuqtaga ko'chadi (2.45 – rasm, v)

Sxemadan $\triangle BB_1B^1$ dan $\frac{B_1B^1}{BB_1} = \cos 30^\circ$ va $BB_1 = \frac{B_1B^1}{\cos 30^\circ}$

$B_1B^1 = \Delta \ell_2$ ikkinchi sterjen absolyut uzayishini Guk qonuni

orqali ifodalaymiz: $\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \cdot 3}{EA} = \frac{5,77 \cdot 3}{1 \cdot 10^8 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} = 17,31 \cdot 10^{-4} m$

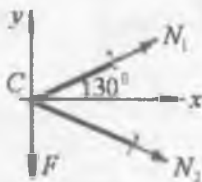
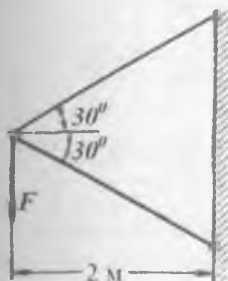
Unda $BB_1 = \Delta = \frac{17,31 \cdot 10^{-4}}{0,866} \approx 20 \cdot 10^{-4} m$

misol – 14. Berilgan sterjenlar sistemasidagi C nuqtaning to'liq ko'chishi topilsin (2.46 – rasm)

Berilgan: $E = 2 \cdot 10^8 \frac{\kappa N}{m^2}$; $[\sigma]^{II} = 100 mPa$; $[\sigma]^{II} = 160 mPa$

Birinci sterjen ikkita N12 shvellardan, ikkinchisi N24 qo'shtavrdan tashkil topgan. Unda

$$A_1 = 13,3 \cdot 10^{-4} m^2; \quad A_2 = 34,8 \cdot 10^{-4} m^2$$



2.46 – rasm. Statik aniq sterjenlar sistemasi.

Yechish: Sistemadagi ichki kuchlar yordamida sterjenlarga qo'yilishi mumkin bo'lgan F kuchni topamiz

$$\sum x = N_1 \cos 30^\circ + N_2 \cos 30^\circ = 0 \quad a)$$

$$\sum Y = -F + N_1 \sin 30^\circ - N_2 \sin 30^\circ = 0 \quad (i)$$

(a) tenglamadan $N_1 = -N_2$ ni hisobga olsak,

$$N_1 = -\frac{F}{2 \cdot \sin 30^\circ} = -F$$

Birinci sterjenning mustahkamlik shartidan foydalanib

$$G' \text{ kuchni topamiz: } \sigma' = \frac{N_1}{2A_1} \leq [\sigma]^{II} \quad \text{va}$$

$$N_1 = F = 2 \cdot 13,3 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^3 = 425 \text{ kN}$$

Ikkinchi sterjenning mustahkamlik shartiga ko'ra G' kuchni

$$\text{topamiz. } \sigma^{II} = \frac{N_2}{A_2} \leq [\sigma]^{II}. \quad \text{va } F = A_2 [\sigma]^{II} = 34,8 \cdot 10^{-4} \cdot 100^3 = 348 \kappa N$$

Sistemaga qo'yilishi mumkin bo'lgan kuch $F = 348 \kappa N$ -ni qabul qilamiz. Sterjenlarning uzayishini topamiz.

$$\Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell_1}{E A_1} = \frac{348 \cdot 2,31}{2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 13,3 \cdot 10^{-4}} = 15,11 \cdot 10^{-4} m$$

$$\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell_2}{E A_2} = \frac{348 \cdot 2,31}{2 \cdot 10^8 \cdot 34,8 \cdot 10^{-4}} = 11,55 \cdot 10^{-4} m$$

C nuqtaning to'liq ko'chishini topish uchun quyidagi sxemani tuzamiz:

$$2.47\text{-rasmga asosanib } \Delta = \frac{\Delta \ell_1}{\cos(60^\circ - \beta)} = \frac{\Delta \ell_2}{\cos(60^\circ + \beta)}$$

$$\cos(60^\circ - \beta) = \cos 60^\circ \cos \beta + \sin 60^\circ \sin \beta$$

$$\cos(60^\circ + \beta) = \cos 60^\circ \cos \beta - \sin 60^\circ \sin \beta$$

larni hisobga olib, ayrim o'zgarishlardan

keyin $\frac{\Delta \ell_1}{\Delta \ell_2} = \frac{1 + \operatorname{tg} 60^\circ \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} 60^\circ \operatorname{tg} \beta}$ ni hosil qilamiz.

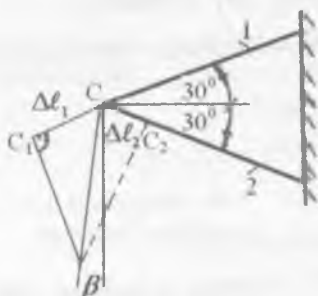
bu erda $\frac{\Delta \ell_1}{\Delta \ell_2} = \frac{15,11 \cdot 10^{-4}}{11,55 \cdot 10^{-4}} = 1,3$

Unda $\operatorname{tg} \beta = \frac{0,3}{3,9836} = 0,0753$ va

$$\beta = 4^\circ 30'$$

S nuqtaning to'liq ko'chishi

$$\Delta = \frac{\Delta \ell_1}{\cos(60^\circ - \beta)} = \frac{15,11 \cdot 10^{-4}}{\cos 55^\circ 30'} = 27 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$



2.47 – rasm. C nuqtaning ko'chishi

misol – 15. Uzunligi $\ell = 1 \text{ m.}$, kesim yuzasi $A_1 = A_2 = A = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ bo'lgan va po'latdan tayyorlangan 1 va 2 sterjenlarga qo'zg'aluvchan sharnirli vositasida absolyut qattiq brusga mahkamlangan (2.48 – rasm).

1) sistemaga qo'yilishi mumkin bo'lgan ruxsat etilgan P_{pyx} yukning sterjenlardagi eng katta kuchlanishni $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$ ga tenglashtirib topilsin

2) oquvchanlik chegarasida $\sigma_{OK} = 240 \text{ MPa}$ dan foydalanib

chekli yuk F_{utK} topilsin.

Tashqi F kuch ta'sirida OB brus O sharnir atrofida aylanadi. Natijada 1 sterjen siqiladi 2 sterjen cho'ziladi.

Yechish: Kesish usulidan foydalanib ichki bo'ylama kuchlarni aniqlaymiz (2.48 – rasm). Sistemani muvozanat holatini ifodalovchi statikaning tenglamalarini tuzamiz:

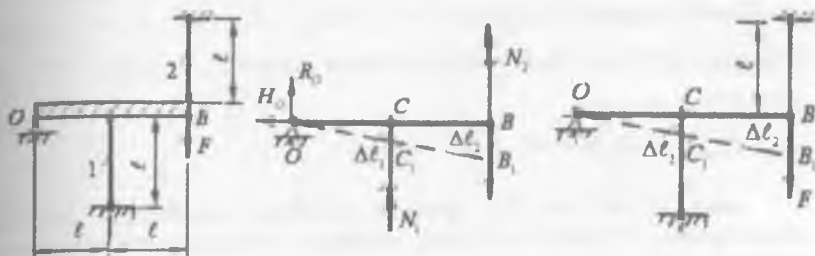
$$\sum x = H_o = 0$$

$$\sum y = R_o + N_1 + N_2 = 0$$

$$\sum M_o = -N_1 \cdot \ell - N_2 \cdot 2\ell + F \cdot 2\ell = 0$$

Ushbu tenglamalardan, ko'rinishicha sterjenlardagi noma'lum ($N_1 : N_2$) ichki kuchlari va tayanch kesimidagi reaksiya kuchlari (R_o, H_o) statikaning tenglamalaridan ko'p ekan. Demak, berilgan sistema statik aniq emas. Sxemadagi noma'lum R_o va H_o reaksiya kuchlarini topish masalaning shartida

ko'rsatilmagan va umuman R_O va H_O reaksiyalar ichki bo'ylama kuchlar va sterjenlardagi



2.48 – rasm. Statik noaniq sterjenlar sistemasining yuklanish va sterjenlar deformatsiyalarining o'zaro bog'lanish sxemasi

kuchlanishlarga ta'siri yo'q. Shuning uchun reaksiya kuchlarini topmaymiz.

Sistemaning aniqlanish darajasi $S = n - 1 = 2 - 1 = 1$

bu erda: n – noma'lum (N_1 va N_2) kuchlar soni;

1 – statikaning tenglamalar soni

Noma'lum ichki kuch N_1 va N_2 larni topish uchun sistemani deformatsiyasidan foydalanib qo'shimcha tenglama tuzamiz. OV brus to'g'riligicha qolib, F kuch ta'sirida O nuqta atrofida kichik burchakka aylanadi. Natijada C va B nuqtalar G kuch yo'nalishida ko'chadi va 1 va 2 sterjenlar tegishli $\Delta\ell_1$ va $\Delta\ell_2$ masofaga deformatsiyalanadi. $\Delta\ell_1$ va $\Delta\ell_2$ larni materialning proporsionallik chegarasidan ortib ketmaydi deb qaraladi va Guk formulasi bilan ifodalanadi.

Sxemadan (2.48-rasm) $\frac{BB_1}{BO} = \frac{CC_1}{CO}$ yoki $\frac{\Delta\ell_2}{2l} = \frac{\Delta\ell_1}{l}$; $\Delta\ell_2 = 2\Delta\ell_1$

agar $\Delta\ell_1 = \frac{N_1 l}{EA}$ va $\Delta\ell_2 = \frac{N_2 l}{EA}$ bo'lsa $\frac{N_2 l}{EA} = 2 \frac{N_1 l}{EA}$ yoki $N_2 = 2N_1$ kelib

chiqadi. $N_2 = 2N_1$ tenglamani muvozanat tenglamasi bilan birgalikda echib:

$N_1 = \frac{F}{5}$ va $N_2 = \frac{2}{5}F$ ni topamiz. $N_2 > N_1$ bo'lganligi uchun $\sigma_2 > \sigma_1$.

Ikkinchi sterjenning mustahkamlik sharti $\sigma_2 = \frac{N_2}{A} \leq [\sigma]$ yoki

$$\frac{2F}{5A} \leq [\sigma] \text{ dan } F_{\text{mux}} = \frac{5F[\sigma]}{2} = \frac{5 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 160 \cdot 10^3}{2} = 80 \text{ kN}$$

Demak, 2 sterjenda 1 sterjenga nisbatan kuchlanish katta bo'ladi. Bu esa 1 sterjenda oquvchanlik chegarasini 2 sterjenga nisbatan oldinroq boshlanishiga olib

keladi. Bu vaqt oralig'ida, agar kuchni ko'paytirsak ham 1 sterjen kuchlanishi o'smaydi (kattalashmaydi) va sistema Q va $N_2 = \sigma_{OK} A$ kuch bilan yuklangan statik aniq sistemaga aylanib qoladi. Kuchni, yanada orttirsak 2 sterjenda ham oquvchanlik chegarasi boshlanadi $N_2 = \sigma_{OK} \cdot A$. Endi N_1 va N_2 kuch ifodalarini muvozanat tenglamasiga keltirib qo'yamiz $\sigma_{OK} \cdot A + 2 \cdot \sigma_{OK} \cdot A = F$ va

$3\sigma_{OK} A = F$, bu erdan

$$F_{chak} = F = 3 \cdot 240 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{-4} = 144 \text{ kN}$$

misol - 16. Bir xil diamterli po'latdan tayyorlangan sterjenlar, sxemadagidek $F = 20 \text{ kN}$ kuch bilan yuklangan. Mustahkamlik shartiga ko'ra sterjenlarning diametrlari topilsin.

$$\text{Berilgan: } \ell = 1 \text{ m}, \alpha = 45^\circ, E = 2 \cdot 10^8 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}; \quad [\sigma] = 160 \text{ MPa}$$

Yechish. F kuch ta'sirida 1 sterjen uzayadi; 2-3 sterjenlar siqiladi. Tekis sistemada joylashgan kuchlar uchun statikaning ikkita tenglamasi to'g'ri keladi (2.49 - rasm).

$$\sum x = -N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha = 0 \quad (a)$$

$$\sum y = N_1 - F + N_2 \sin \alpha + N_3 \sin \alpha = 0 \quad (b)$$

Birinchi tenglamadan $N_2 = N_1$ ni ikkinchi tenglamaga keltirib qo'ysak,

$$N_1 + 2N_2 \sin \alpha = F \quad (v)$$

hosil bo'ladi. Demak, sistema bir marotaba statik aniqmas ekan, (v) tenglamadan noma'lum N_1 va N_2 kuchlarni topish uchun sistemani deformatsiyasidan foydalanib qo'shimcha tenglama tuzamiz. To'g'ri burchakli uchburchak CC_1C' dan (2.49 - rasm)

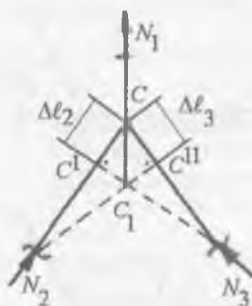
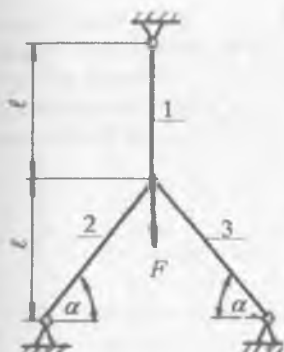
$$\Delta \ell_2 = \Delta \ell_1 \sin \alpha \quad (g)$$

$$\text{Bu erda } \Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell_1}{EA} \quad \text{va} \quad \Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell_2}{EA}; \quad \ell_1 = \ell; \quad \ell_2 = \frac{2\ell}{\sqrt{2}}$$

unda (g) tenglik quyidagi holatga keladi:

$$N_2 = N_1 \frac{\sqrt{2} \cdot \ell}{2\ell} = N_1 \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (d)$$

sistemani deformatsiyasidan hosil bo'lgan qo'shimcha tenglama bo'lib, uni (v) tenglama bilan birgalikda echib N_1 va N_2 larni topamiz



2.49 – rasm.
Sterjenlar
sistemi-ning
yukla-nish va
ster-jenlar
deformatsiya-
larining
o'zaro
bog'lanish
sxemasi

$$N_2 = \frac{F}{3 \cdot \sin \alpha} = \frac{20}{3 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}} = \frac{40}{4,23} \text{ kN}, \text{ va } N_1 = \frac{N_2}{\sin \alpha} = \frac{40}{4,23 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}} = \frac{80}{5,9643} \text{ kN}$$

Eng katta bo'ylama kuch 1-sterjenda hosil bo'ladi:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} \leq [\sigma] \text{ yoki } \sigma_1 = \frac{N_1 \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma] \text{ buerdan}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4N_1}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80}{3,14 \cdot 160 \cdot 10^3 \cdot 5,96}} = 0,0103 \text{ m}$$

misol – 17. Ko'ndalang kesim yuzalari o'zaro teng bo'lgan

($A_1 = A_2 = 40 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$) . 1 va 2 sterjenlar (2.40 – rasm) $\Delta t = 20^0$ ga qizdirilgan.

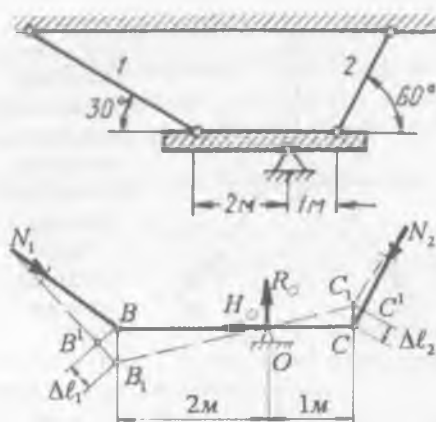
Sterjenlardagi kuchlanishlar topilsin.

Yechish. Sterjenlarning qizdirilishi natijasida BC brus O sharnir atrofida aylanib B_1C_1 holatga o'tadi, 1 sterjen N_1 kuch ta'sirida siqiladi va Δt harorat ta'sirida uzayadi deb qabul qilsak, 2 sterjen siqiladi R_0 va N_0 reaksiyalarining ta'sirini hisobga olmaslik uchun, sistemani muvozanat tenglamasi sifatida O sharnirga nisbatan momentlar tenglamasini tuzamiz, ya'ni:

$$\sum M_0 = -2N_1 \cos 60^0 + N_2 \cos 30^0 = 0 \text{ yoki}$$

$$N_2 = 2N_1 \frac{\cos 60^0}{\cos 30^0} = 1,1547 N_1 \quad (a)$$

(a) tenglamadan ko'rinishicha, sistemadagi N_1 va N_2 noma'lumlar soni statikaning muvozanat shartidan ko'p ekan. Masala statik noaniq Masalani Yechish uchun qo'shimcha deformatsiya



2.50 – rasm. Temperaturu taʼsiridagi statik noaniq sterjenlar sistemasi va sterjenlar deformatsiyalarining oʻzaro bogʻlanish sxemasi

tenglamasini tuzamiz. Sxemadan (2.50 – rasm) koʻrinishicha 1 va 2 sterjenlarning deformatsiyalari quyidagi nisbatda bogʻliq: $BB_1 = 2CC_1$ va

$$\frac{\Delta l_1}{\cos 60^\circ} = 2 \frac{\Delta l_2}{\cos 30^\circ}$$

bu erdan $\Delta l_1 = 1,1547 \Delta l_2$ (6)

Sterjenlarning deformatsiyalarini Guk qonuni bilan ifodalaymiz

$$\Delta l_1 = -\frac{N_1 h}{EA \sin 30^\circ} + \alpha \cdot \Delta t \frac{h}{\sin 30^\circ}; \quad \Delta l_2 = -\left(\frac{N_2 h}{EA \sin 60^\circ} + \alpha \cdot \Delta t \frac{h}{\sin 60^\circ} \right)$$

Unda (b) tenglama quyidagicha yoziladi:

$$\frac{h}{\sin 30^\circ} \left(-\frac{N_1}{EA} + \alpha \cdot \Delta t \right) = 1,1547 \frac{h}{\sin 60^\circ} \left[-\frac{N_2}{EA} - \alpha \cdot \Delta t \right] \quad \text{yoki}$$

$$-\frac{N_1}{EA} + \alpha \cdot \Delta t = 1,1547 \frac{\sin 30^\circ}{\sin 60^\circ} \left(-\frac{N_2}{EA} - \alpha \cdot \Delta t \right)$$

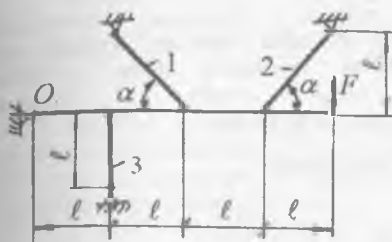
bu erdan $-N_1 + 0,6667 N_2 = EA(-0,667 \alpha \cdot \Delta t - \alpha \cdot \Delta t)$

(a) tenglamani hisobga olsak $1,7698 N_1 = 1,667 \alpha EA \Delta t$

hosil boʻladi. Unda $N_1 = 18834 \text{ kg}$ va $N_2 = 21747 \text{ kg}$

$$1 \text{ sterjendagi kuchlanish } \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{18834}{40} = 470 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

$$2 \text{ sterjendagi kuchlanish } \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{21747}{40} = 543 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$



2.51 – rasm. Statik noaniq sterjenlar sistemasi

misol – 18. OD balka kesim yuzalari $A = 1 \cdot 10^{-3} m^2$ bo'lgan po'latdan tayyorlangan sterjenlar bilan bog'langan. Sistemaga qo'yilishi mumkin bo'lgan ruxsat etilgan kuch $[F]$ ni sterjenlardagi eng katta kuchlanishini $[\sigma] = 160 mPa$ ga tenglashtirib topilsin; oquvchanlik chegarasidagi kuchlanishdan $\sigma_{ox} = 240 mPa$ foydalanib chekli yuk G'_{chek} topilsin.

$$\ell = 1m; \alpha = 45^\circ;$$

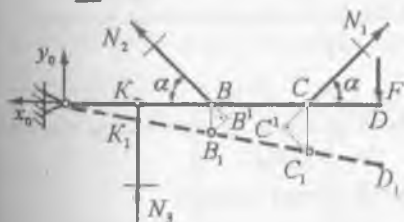
Yechish: OD balka F kuch ta'sirida O shamir atrofida aylanadi, 1 va 2 sterjenlarni cho'zilishga va 3 sterjen siqilishga qarshilik ko'rsatadi deb qabul qilamiz. Sterjenlarning deformatsiyadan keyingi holati va hisoblash sxemasi 2.52 – rasmda ko'rsatilgan.

Sistemaning muvozanat holatini ifodalovchi statikaning tenglamalarini tuzamiz:

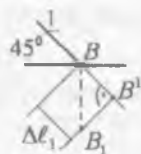
$$\sum x = 0; \quad x_0 - N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha = 0 \quad (a)$$

$$\sum y = 0; \quad y_0 + N_3 + N_1 \sin \alpha + N_2 \sin \alpha - F = 0 \quad (b)$$

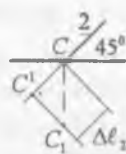
$$\sum M_0 = 0; \quad 2N_1 \sin \alpha + 3N_2 \sin \alpha + N_3 - 4F = 0 \quad (c)$$



2.52 – rasm. Sterjenlar deformatsiyalarining o'zaro bog'lanish sxemasi



V nuqtaning ko'chishi



S nuqtaning ko'chishi

(a), (b) va (v) tenglamalardan, ko'rinishicha sterjenlardagi noma'lum ($N_1; N_2; N_3$) ichki kuchlari va tayanch kesimidagi reaksiya kuchlari ($x_0; y_0$) statikaning tenglamalaridan ko'p.

Demak, berilgan sistema statik noaniq. Sistemaning aniqmaslik darajasini topamiz:

$$S = n - 3 = 5 - 3 - 2$$

bu erda: n – noma'lum kuchlar va Z – statikaning tenglamalarining soni;

Sistema ikki marotaba aniqmas. Sterjenlar sistemasining deformatsiyalangan holatining sxemasini chizamiz. Masalani Yechish uchun sistemaning geometrik bog'lanishlaridan foydalanib ikkita qo'shimcha deformatsiya tenglamalarini tuzamiz (2.52 - rasm). Sxemadan:

$$\Delta BB_1 O \sim \Delta KK_1 O \text{ va } \Delta CC_1 O \sim \Delta KK_1 O \text{ dan}$$

$$\frac{KK_1}{KO} = \frac{BB_1}{BO} \quad \text{va} \quad \frac{KK_1}{KO} = \frac{CC_1}{CO} \text{ hosil qilamiz.}$$

$$\text{bu erda } BB_1 = \frac{BB^1}{\cos \alpha} \quad \text{va} \quad CC_1 = \frac{CC^1}{\cos \alpha};$$

Sxemadan $KK_1 = \Delta \ell_3$; $BB^1 = \Delta \ell_1$ va $CC^1 = \Delta \ell_2$ larni hisobga olsak, yuqoridagi nisbatlar quyidagicha yoziladi;

$$\frac{\Delta \ell_1}{2 \cos \alpha} = \frac{\Delta \ell_3}{1} \quad \text{va} \quad \frac{\Delta \ell_2}{3 \cos \alpha} = \frac{\Delta \ell_3}{1} \quad \text{yoki}$$

$$\Delta \ell_1 = 2 \Delta \ell_3 \cos \alpha \quad \text{va} \quad \Delta \ell_2 = 3 \Delta \ell_3 \cos \alpha \quad (z)$$

(g) qo'shimcha deformatsiya tenglamalarini Guk qonuni orqali

$$\text{ichki kuchlar bilan ifodalaymiz: } \frac{N_1 \ell_1}{E_1 A_1} = 2 \frac{N_3 \ell_3}{E_3 A_3} \cos \alpha \quad \text{va}$$

$$\frac{N_2 \ell_2}{E_2 A_2} = 3 \frac{N_3 \ell_3}{E_3 A_3} \cos \alpha \quad (d)$$

Sxemadan $E_1 = E_2 = E_3 = E$; $\ell_3 = 1 \text{ m}$ va $\ell_1 = \ell_2 = \frac{1}{\cos \alpha}$ lar

ni hisobga olsak va ayrim o'zgartirishlardan, keyin (d) quyida-gicha yoziladi

$$N_1 = 2 N_3 \cos^2 \alpha = N_3 \quad (e)$$

$$N_2 = 3 N_3 \cos^2 \alpha = 1,5 N_3 \quad (x)$$

(e) va (j) tenglamalarini (v) ga keltirib qo'yamiz va ichki kuchni topamiz:

$$N_3 = 0,72F \text{ unda } N_1 = 0,72F \text{ va } N_2 = 1,08F$$

Endi har qaysi sterjenning mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{0,72F}{A} \leq [\sigma]; \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{1,08F}{A} \leq [\sigma]; \quad \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{0,72F}{A} \leq [\sigma]$$

Mustahkamlik shartiga ko'ra eng katta normal kuchlanish 2 chi sterjenda hosil bo'lishini aniqlaymiz. Sistemaga qo'yilishi mumkin bo'lgan kuchni ruxsat etilgan qiymati

$$[F] = \frac{A[\sigma]}{1,08} = \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^3}{1,08} = 148,1 \text{ kN}$$

Uchta sterjenda ham oquvchanlik chegarasi boshlanishi uchun

$$N_1 = \sigma_{OK} A_1; \quad N_2 = \sigma_{OK} A_2; \quad \text{va} \quad N_3 = \sigma_{OK} A_3 \text{ shartlar}$$

bajarilishi kerak. U paytda (v) tenglama quyidagi ko'rinishga keltiriladi:

$$2\sigma_{OK} A \sin \alpha + 3\sigma_{OK} A \sin \alpha + \sigma_{OK} A = 4F$$

Oxirgi tenglamadan oquvchanlik chegarasiga to'g'ri keluvchi chekli yuk

$$F_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{ok}} A (1 + \sin \alpha)}{4} = \frac{240 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^{-3} (1 + 5 \cdot 0,7)}{4} = 270 \text{ kN}$$

misol-19. Birkir 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. Konstruktsiya yig'ilgandan keyin sterjenlardagi kuchlanish topilsin. Sterjenlarning materiallari bir xil.

Yechish: Konstruktsiyadagi δ zazorni yo'qotish uchun 1 va 3 sterjenlarni Yechish, 2 sterjenni cho'zish kerak. Natijada uchta sterjenda ham ichki bo'ylama kuchlar hosil bo'ladi.

Ichki kuchlarni topish uchun kesish usulidan foydalanamiz.

Konstruktsiya ajratilgan qismining muvozanat holatini qanoatlantiruvchi $\sum M_0 = 0$ tenglamani tuzamiz.

$$\sum M_0 = N_1 \cdot 1 - N_2 \cdot 2 + N_3 \cdot 3 = 0$$

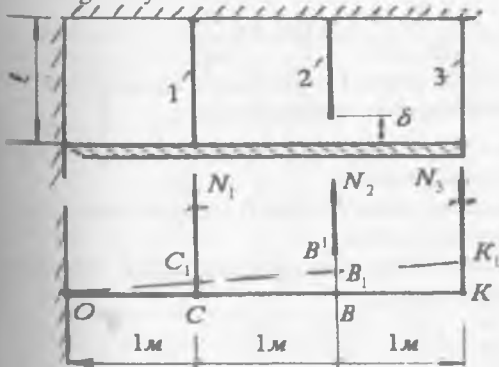
Bitta tenglamada uchta N_1 , N_2 va N_3 ma'lum ichki kuchlar bor ekan. Bu masala statik noaniq. Noma'lumlar soni muvozanat tenglamasidan ikkitaga ko'p. Shuning uchun, tanlangan masala ikki marotaba noaniq. Masalaning aniqlashtirish darajasini ochish uchun ikkita qo'shimcha deformatsiya tenglamalarini tuzish kerak (2.53- rasm). Konstruktsiyaning deformatsiyasini o'rganamiz. 1 va 3

sterjenlarning siqilishda, birinchi sterjen $CC_1 = \Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell}{EA}$

masofaga, uchinchi sterjen $KK_1 = \Delta \ell_3 = \frac{N_3 \ell}{EA}$ masofaga qisqaradi. Natijada B

nuqta B_1 ga ko'chadi. 2 sterjenni brus bilan tutashtirish uchun, uni $\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell}{EA}$

masofaga uzaytirish kerak.



2.53 - rasm. Statik noaniq sterjenlar sistemasi va sterjenlar deformatsiyalarining o'zaro bog'lanish sxemasi

Konstruktsiyadagi sterjenlarning deformatsiyasi natijasida uchburchaklar hosil bo'ladi: $\Delta KK_1 O \sim \Delta BB_1 O \sim \Delta CC_1 O$

$$\text{Unda } \frac{KK_1}{KO} = \frac{CC_1}{CO} \quad \text{yoki} \quad \frac{\Delta \ell_1}{3} = \frac{\Delta \ell_1}{1} \quad \text{va} \quad \Delta \ell_1 = 3\Delta \ell$$

$$\text{bu erdan} \quad \frac{N_1 \ell}{EA} = 3 \frac{N_1 \ell}{EA}; \quad N_1 = 3N_1 \quad (6)$$

$$\frac{BB_1}{BO} = \frac{CC_1}{CO} \quad \frac{\delta - \Delta \ell_2}{2} = \Delta \ell_1 \quad \text{va} \quad \delta - \Delta \ell_2 = \Delta \ell_1$$

$$\text{bu erdan} \quad \delta - \frac{N_2 \ell}{EA} = 2 \frac{N_1 \ell}{EA} \quad \text{va} \quad N_2 = \frac{\delta EA - 2N_1 \ell}{\ell} \quad (8)$$

hosil bo'ladi. (b) va (v) tengliklarni (a) tenglamaga keltirib qo'yamiz:

$$N_1 \cdot 1 - 2 \frac{\delta \cdot EA - 2N_1 \ell}{\ell} + 9N_1 = 0, \quad 10N_1 \ell - 2\delta \cdot EA + 4N_1 \ell = 0$$

$$\text{va} \quad N_1 = \frac{\delta \cdot EA}{7\ell} = \frac{0,5 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 20 \cdot 10^{-4}}{7} = \frac{20}{7} \kappa N$$

Birinci sterjendagi kuchlanish:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{20}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,143 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$(v) \text{ tenglikdan } N_2 \text{-ni topamiz:} \quad N_2 = \frac{100}{7} \kappa N$$

Ikkinchi sterjendagi kuchlanish:

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{100}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,715 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$(b) \text{ tenglikdan } N_3 \text{-ni topamiz:} \quad N_3 = 3 \frac{20}{7} = \frac{60}{7} \kappa N$$

$$\text{va kuchlanish} \quad \sigma_3 = \frac{N_3}{A} = \frac{60}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,429 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$$

misol – 20. Pog'onali brus kesim yuzasi A va asosi qo'zg'almas bo'lgan po'latdan tayyorlangan ikkita sterjenlarga biki mahkamlangan.

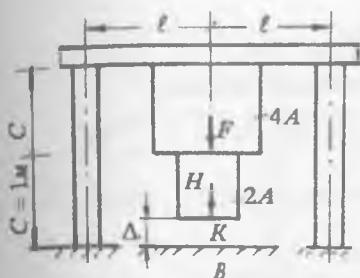
1) qo'zg'almas tayanch bilan pog'onali bruslar orasidagi masofa $\Delta = 1 \cdot 10^{-4} m$ kuchni qancha qiymatida yopiladi;

2) o'rta sterjenni pastki asosidagi reaksiya kuchi B berilgan kuch N orqali aniqlansin va bo'ylama kuch N epyurasi qurilsin

Yechish. Birinchi savolga javob berish uchun pog'onali brusni N kuchdan deformatsiyasini Δ masofaga tenglashtiramiz

$$\Delta = \frac{HC}{4EA} + \frac{HC}{4EA} + \frac{HC}{2EA} + \frac{H2C}{EA} = \frac{3HC}{EA} \quad (a)$$

$$\Delta = \frac{3H}{2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} \quad \text{ekki} \quad H = \frac{40}{3} \kappa N$$



2.54 – rasm. Statik noaniq masala

Bu yerda:

$$E = 2 \cdot 10^8 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \quad \text{va} \quad A = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

a) tenglama asosida topilgan N kuchi, masalani shartida berilgan $N = 50 \text{ kN}$ kuchdan kichik. Demak, brus bilan tayanch oralig'idagi masofa yopiladi. Masofa yopilishini aniqlash uchun berilgan $N = 50 \text{ kN}$ kuch ta'sirida (a) tenglama asosida topilgan pog'onali brusning to'liq deformatsiyasi Δ_x -ni $\Delta = 1 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ bilan taqqoslaymiz:

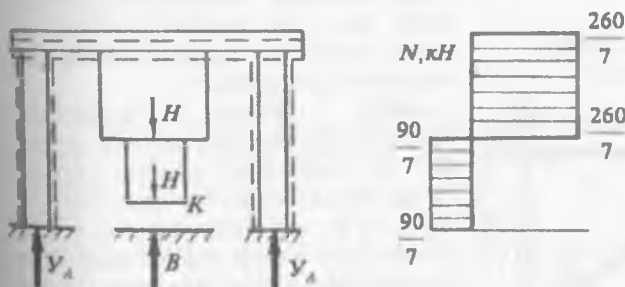
$$\Delta_x = \frac{3HC}{EA} = \frac{3 \cdot 50 \cdot 1}{2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 3,75 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad \text{ekun} \quad \Delta_x > \Delta$$

Demak, Δ -masofa yopiladi. Brusni K kesimi B tayanchga kelib tayanadi. Sistemani hisoblash sxemasi 2.55 – rasmda ko'rsatilgan. Reaksiya kuchlari Y_A va B larning sistemani muvozanat shartidan topamiz:

$$\sum Y = 2Y_A + B - 2H = 0 \quad (6)$$

(b) tenglamadan ko'rinishicha, sistemada noma'lum reaksiya kuchlari statikani muvozanat tenglamasidan ikkitaga ko'p. Demak, sistema bir marotaba statik aniqmas ekan.

Noma'lum Y_A va B reaksiya kuchlarini topish uchun (b) tenglama yoniga qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzishimiz kerak.



2.55 – rasm.
Asosiy sistema va
ichki kuch
epyrasi

Buning uchun ikki pog'onali brusni va ikkita chetki sterjenlardan bittasini berilgan N kuchidan deformatsiyasini reaksiya kuchlari ta'siridagi deformatsiyaga tenglashtiramiz:

$$\frac{HC}{2EA} + \frac{HC}{4EA} + \frac{HC}{4EA} + \frac{H2C}{EA} - \frac{BC}{4EA} - \frac{BC}{E2A} - \frac{Y_A 2C}{EA} = \Delta \quad (6)$$

Agar, $Y_A = \frac{B}{2}$ deb qaralsa (ν) tenglamani

$12HC - 7BC = 4\Delta EA$ ko'rinishga keltiramiz. Bu erdan:

$$B = \frac{12HC - 4\Delta EA}{7C} = \frac{12 \cdot 50 \cdot 1 - 4 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{7 \cdot 1} = \frac{440}{7} \text{ kN}$$

B reaksiya kuchini (b) tenglamaga keltirib qo'ysak Y_A reak tsiya kuchini topamiz:

$$Y_A = \frac{2H - B}{2} = H - \frac{B}{2} = 50 - \frac{440}{7} = \frac{130}{7} \text{ kN}$$

Pog'onali brusni oraliqlarga bo'lib, ichki bo'ylama kuch N ni topamiz

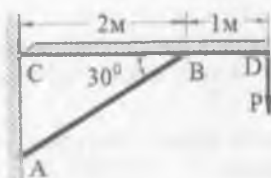
1 - 1 qirgim. $\sum Y = N_1 - H + B = 0$ yoki

$$N_1 = H - B = 50 - \frac{440}{7} = -\frac{90}{7} \quad (\text{siquvchi kuch})$$

2 - 2 qirgim. $\sum Y = N_2 - 2H + B = 0$

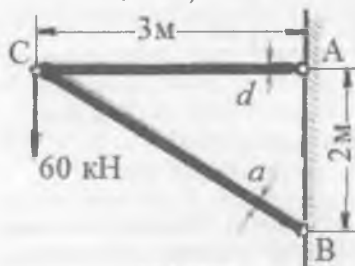
$$N_2 = 2H - B = 2 \cdot 50 - \frac{440}{7} = \frac{260}{7} \text{ kN} \quad (\text{cho'zuvchi kuch})$$

Mustaqil ish uchun misollar



2.56-rasm

javob: $\sigma = 4,33 \text{ MPa}$
 $R = 57,8 \text{ kN}$.

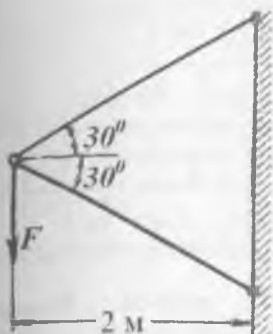


2.57-rasm

javob: $d = 27 \text{ mm}$; $\alpha = 16,4 \text{ sm}$; $\Delta_{\text{vert}} = 6,2 \text{ mm}$; $\Delta = 6,64 \text{ mm}$,
 $\Delta_{\text{gor}} = 2,4 \text{ mm} = 24 \cdot 10^{-4} \text{ m}$.

misol-21. Biki brus CD 2.56-rasmda ko'rsatilgandek yuklangan va yog'och qiya tirgak AB bilan mustahkamlangan. Brusning deformatsiyasi hisobga olinmasin. D nuqtaning kuchishi o'lchab ko'rilganda, u 3 mm ga tengligi aniqlandi. Qiya tirgakdagi kuchlanishlar nimaga teng? Agar qiya tirgakning ko'ndalang kesimi $20 \times 20 \text{ sm}$ o'lchamli kvadrat bo'lsa, nagruzka R nimaga teng?

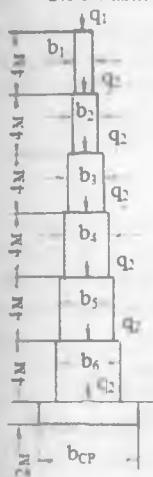
misol-22. Rasmda tasvirlangan kronshteynda sterjen AC po'latdan, sterjen BC esa yog'ochdan yasalgan. Ruxsat etilgan kuchlanish po'lat uchun $[\sigma] = 4 \text{ MPa}$. Po'lat sterjenning dumaloq kesimi diametri d ni g'amda yog'och sterjenning kvadrat kesimi tomoni a ni tanlang, tugun C ning gorizontal, vertikal va to'liq siljishini aniqlang.



misol-23. 2.58-rasmda tasvirlangan kronshteyn R kuchi bilan yuklangan. Ikkala sterjen po'latdan yasalgan. Ustki sterjen ikkita shvellar № 12 dan, pastkisi ikkita № 24 dan iborat. Cho'zilishga yo'l qo'yilgan kuchlanish 160 MPa, siqishga yo'l qo'yilgan kuchlanish – 100 MPa. Eng katta yo'l qo'yilgan nagruzka R ni va nagruzka qo'yilgan uzelnig vertikal siljishini aniqlang.

javob: $R=348 \text{ kN}$, $\Delta= 2,70 \text{ mm}$

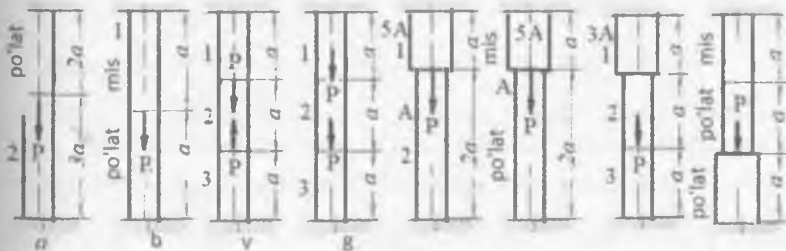
2.58-rasm



misol-24. 2.59 - rasmda olti qavatli bino g'ishtli devorining ko'ndalang qirgimi ko'rsatilgan. Cherdak va tomdan devorning har pogon metriga $q_1 = 60 \text{ kN/m}$, qavatlararo yopmalardan $q_2 = 40 \text{ kN/m}$ va paskti qavat polidan $q = 30 \text{ kN/m}$ kuch ta'sir qiladi. Bu kuchlar devoro'qi bo'ylab yo'nalgan. Devor va poydevor materialining hajmiy og'irligi 20 kN/m^3 . Agar ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 0,6 \text{ MPa}$ bo'lsa, har bir qavatdagi devorning eng kichik qalinligini va agar erda ruxsat etilgan bosim $0,5 \text{ MPa}$ bo'lsa, poydevor enini aniq olish mumkin?

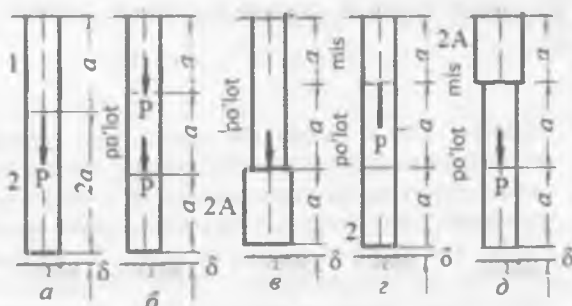
javob: $b_1 = 11,5 \text{ sm}$; $b_2 = 21 \text{ sm}$; $b_3 = 32 \text{ sm}$.

misol-25. Berilgan statik noaniq bruslarning aniqlaslik darajasi ochilsin va ichki bo'ylama kuchlar topilsin, epyuralari qurilsin.



javob

zo'riqish kuchi	a	b	v	g	d	e	j	z
N_1	$\frac{3}{5}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	1	$\frac{10}{11}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{1}{6}$
N_2	$-\frac{2}{5}$	$-\frac{2}{3}$	$-\frac{2}{3}$	0	$-\frac{1}{11}$	$-\frac{1}{3}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{1}{6}$
N_3			$\frac{1}{3}$	-1			$-\frac{4}{7}$	$-\frac{5}{6}$



2.61-rasm

misol-26. Rasmda ko'rsatilgan sterjenlarning I, II va III uchastkalar kesimlaridagi kuchlanishlarni aniqlang. A va B tekisliklar mutlaqo qo'zgalmas.

$\alpha = 0,5 \text{ m}$, $A=100 \text{ sm}^2$, $R=1500 \text{ kN}$, $\delta=0,1 \text{ mm}$ deb oling. Yuk R qo'ygunga qadar zazorlar δ ko'rsatilgan o'lchamda turadi. Yuk qo'yilgandan keyin ular berkiladi.

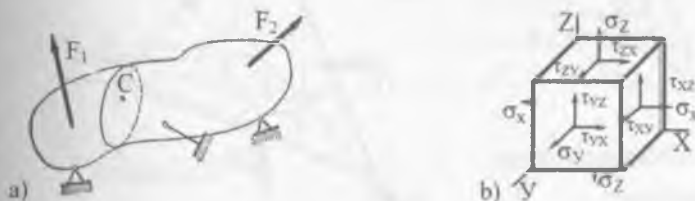
javob:

Kuchlanish, MPa	a	b	v	g	d
σ_I	113,3	163,3	116,0	98,0	23,8
σ_{II}	-36,7	13,3	-34,0	-52,0	47,5
σ_{III}		-136,7	-17,0	-52,0	-102,5

III- BOB. KUCHLANGANLIK HOLATLARI VA MUSTAHKAMLIK NAZARIYALARI

Umumiy tushunchalar. Kuchlarni ta'sir qilish holatlariga qarab konstruksiya yoki inshoot qismidagi eng katta kuchlanishlarni va ular paydo bo'ladigan yuzachalarni topish masalasi qiyinlashadi. Bu masalani Yechish uchun deformatsiyalanuvchi jism nuqtasidagi kuchlanish holati tekshiriladi.

Turli kesim yuzalarida hosil bo'ladigan kuchlanishlarning tahlili kuchlanganlik holatlarning nazariyalari deyiladi.



3.1 – rasm. Kuchlanganlik holati: a) ixtiyoriy yuklangan jism;
b) kubikni fazoviy yuklanishi

Markaziy cho'zilish va siqilishda ko'ndalang kesimning barcha nuqtalarida kuchlanish bir xil bo'lishini ko'rib o'tdik. Kesimni ma'lum bir burchakka aylantirsak, uning vaziyati o'zgaradi. Natijada undagi kuchlanish ham o'zgaradi. Masalan, ixtiyoriy sirtga ega bo'lgan jism kuchlar ta'sirida bo'lsin. Uning biror S nuqtasi (3.1 – rasm, a) atrofidan tomonlari cheksiz kichik bo'lgan o'zaro kesishuvchi yuzalarni olaylik. Ushbu yuzadagi (3.1–rasm,b) to'liq kuchlanish R –ni uchta tashkil qiluvchiga ajratish mumkin: bitta normal va ikkita kesim yuzasi

bo'ylab. Normal kuchlanishlarni $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ va $\tau_{yx}, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$ –urinma kuchlanishlar bilan belgilaymiz. Muvozanat tenglamalarini tuzishda, albatta har bir kuchning momenti, u ta'sir qilayotgan yuzaning qarama – qarshi tomonidagi kuch momentiga tengligi aniqlanadi

$$\tau_{yx} dx \cdot dz \cdot dy = \tau_{xy} dx \cdot dz \cdot dy, \text{ va hokazo.}$$

$$\text{Unda, } \tau_{yz} = \tau_{zy}, \quad \tau_{yx} = \tau_{xy}, \quad \tau_{xz} = \tau_{zx}$$

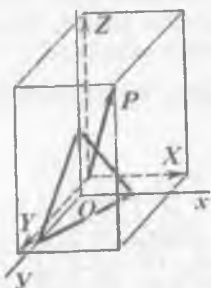
Demak, o'zaro perpendikulyar yuzalarda urinma kuchlanishlar teng va qarama – qarshi tomonga yo'naladi. Bu tenglik urinma kuchlanishlarning juftlik alomati deyiladi. Agar kuchlanganlik holatining oltita komponenti $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{zx}, \tau_{yz}$

berilgan bo'lsa, xohlagan yuzadagi kuchlanishlarni aniqlash mumkin. Masalan, jismdan ajratilgan to'rt qirrali yuzani olaylik. Yuzadagi to'liq

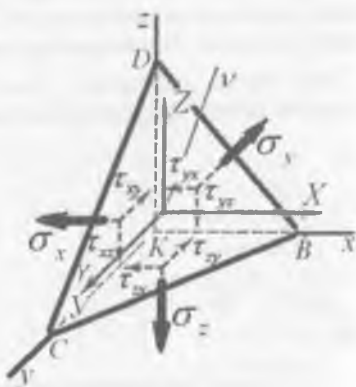
kuchlanish R (3.2 - rasm, a). Uning komponentlari x, y, z o'qlardagi proektsiyalari bo'ladi:

$$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{zx}, \tau_{yz}$$

a)



b)



3.2- rasm. Kuchlanganlik holat

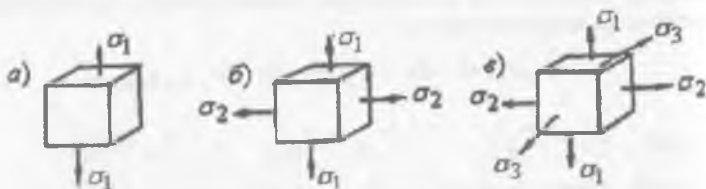
a) to'rt qirrali yuza;

b) fazoviy yuklanishi

Nuqta kuchlanganlik holatida x, y, z o'qlarining shunday vaziyatini aniqlash mumkinki, natijada $\tau_{xy}, \tau_{zx}, \tau_{yz}$ 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 deyiladi.

Bosh yuzalarga qo'yilgan kuchlanishlar bosh kuchlanishlar bo'ladi. Kuchlanganlik holatlarini σ_1, σ_2 va σ_3 -larning qiymati noldan farqli bo'lishiga qarab aniqlanishi mumkin:



3.3 - rasm. Kuchlanganlik holatlari: a) chiziqli; b) tekis va v) hajmiy

- 1) agar, bosh kuchlanishlardan bittasi noldan farqli qolgan ikkitasi nolga teng bo'lsa - chiziqli kuchlanganlik holati

(3.3 - rasm, a). Oddiy cho'zishda: $\sigma_1 = \sigma_0$; $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ va 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 (3.3 - rasm, b).
- 3) agar, uchta bosh kuchlanishlar ham noldan farqli bo'lsa – hajmiy kuchlanganlik holati bo'ladi (3.3 - rasm, v). σ_1, σ_2 va σ_3 lar bosh kuchlanishlar va $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ deb qabul qilamiz.



3.4 - rasm.

Bosh yuzalarda $X = \sigma_1 \ell$; $Y = \sigma_2 m$;
 $Z = \sigma_3 n$ tengliklarni hosil qilish mumkin.

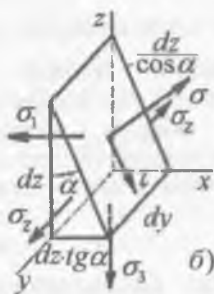
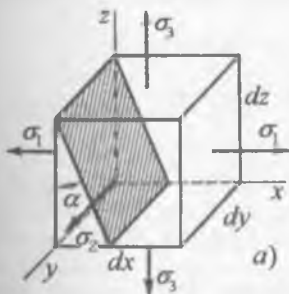
$$\ell^2 + m^2 + n^2 = 1 \quad \text{bo'lsa}$$

$$\frac{X^2}{\sigma_1^2} + \frac{Y^2}{\sigma_2^2} + \frac{Z^2}{\sigma_3^2} = 1 \quad \text{hosil bo'ladi.}$$

Bu erda X, Y, Z ixtiyoriy yuzadagi to'liq kuchlanish vektorining koordinatalari. To'liq

kuchlanish vektori oxirining bosh kuchlanishlar σ_1, σ_2 va σ_3 o'qlaridagi traektoriyasi ellipsoidani hosil qiladi.

Agar, ikkita bosh kuchlanishlar teng bo'lsa ellipsoid aylanuvchi jism shaklini oladi. Agar, uchta bosh kuchlanishlar teng bo'lsa, ellipsoid sfera shaklini oladi. Jismdan kesib olingan uchburchak prizmaning muvozanatini tekshiramiz (3.5 - rasm, a).



3.5 - rasm. Kubikdan ajratilgan yuzaning yuklanishi

Shtrixlangan yuza α - burchakning har qanday qiymatida ham uo'qiga parallel qoladi. Prizmaga ta'sir qiluvchi barcha kuchlarni σ va τ o'qlarga proektsiyalaymiz:

$$\sigma \cdot dy \cdot \frac{dz}{\cos \alpha} = \sigma_1 dy \cdot dz \cdot \cos \alpha + \sigma_3 dy \cdot dz \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha$$

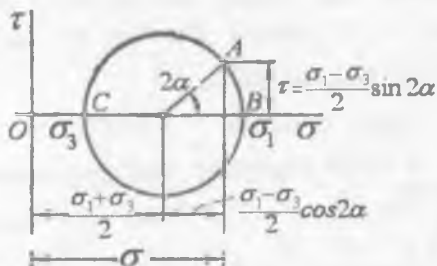
$$\tau \cdot dy \cdot \frac{dz}{\cos \alpha} = \sigma_1 dy \cdot dz \cdot \sin \alpha - \sigma_3 dy \cdot dz \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \alpha$$

yoki

$$\sigma = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha$$

va

$$\tau = (\sigma_1 - \sigma_3) \sin \alpha \cdot \cos \alpha$$



3.6 – rasm. Qiya kesim uchun Mor doirasi

Bu kuchlanishlarni quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\alpha$$

va $\tau = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha$ yoki $\left(\sigma - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \right)^2 + \tau^2 = \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right)^2$.

Bu tenglama $\sigma - \tau$ koordinata sistemasida markazi σ o'qida

koordinata boshidan $\frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}$ masofada joylashgan, radiusi $\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$ aylananing tenglamasi. Ushbu aylana Mor doirasi.

Kuchlanishlar tenzori. Uchta o'zaro perpendikulyar yuzalarda ta'sir qiluvchi to'qqizta kuchlanishlar matritsa ko'rinishida yozilishi mumkin va kuchlanishlar tenzori deyiladi.

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (3.1)$$

Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra tenzor simmetrik hisoblanadi, ya'ni bosh diagonalga nisbatan simmetrik joylashgan matritsaning elementlari o'zaro teng.

Elementar parallelepipedning qirralariga qo'yilgan kuchlanishlar ta'siridan u deformatsiyalanadi, ya'ni uning o'lchamlari yoki shakli o'zgaradi. Hajm o'zgarishida parallelepiped qirralarining uzunliklari bo'yicha nisbatlari o'zgarmaydi, qirralarga perpendikulyar bo'lgan bruchaklar qiyshiq bo'lmaydi.

Hajm o'zgarishi uchun parallelepiped qirralariga bir xil σ_0 normal kuchlanishlar ta'sir qilib, urinma kuchlanishlar nolga teng bo'lishi kerak.

$$\text{Kuchlanishlar tenzori} \quad \tau_{\sigma}^0 = \begin{pmatrix} \sigma_0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_0 \end{pmatrix} \quad (3.2) \quad \text{bu erda} \quad \sigma_0 = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad (3.3)$$

(3.3) formula o'rtacha kuchlanish sharaviy tenzor deyiladi.

Kuchlanishlar tenzori (3.1) dan sharaviy tenzor (3.3) ni ayirib kuchlanishlar deviatorini hosil qilamiz.

$$\Delta_{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_0 & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_0 \end{pmatrix} \quad (3.4)$$

Shunday qilib, kuchlanishlar tenzori quyidagi yig'indi ko'rinishida aniqlanishi mumkin $T_{\sigma} = T_{\sigma}^0 + \Delta_{\sigma} \quad (3.5)$

Kuchlanishlar deviatorini bosh kuchlanishlarga nisbatan quyidagicha yozamiz:

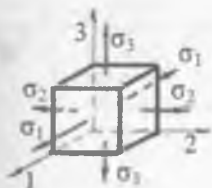
$$\begin{pmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma \end{pmatrix} = 0$$

Matritsani ochib, bosh kuchlanishlarga nisbatan uchinchi darajali tenglamani hosil qilamiz:

$$\sigma^3 - I_1 \sigma^2 + I_2 \sigma - I_3 = 0 \quad (3.6)$$

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \\ I_2 &= \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \\ I_3 &= \sigma_x \sigma_y \sigma_z - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 + 2\tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx} \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

Tomonlari bosh yuzalar hisoblangan elementar parallelipedni o'rganamiz. Koordinata o'qlarini parallelepiped qirralariga parallel yo'naltirib (3.7-rasm) bosh yuzalardagi urinma kuchlanishlar nolga tengligidan foydalanib (3.7) formula koeffitsientlarini quyidagicha yozamiz.



$$I_1 = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$$

$$I_2 = \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1$$

$$I_3 = \sigma_1 \sigma_2 \sigma_3$$

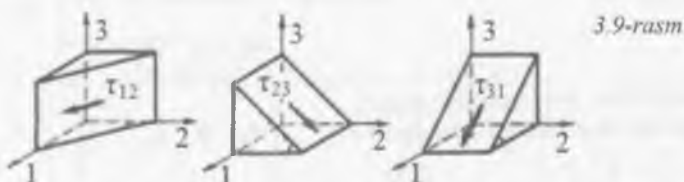
3.7-rasm

Bosh kuchlanishlar miqdori va yo'nalishi koordinata sistemasini tanlashga bog'liq emas, faqat jismga ta'sir qiluvchi kuchga bog'liq, shuning uchun I_1, I_2, I_3 koefitsientlar koordinata o'qlarini aylantirganda o'zgarmaydi. Bunaqa kattaliklar invariantlar deyiladi.

I_1, I_2 va I_3 -larni tegishli, birinchi, ikkinchi va uchinchi kuchlanish tenzorining invarianti deyiladi.

Agar, $I_3=0$ bo'lsa tekis kuchlanganlik holati va $I_2=I_3=0$ bo'lsa chiziqli kuchlanganlik holati hosil bo'ladi. Bosh yuzalarga nisbatan 45° burchakda qiyalashgan yuzalarda urinma kuchlanishlar ekstremal qiymatga erishadi (3.9-rasm). Bu kuchlanishlar bosh kuchlanishlar bo'yicha topiladi:

$$\tau_{12} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \quad \tau_{23} = -\frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}; \quad \tau_{31} = -\frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2} \quad (3.8)$$



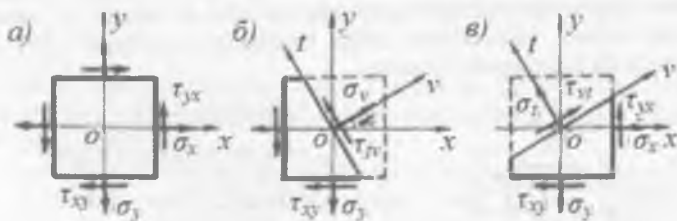
Ikki o'qli kuchlanganlik holati. Ikki o'qli kuchlanganlik holati uchun berilgan σ_x, σ_y va $\tau_{xy} = -\tau_{yx}$ kuchlanishlar asosida v, t o'qlari tekisligidagi kuchlanishlarni topish mumkin:

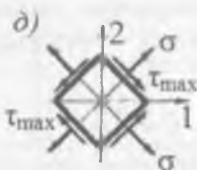
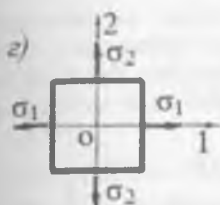
$$\begin{aligned} \sigma_v &= \sigma_x \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha + \tau_{xy} \sin 2\alpha \\ \tau_{tv} &= -\frac{1}{2}(\sigma_x - \sigma_y) \sin 2\alpha + \tau_{xy} \cos 2\alpha \end{aligned} \quad (3.9)$$

3.10-rasm, v-sxemadan

$$\begin{aligned} \sigma_t &= \sigma_x \sin^2 \alpha + \sigma_y \cos^2 \alpha - \tau_{xy} \sin 2\alpha \\ \tau_{tv} &= \tau_{vt} \end{aligned} \quad (3.10)$$

hosil qilamiz. σ_v va σ_t tengliklarini qo'shib $\sigma_v + \sigma_t = \sigma_x + \sigma_y$ ni topamiz.





3.10- rasm.

Tekis kuchlanganlik holatida har qanday ikkita o'zaro perpendikulyar qiya kesimlardagi normal kuchlanishlar yig'indisi invariant miqdor hisoblanadi.

Agar, $I_3 = 0$ bo'lsa, tekis kuchlanganlik holati bo'ladi, unda

$\sigma^3 - I_1 \sigma + I_2 = 0$ kvadrat tenglama hosil kelib chiqadi.

buerda, $I_1 = \sigma_x + \sigma_y$ va $I_2 = \sigma_x \sigma_y - \tau_{xy}^2$

Kvadrat tenglamani echib

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (3.11)$$

olamiz

σ_1 va σ_2 bosh kuchlanishlar ta'sir qilsa (3.9) formula quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_n = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha$$

$$\tau_n = -\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) \sin 2\alpha$$

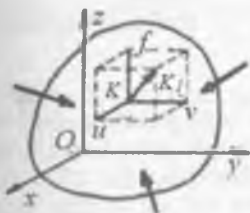
Eng katta kuchlanishlar $\alpha = \pm 45^\circ$ qiya kesimda hosil bo'ladi:

$$\sigma = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad \tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

Deformatsiya nazariyasi [29]. Tashqi kuch ta'siridan jism deformatsiyalanadi yoki nuqtalari ko'chadi. Bunda ikki xil ko'chish sodir bo'lishi mumkin: absolyut qattiq jismdek shakl o'lchamlari o'zgarmasdan ko'chishi va jismni deformatsiyalanishi sababli ko'chishi. Birinchi ko'rinishdagi ko'chish nazariy mexanikada o'rganiladi. Shuning uchun keyingi mavzularda faqat jism deformatsiyasiga bog'liq ko'chish o'rganiladi.

Jismni deformatsiyalanishida K nuqta yangi K_1 vaziyatga ko'chsin

(3.11 -rasm). To'liq ko'chish vektori KK_1 ni O_x, O_y, O_z o'qlaridagi tashkil qiluvchilarini tegishli u, v, f bilan belgilaymiz. u, v, f ko'chishlar koordinata o'qlarining musbat yo'nalishiga mos bo'lsa, musbat ishorali bo'ladi



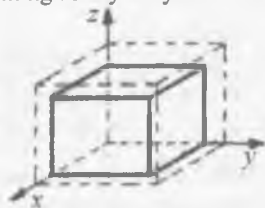
3.11-rasm.

Ko'chishlar jism o'lchamlariga nisbatan kichik miqdor deb qabul qilamiz. Masalan, qurilish konstruksiyalarida ishlatiladigan balkalarning salqiligi ko'ndalang kesimining o'lchamlari va uzunligiga nisbatan juda kichik. Jism turli nuqtalarining ko'chishlari har xil va x, y, z ko'ordinatalarning uzluksiz funksiyasidir:

$$u = u(x, y, z); \quad v = v(x, y, z); \quad f = f(x, y, z)$$

Deformatsiyalarni izlanishi uchun, ixtiyoriy nuqta atrofidan dx, dy, dz qirrali elementar parallelipipedni kesib olamiz. Ko'chishlar farqi asosida parallelipiped qirralari uzayadi (qisqaradi), boshlang'ich to'g'ri burchaklar qiyshayadi. Buning asosida deformatsiyaning ikkita turlari-chiziqli va burchakli deformatsiyalar hosil bo'ladi.

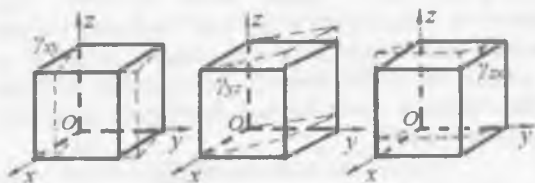
Chiziqli deformatsiyalar $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ -lar parallelipipedning dx, dy, dz qirralarining nisbiy uzayishlarini tashkil etadi



$$\varepsilon_x = \frac{d(\Delta x)}{dx}; \quad \varepsilon_y = \frac{d(\Delta y)}{dy}; \quad \varepsilon_z = \frac{d(\Delta z)}{dz} \quad (3.12)$$

Uzayish deformatsiyasi musbat hisoblanadi, qisqarish – manfiy (3.12) nisbatlardan foydalanib qirralarning absolyut uzayishlari $d(\Delta x), d(\Delta y), d(\Delta z)$ va qirralarning uzunliklarini aniqlash mumkin. Masalan, birinchi qirra kuch ta'siridan $d(\Delta x) = \varepsilon_x dx$ miqdorga ortadi va uning uzunligi $dx_1 = dx + d(\Delta x)$ ga teng bo'ladi. Unda

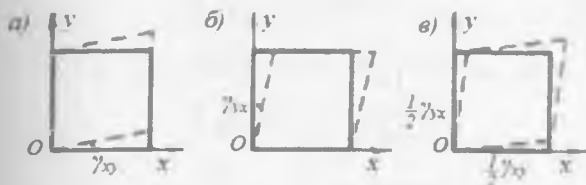
$$dx_1 = (1 + \varepsilon_x)dx; \quad dy_1 = (1 + \varepsilon_y)dy; \quad dz_1 = (1 + \varepsilon_z)dz$$



3.12-rasm

Burchakli deformatsiyalar $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ -lar elementar parallelipiped qirralarining orasida to'g'ri burchaklarni qiyshiq bo'lishini bildiradi (3.12-rasm).

Bunda indekslar burchakli deformatsiyalar qaysi tekislikda sodir bo'lishini anglatadi. Elementar parallelipipedning uchta ko'rinishi uchun ham kuchlanganlik va deformatsiyalanganlik holatlari bir xil (parallelipipedni OXU tekislikka proektsiyasi ko'rsatilgan). Uchta holni o'zaro farqi OZ o'q atrofida qo'shimcha kuchlanish hosil qilmasdan aylanish miqdorida



3.13- rasm.

Siljish deformatsiyasi, urinma kuchlanish kabi juftlik alomatiga ega

$$\gamma_{xy} = \gamma_{yx}, \gamma_{yz} = \gamma_{zy}, \gamma_{zx} = \gamma_{xz}$$

Chiziqli va burchakli deformatsiyalar birga nisbatan kichik miqdor:

$$|\epsilon_i| < 1; \quad |\gamma_{ij}| < 1 \quad (i, j = x, y, z).$$

Ko'chishlar va deformatsiyalar orasidagi bog'lanish Koshi nisbatidan topiladi:

$$\left. \begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{du}{dx}; \quad \gamma_{xy} = \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \\ \epsilon_y &= \frac{dv}{dy}; \quad \gamma_{yz} = \frac{dv}{dz} + \frac{df}{dy} \\ \epsilon_z &= \frac{df}{dz}; \quad \gamma_{zx} = \frac{df}{dx} + \frac{du}{dz} \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

Chiziqli va burchakli deformatsiyalar asosida elementar parallelipiped hajmining nisbiy o'zgarishiga teng bo'lgan hajmiy deformatsiya quyidagicha topiladi:

$$e_0 = \frac{dv_1 - dv}{dv} \quad (3.14)$$

Bu yerda, $dv = dx \cdot dy \cdot dz$ va $dv_1 = dx_1 \cdot dy_1 \cdot dz_1$ -parallelipipedning deformatsiyagacha va undan keyingi hajmlari

$$dv_1 = dx \cdot dy \cdot dz (1 + \epsilon_x)(1 + \epsilon_y)(1 + \epsilon_z) = dv(1 + \epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z + \epsilon_x \epsilon_y + \epsilon_y \epsilon_z + \epsilon_z \epsilon_x + \epsilon_x \epsilon_y \epsilon_z)$$

Ikkinchi va uchinchi tartibli kichik miqdorlar e'tiborga olinmasa, quyidagicha hosil qilamiz: $e_0 = \epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z$ (3.15)

Hajmiy deformatsiya uchta chiziqli deformatsiyalar yig'indisiga teng. Deformatsiyalar tenzori kuchlanishlar tenzori asosida deformatsiyalar tenzorini yozamiz:

$$T_\epsilon = \begin{pmatrix} \epsilon_x & \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \frac{1}{2}\gamma_{xz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{yx} & \epsilon_y & \frac{1}{2}\gamma_{yz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{zx} & \frac{1}{2}\gamma_{zy} & \epsilon_z \end{pmatrix} \quad (3.16)$$

Deformatsiyalar tenzori deformatsiyalar sharaviy tenzori va deformatsiyalar deviatori yig'indisiga teng:

$$T_\epsilon = T'_\epsilon + \bar{A}_\epsilon \quad (3.17)$$

$$T_x = \begin{pmatrix} \varepsilon_0 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_0 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_0 \end{pmatrix} \quad (3.18) \quad \text{va} \quad \Pi_x = \begin{pmatrix} \varepsilon_x - \varepsilon_0 & \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \frac{1}{2}\gamma_{xz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{yx} & \varepsilon_y - \varepsilon_0 & \frac{1}{2}\gamma_{yz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{zx} & \frac{1}{2}\gamma_{zy} & \varepsilon_z - \varepsilon_0 \end{pmatrix} \quad (3.19) \quad \varepsilon_0 =$$

o'rtacha deformatsiya.

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{3}(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \quad (3.20)$$

Deformatsiyalar sharaviy tenzori komponentlarini (3.15) tenglikni e'tiborga olib qo'shib chiqsak $e = 3\varepsilon_0$ (3.21)

Elementar parallelipiped uchta qirralarining nisbiy deformatsiyalari bir xil, shuning uchun deformatsiyalar sharaviy tenzori parallelipiped shaklini o'zgartirmasdan hajmiy deformatsiyasini aniqlaydi.

Deformatsiyalar deviatori bosh diagonal bo'yicha komponentlarini qo'shib chiqsak

$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z - 3\varepsilon_0 = 0$$

Shunday qilib, deformatsiyalar deviatori elementar parallelipiped hajmini o'zgarimasdan – shakl o'zgarishini xarakterlaydi.

Bosh deformatsiyalar. Deformatsiyalanuvchi jismning har qanday nuqtasida uchta o'zaro perpendikulyar yo'nalishlar bor. Bu yo'nalishlar orasida siljish nolga teng. Ushbu nuqtadan yo'nalishlar bo'yicha o'tkazilgan to'g'ri chiziq deformatsiyalangan holatning shu nuqtadagi bosh o'qlari deyiladi. Yo'nalishlar bo'yicha bosh o'qlardagi chiziqli deformatsiyalar deyiladi.

Izotrop materiallarda kuchlanganlik va deformatsiyalanganlik holatlardagi bosh o'qlar mos tushadi. Bosh deformatsiyalar $\varepsilon_1 \geq \varepsilon_2 \geq \varepsilon_3$ (3.6) tenglama asosida topilishi mumkin: $\varepsilon^3 - I_1\varepsilon^2 + I_2\varepsilon - I_3 = 0$ (3.22)

I_1, I_2, I_3 - koefitsientlar deformatsiyalar tenzori invariantlari deyiladi.

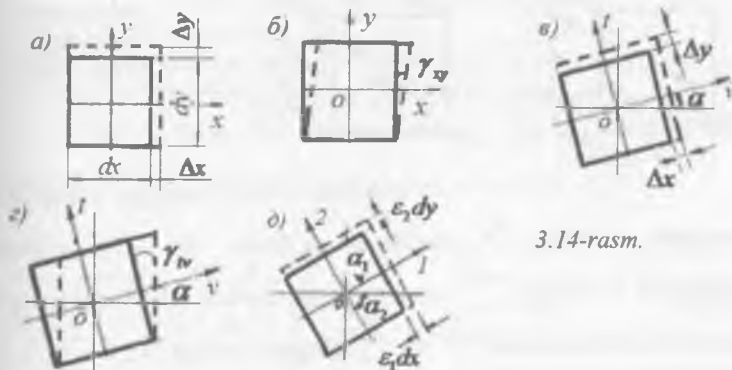
$$\begin{cases} I_1 = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z \\ I_2 = \varepsilon_x\varepsilon_y + \varepsilon_y\varepsilon_z + \varepsilon_z\varepsilon_x - \frac{1}{4}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2) \\ I_3 = \varepsilon_x\varepsilon_y\varepsilon_z + \frac{1}{4}\gamma_{xy}\gamma_{yz}\gamma_{zx} - \frac{1}{4}(\varepsilon_x\gamma_{yz}^2 + \varepsilon_y\gamma_{zx}^2 + \varepsilon_z\gamma_{xy}^2) \end{cases} \quad (3.23)$$

Eng katta burchakli deformatsiya quyidagicha topiladi:

$$\gamma_{\max} = \varepsilon_1 - \varepsilon_3$$

O'zaro perpendikulyar v va t yo'nalishlar uchun (3.14 - rasm) chiziqli deformatsiyalar va siljish uchun tenglamalar:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \varepsilon_x \cos^2 \alpha + \varepsilon_y \sin^2 \alpha + \frac{1}{2} \gamma_{xy} \sin 2\alpha \\ \varepsilon_y = \varepsilon_x \sin^2 \alpha + \varepsilon_y \cos^2 \alpha - \frac{1}{2} \gamma_{xy} \sin 2\alpha \\ \gamma_{xy} = -(\varepsilon_x - \varepsilon_y) \sin 2\alpha + \gamma_{xy} \cos 2\alpha \end{cases} \quad (3.24)$$



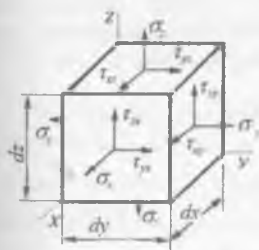
3.14-rasm.

Bosh deformatsiyalar va ularning yo'nalishi 3.11-formula asosida topiladi.

$$\begin{cases} \varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2} \\ \operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{\gamma_{xy}}{2(\varepsilon_1 - \varepsilon_x)}; \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{\gamma_{xy}}{2(\varepsilon_2 - \varepsilon_x)} \end{cases} \quad (3.25)$$

Kuchlanish va deformatsiyalar bog'lanishlari

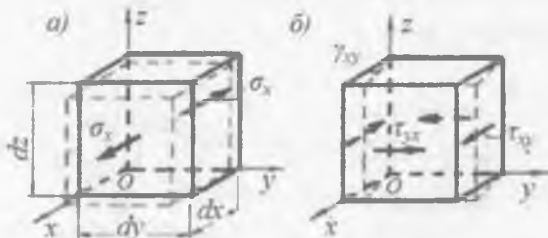
Gukni umumlashgan qonuni. Jismni kuchlanganlik – deformatsiyalangan holatini ifodalovchi tenglamalar sistemasini hosil qilish uchun kuchlanish va deformatsiyani o'zaro bog'lovchi tenglik bo'lishi kerak. Bu tenglikda materialni fizik xossalarini xarakterlovchi kattaliklar qatnashishi lozim.



3.15-rasm

Uch o'qli kuchlanganlik holatida elementar parallelepiped qirralariga normal va urinma kuchlanishlar ta'sir etadi. Kuchlanish va deformatsiyalar o'zaro chiziqli bog'lanishda deb qabul qilamiz. Bir nechta kuchlanishlarni bir vaqtda ta'sirida hosil bo'lgan deformatsiya, kuchlarni ta'sir qilishdagi xalal bermaslik printsipliga asosan, har bir kuch ta'siridan hosil bo'lgan deformatsiyalarning yig'indisiga teng bo'ladi deb qabul qilinadi.

Izotrop materialda normal kuchlanish faqat chiziqli deformatsiyani, urinma kuchlanishlar esa faqat burchakli deformatsiyani keltirib chiqaradi (3.16 - rasm, a, b).



3.16 - rasm .
Kubikni deforma-
tsiyalanishi:
a) chiziqli
b) burchakli

3.16-rasm, a- da ko'rsatilgan kubik bir o'qli kuchlanganlik holatida. σ_x kuchlanish ta'siridan Ox o'q yo'nalishida parallelepiped kirasida ϵ_x^I uzayish hosil bo'ladi, Oy va Oz o'qlari yo'nalishida kubik qirralarida ϵ_y^I va ϵ_z^I qisqarish bo'ladi.

Guk qonuniga asosan:

$$\epsilon_x^I = \frac{\sigma_x}{E}; \quad \epsilon_y^I = \epsilon_z^I = -\mu \epsilon_x^I = -\mu \frac{\sigma_x}{E}$$

σ_y va σ_z kuchlanishlari ta'siridan, tegishli

$$\epsilon_y^{II} = \frac{\sigma_y}{E}; \quad \epsilon_z^{II} = \epsilon_x^{II} = -\mu \epsilon_y^{II} = -\mu \frac{\sigma_y}{E}$$

$$\epsilon_y^{III} = \frac{\sigma_z}{E}; \quad \epsilon_z^{III} = \epsilon_x^{III} = -\mu \epsilon_z^{III} = -\mu \frac{\sigma_z}{E}$$

Kubik qirralarining to'liq uzayishi

$$\epsilon_x = \epsilon_x^I + \epsilon_x^{II} + \epsilon_x^{III} = \frac{\sigma_x}{E} - \mu \frac{\sigma_y}{E} - \mu \frac{\sigma_z}{E} = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)]$$

Shu usulda kubik qirralarining Oy va Oz o'qlariga nisbatan chiziqli ko'chishlarini topish mumkin. Shunday qilib, chiziqli deformatsiyalarni normal kuchlanishlar bilan Gukning 3 ta formulasi orqali bog'lanishda:

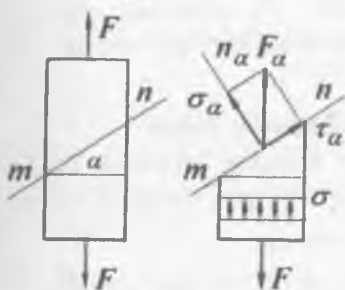
$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \\ \epsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] \end{aligned} \quad (3.26)$$

Deformatsiya va kuchlanish (3.26) ko'inishda o'zaro bog'lanishda. Bunda har bir o'qga parallel yo'nalgan kuchlanish kubik qirrasini uzayishiga va boshqa o'q yo'nalishida qisqarishiga olib keladi. Shuning uchun Guk formulasida Puasson koeffitsienti qatnashadi.

3.1. Chiziqli kuchlanganlik holati

Chiziqli kuchlanganlik holati elementlarni oddiy cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga uchragan vaqtidagi ko'ndalang kesim yuzasiga qiya joylashgan yuzalaridagi kuchlanishlarni tarqalish qonuniyatini o'rganadi.

F kuch ta'sirida cho'zilayotgan brusni ko'ndalang kesim yuzasidagi kuchlanish $\sigma = \frac{F}{A}$ formula bilan topilishini ko'rib o'tdik.



Endi brusni ko'ndalang kesim yuzasiga qiya hisoblangan $m-n$ yuzasidagi kuchlanishni aniqlaylik. $m-n$ tekislikni qiyaligi brus o'qi va n_α normali orasidagi o'tkir burchak α bilan aniqlanadi. Kesish metodi orkali ajratib olingan kesimni qiya yuzasida F_α kuchlanish teng

3.17–rasm. Brusning qiya kesim yuzasidagi kuchlanishlar

tarqaladi va $F_\alpha = \frac{F}{A_\alpha} = \frac{F}{A} \cos \alpha = \sigma_0 \cos \alpha$ formula bilan topiladi. F_α -ning qiya tekislik normal va $m-n$ kesim tekisligiga proektsiyalab:

$$\sigma_\alpha = F_\alpha \cos \alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha \quad (3.1)$$

$$\tau_\alpha = F_\alpha \sin \alpha = \frac{\sigma_0}{2} \sin 2\alpha \quad (3.2)$$

qiya tekislikning normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlarni topamiz.

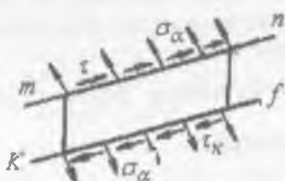
Brusning $m-n$ qiya tekisligiga parallel bo'lgan $e-f$ chiziq bilan kesib, bu qiya yuzada ham normal va urinma kuchlanishlarning hosil bo'lishini ko'ramiz. σ_α -normal kuchlanish ta'sirida $m-n$ va $e-f$ qiya kesim yuzalari orasidagi masofa uzayadi (qisqaradi); τ_α -urinma kuchlanishi ta'sirida esa siljish deformatsiyasi hosil bo'ladi. Agar σ_α -cho'zuvchi bo'lsa ishorasi – musbat; τ_α brusning ajratilgan qismini soat strelkasi yo'nalishi bo'ylab aylantirsa, ishorasi –

musbat deb qaraladi. (3.1) va (3.2) tenglamalardan quyidagilar hosil bo'ladi

$$\alpha = 0 \text{ bo'lsa } \tau_{\alpha} = 0 \text{ va } \sigma_{\alpha} = \sigma_0$$

$$\alpha = 45^{\circ} \text{ da } \tau_{\alpha} = \frac{\sigma_0}{2} \text{ va } \sigma_{\alpha} = \frac{\sigma_0}{2}$$

$$\alpha = 90^{\circ} \text{ da } \tau_{\alpha} = 0 \text{ va } \sigma_{\alpha} = 0$$



Demak, 1) brus o'qiga perpendikulyar va parallel kesimlarida $\tau_{\alpha} = 0$ bo'lar ekan. Shuning uchun bu yuzalar bosh yuzalar deyiladi.

2) brus o'qiga parallel yuzalarida $\sigma = 0$; $\tau = 0$ bo'ladi, ya'ni σ va τ tashqi kuchga bog'liq bo'lmaydi.

3.2. Tekis kuchlanganlik holati

Tekis kuchlanganlik holati qiya kesimdagi kuchlanish (3.1) va (3.2) formulalarga asoslanib topiladi. Brusning m - n qiya kesimidagi normal σ_{α} va urinma τ_{α} kuchlanishlarini topamiz (3.8 - rasm):

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \cos^2 (\alpha + 90^{\circ})$$

$$\text{yoki: } \sigma_{\alpha} = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha \quad (3.3)$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_3}{2} \sin 2\alpha_1 = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_3}{2} \sin 2(\alpha + 90^{\circ})$$

$$\text{eku } \tau_{\alpha} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha \quad (3.4)$$

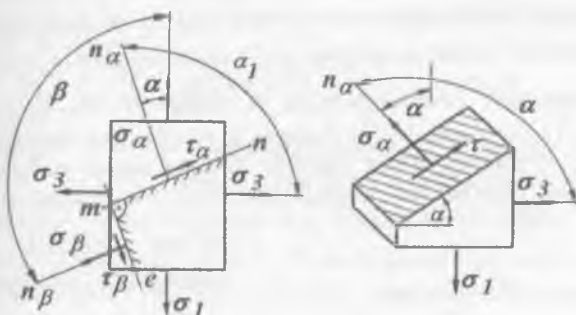
Agar, m - n qiya kesimiga perpendikulyar holatdagi brusning ikkinchi m - e qiya kesimini tanlab olsak, bu qiya kesimdagi σ_{β} va τ_{β} kuchlanishlari (3.3) va (3.4) formulalardan topiladi

$$\sigma_{\beta} = \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_3 \sin^2 \beta = \sigma_1 \cos^2 (\alpha + 90^{\circ}) + \sigma_3 \sin^2 (\alpha + 90^{\circ})$$

$$\text{eku } \sigma_{\beta} = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_3 \cos^2 \alpha \quad (3.5)$$

$$\tau_{\beta} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\beta = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2(\alpha + 90^{\circ})$$

$$\text{va } \tau_{\beta} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha \quad (3.6)$$



3.18 – rasm. Tekis kuchlanganlik xolatidagi kubikning qiya kesim yuzalaridagi kuchlanishlar

(3.3), (3.4), (3.5) va (3.6) formulalardan ko'rinib turibdiki, qiya kesimlarining normal va urinma kuchlanishlari α burchakning o'zgarishiga bog'liq ekan. Qiya kesimning og'ish burchagi $\alpha = 45^\circ$ da urinma kuchlanish τ_{α} maksimal qiymatga erishadi, ya'ni:

$$\tau_{\alpha} = \tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (3.7)$$

va normal kuchlanish σ_{α} bosh normal kuchlanishlar yig'indisining

yarmiga teng bo'ladi: $\sigma_{\alpha} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}$. $\alpha = 0$ va $\alpha = 90^\circ$ burchaklarda

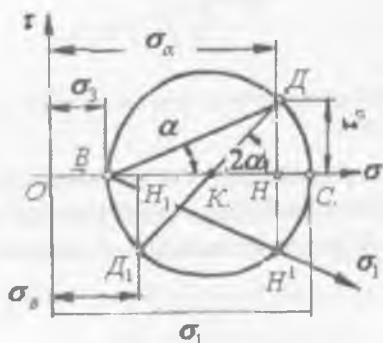
$\tau_{\alpha} = \tau_{\beta} = 0$ urinma kuchlanish nolga teng. Demak, bu yuzalar bosh yuzalar.

(3.3) va (3.5) 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. (3.4) va (3.5) 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.

3.3. Kuchlanishlarni grafik usulda topish

Berilgan bosh normal kuchlanishlar orqali tekis kuchlan-ganlik holatidagi kubikni qiya kesimidagi normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlarni Mor doirasini (kuchlanishlar doirasi) qurish bilan grafik usulda topamiz.

Agar qiya kesimning holati va undagi $\sigma_\alpha; \sigma_\beta; \tau_\alpha = -\tau_\beta$ kuchlanishlar berilgan (3.19 –rasm) bo'lsa, kubikga ta'sir qiladigan bosh kuchlanishlarni va ularning yo'nalishini topish mumkin. Bunday teskari masalani Mor doirasini ko'rish usuli bilan echiladi. Buning uchun $\sigma \cdot \sigma \cdot \tau$ koordinata o'qlariga,



3.19 – rasm. Tekis kuchlanganlik holati uchun Mor doirasi

ma'lum masshtabda $\sigma_\alpha; \sigma_\beta$ va τ_α kuchlanishlar joylashtiriladi.

D va D₁ nuqtalarni birlashtirib kuchlanishlar doirasining markazi K nuqtani topamiz. DK va D₁K radiuslar bilan chizilgan doira σ o'qini C va B nuqtalarda kesib o'tadi. Kuchlanishlar masshtabida $OC = \sigma_1$ va $OB = \sigma_3$

Mor doirasini qurishda quyidagi belgilashlardan foydalandik: 3.9-rasmdagi chizmadan quyidagi masofalarni topamiz:

$$\sigma_\alpha = OH; \sigma_\beta = OH_1;$$

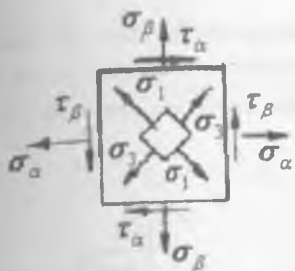
$$HD = \tau; H_1D_1 = \tau_\beta$$

$$OS = OK + KS \text{ va } OV = OK - KV \text{ bu erda } OK = \frac{OH + OH_1}{2} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2}$$

$$KC = KB = KD = \sqrt{(KH)^2 + (HD)^2} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}{2}\right)^2 + \tau_\alpha^2}$$

$$\left. \begin{aligned} OC = \sigma_1 \\ OB = \sigma_3 \end{aligned} \right\} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} \pm \sqrt{\frac{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2}{4} + \tau_\alpha^2}$$

$$\text{Demak, } \sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[(\sigma_\alpha + \sigma_\beta) \pm \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2} \right] \quad (3.8)$$



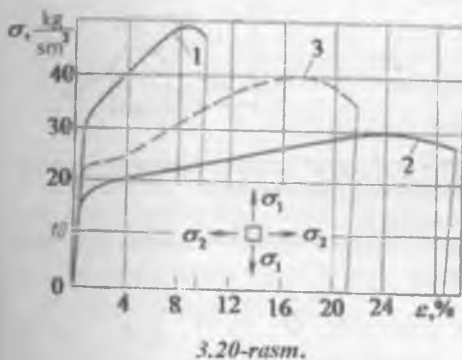
Bosh normal kuchlanish σ_1, σ_3 larning yunalishlarini topish uchun Mor doirasidagi KNN^1 burchagidan foydalanamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2\tau_{\alpha}}{\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta}} \quad (3.9)$$

α burchak musbat bo'lsa, uni abtssisa 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

Murakkab kuchlanganlik holatida cho'zilish diagrammasi [32].



3.20-rasm.

Murakkab kuchlanganlik holati ikkita yoki uchta o'zaro perpendikulyar bosh normal kuchlanishlar σ_1, σ_2 va σ_3 larni bir vaqtda ta'sirida hosil bo'ladi. Ikki tomonlama cho'zilishda proporsionallik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralar ortadi (3.20-rasm, 1), nisbiy uzayish keskin qisqaradi.

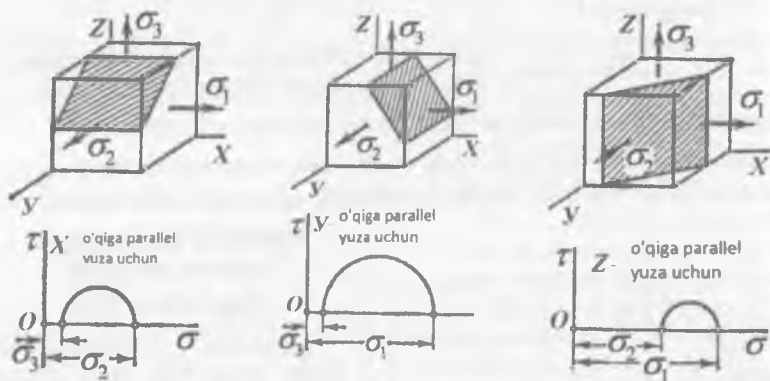
Bir tomonlama cho'zilish va ikkinchi tomoni siqilishda diagramma boshqacha bo'ladi, elastiklik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralar kamayadi (3.20-rasm, 2), nisbiy uzayish keskin ortadi. 3.20-rasm, 1-da etalon cho'zilish diagrammasi ko'rsatilgan. Diagrammaning xarakteri σ_1 va σ_2 bosh normal kuchlanishlarning nisbatiga bog'liq. $\sigma_1 = -\sigma_2$ sof siljish nisbatda po'lot plastik ishlaydi. Tekis kuchlanganlik holatida material mo'rt emirilishda bo'ladi.

3.4. 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 $\sigma_{\alpha 1}$ va

$\tau_{\alpha 1}$ 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.

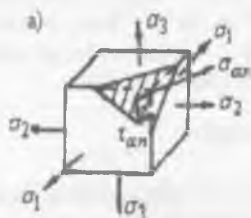
Demak, hajmiy kuchlanganlik holatida bo'lgan kubikdan ajratilgan qiya tekislik tekis kuchlanganlik holatida bo'lar ekan.



3.21 – rasm. Hajmiy kuchlanganlik holatidagi kubiklardan ajratilgan qiya kesim yuzalar va ular uchun Mor doiralari

Qiya kesimdagi normal kuchlanish $\sigma_{\alpha 1}$ va urinma kuchlanish $\tau_{\alpha 1}$ larni topish uchun Mor doirasidan foydalanamiz.

$\sigma\tau$ (3.21 - rasm) koordinata sistemasida σ_2 va σ_3 bosh normal kuchlanishlarini joylashtiramiz va kuchlanishlar doirasini quramiz. Biz qidirayotgan $\sigma_{\alpha 1}$ va $\tau_{\alpha 1}$ kuchlanish doira ichida joylashadi. Urinma kuchlanishning maksimal qiymati kuchlanishlar doirasining radiusiga teng. Shu



3.22 –rasm. Hajmiy kuchlanganlik holati

usulda kubikdan qiya kesimlarni navbati bilan

σ_2 va σ_3 bosh normal kuchlanishlariga parallel qilib olamiz va normal va urinma kuchlanishlarini topamiz. Qiya kesimning shunday holatini tanlash mumkinki, bunda qiya kesim hamma bosh normal kuchlanishlar yo'nalishlarini kesib o'tadi (3.22– rasm). $\sigma_{\alpha n}$

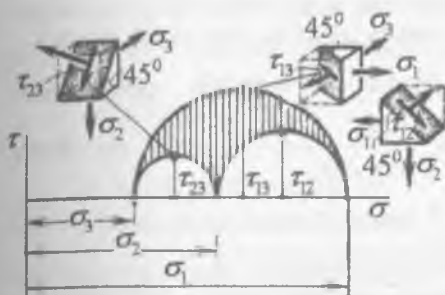
va $\tau_{\alpha n}$ kuchlanishlari Mor doirasi bilan

chegaralangan egri chiziqli murakkab yuzada joylashadi (3.23 – rasm) va quyidagi formula bilan topiladi:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3$$

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - bosh normal kuchlanishlarni qiya kesimning normali bilan hosil qilgan burchagi

$$\tau_\alpha = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3 - \sigma_\alpha^2}$$



3.23 – rasm. Hajmiy kuchlanganlik holati uchun Mor doirasi

3.5. 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 iborat bo'ladi.

Hajmiy kuchlanganlik holatida kubikning deformatsiyasi Gukning umumlashgan qonuni bo'yicha topiladi:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)] \end{aligned} \quad (3.10)$$

(3.10) formuladan chiziqli va tekis kuchlanganlik holatlaridagi elementlarning deformatsiyasini topishda foydalanish mumkin. Boshlang'ich hajmi $V_0 = a \cdot b \cdot c$ bo'lgan kubikning deformatsiyasidan keyingi hajmi:

$$V_1 = (a + \Delta a)(b + \Delta b)(c + \Delta c) = abc + a\Delta b c + b\Delta a c + a c \Delta b$$

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 tomonlari nisbiy deformatsiyalarining yig'indisiga teng bo'ladi. Guk formulasini hisobga olsak, ε_0 quyidagicha topiladi:

$$\varepsilon_0 = \frac{1-2\mu}{E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (3.11)$$

Kubikning deformatsiyasida hajm yoki shakl o'zgarishi mumkin. (3.11) formuladan aniqki, 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.

(3.11) 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. Buerda $\frac{E}{3(1-2\mu)} = K$ o'zgarimas son hajmiy

elastiklik moduli deyiladi. 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 hajm o'zgarishi sodir bo'ladi.

3.6 Deformatsiyaning potentsial energiyasi

Hajmiy kuchlanganlik holatida deformatsiyaning to'liq potentsial energiyasi quyidagicha topiladi:

$$U = \frac{1}{2}(\sigma_1\varepsilon_1 + \sigma_2\varepsilon_2 + \sigma_3\varepsilon_3) \text{ yoki}$$

$$U = U_x + U_w = \frac{1}{2E} \left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu \cdot (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1) \right] \quad (3.12)$$

U_x - kubik hajm o'zgarishidagi deformatsiyaning potentsial energiyasi bo'lib,

quyidagi formula bilan topiladi: $U_x = \frac{3}{2}\sigma_{yp} \cdot \varepsilon_{yp}$; bu erda: $\varepsilon_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{K}$

hajmiy elastiklik moduli va $\sigma_{yp} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$ larni hisobga olsak, hajmiy o'zgarishdagi deformatsiyaning potentsial energiyasi

$$U_x = \frac{1-2\mu}{6E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \quad (3.13)$$

Shakl o'zgarishidagi deformatsiyaning potentsial energiyasini topish uchun (2.12) formuladan U_x -ni topamiz.

$$\text{Unda: } U_{uu} = \frac{1+\mu}{3E}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3)$$

Ushbu formulalar chiziqli kuchlanganlik holati uchun quyidagicha yoziladi:

hajm o'zgarishidagi deformatsiyaning potentsial energiyasi

$$U_x = \frac{1-2\mu}{6E} \sigma_1^2$$

va shakl o'zgarishidagi deformatsiyaning potentsial energiyasi:

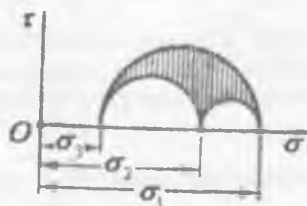
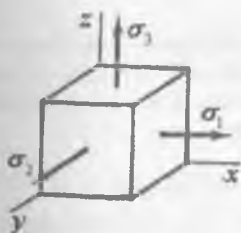
$$U_o = \frac{1+\mu}{3A} \sigma_1^2$$

$$\text{To'liq potentsial energiya } U = U_x + U_o = \frac{1}{2E} \sigma_1^2$$

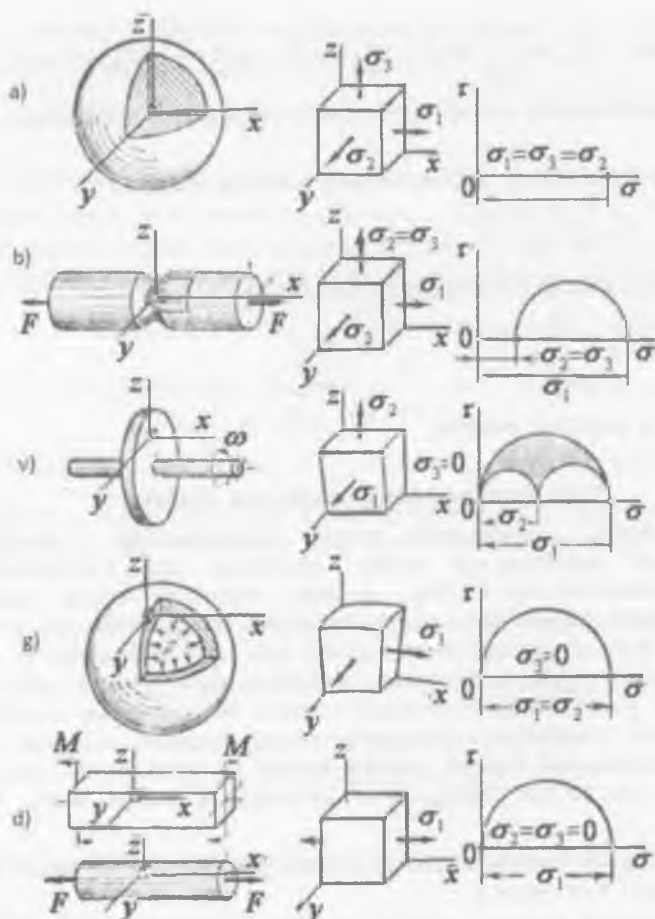
Turli kuchlanganlik holatlarini tahlili [17]

Murakkab kuchlanganlik holatida mustahkamlikka hisoblashda kuchlanganlik holatining turi muhim ahamiyatga ega. Cho'zuvchi yoki siquvchi kuchlanishlarga bog'liq ravishda materiallar turlicha emiriladi. Tajribalar shuni ko'rsatadiki, chiziqli cho'zilishda kichik kuchlanish ta'sirida emirilgan material har tomonlama siqilishda juda katta kuchlanishlarni qabul qilishi mumkin. Ayrim kuchlanganlik holatlarida mo'rt emirilish yoki mo'rt materiallar plastik deformatsiyanishi mumkin. Shuning uchun, u yoki bu holatni keltirib chiqaradigan kuchlanganlik holatini chuqurroq o'rganish lozim. Natijada kuchlanganlik holatini xavflilik darajasi va mustahkamlik masalasini tahlil etish oson bo'ladi. Buning uchun kuchlanganlik holatini uchta sinfga bo'lamiz.

I- sinfga uch tomonlama cho'zilish kiradi, ya'ni birorta kuchlanish ham siquvchi emas (3.24 – rasm).



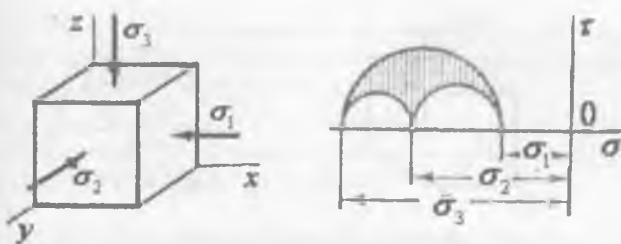
3.24 – rasm. Uch tomonlama cho'zilishdagi kubik va ushbu holat uchun Mor doirasi



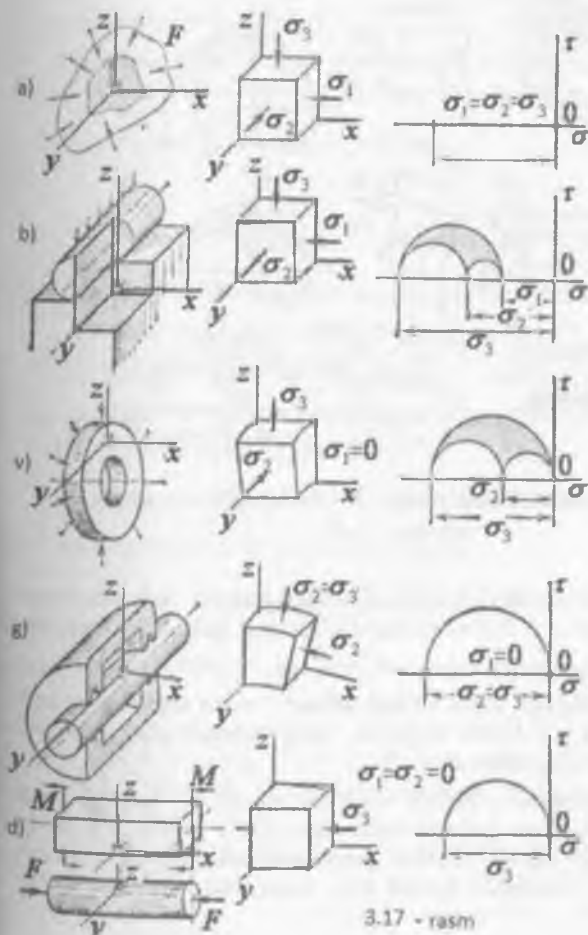
3.25 – rasm: a) sof uch o'qli cho'zilish –shar; b) xalqasimon kanavkadagi uch tomonlama cho'zilish; v) ingichka disk - ikki tomonlama cho'zilish g) sferik idishni sirtidagi nuqta teng ikki tomonli cho'zilishda, d) bir jinsli sterjenni cho'zilishi yoki sof egilishi

Kuchlanishlar doirasi bu sinfda σ, τ tekisligining o'ng tomonida joylashadi. Agar, $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ bo'lsa, sof uch o'qli cho'zilish deyiladi. U sharni markazida hosil bo'ladi (3.15–rasm, a)

Tashqi tomoni qizdirilayotgan sharning markazidagi material har tomonlama cho'zilishda bo'ladi. O'zaro teng va uchinichisidan farq qiladigan ikkita bosh

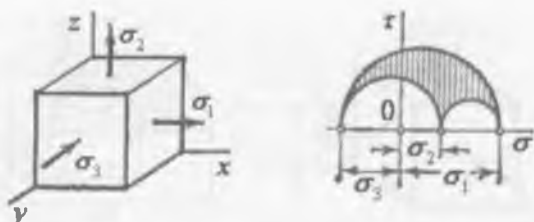


3.26 rasm. Uch tomonluma siqilishdagi kubik va ushbu holat uchun Mor doirasi

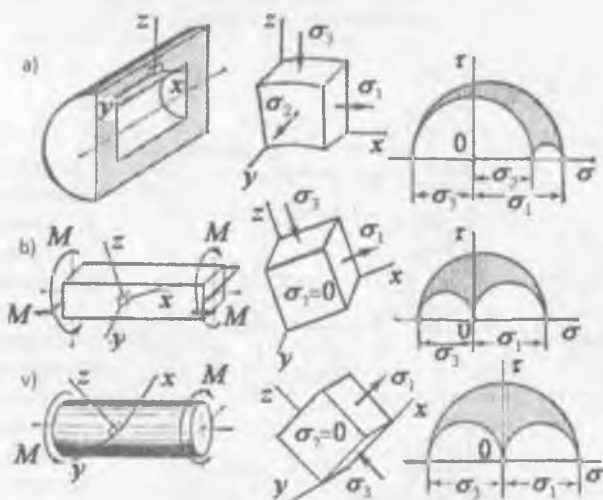


3.17 - rasm

- 3-27-rasm
 a) gidrostatik bosim tasiridagi kubik;
 b) kontakt-lashadigan jismlar – rolikli, podshipniklarni oboymalari, vtulka, vallar;
 v) nuqtalari notekis uch tomonluma siqilish
 g) valga bosim ta'sirida teng ikki tomonluma siqilish
 d) bir jinsli sterjenni siqilishi va sof egilishi



3.28 – rasm. Murakkab kuchlanganlik va Mor doirasi



3.29 – rasm. a) qalin devorli silindr; b – v) buralish va egilishni bir vaqtdagi ta'siri

kuchlanish ta'siridagi xalqasimon kanavkasi bo'lgan namuna uch tomonlama cho'zilishda (3.25 – rasm, b). Tez aylanadigan o'zgarmas qalinlikdagi ingichka disk ikki tomonlama cho'zilishda, bunda $\sigma_3 = 0$ va $\sigma_1 \neq \sigma_2$ (3.25 – rasm, v). Ichki bosim bilan yuklangan sferik idishni sirtidagi nuqta teng ikki tomonli cho'zilishda (3.25 – rasm, g). Ushbu sinfga bir jinsli sterjenni cho'zilishi yoki sof egilishi ham kiradi (3.25 – rasm, d).

II-sinfga uch tomonlama siqilish misol bo'ladi (3.16 – rasm). Unga gidrostatik bosim tasiridagi har qanday shaklli jism (3.17 – rasm, a) misol bo'ladi. Kontaklashadigan jismlar – rolikli, podshipniklarni oboymalari, vtulka, vallar (3.17 – rasm, b) nuqtalari notekis uch tomonlama siqilishda (3.17 – rasm, v).

Bog'lanishdan tashqarida joylashgan qismi (to'rets) bo'lgan valga bosim ta'sirida teng ikki tomonlama siqilish bo'ladi. Bir jinsli sterjenni siqilishi va sof egilishidagi chiziqli siqilishi ham ushbu sinfga mansub.

III- sinf – murakkab (aralash) kuchlanganlik holati misol bo'ladi. Bunda kuchlanish (3.18 – rasm) ichki bosim ta'siridagi qalin devorli tsilindrlar, bir vaqtda egilib – buralayotgan sterjen (3.19 – rasm).

misol – 1. Ko'ndalang kesim o'lchamlari $0,2 \times 0,2 \times 0,2$ m bo'lgan kubikning emirilish vaqtidagi, tashqi siquvchi kuchning ta'sir qilish chizig'iga 45° burchak bilan qiya kesim yuzasidagi normal kuchlanish $\sigma_\alpha = 40 \text{ mPa}$. Kubik qancha siquvchi kuch ta'sirida emiriladi.

Yechish: Kubik chiziqli kuchlanganlik holatida bo'lganligi uchun, uning qiya kesimidagi normal kuchlanish formulasi quyidagicha yoziladi.

$$\sigma_\alpha = \sigma \cos^2 \alpha = \frac{F}{A} \cos^2 \alpha = 40 \text{ mPa}$$

$$\text{Bu erdan} \quad F = \frac{40 A}{\cos^2 \alpha} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,2}{(0,707)^2} = 3,2 \cdot 10^3 \text{ kN}$$

misol – 2. Po'latdan tayyorlangan kubik tekis kuchlanganlik holatida.

- 1) bosh kuchlanishlar va bosh yuzalar yo'nalishi;
- 2) eng katta urinma bosh kuchlanish;
- 3) nisbiy deformatsiya va hajmning nisbiy o'zgarishi;
- 4) to'liq potentsial energiya topilsin.

Berilgan: $\sigma_\alpha = 40 \text{ mPa}$; $\sigma_\beta = 10 \text{ mPa}$; $\tau_2 = 10 \text{ mPa}$

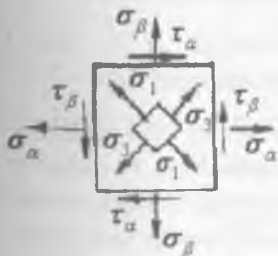
Bosh kuchlanishlarni (3.8) formuladan topamiz;

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} [(40 + 10) \pm \sqrt{(40 - 10)^2 + 4(10)^2}] = \frac{1}{2} (50 \pm 36,05)$$

$$\sigma_1 = 43,025 \text{ mPa}$$

Bu erdan:

$$\sigma_3 = 6,975 \text{ mPa}$$



Bosh yuzalarning joylashish burchagini (3.9) formuladan aniqlaymiz;

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2 \cdot 10}{40 - 10} = -0,667;$$

$$2\alpha = -34^\circ; \quad \alpha = -17^\circ$$

α - burchak ishorasi minus bo'lganligi uchun σ_1 yo'nalishini σ_a tekisligidan soat strelkasi yo'nalishi bo'yicha joylashtirdik. Eng katta urinma kuchlanish:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{43,025 - 6,975}{2} = 18,025 \text{ MPa}$$

Kubik tomonlarning nisbiy cho'zilishi:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{2 \cdot 10^3} (43025 - 0,3 \cdot 6975) = 20,466 \cdot 10^{-3} \quad (\text{cho'zilish})$$

$$\varepsilon_2 = -\frac{0,3}{2 \cdot 10^3} (43025 + 6975) = -7,5 \cdot 10^{-3} \quad (\text{siqilish})$$

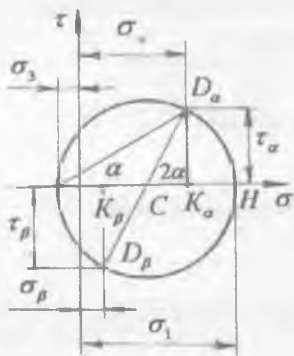
$$\varepsilon_3 = \frac{1}{2 \cdot 10^3} (6975 - 0,3 \cdot 43025) = -2,97 \cdot 10^{-3} \quad (\text{siqilish})$$

Hajmning nisbiy o'zgarishi:

$$\varepsilon_0 = (20,466 - 7,5 - 2,97) \cdot 10^{-3} = 10 \cdot 10^{-3}$$

To'liq potentsial energiyani (3.12) formuladan topamiz:

$$U = \frac{1}{2 \cdot 2 \cdot 10^8} [(43025)^2 + (6975)^2 - 2 \cdot 0,3 \cdot 43025 \cdot 6975] = 24,95 \cdot 10^{-3} \text{ Dj}$$



3.30 - rasm. Mor doirasi

misol - 3. Berilgan $\sigma_1 = 50 \text{ MPa}$ va $\sigma_3 = -10 \text{ MPa}$ bosh kuchlanishlari ta'siridagi $\alpha = 30^\circ$ burchak ostida joylashgan qiya yuzaning normal va urinma kuchlanishlari grafik usulda topilsin.

Yechish: Masalani grafik usulda Yechish uchun Mor doirasini quramiz. Buning uchun $\sigma O \tau$ koordinata sistemasini olamiz va abtsissa o'qi bo'ylab bosh kuchlanishlar (σ_1 va σ_3) ni kuchlanishlar masshtabida joy-

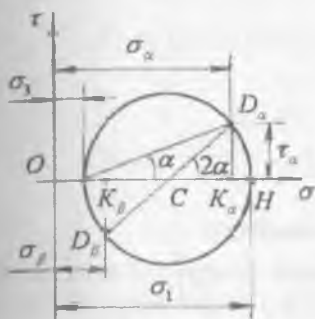
lashtiramiz. (3.20- rasm). $\mu_\sigma = 1 \text{ mm} = 1 \text{ MPa}$, ya'ni 1 mm masofada 1 MPa kuchlanish joylashgan deb qabul qildik.

Demak, $\overline{OH} = \sigma_1 = 50 \text{ MPa}$, $\overline{OB} = \sigma_3 = 10 \text{ MPa}$ σ_1 bosh kuchlanish cho'zuvchi bo'lganligi uchun abtsissa o'qining koordinata boshi O nuqtasidan (o'ng) musbat tomoniga; σ_3 siquvchi kuchlanish bo'lganligi uchun koordinata o'qini manfiy tomoniga joylashtiramiz. Natijada N va V nuqtalar hosil bo'ladi.

Qiya tekislikning normal va urinma kuchlanishlari N va V nuqtalari oralig'ida topilganligi uchun, kuchlanishlar doirasi ham shu nuqtalardan o'tadi.

Doiraning markazi: $OC = \frac{OH + OB}{2} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{50 - 10}{2} = 20 \text{ MPa}$

va radiusi $CH = CB = \frac{HB}{2} = \frac{OH - OB}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} = \frac{50 + 10}{2} = 30 \text{ MPa}$



S nuqtadan $SN = SV = R = 30 \text{ MPa}$ radius bilan aylana chizamiz. V nuqtadan $\alpha = 30^\circ$ burchak ostida qiya kesimni tasvirllovchi

chiziq o'tkazib D_α nuqtani topamiz. D_α nuqtadan abtissaga perpendikulyar tushirib K_α nuqtani aniqlaymiz. $\sigma\sigma\tau$ koordinata sistemasida $OD_\alpha = \sigma_\alpha$ qiya tekislikni normal kuchlanishini va $D_\alpha K_\alpha = \tau_\alpha$ urinma kuchlanishni beradi.

3.31 - rasm. Mor doirasi

CD_α chizig'ini davom ettirib D_β va keyin K_β nuqtalarni, $OK_\beta = \sigma_\beta$ va

$D_\beta K_\beta = -\tau_\beta$ kuchlanishlarini topamiz. Mor doirasidan topilgan kuchlanishlarning to'g'riligini tekshiramiz:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha = 50 \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \right)^2 - 10 \left(\frac{1}{2} \right)^2 = 35 \text{ MPa}$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha = \frac{50 - (-10)}{2} = \sin 2 \cdot 30^\circ = 30 \frac{\sqrt{3}}{2} = 26 \text{ MPa}$$

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_3 \cos^2 \alpha = 50 \left(\frac{1}{2} \right)^2 - 10 \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \right)^2 = 5 \text{ MPa}$$

σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlar cho'zuvchi bo'lsa, Mor doirasi σ o'qining musbat tomonida joylashadi

Haqiqatdan ham $\sigma_\alpha = OD_\alpha$ ekanligini isbotlaymiz:

$$OK_\alpha = OB + BC + CK$$

$$\text{lekin } OB = \sigma_3; \quad CB = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\begin{aligned} \text{va} \quad CK_a &= CD_a \cos 2\alpha \\ (\text{bu} \quad \text{erda} \quad CB &= CD_a) \quad \text{Unda} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} OK_a &= \sigma_3 + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\alpha = \sigma_3 + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} (1 + \cos 2\alpha) = \\ &= \sigma_3 + (\sigma_1 - \sigma_3) \frac{1}{2} \cdot 2 \cos^2 \alpha = \sigma_3 + \sigma_1 \cos^2 \alpha - \sigma_3 \cos^2 \alpha = \\ &= \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 (1 - \cos^2 \alpha); \quad \sigma_a = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha \end{aligned}$$

Mor doirasidagi uchburchak $CD_a K_a$ dan

$$\frac{D_a K_a}{CD_a} = \sin 2\alpha \quad \text{yoki} \quad D_a K_a = \tau_a = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha$$

Mustaqil ish uchun misollar

2.4-misol. Bosim balandligi 100 m bo'lganda diametri 120 sm.li cho'yan vodoprovod trubasining devori qalindligini aniqlang. Cho'yan uchun cho'zilishga ruxsat etiladigan kuchlanish 20 MPa deb oling.

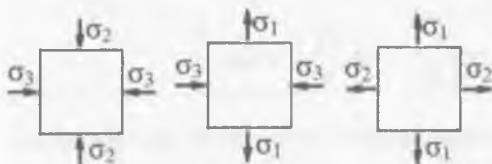
javob: 30 mm = $3 \cdot 10^{-2}$ m.

2.5-misol. Tashqi diametri 54 mm va ichki diametri 50 m li viniplast vodoprovod trubasida bosimning maksimal balandligi qancha bo'lishi mumkin? Viniplast uchun uzoq cho'zilishga ruxsat etiladigan kuchlanishni 80 MPa deb oling.

javob: 61,5 m.

2.6-misol. Ish bosimi 10 at ta'sirida bo'lgan diametri 250 sm li po'lat qozon devorining mustahkamligini tekshiring. Devorning qalinligi 12 mm, uchun ruxsat etiladigan kuchlanish 90 MPa ga teng. IV mustahkamlik nazariyasini qo'llang.

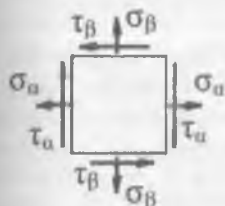
javob: $\sigma_{IV} = 90$ MPa.



2.7-misol. Berilgan σ_1 va σ_2 yoki σ_1 va σ_3 yoki σ_2 va σ_3 bo'yicha analitik yoki grafik usulda α burchak ostidagi kesimda σ_a va τ_a larni aniqlang.

Elementdagi eng katta urinma kuchlanishlarni aniqlang.

Variant	Berilgan qiymatlar				Javob σ_a
	σ_1 MPa	σ_2 MPa	σ_3 MPa	α	MPa
1	100,0	50,0	0	30	87,5
2	100,0	50,0	0	-60	62,5
3	30,0	30,0	0	-	30,0
4	80,0	0	-20,0	60	5,0
5	80,0	0	-20,0	-30	55,0
6	30,0	0	-30,0	45	0
7	30,0	0	-30,0	30	15,0
8	30,0	0	-30,0	-60	-15,0
9	0	20,0	-60,0	60	-50,0
10	0	20,0	-60,0	-30	-30,0



2.8-misol. Berilgan σ_a , σ_β va ($\tau_\beta = -\tau_a$) lar bo'yicha (rasmga qarang) analitik yoki grafik usulda asosiy kuchlanishlarning qiymati va yo'nalishini aniqlang va faqat asosiy kuchlanishlar ta'sirida bo'lgan elementni tasvirlang.

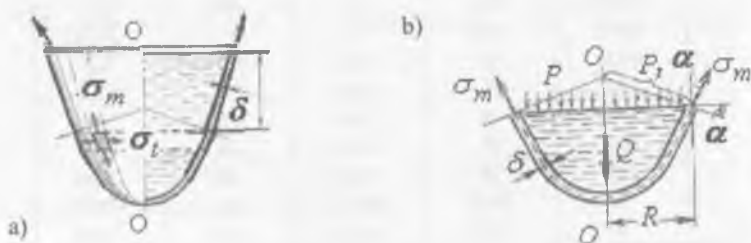
Variant	Berilgan qiymatlar, MPa			Javob
	σ_a	σ_β	τ_a	T_{max}
1	40,0	20,0	10,0	44,1
2	50,0	30,0	-20,0	62,3
3	-20,0	30,0	20,0	37,0
4	-40,0	20,0	-30,0	32,4
5	0	-20,0	10,0	-3,8

Yupqa devorli idishlarni hisoblash

Yupqa devorli idishlarni hisoblashning momentsiz va momentli nazariyalari haqida tushuncha. Suv, bug' yoki gazlarning ichki bosimlari ta'sir etuvchi idishlarning devorlari ikki tomonlama cho'zilish holatida bo'ladi. Bunday idishlarga bug' qozonlari, gazgolderlar, neft quyiladigan baklar, suv minoralari va h.k. kiradi.

Bunday konstruksiyalarning o'ziga xos tomonlaridan biri ularning devorlari qalinligi δ ning inshoot gabarit o'lchamlariga nisbatan juda kichikligidir, shuning uchun ular «Yupqa devorli idishlar» deb yuritiladi. Yupqa devorli idishlarning o'ziga xos belgilaridan biri shuki, ular aylanish jismlari ko'rinishida bo'ladi, ya'ni ularning sirtki berilgan egri chiziq C ni $O-Oo$ 'qi atrofida aylantirish yo'li bilan olinishi mumkin (3.32 – rasm, a). Idishning $O-Oo$ 'qi orqali o'tgan tekislik bilan hosil qilingan kesimi meridional kesimi deb, meridianlarga, ya'ni S egri chiziqqa normal o'tgan kesimi aylanma kesim deb ataladi. 3.32,a -rasmda

ko'rsatilgan idish devorining pastki qismi yuqori qismdan aylanma kesim bilan ajratilgan. Idish devorining qalinligini teng ikkiga bo'luvchi sirtga o'rta sirt deyiladi.



332-rasm. a) yupqa devorli idish va b) uning yuklanish sxemasi

Umumiy holda idishga o'qiy simmetriyaga ega bo'lgan nagruzka (ya'ni, aylana bo'ylab o'zgaraydigan, faqat meridian bo'ylab o'zgaradigan nagruzka) ta'sir etganida aylanma va meridional kesimlar bilan ajratilgan idish o'rtasitidagi element o'zaro perpendikulyar yo'nalishlarda cho'ziladi va egrilanadi.

Elementning tomonlama cho'zilishiga devor qalinligi σ bo'yicha normal kuchlanishlarning tekis taqsimlanishi to'g'ri keladi. Meridional va aylanma kesimlarda element egriligining o'zgarishi oddiy balkadagiga o'xshash. Devor qalinligi bo'yicha chiziqli qonunga bo'ysunuvchi normal kuchlanishlarni yuzaga keltiradi. Birinchi holda element o'qlari bo'ylab normal kuchlar, ikkinchi holda eguvchi momentlar ta'sir qiladi.

Ko'pgina masalalarda normal kuchlarning miqdori katta bo'lganligidan egilishdan hosil bo'ladigan normal kuchlanishlarni e'tiborga olmasa ham bo'ladi. Bu idish devorining shakli va unga ta'sir etuvchi nagruzka ostida eguvchi moment paydo bo'lmasdan tashqi va ichki kuchlarning muvozanati mumkin bo'lganda o'rinli. Masalan, tekis taqsimlangan nagruzka ostida salqilangan ip faqat cho'zilishga ishlaydi. Lekin xuddi shunday salqilangan ip to'plangan kuchni muvozanatlay olmaydi. Buning uchun kesimida eguvchi momentlar paydo bo'lishi, yoki ip o'z shaklini o'zgartirish lozim. Xuddi shunga o'xshash sferik idishning yupqa devorlari faqat cho'zilishgagina ishlab gazning ichki bosimini muvozanatlaydi, to'plangan kuch ta'sir qilganida ular intensiv ravishda egilishga ishlaydi. Eguvchi moment qiymatiga idish devorlarining maqamlanish sharti va nisbiy qalinligi sezilarli ta'sir qiladi (idish devorining qalinligi ortishi bilan eguvchi momentlarning roli ham ortadi).

Eguvchi momentlar e'tiborga olinmaydigan darajada kichik bo'lganida idish devorining kuchlanish holati momentsiz holat deb ataladi. Agar idishga kuchlanish faqat normal kuchlarni hisobga olib topilsa. Eguvchi momentlarni esa hisobga olinmasa, hisoblash momentsiz nazariya bo'yicha bajariladi deyiladi. Eguvchi moment hisobga olinadigan hisoblash nazariyasi momentli nazariya deb ataladi.

Yupqa devorli idishlar qobiklar deb ataladigan sistemalar keng sinfining xususiy holidir, ularning hisoblash nazariyasi (ayniqsa, momentli nazariyasi) juda

murakkabdir. Bu nazariya qurilish mexanikasining maxsus kurslarida o'rganiladi. Qobiq qalin bo'lganida eguvchi momentlarni hisobga olish bilan birga qobiq qalinligi bo'yicha normal kuchlanish taqsimlanishining chiziqli qonunidan voz kechishga to'g'ri keladi. Bu masalani yanada murakkablashtiradi, ular qalin devorli qobiqlar nazariyasida echiladi.

Bu erda meridional va aylanma kesimlar paydo bo'ladigan kuchlanishlar statik aniq bo'lgan hol uchun yupqa devorli idishlarning momentsiz nazariyasi ko'rib chiqiladi. Momentli nazariya elementlari bilan tsilindrik qobiq egilishi haqidagi sodda misolda tanishib o'tamiz.

Idish devoridagi kuchlanishlarni momentsiz nazariya bo'yicha aniqlash. Suyuqlik og'irligi yoki gaz bosimi ta'siridagi yupqa devorli, o'qqa nisbatan simmetrik idishni ko'rib chiqamiz (3.33-rasm). Idish devoridan ikkita meridional va ikkita aylanma kesimlar bilan ajratib olingan cheksiz kichik elementning muvozanatini tekshiramiz. Idishning aylanma yoki meridional kesimi o'zaro siljishga intilmaydi, shuning uchun mazkur kesimlarda urinma kuchlanishlar bo'lmaydi. Demak, ajratilgan elementga faqat bosh normal kuchlanishlar ta'sir qiladi. Ularni quyidagicha belgilaymiz: σ_m - meridional kuchlanish (u aylanma kesimning yuzachalariga ta'sir qiladi). σ_l - aylanma kuchlanish.

Momentsiz nazariyaga muvofiq element tomonlarining yuzasi-ga ta'sir qiladigan σ_m va σ_l kuchlanishlar tekis taqsimlangan va idishning barcha o'lchamlari devorining o'rta sirtidan hisoblaymiz. Idish o'rta sirti ikki xil egrilikka ega bo'lgan sirtidan iboratdir. Meridianning tekshirilaetgan nuqtadagi egrilik radiusini ρ_m bilan, sirtga o'tkazilgan normalning o'rta sirtning mazkur nuqtasidan $O-O$ o'qqacha bo'lgan kesmasiga teng boshqa egrilik radiusini ρ_l bilan belgilaymiz (3.22-rasm) Element yoqlariga $\sigma_m \delta \cdot dS_l$ va $\sigma_l \delta \cdot dS_m$ kuchlar ta'sir qiladi.

Ajratilgan elementning ichki sirtiga suyuqlik bosimi p ta'sir qiladi: uning teng ta'sir etuvchisi $p dS_l dS_m$ ga teng. Aytib o'tilgan kuchlarni $n-n$ normalga proektsiyalaymiz

$$2\sigma_m \delta \cdot dS_l \sin \frac{d\alpha_m}{2} + 2\sigma_l \delta \cdot dS_m \sin \frac{d\alpha_l}{2} - p \cdot dS_l \cdot dS_m = 0 \quad (a)$$

Bu erda birinchi qo'shiluvchan elementning 8.19 - rasmda tasvirlangan meridional tekislikdagi proektsiyasi asosida yozilgan. Ikkinchi qo'shiluvchi analogiya bo'yicha yozilgan. (a) tenglamada burchak kichik bo'lganligidan sinusni uning argumenti bilan almashtirib va barcha hadlarni $\sigma dS_l dS_m$ ga bo'lib

quyidagini topamiz:

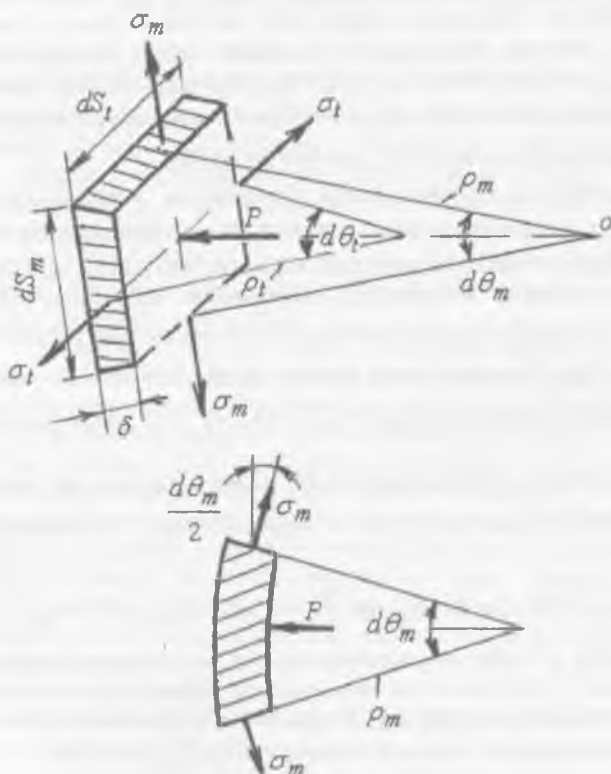
$$\sigma_m \frac{d\alpha_m}{dS_m} + \sigma_l \frac{d\alpha_l}{dS_l} = \frac{p}{\delta},$$

$$\text{yoki } \frac{d\alpha_t}{dS_t} = \frac{1}{\rho_t} \quad \text{va} \quad \frac{d\alpha_m}{dS_m} = \frac{1}{\rho_m}$$

ekanligini hisobga olib, quyidagini olamiz:

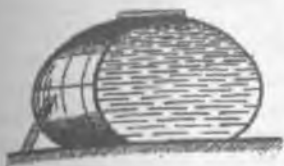
$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{\rho}{\delta} \quad (3.14)$$

(3.14) ifoda Laplas tenglamasi deyiladi. Uni o'tgan asming boshlarida suyuqlik ta'siridan sirtning cho'zilishini o'rganishda Laplas keltirib chiqargan. Bu erda e'tiborni sirtqi cho'zilishga ishlayotgan suyuqlikning yupqa pardasi bilan idish devori o'rtasidagi o'xshashlikka jalb qilish o'rirlidir. Analogiya shundan iboratki, parda ham, idish devori ham cho'zilishga ishlab, sirti ma'lum shaklga ega bo'lgan suyuqlik hajmini muvozanatda ushlab



3.33-rasm
Kuchlanish-
larni aniqlashni
momentsiz
nazariyasiga
oid sxema

turadi. Namlanmaydigan sirtga tushgan suyuqlik tomchisi sirtqi cho'zilish hisobiga yoyilib ketmaydi.



3.34 - rasm.

Shuni aytib o'tish kerakki, konstruksiyalarni saqlash uchun sig'im yaratishda tomchi shaklidan foydalanganlar; haqiqatan ham bunday sig'implar boshqalariga nisbatan xato afzallik-larga ega (3.34 - rasm). Tenglamada ikkita noma'lum kuchlanish σ_m va σ_l lar

bor. Lekin σ_m kuchlanishni boshqa

tenglamadan topsa ham bo'ladi, bunda Laplas tenglamasidan σ_l ni topishda foydalaniladi. σ_m ni topish uchun idishning qirqib olingan hajmiga ta'sir qiluvchi barcha kuchlarning $O-O$ o'qiga proektsiyalarining yig'indisi tenglamasini tuzamiz (3.33-rasm). Idish devorining aylanma kesimi yuzasini $2\pi \cdot R \cdot \delta$ formula bo'yicha hisoblash mumkin. Sistema $O-O$ o'qiga nisbatan simmetriyaga ega bo'lganligidan bu yuza bo'yicha σ_m kuchlanishlar tekis taqsimlanadi. Demak,

$$\sigma_m 2\pi \cdot R \cdot \delta \cdot \cos \alpha - p \cdot \pi \cdot R^2 - Q = 0$$

$$\text{Undan} \quad \sigma_m = \frac{pR}{2\pi \cos \alpha} + \frac{Q}{2\pi \cdot R \cdot \delta \cdot \cos \alpha} \quad (3.15)$$

bu erda Q - aylanma kesimdan pastda yotuvchi idish bo'lagining va suyuqlikning og'irligi;

p - suyuqlik bosimi bo'lib, Paskal qonuni bo'yicha barcha yo'nalishlarda bir xil va $\gamma \cdot h$ ga teng;

buerda h - o'rganilayotgan nuqtaning chuqurligi,

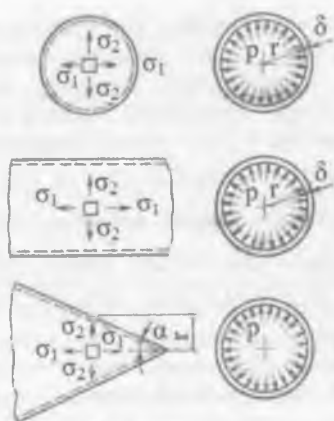
γ - hajm birligidagi suyuqlik og'irligi.

Qobiqlar. Qobiqlarni sirti listni berilgan egrilik radiusida egish bilan hosil qilinadi. *O'zgarmas radiusda bir yo'nalishda egish bilan hosil qilingan sirt tsilindrik qobiq; agar radius aylanish o'qi bo'ylab chiziqli qonuniyat bilan o'zgarmas konussimon qobiq deyiladi.* Agar list o'zaro perpendikulyar yo'nalishda egiltirilsa sferik qobiq hosil bo'ladi.

Qobiqlarni ishlashi va hisoblash uning egrilik radiusini qalinligi $\frac{r}{\delta}$ ga bog'liq. $\frac{r}{\delta} < 20$ nisbatda qalin qobiq deyiladi. Ularni listdan tayyorlanmaydi.

$\frac{r}{\delta} \geq 20$ nisbatda ingichka devorli qobiq deyiladi.

$$\text{Laplas formulasi} \quad \frac{\sigma_m}{r_1} + \frac{\sigma_l}{r_2} = \frac{p}{\delta} \quad (3.16)$$



3.35-rasm

Oddiy shaklli qobiq uchun kuchlanishlar:

sharsimon qobiq ($r_1 = r_2 = r$)

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{p \cdot r}{2\delta}$$

tsilindrsimon qobiq ($r_1 = \infty$ $r_2 = r$)

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot r}{2\delta} \quad \sigma_2 = \frac{p \cdot r}{\delta}$$

konussimon qobiq $\sigma_1 = \frac{p \cdot r}{2\delta \cos \alpha}$

va $\sigma_2 = \frac{p \cdot r}{\delta \cos \alpha}$

PER SIMON LAPLAS

(1749 – 1827)



Per Simon Laplas 1749 yil 23 mart Normandiyaning Bamonanojda boy bo'lmagan dehqon oilasida tug'ilgan. U 17 yoshida o'zini birinchi ilmiy ishini yozib tugatdi. 1766 yil Laplas Parijga keldi. U erda u Dalamber yordamida Parij harbiy maktabida matematika o'qituvchisi bo'lib ishga kirdi. 1773 yilda Laplas ad'yutant, 1785 yil Parij akademiasining haqiqiy a'zosi bo'ldi. 1801 yil u Turin va Koppengagen qirrollik jamoasining a'zosi qilib saylandi. 1802 yilda esa Gepeting akademiasini, 1808 yilda Berlin, 1803 yilda Gollandiya a'zosi etib saylandi 1802 yil 13 oktyabrda Peterburg akademiasining faxriy a'zosi bo'ldi. 1784 yil Laplas artilleristlar qirolli korpusining imtihon oluvchisi etib tayinlandi.

1790 yil 8 mayda Frantsiya milliy yig'ilishi milliy akademiya tarozini va o'lchamni bir xil sistemasini o'ylab topinglar deydi. U bir umr hamma xalqlar uchun xizmat qilsin deb, tarozi va o'lcham palatasi raisi etib Laplasni sayladilar va unga shu sistemani o'ylab topish topshirildi.

1794 yil Konvent Normal maktabini tuzdi. Bu maktabda o'qituvchilar o'qitilardi. Keyinchalik u Politehnika maktabi deb yuritildi. Laplas shu ikki maktabning professori edi. Laplasdan tashqari shu maktabda mashhur olimlardan

Monj, Lagranj, Karnolar dars berganlar. 1795 yil Konvent ilmiy akademiya o'rniga milliy san'at va ilm oliygohi ochdi. Laplas shu institutni o'lchash bo'yicha ilmiy ishlarni olib bordi. Laplasning ilmiy qarashlari matematika, fizika va osmon mexanikasi edi. Uning qalamiga fundamental ishlar va diferentsial tengliklar mansub. U birinchi bo'lib matematikaga sharlar funktsiyasini olib kirdi. Algebrada ham u katta yutuqlarga ega bo'ldi. Analitik ehtimollar teoremasida Laplasning hayotligida 3 marta qayta nomer qilingan 1812, 1814, 1820 yillar.

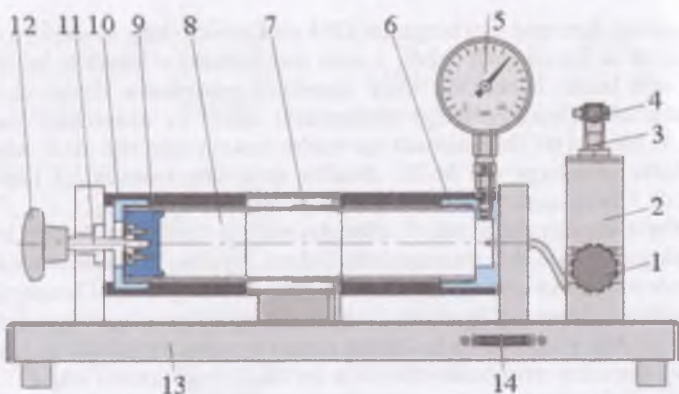
J.Fur'e shunday degan edi. "Laplas Arximed va Galileydan" yangi bir katta ilmni yaratgani yo'q. Lekin matematikada Dekard, Nyuton, Leybnitslarday original va beo'xshov qoida va qarashlarni yaratdi. Laplas ilm chegaralarini kengaytirish va chuqurlashtirish uchun tug'ilgan edi. U osmon ilmiga va uni o'rganishga juda katta hissasini qo'shdi. Hisob bo'yicha Laplas osmon mexanikasi haqida ko'p narsalar yaratdi va umrining oxirigacha izlanishda bo'ldi. Uning birinchi ishi 1773 yilda bosilib chiqdi. U shunday atalgan edi: "Butun olam tortishish kuchining sababi va planetalarning asrlik notengliklari qilardi. 1780 yilda Laplas havo jismlarini hisoblashni yangi usulini taklif etdi". Laplasning eng katta yutuqlaridan biri "Oyning aylanishi va asr notengligi" haqidagi qarori. Laplasning olam ma'lumotlari uning 5 yillik osmon mexanikasi haqidagi trakt bayonnomasida yozilgan. Uning birinchi va ikkinchi tomlarida (1798-1799) planetalarning harakatini hisoblash va ularni aniqlash, uchinchi va to'rtinchisida (1802-1805) bir necha astranomik jadvallari yotadi, beshinchi tomi 1824-1825 yil har xil tarixiy ma'lumotlar va olimning oxirgi olib borgan izlanishlari natijalari yotadi.

Olim 1827 yil 5 martda uzoq cho'zilmagan kasallikdan vafot etgan. Uning so'nggi so'zi shunday edi. "Biz shunday kam narsa bilamizki, bilmaganlarimiz oldida juda xam oz".

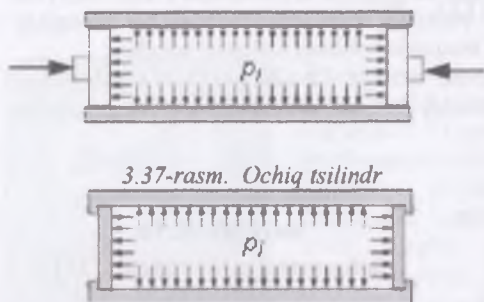


Yupqa devorli silindrda kuchlanish va deformatsiyalar tahlili [33]

FL 130 uskunasini ichki bosim ostida yupqa devorli idishning tekis kuchlanishini ko'rsatish uchun mo'ljallangan. Bu uskuna GUNT uskunasi FL 151 ko'p kanalli o'lchov kuchaytirgichi bilan ishlatish uchun ishlab chiqilgan



3.36-rasm. Uskunaning ko'rinishi: 1-bosimni pasaytiruvchi tugma, 2-gidravlik tsilindr, 3-gidravlik nasos, 4-dasta, 5-manometr, 6 - o'rnatilgan qopqoq, 7-tenzorezistorlar majmui, 8-tsilindr, 9-zatvor, 10-yordamchi tishlar, 11-rezbal shpindel, 12-yulduzsimon dasta, 13-taglik asos, 14-FL 151 ko'p kanalli o'lchov kuchaytirgichiga ulanadigan rozetka



3.37-rasm. Ochiq tsilindr

Adabiyotlarda keltirilgan o'qli va tangentsial yo'nalishdagi me'yoriy kuchlanish va deformatsiyalar uchun tenglamalarning to'g'riligini tajriba qilish yo'li orqali tekshirilishi mumkin. Tajriba jarayonida ushbu uskuna quvuri ochiq yoki idishi yopiq holda ishlatilishi mumkin

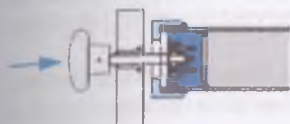
3.38-rasm. Yopiq tsilindr

Haqiqiy kuchlanish va deformatsiyalar tenzorezistorlar yordamida o'lchangan o'lchov tsilindridagi deformatsiya asosida hisoblanadi. Tenzorezistorlar turli burchak ostida o'rnatiladi, chunki magnituda va yo'nalish orqali asosiy kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlash ham amalda qo'llanilishi ko'zda tutiladi

Alyuminiydan yasalgan yupqa devorli tsilindr (8) uskunaning negizidir. Bir tomondan bu tsilindr burab qotiriladigan qopqoq (6) bilan, boshqa tomonda esa u zatvor bilan yopilgan. Zatvor yulduzsimon dasta va rezbal shpindel (11) bilan boshqariladi.



Zatvor, tashqi tomoni: yopiq



Zatvor, ichki tomoni: ochiq



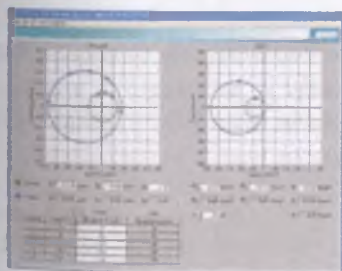
Gidravlik nasos

Zatvorning (9) tashqi tomonida yuza bosimi tsilindrda bolt bilan mahkamlangan zatvor va yordamchi tishlar (10) bilan ushlab turiladi. Yopiq idishning ikki o'qli kuchlanish ostidagi holati ham qo'llaniladi

Zatvorning ichki tomonida yuza bosimi taglik asos bilan ushlab turiladi. Uzunlasiga tsilindrda biror yuk tushirilmaydi. Ochiq quvurning o'qsiz kuchlanish ostidagi holati ham qo'llaniladi.

Tsilindr gidravlik moy bilan to'ldiriladi. Qo'lda boshqariladigan gidravlik nasos (3) yordamida tegishli ichki bosim hosil qilinadi va bu bosimni manometr (5) ko'rsatib turadi. Agar dastavval bosim biroz tushadigan bo'lsa, gidravlik nasos yordamida kerakli bosimni hosil qiling. Gidravlik tizim germetik tarzda ishlangan va unga texnik xizmat ko'rsatish zarurati yo'q. Xavfsizlik klapani taxminan 35 bosim birligida ishga tushadi. Moy quyiladigan bolt yordamida uskunaga gidravlik moy quyilishi mumkin.

Dasturiy ta'minotni ishga tushirish. FL 151 uskunasi tarmoqqa ulangan bo'lsagina dasturiy ta'minotni ishga tushirish mumkin. Dasturiy ta'minot o'rnatib bo'lingandan so'ng dasturning oynasi ochiladi va unda uskunalar (FL 120, FL 130, FL 140) biri tanlanishi zarur.



3.39-rasm Tizim diagrammasi

So'ngra tizim diagrammasi oynada paydo bo'ladi. Bu oynada barcha o'lchanadigan qiymatlar onlayn tarzda ko'rinib turadi. O'lchanadigan qiymatlar radial va tangentsial kuchlanish yoyi uchun sonli va grafik tarzda ko'rinib turadi. Dasturiy ta'minot tavsifi va yordam imkoniyati: Ushbu dasturiy ta'minot haqidagi batafsil ma'lumot dasturning "HELP" (Yordam) bo'limida keltirilgan.

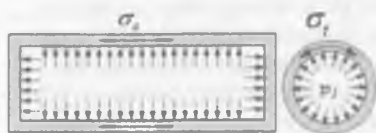
Bu bo'limga kirish uchun menyuning o'ng yuqori qismidagi “?” va “HELP” (Yordam) tugmachasini tanlash kerak bo'ladi.

Texnik xizmat ko'rsatish. Gidravlik tizim germetik tarzda ishlangan va unda saqlov idishi yo'q. Tizimga texnik xizmat ko'rsatish zarurati yo'q.

Gidravlik nasos tugmachasi va gidravlik tsilindr orasida kichik bo'shliq bor va u moy bilan to'ldirilishi mumkin. Gidravlik nasosning ishlashi bilan bu bo'shliqdan oz miqdordagi gidravlik moy sachrab chiqishi mumkin. Bu gidravlik tizimdan moy oqayotganligini bildirmaydi. Gidravlik moyni toza, quruq latta bilan artib tashlang.

Agar gidravlik nasos ishlatilayotganda etarlicha bosim qilinmagan bo'lsa, unga moy to'ldiradigan bolt yordamida gidravlik moyni to'ldirib qo'ying

Yupqa devorli tsilindrda kuchlanish va deformatsiyalar



Ichki bosim ostidagi tsilindr

Agar yupqa devorli tsilindrda idishga P_i ichki bosim beriladigan bo'lsa, bu idish devorlarida tekis kuchlanish holati yuzaga keladi va bu bosim sath bo'ylab σ_t kuchlanishni va idish o'qi σ_r bo'ylab kuchlanishni hosil qiladi.

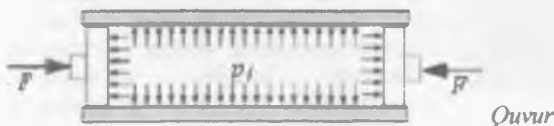


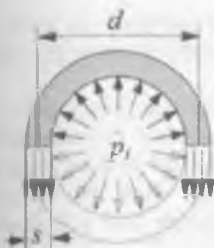
3.40-rasm. Devorlardagi tekis kuchlanish holati

Agar d idish diametri s devor qalinligidan katta bo'lsa, bu idish devorlari yupqa hisoblanadi. Amaliyotda bu diametrlar nisbati taqriban $d_o/d_i \leq 1,2$ bo'ladi (bu erda d_o tashqi diametr, d_i - ichki diametr). Bu ikki diametr yordamida asosiy diametrning o'rtacha qiymati hisoblani-shi mumkin

$$\sigma = \frac{\sigma_r + \sigma_t}{2} \quad (3.17)$$

Yupqa devorli detallarda devorlardagi kuchlanish va deformatsiyalarni doimiy deb hisoblash mumkin. Shuningdek, radial yo'nalishdagi σ_r kuchlanish qiymati boshqa ikki kuchlanishlar qiymatiga nisbatan ancha kam. Bosim ostida idishlarga zo'r berishning ikki turi mavjud.





Bu erda aylana bo'ylab faqat bitta σ_r kuchlanish hosil bo'ladi. O'q bo'ylab tushadigan yuk qiymati nolga teng. Kuchlanish holati o'qsiz bo'ladi. Bizning holatimizda yuza sathlariga tushadigan F bosim kuchi harakatlanuvchi porshenlar va asos tagligi orqali singib (yo'qolib) ketadi.

Kuchlanish tsilindr yarmiga tushadigan kuchlar muvozanati yo'li bilan hisoblanishi mumkin.

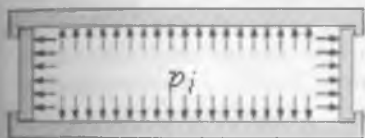
Ichki bosim yordamida harakatga keluvchi yuk p_i devorda aylana bo'ylab tushadigan σ_r kuchlanish tomonidan singdirilishi zarur.

$$p_i \cdot d \cdot L = 2 \cdot \sigma_r \cdot s \cdot L \quad (3.18)$$

Tsilindr uzunligi L tenglamaning har ikki tomonidan qisqartirib yuborilishi mumkin. Shunda σ_r kuchlanish qiymati quyidagi formula yordamida hisoblanadi

$$\sigma_r = p_i \cdot \frac{d}{2s} \quad (3.19)$$

Silindr yopish (qozon)



Bu erda tsilindrning old yuzasiga tushadigan bosim ham o'tkazib yuboriladi. Aylana bo'ylab tushadigan σ_r kuchlanishga qo'shimcha tarzda bu o'q yo'nalishi bo'ylab tushadigan σ_a kuchlanishga ham ta'sir qiladi.

Bu erda ham kuchlanish kuchlar muvozanati yo'li bilan hisoblanadi

$$p_i \cdot \frac{d^2 \pi}{4} = \sigma_a \cdot d \cdot \pi \cdot s \quad (3.20)$$

Bu erda $d^2 \cdot \pi/4$ tsilindrning old yuzasi va $d \cdot \pi \cdot s$ tsilindr devorining aylanma yuzasi. O'qli kuchlanish orqali σ_a quyidagicha

hisoblanadi
$$\sigma_a = p_i \cdot \frac{d}{4s} \quad (3.21)$$

Tsilindrning aylanma devori bo'yicha kuchlanish aynan ochiq tsilindrdagi

magnituda bilan bir xil.
$$\sigma_t = p_i \cdot \frac{d}{2s} \quad (3.22)$$

Shuni qiziqki, aylana bo'ylab tushadigan σ_r kuchlanish o'q yo'nalishi bo'ylab tushadigan σ_a dan roppa-rossa ikki barobar katta. Bu esa idishlarning doimo uzunasi bo'ylab yorilishidan dalolat beradi. Bu chiqarilgan formula juda yuqori bosim ostidagi idishlar uchun ham o'rinlidir. Faqat ichki bosim manfiy tashqi

bosim bilan almashtirilishi lozim bo'ladi. $p_i = -p_a \quad (3.23)$

Katta bosim ostidagi yupqa devorli idishlarda emirilishlar ko'proq idish timoqlari sababli yuzaga keladi. Bu jarayonda qisuvchi kuchlanish ostidagi devorlar to'satdan yorilib ketadi.

Kuchlanish va deformatsiyalar. Tsilindrdagi kuchlanish va deformatsiyalarni bevosita o'lchashning iloji yo'qligi sababli (fotoelastiklikdan tashqari), uning o'rniga yuzadagi kuchlanishlar o'lchanadi. Bu yuza kuchlanishlari ham FL 130 uskunasi yordamida o'lchanadi. Buning uchun yarim ko'priklardagi tenzorezistorlar o'lchanayotgan tsilindr yuzasida turli yo'nalishlarda o'rnatiladi.

Tekis kuchlanish holati (ikki o'lchamli) uchun $\sigma_{1,2}$ asosiy kuchlanish va asosiy deformatsiya orasidagi quyidagi korrelyatsiya amal qiladi

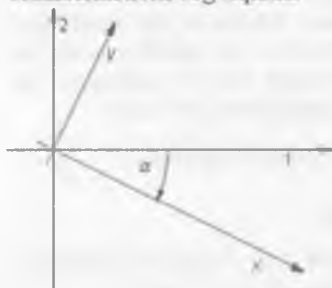
$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_1 + \nu \cdot \varepsilon_2) \quad (3.24)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_2 + \nu \cdot \varepsilon_1) \quad (3.25)$$

bu erda E – elastiklik moduli va ν ko'ndalang siqish koeffitsienti

$$E = 70000 \text{ N/mm}^2$$

Transformatsion bog'liqliklar



3.41-rasm. O'zgaruvchan koordinatalar

Asosiy deformatsiyalar yo'nalishi aniq bo'lmaganligi sababli, asosiy deformatsiya har qanday yo'nalishda o'lchangan deformatsiyaga asosan aniqlanishi zarur. Deformatsiya va kuchlanishlarning yo'nalishli transformatsiyasi juda murakkabdir. Bu erda faqat Mor aylanasining qisqacha izohi asosidagi yakuniy formula keltirilmoqda. α burchak atrofida aylantirilgan asosiy o'q tizimidan ixtiyoriy x , y koordinata tizimiga tushirilgan deformatsiyaning transformatsiyasi uchun quyidagi tenglik o'rinli

$$\varepsilon_x = \frac{1}{2} [(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cos 2\alpha] \quad (3.26)$$

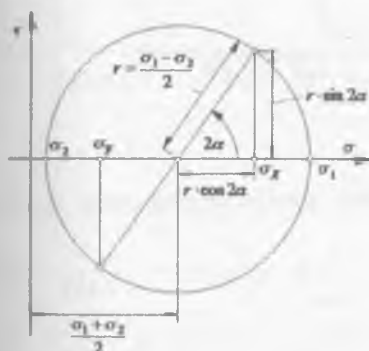
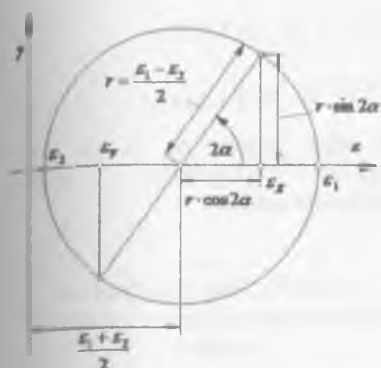
$$\varepsilon_y = \frac{1}{2} [(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) - (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cos 2\alpha] \quad (3.27)$$

Kuchlanish transformatsiyasi uchun ham mos tengliklar o'rinlidir

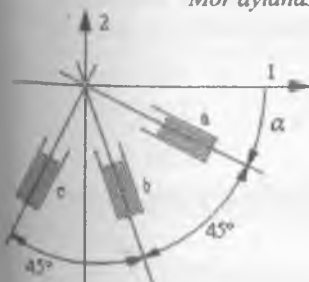
$$\sigma_x = \frac{1}{2} [(\sigma_1 + \sigma_2) + (\sigma_1 - \sigma_2) \cos 2\alpha] \quad (3.28)$$

$$\sigma_y = \frac{1}{2} [(\sigma_1 + \sigma_2) - (\sigma_1 - \sigma_2) \cos 2\alpha] \quad (3.29)$$

Mor doirasi. Mor deformatsiya aylanasi deformatsiyalarning transformatsiyasi grafik tarzda ifodalanishi mumkin



3.43-rasm. Deformatsiya transformatsiyasi uchun Mor aylanasi



3.44-rasm. Tenzorezistorlarning joylashuvi

O'lchangan deformatsiyalar bo'lgan ε_a , ε_b , ε_c kattaliklar noma'lum asosiy deformatsiyalar sifatida hisoblanishi mumkin

γ g'ishlari (og'ish burchaklari) ε deformatsiyalari bo'yicha tasvirlangan. Grafikdan ko'rinib turibdiki, ayladagi og'ish va deformatsiyalar yo'nalishli transformatsiya bo'ylab harakatlangan. Aylana diametri esa aynan $\varepsilon_{1,2}$ ikki asosiy deformatsiyalar orasidagi farqqa aynan mos keladi γ

3.42-rasm. Mor aylanasi

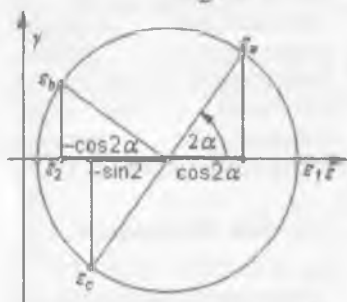
Deformatsiya aylanasi dan har qanday yo'nalishdagi α burchaklarni osongina bilish mumkin Shuni ta'kidlash joizki, Mor aylanasi da aylanish burchagi ikki barobar oshirilishi va qarama-qarshi yo'nalishda qo'yilishi kerak bo'ladi. Shuningdek, Mor aylanasi σ me'yoriy kuchlanishlar va τ urinma kuchlanishlar uchun ham grafik tarzda tasvirlanishi mumkin

Asosiy kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlash. Noma'lum asosiy deformatsiyalarni aniqlash uchun deformatsiya o'lchovlari uch marta o'tkazilishi zarur va ularning har bir siljish 45° deb olinadi.

$$\varepsilon_a = \frac{1}{2}[(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) + (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cos 2\alpha] \quad (3.30)$$

$$\varepsilon_b = \frac{1}{2}[(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) - (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \sin 2\alpha] \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_c = \frac{1}{2}[(\varepsilon_1 + \varepsilon_2) - (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \cos 2\alpha] \quad (3.32)$$



Bu uchta tenglik ε_1 , ε_2 , α - uch noma'lum kattaliklar orqali hisoblanishi mumkin

3.45-rasm. Uchta tenzorezis-tor yordamida asosiy deformatsiyalarni aniqlash

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} + \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2} \quad (3.33)$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \arctan \frac{\varepsilon_a - 2\varepsilon_b + \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} \quad (3.34)$$

Noma'lum asosiy deformatsiyalar asosiy deformatsiyalar yordamida hisoblanishi mumkin.

$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_1 + \nu \cdot \varepsilon_2) \quad (3.35)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_2 + \nu \cdot \varepsilon_1) \quad (3.36)$$

Tajribalar. Noma'lum asosiy deformatsiya va noma'lum kuchlanishlarni aniqlash uchun $\alpha = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ burchak ostidagi deformatsiyalardan foydalanildi

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{eff}(0^\circ) = -113 \cdot 10^{-6} \quad (3.37)$$

$$\varepsilon_b = \varepsilon_{eff}(45^\circ) = 107 \cdot 10^{-6} \quad (3.38)$$

$$\varepsilon_c = \varepsilon_{eff}(90^\circ) = 340 \cdot 10^{-6} \quad (3.39)$$

O'lgan deformatsiyalar bilan Mor aylanasi grafigi chizilishi mumkin.

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_b - \varepsilon_c)^2}$$

$$\varepsilon_1 = 340 \cdot 10^{-6}$$

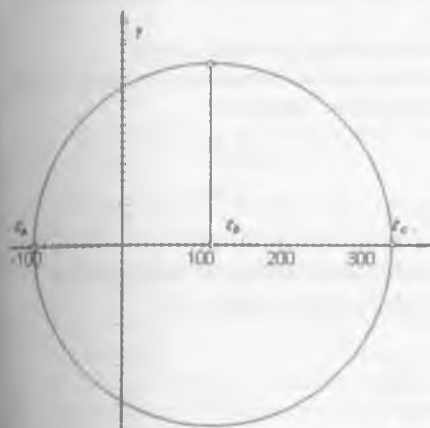
$$\varepsilon_2 = -113 \cdot 10^{-6}$$

$$\alpha = \frac{1}{2} \arctan \frac{\varepsilon_a - 2 \cdot \varepsilon_b + \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} = -0,82^\circ$$

(3.40)

3.46-rasm. Ochiq tsilindr uchun deformatsiyalar aylanasi

Noma'lum deformatsiyalar asosiy deformatsiyalar yordamida aniqlanishi mumkin.



$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu} (\varepsilon_1 + \nu \cdot \varepsilon_2) = 23,78 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.41)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu} (\varepsilon_2 + \nu \cdot \varepsilon_1) = -0,06 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.42)$$

Kuchlanish holati o'q asosida emasligi aniq bo'ldi. Ikkinchi asosiy kuchlanish esa nolga teng va u tsilindr o'qi yo'nalishi bo'ylab joylashgan. Bu natijalar nazariyani tasdiqlaydi. Taqqoslash orqali quyidagi kuchlanishlar arifmetik tarzda hisoblanadi.

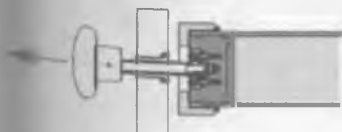
$$\sigma_1 = p_1 \cdot \frac{d}{2s} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_a = \sigma_2 = 0$$

$$p = 2 \text{ N/mm} \cdot d = 72 \text{ mm} \cdot s = 3,0 \text{ mm}$$

Yopiq tsilindrda (qozon) asosiy kuchlanishlarni aniqlash

Bu tajribada porshen uskuna asosiga mahkamlangan. Tsilindrga esa qo'shimcha yuk tushadi.

Uskunadagi bosimni (0 gacha) pasaytirish uchun bosimni pasaytiruvchi tugmani bo'shating



Bosimni pasaytiruvchi tugmani qotiring.

Manometr biroz og'ishni ko'rsatgunga qadar yulduzsimon dastani burang. Endi tsilindr porshen bilan yopildi.

Mo'ljallangan bosimni hosil qilish uchun dasta va gidravlik nasosdan foydalaning. Ruxsat etilgan eng yuqori bosim taxminan 30 nominal bosimdir

Porshen tsilindr tishlariga tegib turganini tekshiring. Porshenning yulduzsimon dastasi bosimi pasaytirilgan bo'lishi va bu u biroz burilishi mumkin bo'lsin. 0 ko'rsatkichli bosimda kanal ko'rsatkichlarini yozib olishni takrorlang).

Tegishli o'lchov qiymatlari ushbu ikki marta yozib olingan qiymatlari orasidagi farq orqali ifodalanadi. Shu yo'l bilan har qanday cho'kindi samarasini qoplash mumkin bo'ladi.

Tajribadagi misolda 20 birlik bosimda quyidagi qiymatlar olindi:

Noma'lum asosiy deformatsiya va noma'lum kuchlanishlarni aniqlash uchun $\alpha=0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$ burchak ostidagi deformatsiyalardan foydalanildi

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{\text{eff}}(0^\circ) = 58 \cdot 10^{-6} \quad (3.43)$$

$$\varepsilon_b = \varepsilon_{\text{eff}}(45^\circ) = 167 \cdot 10^{-6} \quad (3.44)$$

$$\varepsilon_c = \varepsilon_{\text{eff}}(90^\circ) = 280 \cdot 10^{-6} \quad (3.45)$$

O'lchangan deformatsiyalar bilan Mor aylanasi grafigi chizilishi mumkin.

Noma'lum deformatsiyalar asosiy deformatsiyalar yordamida aniqlanishi mumkin.

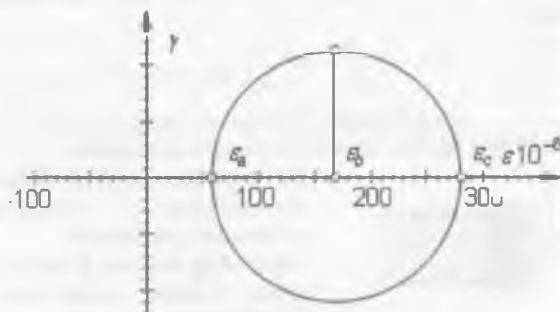
$$\sigma_1 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_1 + \nu \cdot \varepsilon_2) = 23,50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.46)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1-\nu^2} (\varepsilon_2 + \nu \cdot \varepsilon_1) = 11,81 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (3.47)$$

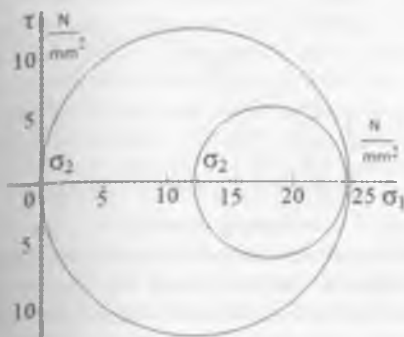
Taqqoslash orqali quyidagi kuchlanishlar arifmetik tarzda hisoblanadi.

$$\sigma_1 = \sigma_2 = p_1 \cdot \frac{d}{2s} = 24 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_s = \sigma_2 = p_1 \cdot \frac{d}{4s} = 12 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p = 2 \text{ N/mm} \cdot d = 72 \text{ mm} = 3,0 \text{ mm}$$



3.47-rasm. Yopiq tsilindr uchun deformatsiyalar aylanasi



3.48-rasm Ochiq va yopiq tsilindrlarni taqqoslash

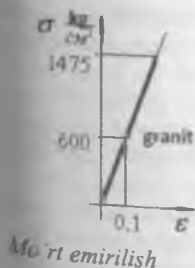
Ochiq va yopiq tsilindrlarni taqqoslash

Va nihoyat, har ikkala yuk qo'yilgan holatlar Mor aylanasida ifodalandi. Bu qisman qiziq holat, chunki ochiq tsilindning o'qsiz kuchlanish holatidagi τ ko'ndalang kuchlanishning eng katta qiymati yopiq tsilindning ikki o'qli kuchlanish holatidan ikki barobar katta bo'lmoqda.

Ochiq tsilindr elastik materialdan tayyorlangan — bu erda ko'ndalang kuchlanish gipotezasi harakatning izdan chiqishi sababli amal qiladi, shu sababli ham u yopiq tsilindrga qaraganda osonroq yorilib ketishi mumkin

3.7. MUSTAHKAMLIK NAZARIYALARI

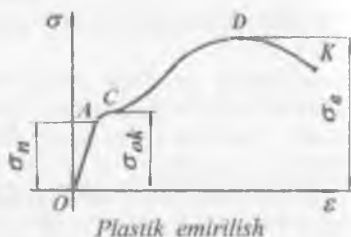
Umumiy tushunchalar. Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlarini loyihalashda, ularning mustahkamligini ta'minlash lozim. Buning uchun konstruksiyaning materialida xavfli holatni keltirib chiqaruvchi sababni aniqlash talab qilinadi. Yuklanish shartlariga ko'ra konstruksiyaning materiali turli mexanik 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 elastik 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 kuchlanish 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.

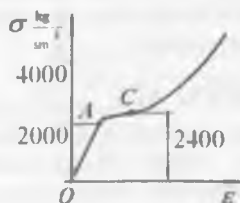
2) elastik deformatsiyadan keyin plastik deforma-tsiyani rivojlanishi aso-sida emirilish

Materialni xavfli holati oquvchanlik boshla-nishi, uzilish bo'yin hosil bo'lishi va namunani uzilishi bilan belgila-nadi.



Oquvchanlik chegarada namunaning sirtida cho'zuvchi kuch yo'nalishiga 45° burchak ostida joylashgan siljitivchi chiziqlar hosil bo'lishi, plastik deformatsiya va emirilish urinma kuchlanish ta'sirida kelib chiqadi va siljish asosidagi emirilish deyiladi.

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 qarshiligi va siljishga qarshiligi asosida kelib chiqadi. Plastik materiallarda τ ta'siridagi emirilishga qarshilik, σ ta'siridagi emirilishga

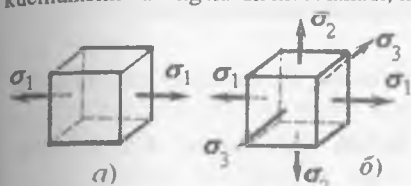
qarshiligidan kichik bo'ladi, ya'ni $\sigma_0 > \tau_0$ va mo'rt-materiallarda $\tau_0 > \sigma_0$. Bunday emirilish turlarini murakkab kuchlanganlik holatida aniqlash qiyin, chunki kubik har xil xossaga ega bo'lishi mumkin.

Turli konstruksiya 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 oralqidagi 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. Shuning uchun xavfli holatdagi-chegaraviy kuchlanishlarni aniqlash uchun o'tkaziladigan tajribalarni o'tkazish juda qiyini bo'lib, amalda mumkin ham

emas. Murakkab kuchlanish holatini tajriba yo'li bilan tekshirish uchun mo'ljallangan hozirgi mavjud texnika vositalari bosh kuchlanishlarning ba'zi xususiy nisbatlari uchungina tajriba o'tkazish imkonini beradi. Yuqoridagilarga asosan oddiy cho'zilish va siqilishda o'tkazilgan tajribalar natijalariga asoslanib, biror material istalgan kuchlanish holatining xavflilik darajasini baholash imkonini beradigan hisoblash usulini yaratish zarurligin taqozo qiladi. Bu masala – mustahkamlik nazariyalari yordamida amalga oshiriladi.

Murakkab kuchlanganlik holatida material mustahkamligini xarakterlovchi faktorlarni ifodalovchi gepotezalar mustahkamlik nazariyalari deyiladi. Bu nazariyalarning barchasi quyidagi shartga asoslangan: ikkita kuchlanish holatiga tegishli bosh kuchlanishlar proporsional ravishda bir xil miqdorda oshirilgan ikkalasi bir vaqtda chegaraviy holatga o'tsa, bunday kuchlanish holatlari teng kuchlanishli va teng xavfli hisoblanadi, ikkala



3.49 – rasm. Ekvivalent kubiklar: a) chiziqli kuchlan-ganlik holati; b) hajmiy kuchlanganlik holati

kuchlanish holati uchun – mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti bir xil. Teng xavli kuchlanish holatlaridan biri sifatida tajriba yo'li bilan asoslangan chiziqli cho'zilish (3.49–rasm, a) boshqasi sifatida xavfli holatni aniqlash kerak bo'lgan kuchlanish holati (3.49–rasm, b) olinadi. Bu ikkala o'rganilayotgan hol uchun

materialning emirilish yoki chegaraviy kuchlanish holatiga o'tish sababi aniq bo'lsa, mumkin bo'ladi. Lekin material emirilishining haqiqiy sababini aniqlash juda qiyin va u oxirigacha hal qilinmagan masala hisoblandi. Bu hol yagona mustahkamlik nazariyasini yaratishni imkon bermaydi, natijada har biri o'zining chegaraviy kuchlanish holatining paydo bo'lish sababi haqidagi gepotezasiga ega bo'lgan ko'p nazariyalar yuzaga keladi. Bunday gepotezaga asosan zarur hisoblash shartlari va o'rganilayotgan kuchlanish holatining bosh kuchlanishlarini chiziqli kuchlanishdagi bosh kuchlanishlar bilan bog'lovchi formulalar tuziladi.

Birinchi, ikkinchi va uchinchi klassik [21] 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:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 < \sigma_0 \quad (3.48)$$

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 emirilmasdan 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'lagi qolgan bo'ladigan ajraladi. Hozirgi paytda birinchi nazariyadan foydalanilmaydi, u faqat tarixiy ahamiyatga ega.

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishga 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:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_1 < \varepsilon_0 \quad (3.49)$$

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:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (a)$$

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E} \quad (b)$$

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 (3.49) 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 toretslariga 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:

$$\tau_{\max} < \tau_0 \quad (3.50)$$

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

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (a)$$

τ_0 - kuchlanish quyidagi tenglikdan topiladi:

$$\tau_0 = \frac{\sigma_0}{2} \quad (b)$$

Shunday qilib (3.50) 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 gepoteza asos qilib olingan

$$U < U_0 \quad (3.51)$$

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'miga cho'zilishdagi chegaraviy kuchlanish qiymatini, ya'ni σ_0 ni qo'yib osongina keltirib chiqariladi.

$$\text{Shunday qilib,} \quad U_0 = \frac{\sigma_0^2}{2E} \quad (b)$$

(a) va (b) lami 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.

Bu nazariya masalan, har tomonlama bo'ladigan gidrostatik bosim bilan o'tkazilgan tajribada tasdiqlanmagan, bunda yuqorida aytib o'tilganidek, emirilish bo'lmaydi. Shunday qilib, har tomonlama siqilish natijasida hajm o'zgarishiga mos keluvchi energiya mustahkamlikni belgilovchi kriteriy bo'lmaydi.

Taklif qilingan yangi energetik nazariyada chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga barcha solishtirma energiya emas, balki qirrasiga birga teng bo'lgan kub shaklining o'zgarishi natijasida to'planadigan solishtirma energiyaning bir qismi sabab bo'ladi degan gepoteza asos qilib olinadi. Ko'rinish turibdiki yangi energetik nazariya faqat plastik deformatsiyalarning o'sishi bilan bog'lanadi. Ma'lumki, plastik deformatsiya jismning shakl o'zgarishi bilan bog'lanadi. Uning xajm o'zgarishiga bog'lanmaydi.

Ushbu nazariyadan foydalangan rioya qilinishi kerak bo'lgan shart quyidagi tengsizlik bilan ifodalanadi:

$$U_{uu} < U_{ue2} \quad (3.52)$$

bu erda, U_{uu} – tekshirilayotgan kuchlanish holatida kub shakl o'zgarishi bilan bog'liq bo'lgan energiyaning hisob qiymati:

U_{ue2} – ushbu energiyaning oddiy cho'zilishga o'tkazilgan tajriba natijasida olingan chegaraviy qiymati.

Kuchlanishning umumiy holi uchun shakl o'zgarishiga ketadigan energiyani hisoblash birmuncha qiyinchilik tug'diradi. Shuning uchun U_{uu} – quyidagi ifodadan topiladi:

$$U = U_v + U_{uu} \quad (3.53)$$

$$\text{undan} \quad U_{uu} = U - U_v \quad (3.54)$$

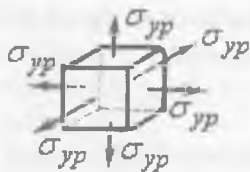
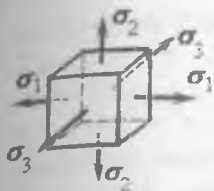
bu erda, U – to'la energiya;

U_v – hajm o'zgarishiga sarflanadigan energiya.

Hajmiy kuchlanishning umumiy holi uchun deformatsiyani ikkiga bo'lamiz; 1) hajm o'zgarishi bilan bog'liq bo'lgan deforma tsiya va 2) shakl o'zgarishiga mos keluvchi deformatsiya.

Buning uchun berilgan kuchlanish holatini (3.50 – rasm) kuchlanishlar bilan aniqlanadigan ikkita kuchlanish holati yig'indisi ko'rinishda tasavvur etamiz. Deylik, ulardan biri gidrostatik cho'zilishga (siqilishga) mos keladi, bunda kubning barcha tomonlariga bir xil o'rtacha kuchlanish ta'sir etadi:

$$\sigma_{yp} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (g)$$



3.50 – rasm. Bosh normal va o'rtacha kuchlanishlar bilan yuklangan kubiklar

Natijada kubning barcha qirralari bir xil qiymatga o'zgarganligidan kubik shakli o'zgarmaydi, balki uning hajmi o'zgaradi. Ikkinchi kuchlanish holatining kuchlanishlarini $\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$ lar orqali belgilaymiz. Ular quyidagi tengliklardan topiladi:

$$\sigma'_1 = \sigma_1 - \sigma_{yp}; \quad \sigma'_2 = \sigma_2 - \sigma_{yp}; \quad \sigma'_3 = \sigma_3 - \sigma_{yp}; \quad (d)$$

$\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$ kuchlanishlarda hajmning o'zgarishi nolga tengligini isbotlash qiyin emas.

Haqiqatdan ham (g) ni hisobga olgan holda (d) tenglikdan bu kuchlanishlarning qiymatlarini hajmiy deformatsiya formulasiga qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

$$0 = \frac{1-2\mu}{E} (\sigma'_1 + \sigma'_2 + \sigma'_3) = \frac{1-2\mu}{E} \left(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - 3 \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \right) = 0 \quad (e)$$

Shuning uchun $\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$ kuchlanishlardan jismning faqat shakli o'zgaradi.

U_v –energiyani aniqlash uchun (a) formulaga $\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$, U_v – kuchlanishlar o'rniga σ_{yp} ni qo'yamiz. Unda $U_v = \frac{1-2\mu}{2E} \cdot 3\sigma_{yp}^2$

(j) hosil bo'ladi. (j) ifodaga σ_{yp} o'rniga (g) tenglikdan uning qiymatini qo'yib quyidagi formulani hosil qilamiz:

$$U_v = \frac{1-2\mu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \quad (z)$$

(a) va (z) formulalardan U va U_v –larning qiymatlarini (3.54) ga qo'yib, ba'zi o'zgartirishlardan so'ng quyidagini topamiz:

$$U_u = \frac{1+\mu}{3E} \left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3) \right] \quad (3.55)$$

(2.20) formulani osongina quyidagini ko'rinishga keltiramiz:

$$U_u = \frac{1+\mu}{6E} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right] \quad (3.56)$$

Oddiy cho'zilish holi uchun $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ bo'lganda (3.56) formulaga binoan quyidagiga ega bo'lamiz:

$$U_w + \frac{1+\mu}{6E} \cdot 2\sigma_1^2 \quad (3.57)$$

(3.56) va (3.57) formulalarni hisobga olganda (3.52) shart quyidagicha yoziladi:

$$\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right] < 2\sigma_0^2 \quad (i)$$

bu erda, σ_0 - oddiy cho'zilishda tajribada topilgan chegaraviy kuchlanish.

Ushbu nazariyada σ_0 - oquvchanlik chegarasi σ_{OK} ga teng deb qabul qilinadi.

(i) shartga javob beradigan hisoblash formulasi quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{xuc} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right]} \leq R \quad (3.58)$$

bu erda, R - cho'zilishdagi hisobiy qarshilik.

Tekis kuchlanish holatida (2.58) formulasidan bosh kuchlanishlarni σ_z, σ_y va τ_{zy} lar orqali ifodalab quyidagini olamiz:

$$\sigma_{xuc} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} \right)^2 + 3 \left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \right)^2 + 3\tau_{zy}^2} \leq R \quad (3.59)$$

$\sigma_y = 0$ bo'lgan xususiy hol uchun $\sigma_z = \sigma$; $\tau_{zy} = \tau$ desak, quyidagiga ega bo'lamiz: $\sigma_{xuc} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq R \quad (3.60).$

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'lishsharoitini belgilovchi kriteriyalarni belgilab beradi. Shuning uchun bu nazariyalarga asoslangan (3.50) va (3.52) tengsizliklar 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 rivojlantirilgan.

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, urinma 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. Urinma kuchlanishlar birinchidan materialning o'zaro bog'lanishi natijasida, ikkinchidan esa birinchi siljsh bog'lanishdagi emirilish sababidan bog'liq. Mor mustahkamlik nazariyasiga ko'ra shart quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_1 - \nu \sigma_3 = (1 - \nu) \frac{\sigma}{2} - (1 + \nu) \sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2} < \sigma_0^I \quad \nu = \frac{\sigma_0^I}{\sigma_0^{II}} \quad (3.61)$$

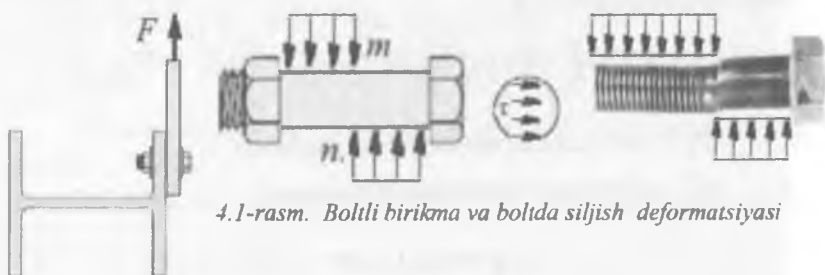
bunda: σ_0^I - cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasi;
 σ_0^{II} - siqilishdagi mustahkamlik chegarasi.

SAVOLLAR

1. Kuchlanganlik holatlarining turlarini ayting?
2. Chiziqli kuchlanganlik holatida normal kuchlanish formulasini yozing?
3. Chiziqli kuchlanganlik holatida urinma kuchlanish formulasini yozing?
4. Urinma kuchlanishlarni juftlik alomati nima?
5. Qachon kubikni shakl o'zgarishi sodir bo'ladi?
6. Gukni hajmiy qonunini yozing?
7. Mustahkamlik nazariyalarini ta'riflang?
8. Kuchlanishlar tenzori nima?
9. Bosh kuchlanishlar nima?

IV-BOB. SILJISH

Umumiy tushunchalar. Amaliyotda boltli, parchin mixli, payvandli birikmalar va h.k siljish deformatsiyasiga uchraydi. Birikmalarning mustahkamligi siljishning xavfli holati - qirqilish yoki ezilishga bog'liq.



4.1-rasm. Boltli birikma va boltida siljish deformatsiyasi

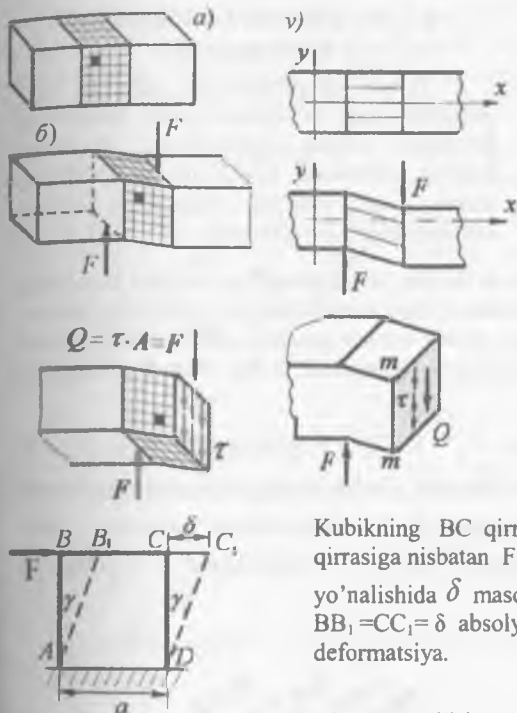
Planka va profil bolt vositasida birlashtirilgan (4.1- rasm). Planka va profildan boltning bo'ylama o'qiga qarama-qarshi yo'nalishdagi tik bosim kuchi ta'sir qiladi. Natijada boltning $m-n$ tekisligining (4.1-rasm) bir tomoni ikkinchi tomoniga teskari yo'nalishda siljishga uchraydi. Bolt siljishning 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 (4.2-rasm,a). Brusning siljishi 4.2-rasmda ko'rsatilgan. Agar brusni $m-n$ tekislik bilan kesib bir bo'lagini tashlab yuborsak, ajratib qoldirilgan qismini muvozanati buziladi.

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: $\sum Y = Q - F = 0$ yoki $Q_y = \tau \cdot A = F$ Buerdan urinma kuchlanish formulasini hosil qilamiz

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.1)$$

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.



4.2- rasm. Brusning
siljishi: a) brusning
deformatsiyagacha
holati;

b) deformatsiyalangan
brus;

v) siljishda ichki -
kesuvchi kuchni aniqlash
tartibi - kesish usuli.

4.3-rasm

Kubikning BC qirrasiga qo'zg'almas AD qirrasiga nisbatan F kuch ta'sirida ushbu kuch yo'nalishida δ masofaga siljiydi. (4.3 -rasm). $BB_1 = CC_1 = \delta$ absolyut siljish -chiziqli deformatsiya.

Absolyut ciljish

$$\delta = \frac{Qa}{GA} \quad (4.2)$$

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 uchun, γ burchak kichik miqdor.

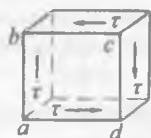
Sxemadan:

$$\tan \gamma = \gamma = \frac{\delta}{a} \quad (4.3)$$

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'lishini ko'rib chiqqan edik.

Siljish deformatsiyasini o'rganish uchun, shunday yuzalarni tanlash kerakki, bu yuzalarda normal kuchlanish 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.



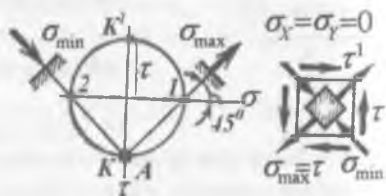
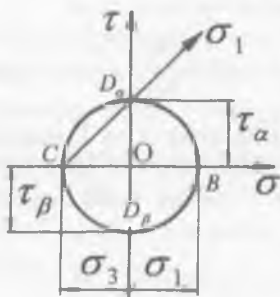
4.4 – rasm. Sof siljishdagi kubik

4.1. Sof siljishda kuchlanish va deformatsiya

O'zaro perpendikulyar ab va bc qirralarga teng va qarama-qarshi tomonlarga yo'nalgan urinma kuchlanishlar ta'siridagi kubikni o'rganaylik (4.4 – 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 ekan. Shuning uchun kubikning kuchlanganlik holati tekis kuchlanganlik holatiga to'g'ri keladi.

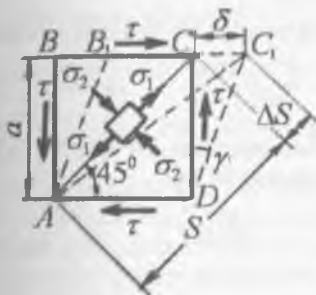
Kubikning vertikal qirrasiga $\sigma_a = 0$; $\tau_a = \tau$; gorizontal qirrasiga $\sigma_\beta = 0$ va $\sigma_\beta = -\tau$ ta'sir qilayotgan kuchlanishni yordamida Mor doirasidan foydalanib $abcd$ bosh yuzadan boshqa yuzadagi bosh kuchlanishlarni topamiz. $\sigma\tau$ koordinata sistemasida (4.5 – rasm) $OD_a = \tau_a = \tau$ kuchlanishni τ o'qi bo'ylab yuqoriga



4.5 – rasm. Sof sijishda bosh kuchlanishlarni aniqlash uchun Mor doirasi

va $OD_\beta = \tau_\beta = -\tau$ pastga joylashtiramiz. D_a va D_β nuqtalar koordinata markazi O nuqtadan bir xil masofada joylashganligi uchun, Mor doirasini radiusi $OD_a = \tau$ ga teng bo'ladi. Mor doirasi abtissa 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 chiziqli bilan ko'rsatilgan va bc yuzaning normalini 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 ekan. Shuning uchun siljish deformatsiyasida material cho'zilish va siqilishga ham uchraydi.



4.6 - rasm. Siljish va bosh kuchlanishlar.

$abcd$ qirrali kubikning bc qirrasi uning kuchlanish ta'sirida δ masofaga siljiydi. δ - absolyut siljish. $abcd$ element qiyshiq bo'ladi, ab va cd qirralar γ burchakka og'adi. γ - burchak nisbiy siljish.

Elementning deformatsiyasi elastik bo'lganligi uchun, γ burchak kichik miqdor (4.6-rasm). Sxemadan:

$$\operatorname{tg} \gamma = \gamma = \frac{\delta}{a} \quad (4.4)$$

va ac diagonalning absolyut uzayishi:

$$\Delta \ell = \delta \cdot \cos 45^\circ$$

va nisbiy uzayishi: $\varepsilon = \frac{\Delta \ell}{l} \sin 45^\circ$; unda: $\varepsilon = \frac{\delta}{a} \cos 45^\circ \cdot \sin 45^\circ$

$$\text{yoki } \varepsilon = \frac{\gamma}{2} \quad (4.5)$$

Diagonalni bosh normal kuchlanishlar $\sigma_1 = \tau$ va $\sigma_3 = -\tau$ ta'siridagi nisbiy uzayishi quyidagicha topiladi:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_3}{E} = \frac{\tau}{E} (1 + \mu) \quad (4.6)$$

(4.5) va (4.6) tengliklarni o'zaro solishtirib: $\tau = \frac{E}{2(1 + \mu)} \cdot \gamma$

formulani hosil qilamiz. Bu erda: $G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (4.7)$

siljish moduli deb qabul qilinsa, $\tau = \gamma G \quad (4.8)$

siljishda Guk qonuni hosil bo'ladi.

Shunday qilib nisbiy uzayish va urinma kuchlanish siljishda o'zaro proportsional bog'lanishda bo'ladi.

Siljishda potentsial energiya

$$\text{Siljishda Guk qonun } \Delta S = \frac{Q\ell}{GA} \quad (4.9)$$

Elastik siljishda ko'ndalang kuch Q ning bajargan ishi quyidagi formula

$$\text{bilan topiladi: } A_{uu} = \frac{Q \cdot \Delta S}{2} = \frac{Q^2 \ell}{2GA} = \frac{\tau^2 A \ell}{2G} \quad (4.10)$$

Siljituvchi kuch statik xarakterda bo'lsa, bajarilgan ish miqdor jixatdan siljish deformatsiyasining potentsial energiyasiga teng bo'ladi.

$$A_{uu} = U = \frac{Q^2 \ell}{2GA} \quad (4.11)$$

4.2. 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

$$[\tau]' = [\sigma]_y \text{ hosil bo'ladi.}$$

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasi: $\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma]_y$

bu erda: $\sigma_1 = \tau$ va $\sigma_3 = -\tau$; $\sigma_2 = 0$. Unda, $\tau - \mu(-\tau) \leq [\sigma]_y$ yoki

$$\tau \leq \frac{[\sigma]_y}{1 + \mu} \text{ va bu erdan } [\tau]'' = \frac{[\sigma]_y}{1 + \mu}$$

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:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\tau - 0)^2 + (0 + \tau)^2 + (\tau + \tau)^2} = 3\sqrt{\tau} \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad [\tau]^n = \frac{[\sigma]}{3}$$

Uchinchi va to'rtinchi nazariyalar bo'yicha hisoblash plastik materiallarga: ikkinchi nazariya bo'yicha mo'rt materialdan tayyorlangan detallar uchun va siljishga ishlaydigan konstruksiyalarga tadbiq etiladi.

Yuqoridagilarni hisobga olib umumiy holda urinma ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha qabul qilinadi.

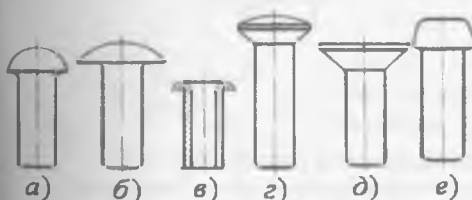
Mo'rt materiallar uchun: $[\tau] = (0,8 \dots 1,0)[\sigma]$

Plastik materiallar uchun: $[\tau] = (0,5 \dots 0,6)[\sigma]$

4.3. Parchin mixli birikmalarni hisoblash.

Parchin mixli birikma uchadigan apparatlarda, metallokonstruksiya va h. k. larda ishlatiladi. Bunda tashqi kuch birikmaning ulanish tekisligiga parallel yo'nalishda ta'sir qiladi. Parchin mix plastik ($\delta \geq 6\%$) po'latdan (St. 15, 20, 09 G2), alyuminiy va titan qorishmasidan tayyorlanadi.

Oddiy parchin mixli birikmalarning turlari va ularni tayyorlashga oid chizmalar 4.7 - rasmda ko'rsatilgan.



4.7-rasm. Parchin mixlarning turlari: a) yarim aylanala bosh, b) past yarim aylanali boshli; v) ichi g'ovak; g) yarim potay boshli; potay boshli; d) tekis boshli

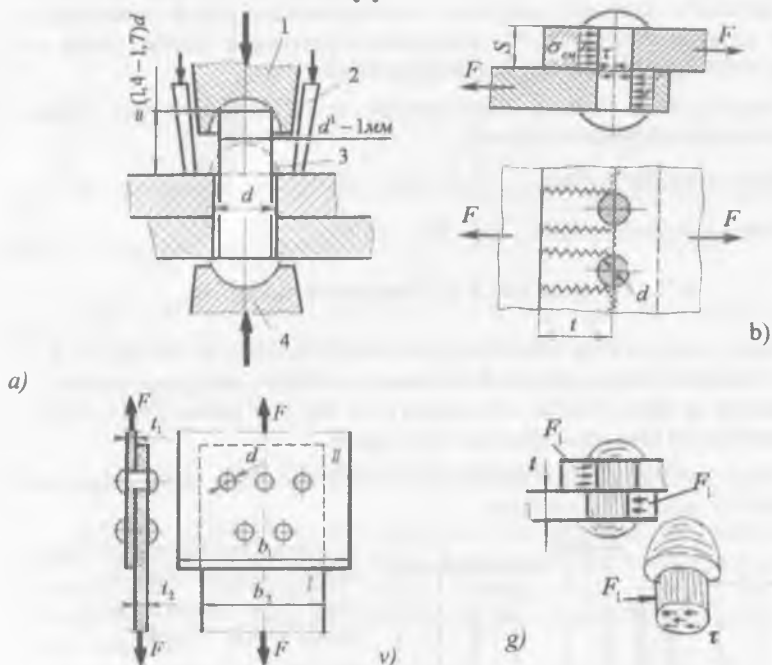
Parchin mixni yig'ish uchun (4.8 - rasm, j), uni oprava - 4 ga o'rnatiladi, ikki tomonlama qisqich - 2 yo'naltiradigan puanso - 1 bilan siqiladi. Puansoda parchin mixni bosh qismining shaklini beruvchi yarim aylanali sektor tayyorlangan. F kuch bilan oprava va puanso siqiladi (4.8-rasm, a), natijada parchin mix ortiqcha sterjenidan ikkinchi bosh qismi hosil bo'ladi.

Har bir parchin mixga o'zaro teng va qarama - qarshi yo'nalgan kuchlar ta'sir qiladi, kuchlari parchin mixni qirqishga harakat qiladi. Qirquvchi kuch F_1 qirqilish yuzasi ga parallel yo'naladi (4.8-rasm, g).

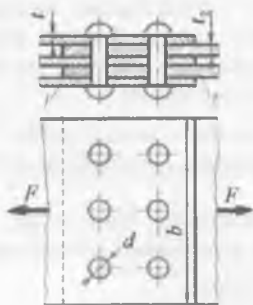
Shuning uchun qirqilish yuzasida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. τ parchin mixni qirqilish yuzasida teng tarqaladi. Unda qirqilishdagi mustahkamlik sharti.

$$\tau = \frac{F}{nA_k} = \frac{4F}{n \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau] \quad (4.12)$$

Parchin mixni diametri berilgan bo'lsa, birikmadagi parchin mixlar soni topilishi mumkin:
$$n \geq \frac{4F}{n \cdot \pi \cdot d^2 [\tau]} \quad (4.13)$$



4.8 – rasm. Parchin mixni hosil qilish sxemasi va parchin mixli birikma turlari: a) parchin mixni hosil qilish sxemasi (1-puanso; 2 – yo'naltiruvchi; 3- parchin mix; 4- oprava); b) birikmani xavfli kesimi; v) ustma-ust birikma; g) parchin mixni qir qilishga hisoblash sxemasi



4.9 – rasm. To'rt qir qimli parchin mix

Agar I va II elementlar biriktirilishi mumkin. Bu holatda parchin mix ko'p qir qimli bo'ladi. Ko'p qir qimli parchin mix uchun mustahkamlik sharti:

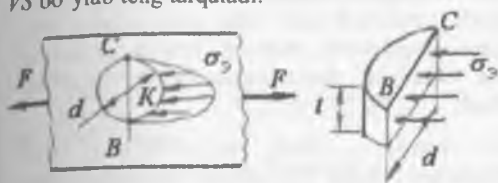
$$\tau = \frac{F}{n \cdot \kappa \cdot A_k} \leq [\tau] \quad (4.14)$$

va parchin mix soni:

$$n \geq \frac{F}{\kappa \cdot A_k \cdot [\tau]} \quad (4.15)$$

k – bitta parchin mixdagi qir qimlar soni.

Ulanuvchi I va II elementlarni parchin mixga bosimi ta'sirida parchin mix o'rning devorida, yarim tsilindrik yuza bo'ylab ezilish bo'ladi. Elementlarning parchin mixga yarim tsilindrik yuza bo'ylab bosimining tarqalish qonuniyati noma'lum (4.10 – rasm), lekin bosim parchin mix sterjenining diametral kesimi KS bo'ylab teng tarqaladi.



4.10 – rasm. Parchin mixda ezilish yuzasi

BC diametral kesimda hosil bo'lgan ezilishdagi normal kuchlanish taxminan K nuqtadagi kuchlanishga teng:

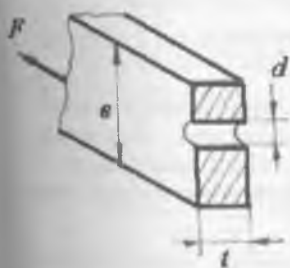
$$\sigma_y = \frac{F}{ntd}$$

Mustahkamlik sharti:
$$\sigma_y = \frac{F}{ntd} \leq [\sigma] \quad (4.16)$$

bu erda $[\sigma]_y = [2 \dots 2,5] [\sigma]$ ezilishga ruxsat etilgan kuchlanish.

(4.13) shartidan parchin mixlar soni topilali:

$$n \geq \frac{F}{dt[\sigma]_y} \quad (4.17)$$



4.11 – rasm. Birikmadagi zaif kesim

Ulanuvchi elementlarda parchin mix o'rni (teshik) tayyorlanishi, ularni ko'ndalang kesimini zaiflashtiradi

(4.11-rasm). Natijada elementlarni cho'zilish va siqilishga mustahkamligi pasayadi. Elementni zaiflashmagan kesimining eni – b , bo'lsa, cho'zilish yoki siqilishga mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi

$$\sigma = \frac{F}{t(b - md)} \leq [\sigma] \quad (4.18)$$

m – zaiflashgan ko'ndalang kesimdagi parchin mix soni.

4.4. Payvand birikmalar

Payvand turlari. Payvand birikma, payvandlanuvchi detallarni mahalliy yoki umumiy qizdirishda atomlarni o'zaro bog'lanishi va uni sovutishda hosil bo'ladigan qotishmadir. Bu metallarni eritib payvandlash usuli. Agar, detallarni birga qizdirib yoki sovuq holda plastik deformatsiyalansa bosim ostida payvandlash hosil bo'ladi. Amaliyotda 60 dan ortiq payvandlash usuli bor:

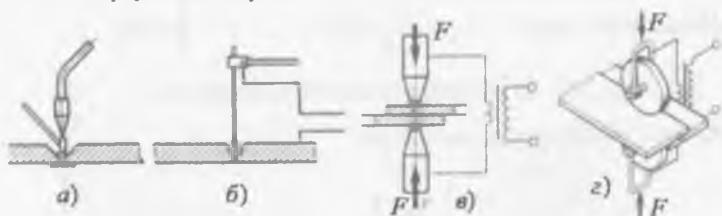
- bir yoki ikkita detalning materiali suyultiriladi (gazli, yoysimon, plazmali va h.k.);
- qizdiriladi va plastik deformatsiyalanadi (kontaktli, yuqorichastotali va h.k.);

- qizdirilmasdan deformatsiyalanadi (sovuq holda, portlatish h.k.).

Gazli payvandlash (4.12-rasm, a) mashinasozlikda kam uglerodli va legirlangan po'latdan tayyorlangan kichik qalinlikdagi detallarni quyiladigan metall prutokni yuqori gaz alangasida suyultirish usuli bilan amalga oshiriladi. Bu usul bilan deformatsiyalanadigan rangli metall, cho'yon, bronza, alyuminiy va magniy qorishmalaridan quyma shaklida tayyorlangan hamda nometall detallarni payvandlashda tadbiq etiladi.

Yoysimon payvand (4.12-rasm, b) – elektr payvandlashni turi.

Energiya manbai payvandlanadigan detal va elektrod orasi-dagi elektr yoyi, suyultiriladigan metall 1...5 mm. tashkil etadi, sovutilgan qorishma chok deyiladi. Elektr payvandlash qo'l kuchi



4.12 – rasm. a) gazli, b) yoysimon, v-g) kontaktli payvandlash

yoki mexanizatsiyalashgan holda bajariladi. Avtomatlashtirilgan elektrpayvandlashda – yuqori unumli, sifatli chok hosil bo'ladi.

Kontaktli payvandlash (4.12 – rasm, v) - ikkita detalni nuqta ko'rinishida, Ushbu nuqtadan o'tayotgan elektr toki yordamida qizdirish usuli bilan amalga oshiriladi. Nuqtani ikkita elektrod G' kuch bilan siqadi, transformatoridan yuborilgan tok detallarni nuqtada eritish holatigacha qizdiradi, sovutilgan nuqta qora rangli bo'ladi.

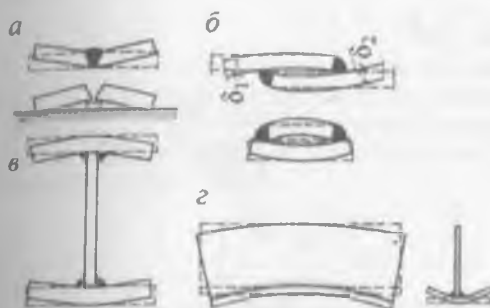
Chokli payvandlash (4.12-rasm, g), elektrod sifatida majbur aylanma harakat qiladigan disklar ishlatiladi. Disklar payvandlanadigan detallarni siqadi. Payvandlash punktir chiziqli yoki to'liq shaklda bajarilishi mumkin.

Payvandlashda metallni notekis qizdirish va sovutish jarayonida payvandlanayotgan buyumda ichki payvand kuchlanish-lari va deformatsiya hosil bo'ladi.

Payvandlash kuchlanishlari konstruksiyada tashqi kuch ta'siridan hosil bo'lgan hosil bo'lgan kuchlanganlik holatini o'zgartiradi: metallda mo'rtlikni keltirib chiqaradigan tekis va hajmiy kuchlanganlik holatlari yuzaga keladi.

Payvandlash kuchlanishlari konstruksiyadagi chokni emiradigan darajada katta bo'lishi mumkin. Payvandlash deformatsiyalari konstruksiyaning alohida elementlarini egrilinishiga olib keladi.

Payvandlashdagi qoldiq deformatsiya 4.13-rasmda ko'rsatilgan. Listni bir tomonlama chok bilan uchma-uch payvandlashda ko'ndalang chok buyumni egrilantiradi. Bu holat listni payvandlanadigan yuzasini burchakli tayyorlash (4.13-rasm, a) bilan cheklanishi mumkin. Ustma-ust payvandlashda (4.13-rasm, b) choklar orasidagi masofa element qalinligining besh barobaridan kichik bo'lsa, chokda yorilish bo'lishi mumkin.

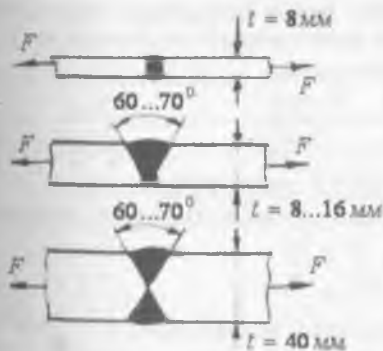


4.13-rasm.
Payvandlashda elementlarni
deformatsiyalanishi

Qo'shtavr polkalari chokni quyilishida deformatsiyalanadi (4.13-rasm, v). Polkalarning egrilinishi teskari yo'nalishda deformatsiyalanib to'g'rilanadi.

Payvand birikmalarni hisoblashda ichki payvand kuchlanishlar e'tiborga olinmaydi. Chunki metallning oquvchanlik xossasida kuchlanish kattalashmaydi [32].

Payvand birikmalarni hisoblash. Payvand birikmalar ikki xil bo'ladi: uchma-uch va ustma-ust payvand birikmalar.



Uchma-uch payvand birikmalar ulanadigan elementlarni qalin ligiga qarab har xil bo'ladi (4.14 - rasm) va cho'zilish yoki siqilishga ishlaydi.

Chokni mustahkamligi quyidagicha hisoblanadi

(4.15-rasm).

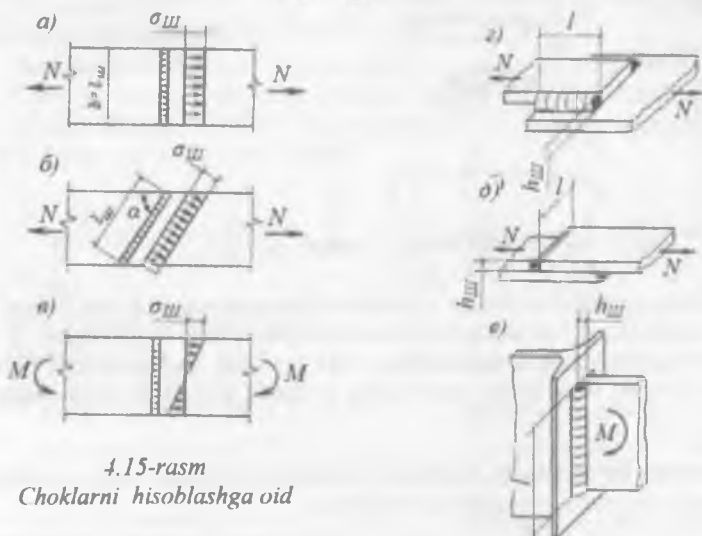
$$\sigma = \frac{F}{l \cdot \ell} \leq [\sigma]_{\text{H.C}} \quad (4.19)$$

4.14 - rasm. Payvandlash tirlari

bu erda: $[\sigma]_t = (0,6 \dots 0,8)[\sigma]$ - chok materiali uchun cho'zilishga ruxsat etilgan kuchlanish; $[\sigma]_c = (0,75 \dots 0,9)[\sigma]$ - chok materiali uchun siqilishga ruxsat etilgan kuchlanish. ℓ - chokning uzunligi

Uchma-uch to'g'ri kesimli (4.15- rasm, a) payvandlashda bo'ylama kuch hosil bo'lsa kuchlanish quyidagi formula bilan topiladi:

$$\sigma_{\parallel} = \frac{N}{A_{\parallel}} = \frac{N}{l_{\parallel} \delta}$$



4.15-rasm
Choklarni hisoblashga oid

Chokdagi kuchlanish biriktiriluvchi isitdagi kuchlanishga teng bo'lishi uchun payvandlash yuzasini qiya qabul qilish mumkin (4.15- rasm, b). Unda chokdagi kuchlanish formulasi quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\parallel} = \frac{N}{A_{\parallel}} = \frac{N \cdot \sin \alpha}{l_{\parallel} \delta}$$

Chok mustahkam bo'lishi uchun $\operatorname{tg} \alpha = 2$ qabul qilinadi.

Chok eguvchi moment ta'sirida bo'lsa (rasm, b) kuchlanish formulasi

quyidagicha yoziladi [32]:

$$\sigma_{\parallel} = \frac{M}{W_{\parallel}} = \frac{M}{W}$$

buerda, $W_{\parallel} = W$ - chokni qarshilik momenti, biriktiriladigan elementlar qarshilik momentlariga teng

Agar, bir vaqtda bo'ylama kuch va eguvchi moment ta'sir qilsa kuchlanish

formulasi quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\parallel} = \frac{N}{A_{\parallel}} + \frac{M}{W_{\parallel}}$$



4.16 -rasm. Uchma-uch payvandlash



4.17-rasm. Ustma-ust payvandlash

Ustma-ust payvandlashda, chok valik shaklida bo'ladi (4.17- rasm). Valikli chok $m - m$ kesim bo'yicha emirilishi mumkin, chunki bu tekislikda urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishadi. Ustma-ust payvandlashda tashqi kuch F pastki va yuqori choklarga ta'sir qiladi. Unda urinma kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\tau = \frac{F}{2A_f} = \frac{F}{2 \cdot hl} = \frac{F}{1,4 \cdot t \cdot l};$$

Ustma-ust payvandlashda -mustahkamlik shart:

$$\tau = \frac{F}{1,4t \cdot \ell} \leq [\tau] \quad (4.20)$$

(4.20) formuladan payvandlanadigan detalning qalinligi (t) yoki payvand birikmaning uzunligi ℓ aniqlanishi mumkin.

$$t = \frac{F}{1,4\ell[\tau]}$$

Burchakli payvandlash (4.17- rasm, g,d,e) biriktiriladigan listlarning qirralari hosil qiladigan burchaklarda bajariladi.

Yon tomonli burchaksimon - chok bo'ylama kuch ta'siridan qir qilishga ishlaydi. Burchakli chokning qir qilish yuzasi $A_w = (\beta \cdot h_w) \cdot l_w$ formuladan topiladi. $\beta \cdot h_w$ burchakli chokning hisobiy balandligi. β koeffitsient chokning shakli, chuqurligi va payvandlash usuliga bog'liq.

l_w birikmadagi choklarning hisobiy uzunligi.

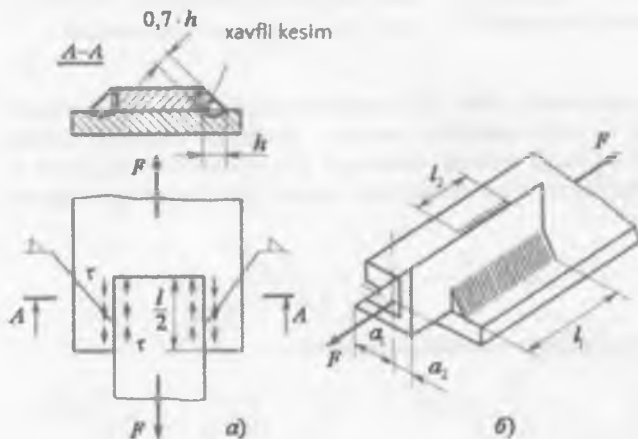
Qir qilish yuzasida urinma kuchlanish hosil bo'ladi

$$\tau_w = \frac{N}{A_w} = \frac{N}{(\beta \cdot h_w) l_w}$$

Old tomoni burchaksimon chok yon tomonli burchaksimon chokga nisbatan murakkab kuchlanganlik holatida bo'ladi. Chunki kuchning ta'sir chizig'i biriktiriluvchi elementlarni chok orqali kesib o'tadi. Shuning uchun chokda bo'ylama kuch, eguvchi moment va qir qilishdagi kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bunda choklar minimal qir qilish yuzasi bo'yicha hisoblanadi.

$$\sigma_w = \frac{M}{W_w} = \frac{M}{\frac{2(\beta \cdot h_w)I_w^2}{6}} = \frac{3M}{(\beta \cdot h_w)I_w^2}$$

Agar listga burchak profili payvandlansa, yon tomon choklar G' kuch yo'nalishiga nosimmetrik joylashadi.



4.18-rasm.
Ustma-ust
payvandlash
turlari:
a) plankali;
b) burchakli

Unda birinchi va ikkinchi choklardagi kuchlar $F_1 + F_2 = F$, $F_1 \cdot \ell_1 - F_2 \ell_2 = 0$

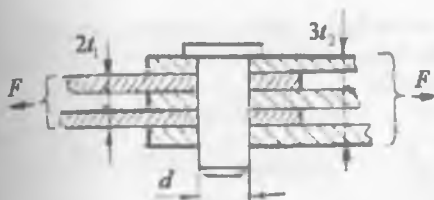
buerdan $F_1 = F \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2}$ va $F_2 = F \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}$

buerda a_1 va a_2 -element og'irlik markazidan chok kesimining markazigacha bo'lgan masofa.

$\tau_1 = \tau_2 = [\tau]$ shartdan $\ell_1 = \ell \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2}$ va $\ell_2 = \ell \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}$

SAVOLLAR

1. Qanday konstruktsiya qismlari siljishga uchraydi?
2. Sof siljish nima?
3. Siljishda Guk qonunini yozing?
4. Siljish moduli qanday kattalik?
5. Parchin mixli birikmani qir qilishga mustahkamlik sharti?
6. Parchin mixli birikmani ezilishga mustahkamlik sharti?
7. Parchin mixli birikmani cho'zilish va siqilishga mustahkamlik sharti?
8. Payvand birikmalarni turlarini ayting?
9. Ustma-ust payvandlashda chokni mustahkamlik shartini yozing?



misol – 1. Boltli birikmadagi po'latdan tayyorlangan valik orqali 480 kN kuch uzatiladi. Valikni qir qilishga va ezilishga mustahkamlik shartidan foydalanib, uning diametrini va ulanuvchi

elementlarni o'lchamlari topilsin. Ruxsat etilgan kuchlanish: qir qilishga

$$[\tau] = 95 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2} \text{ ezilishga } [\sigma] = 95 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2} \text{ va cho'zilishga } [\sigma] = 160 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

Yechish: Boltli birikmani mustahkamlik shartidan foydalanib valikning diametrini topamiz:

$$\tau = \frac{F}{4A} \leq [\tau]$$

bu erda: $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ - valikni bitta qir qilish yuzasi,

4 – qir qilish yuzalarining soni

$$\text{Unda valikni diametri: } d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{4 \cdot \pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{480}{3,14 \cdot 95 \cdot 10^3}} = 40 \text{ mm}$$

t_1 - qalinliklardagi elementlarning ezilishga mustahkamlik sharti

$$\sigma = \frac{F}{ntd} \leq [\sigma], \text{ dan foydalanib } t_1 \text{ qalinlikni topamiz.}$$

$$t_1 = \frac{F}{2d[\sigma]} = \frac{480}{2 \cdot 0,04 \cdot 250 \cdot 10^3} = 0,024 \text{ m}$$

Ikkita bir xil t_1 - qalinlikdagi va eni bir xil bo'lgan elementlarni

$$\text{cho'zilishga mustahkamlik sharti } \sigma = \frac{F}{2t_1(b - md)} \leq [\sigma] \text{ dan foydalanib } b \text{ ni}$$

topamiz. , bu erda $m = 1$.

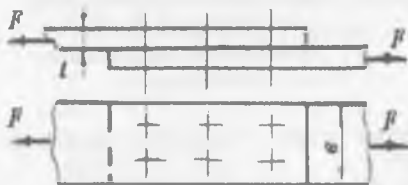
$$\text{Unda } b = \frac{F}{2t_1[\sigma]} + d = \frac{240}{160 \cdot 10^3 \cdot 0,024} + 0,04 = 0,1025 \text{ m}$$

Birikmadagi qolgan 3 ta elementning qalinligi t_2 topamiz.

$$\sigma = \frac{F}{3t_2(b - md)} \leq [\sigma]$$

$$\text{Bu erdan } t_2 = \frac{F}{3(b - d)[\sigma]} = \frac{480}{3(0,1025 - 0,04) \cdot 160 \cdot 10^3} = 0,016 \text{ m}$$

misol- 2. Qalinligi $t = 10 \text{ mm}$ bo'lgan ikkita element diametrlari $d = 20 \text{ mm}$ bo'lgan 6 ta parchin mix bilan ustma-ust ulangan. Ruxsat etilgan cho'zuvchi kuch va elementlarni eni topilsin



Ruxsat etilgan kuchlanish:

$$\text{qirqilishga } [\tau] = 120 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$\text{ezilishga } [\sigma] = 320 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$\text{cho'zilishga } [\sigma] = 160 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

Yechish: Qirqilishga mustahkamlik shartidan ruxsat etilgan kuch

$$[F] = \frac{n \pi \cdot d^2 [\tau]}{4} = \frac{6 \cdot 3,14 \cdot 4 \cdot 10^{-4} \cdot 120 \cdot 10^3}{4} = 226 \text{ kN}$$

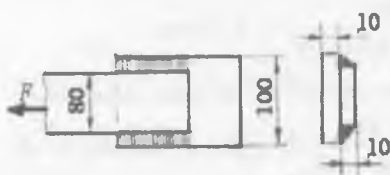
va ezilishga mustahkamlik shartidan ruxsat etilgan kuch

$$[F] = n t d [\sigma] = 6 \cdot 0,01 \cdot 0,02 \cdot 320 \cdot 10^3 = 384 \text{ kN}.$$

Ruxsat etilgan kuchlardan birinchisini qabul qilamiz, chunki parchin mixli birikmani ikkala mustahkamlik sharti ham bajariladi. Ulanuvchi elementlarni enini topamiz.

$$b = \frac{F}{[\sigma] \cdot t} + m d = \frac{226}{160 \cdot 10^3 \cdot 0,01} + 2 \cdot 0,02 = 0,18 \text{ m}$$

misol - 3. Kesimning o'lchamlari 10×80 va $10 \times 100 \text{ mm}$ bo'lgan ikkita listlar ustma-ust payvandlangan. Payvand birikma G' kuch bilan cho'ziladi.



$$\text{Cho'zilishga } [\sigma] = 160 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$[\sigma] = 160 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2} \text{ va}$$

$$\text{qirqilishga } [\tau] = 90 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2} \text{ ruxsat}$$

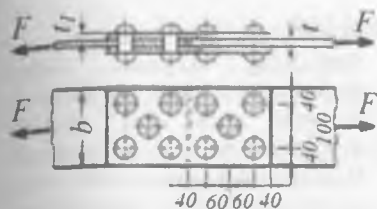
etilgan kuchlanishlar yordamida chokning uzunligi topilsin.

Ko'ndalang kesim yuzasi kichik bo'lgan ulanuvchi elementni cho'zilishga mustahkamlik shartidan cho'zuvchi kuchni topamiz:

$$F = b \cdot t [\sigma] = 0,08 \cdot 0,01 \cdot 160 \cdot 10^3 = 128 \text{ kN}.$$

Chokni uzunligini topamiz.

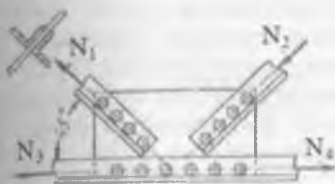
$$l_p = \frac{F}{1,4 t [\tau]} = \frac{128}{1,4 \cdot 0,01 \cdot 90 \cdot 10^3} = 0,102 \text{ m}$$



4.19-rasm

3.3-misol. Qalinligi $t = 10$ mm bo'lgan va har birining qalinligi $t_1 = 6$ mm.li ikki ustqo'yima bilan yopilgan ikki listning tutashgan joyi $R = 240$ kN kuch bilan cho'ziladi. (4.19-rasm). Agar ruxsat etiladigan kuchlanishlar: parchin mixlar uchun – qirqilishga $[\tau] = 100$ MPa, ezilishga $[\sigma_e] = 240$ Mpa va listlarni cho'zilishga

$[\sigma] = 160$ MPa bo'lsa, diametri $d = 20$ mm.li parchin mixlar sonini aniqlang va ularni planda joylashtiring.



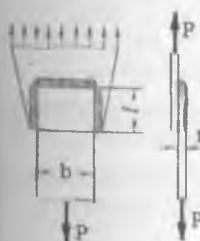
4.20-rasm

3.4-misol. Po'lat stropila fermasining har biri ikkita teng yonli burchaklik $80 \times 80 \times 8$ mm.li tiraklari pastki belbog'ga qalinligi $t = 8$ mm li kosinka yordamida biriktiriladi (rasmga qarang). Tiraklardagi kuchlar $N_1 = N_2 = 140$ kN ga teng.

Agar ruxsat etiladigan kuchlanishlar: qirqishga $[\tau] = 100$ MPa va ezilishga $[\sigma_e] = 260$ MPa bo'lsa, har qaysi tirakni kosinkaga biriktirish uchun mo'ljallangan diametri $d = 17$ mm li zarur parchin mixlar sonini aniqlang.

2) Agar tiraklarning belbog'ga qiyalik burchagi 45° , belbog'ning kesimi $75 \times 75 \times 6$ mm.li ikkita burchaklikdan iborat bo'lsa, kosinkani fermaning pastki belbog'iga biriktirish uchun zarur parchinmixlar sonini aniqlang.

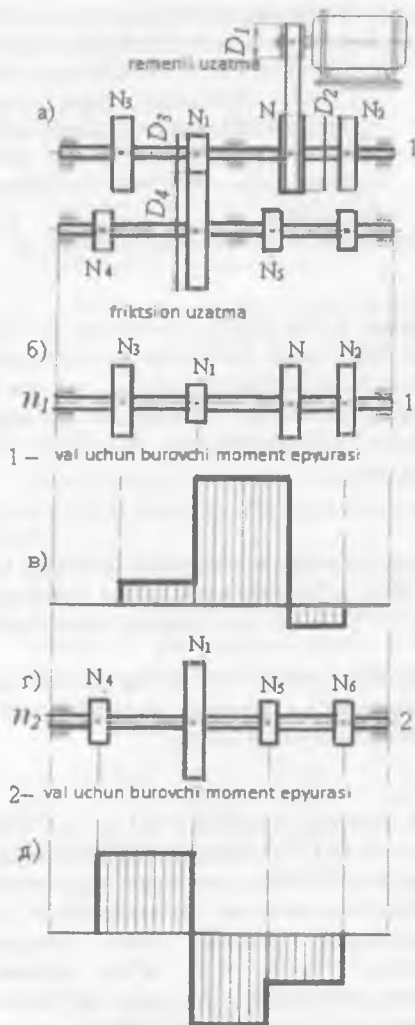
javob: $n_1 = 4$; $n_2 = 6$.



4.21-rasm.

3.5-misol. Kesimning o'lchamlari $b = 0,1$ m, va $t = 0,01$ m bo'lgan va $R = 15 \cdot 10^4$ N kuch bilan cho'zilayotgan po'lat polosa bir oldi va ikki yon tomonidagi choklar bilan shakldor listga ustma-ust payvandlanadi (4.21-rasm). Choklarning qirqimga ruxsat etadigan kuchlanishi $[\tau_e] = 9 \times 10^7$ N/m² bo'lsa, polosani shakldor listga mahkamlash uchun zarur bo'ladigan yon choklarning eng kam uzunligini aniqlang.

V - BOB. BURALISH



Sterjening bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikda juft kuch momenti ta'sir qilsa, buralish deformatsiyasi hosil bo'ladi. Buralish deformatsiyasi turli val va o'qlarning, fazoviy konstruktsiyalarning elementlari ni ishlash jarayonida uchraydi. Buralishda brusning kesim yuzasida burovchi moment hosil bo'ladi. Buralish deformatsiyasining tavsifi ko'p jihatdan, buraladigan konstruktsiya kesim yuzasining shakliga bog'liq. Texnikada ko'pincha kesim yuzasi doiraviy yoki halqasimon bo'lgan elementlar uchraydi.

5.1. Burovchi moment haqidatushuncha

Burovchi momentni val ning uzatayotgan quvvati va aylanishlari soni bilan ham ifodalash mumkin.

$$M_b = 7162 \frac{N_k}{n} \text{ yoki}$$

$$M_b = 9736 \frac{N}{n} \text{ Nm} \quad (5.1)$$

bu erda: N, N_k - ot kuchi va kilovatt birligidagi quvvat

1 - valdan 2 - valga N_1 va ishchi mashinalarga tegishli N_2, N_3 va ikkinchi valdan ishchi mashinalarga tegishli N_4, N_5, N_6 quvvatlar uzatiladi.

Birinchi va ikkinchi vallarning aylanish chastotasi $n_1 = n \frac{D_1}{D_2}$; $n_2 = n_1 \frac{D_3}{D_4}$

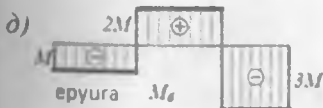
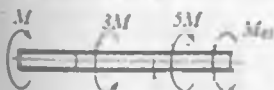
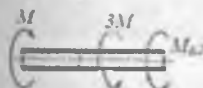
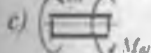
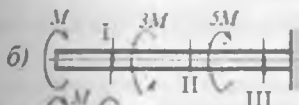
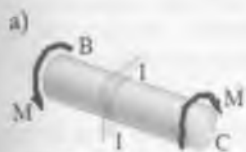
va burchak tezligi $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$ va $\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}$.

Har bir g'ildirakdagi aylantiruvchi momentlar

$$M_K = \frac{N_{01}}{\omega_1} \text{ va } M_i = \frac{N_{i2}}{\omega_2}$$

buerda: D_1, D_2, D_3, D_4 - g'ildiraklarning diametrlari.

Aylantiruvchi moment yordamida remenlarni vallarga bosim kuchlarini aniqlash mumkin: $t = \frac{2M}{D}$



Buralishda valning sirtidagi tashqi aylantiruvchi moment ta'sirida valning kesim yuzasida faqat burovchi moment hosil bo'ladi.

Burovchi momentni aniq-lash. Burovchi momentni hisoblash uchun kesish metodidan foydalanamiz. Buning uchun, masalan valnini I-I tekislik bilan fikran kesib ikkita B va C bo'laklarga ajratamiz (5.1- 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

5.1-rasm. Valni yuklanish sxemasi (a) [31], kesish tartbi (b) va burovchi moment yupyurasi (d)

misol. Berilgan val (5.1-rasm) uchun burovchi moment epyurasi qurilsin

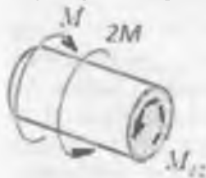
Yechish. Val uchta uchastkadan iborat. Uchastkalarning chegarasi aylantiruvchi momentlar qo'yilgan kesimlar hisoblanadi.



1-qirqim. Valni M va $3M$ aylantiruvchi momentlari orasidan ixtiyoriy kesimidan I-I tekislik bilan kesib ikkinchi bo'lagini tashlab yuboramiz. Valni olib qolingan bo'lagingining 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 qolingan 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 qolingan 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 (5.1 - 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.

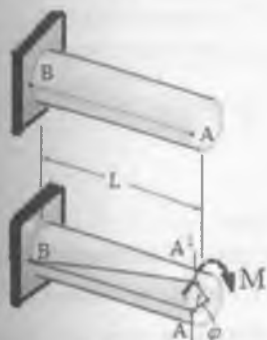
Aylantiruvchi momentni valning uzatayotgan quvvati va burchak tezligi bilan ham ifodalash mumkin:

$$\begin{aligned}
 M &= \frac{N}{\omega} & \frac{Nt}{s} &= N \cdot m \\
 M &= \frac{N \cdot 30}{n \cdot \pi} & = 9549 \cdot \frac{N}{n} & \frac{kVt}{ob/min} = N \cdot m \\
 M &= \frac{N \cdot 30}{n \cdot \pi \cdot 9,807} & = 973,8 \cdot \frac{N}{n} & \frac{kVt}{ob/min} = kg \cdot m \\
 M &= \frac{N \cdot 30 \cdot 0,937}{n \cdot \pi} & = 7028 \cdot \frac{N}{n} & \frac{ot.kuchi}{ob/min} = N \cdot m
 \end{aligned}$$

$$M = \frac{N \cdot 30 \cdot 0,937}{n \cdot \pi \cdot 9,807} = 71620 \cdot \frac{N}{n} \quad \frac{\text{ot.kuchi}}{\text{ob / min}} = \text{kg} \cdot \text{sm}$$

n, ω - tegishli, valni aylanishlar chastotasi va burchak tezligi

5.2. Doiraviy kesim yuzali bruslarning buralishida deformatsiya va kuchlanish.

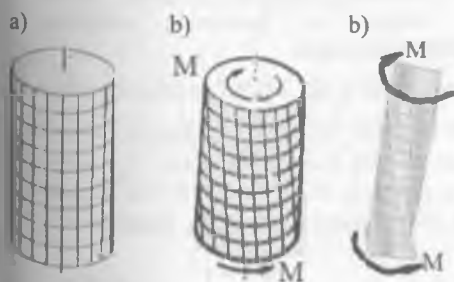


5.2-rasm. Valning buralish [31].

Deformatsiya. Bir tomoni birk 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 proportsional bo'ladi. Bunday proportsionallik, agar valning uzunligi bo'ylab M aylantiruvchi momentning qiymati va ko'ndalang kesim yuzasi o'zgarmas bo'lsa o'rinli bo'ladi (5.2-rasm). Kesimi doiraviy bo'lmagan sterjenlarning buralishida kesim shaklining o'zgarishi kuzatiladi.

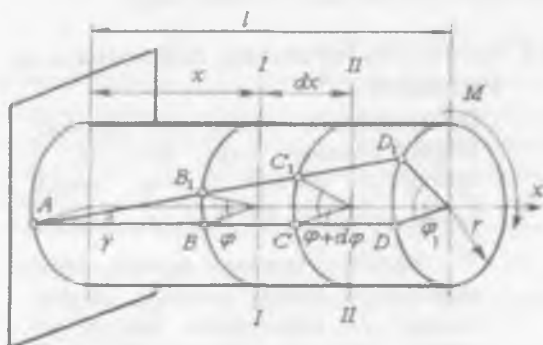
Doiraviy kesimli sterjenni (tsilindr) sirtiga doiraviy va bo'ylama chiziqlar yordamida setka chizib (5.3 – rasm, a), tashqi aylantiruvchi moment ta'sirida o'z bo'ylama o'qi atrofida buralishga uchrasa tsilindr sirtidagi chiziqlar vint ko'rinishini egallaydi (5.3 – rasm).



5.3-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.

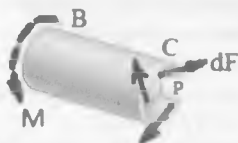
Bir uchi qistirib mahkamlangan, erkin uchiga M – juft kuch momenti qo'yilgan brusning buralishini ko'rib chiqamiz. Burovchi moment ta'sirida brusning sirtiga o'tkazilgan AD to'g'ri chiziq (5.4 – rasm), brusning buralishida AD_1 holatini egallaydi.



5.4-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. 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 qoling qismining kesilgan yuzasida ushbu kesimga urinma va kesimning radiusiga perpendikulyar yo'nalgan

tashlab yuborilgan qismni olib qoling qismga ta'siri sifatida namoyon bo'lgan $dF = \tau \cdot dA$ elementar tangentsial kuchlar hosil bo'ladi [31]. Buning natijasida brus ko'ndalang kesim yuzalarida faqat urinma kuchlanish paydo (5.5-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 proporsionallik, ham plastiklik chegarasidan kichik bo'ladi, valda qoldiq deformatsiya hosil bo'lmaydi. Brus ixtiyoriy kesimning markazidan ρ masofada

joylashgan nuqtalarning urinma kuchlanishi siljishdagi Guk qonuniga asosan topiladi (5.5-rasm,a):

$$\tau_{\rho} = \gamma \cdot G \quad (5.1)$$

Bu yerda: γ - brus kesim yuzasining sirtida yotuvchi tolaning siljish burchagi. Uni 5.5,a - rasmdagi sxemadan topamiz.

Sxemadan BB_1 masofa cheksiz kichik bo'lganligi uchun uni to'g'ri chiziqli 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 $AB = dx$ va $OB = r$ e'tiborga olsak

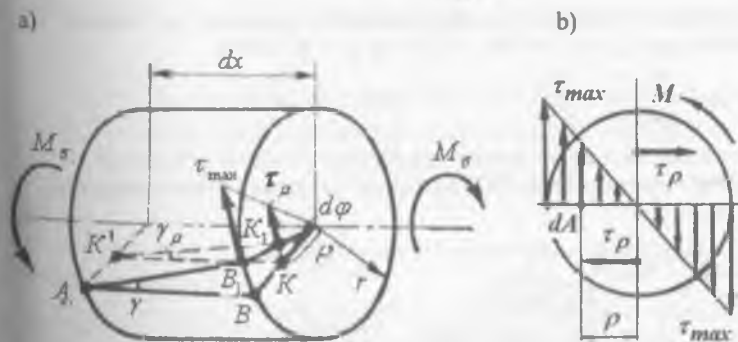
$$\gamma = \frac{r \cdot d\varphi}{dx} \quad (5.2)$$

hosil bo'ladi. (5.2) tenglikdan brus kesimining markazidan ixtiyoriy (ρ) masofada yotuvchi tolasi uchun siljish burchagini topish mumkin:

$$\gamma = \frac{\rho \cdot d\varphi}{dx} \quad (5.3)$$

() tenglikni (1) tenglikka keltirib qo'ysak

$$\tau_{\rho} = G\rho \frac{d\varphi}{dx} \quad (5.4)$$



5.5 – 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,

$$\rho = 0 \text{ bo'lsa, } \tau_\rho = 0 \text{ va } \rho = \rho_{\max} \text{ bo'lsa, } \tau_\rho = \tau_{\max} = G \cdot r \cdot \frac{d\varphi}{dx} \text{ bo'ladi.}$$

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_δ) burovchi momentiga teng: $M_\delta = \int \tau_\rho dA \cdot \rho$ (5.5)

(5.4) formuladagi τ_ρ - ning qiymatini (5.5) formulaga keltirib quysak:

$$M_\delta = \int G \rho \frac{d\varphi}{dx} dA \cdot \rho = G \frac{d\varphi}{dx} \int \rho^2 dA \quad \text{hosil bo'ladi}$$

$I_\rho = \int \rho^2 dA$ - brus kesimning qutb inertsia momentini hisobga olsak

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_\delta}{GI_\rho} \quad (5.6)$$

kelib chiqadi. (5.6) ifodani (5.4) formulaga qo'yib, buralishdagi urinma

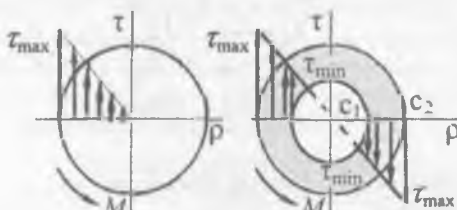
$$\text{kuchlanishni topamiz: } \tau_\rho = \frac{M_\delta \cdot \rho}{I_\rho} \quad (5.7)$$

(5.7) formula val materialining proporsionallik chegarasida qo'llaniladi.

(5.7) formulada, agar $\rho = 0$ bo'lsa $\tau = 0$ va $\rho = R$ bo'lsa,

$$\tau = \tau_{\max} = \frac{M_\delta \cdot r}{I_\rho} = \frac{M_\delta}{W_\rho} \quad (5.8)$$

Urinma kuchlanish sterjen kesimining diametri bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi, chunki (5.7) formulada ρ masofa birinchi darajada (5.5 - rasm, b).



5.6-rasm. Valning kesim yuzasida urinma kuchlanishni tarqalish qonuniyati.

$\tau = \frac{M_\delta \cdot \rho}{I_\rho}$ 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 inertsia momenti

Halqaning qutb inertsia momenti

$$I_{\rho} = \frac{\pi d^4}{32} (1 - \alpha^4) = 0,1 \cdot d^4 (1 - \alpha^4) \quad \text{bu erda} \quad \alpha = \frac{d_0}{d}$$

Eng katta kuchlanishni hisoblash uchun $\tau = \frac{M_{\delta}}{W_{\rho}}$

$$\text{Doira } W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} = 0,2 \cdot d^3 \quad \text{Halqa } W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \alpha^4) = 0,2 d^3 (1 - \alpha^4)$$

Buralish burchagini aniqlash. Buralish burchagi (5.6) formuladan topiladi

$$d\varphi = \frac{M_{\delta} \cdot dx}{GI_{\rho}} \quad (5.9)$$

$G \cdot I_{\rho}$ - brusning buralishdagi bikrligi

(5.9) formulani dx bo'yicha integrallab sterjenning to'liq

$$\text{buralish burchagini topamiz.} \quad \varphi = \frac{M_{\delta} \cdot \ell}{GI_{\rho}} \quad (5.10)$$

5.3. Buralishda mustahkamlik va bikrlilik shartlari

Yuqoridagi formulalardan ma'lumki, sterjen kesimining markazidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarda urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishadi,

ya'ni:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\delta}}{W_{\rho}}$$

Agar, $\tau_{\max}$ shu sterjenning materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lmasa, sterjenning buralishdagi mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\delta}}{W_{\rho}} \leq [\tau] \quad (5.11)$$

bu erda: $[\tau] = (0,5 \dots 0,6)[\sigma]$ - ruxsat etilgan urinma kuchlanish

Agar, sterjenga kuyilgan burovchi moment va sterjenning materiali ma'lum bo'lsa, uning diametrini (5.9) formula yordamida tanlash mumkin:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{\delta}}{\pi [\tau]}} \quad (5.12)$$

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:

$$\varphi_{\max} = \frac{M_{\delta} \cdot \ell}{G I_p} \leq [\varphi] \quad (5.13)$$

Bu erda $[\varphi] = 0,15 \dots 0,3^{\circ}$ buralish burchagining ruxsat etilgan qiymati. (5.11) formula buralishdagi birklik sharti deyiladi.

$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \approx 0,1d^4$ qutb inertsia momentini hisobga olib, birklik shartidan sterjenning diametrini topamiz.

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 M_{\delta} \ell}{\pi \cdot G [\varphi]}} \quad (5.14)$$

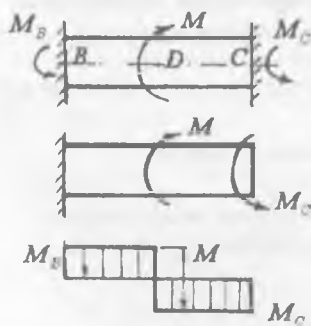
Agar, valning diametri d va uning bir minutdagi aylanishlari soni (n), val materialining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\tau]$ berilgan bo'lsa uzatilayotgan quvvat — Mtopilishi mumkin:

$$N = \frac{\pi \cdot n \cdot d^3 [\tau]}{155776} \text{ kVt} \quad \text{va} \quad N = \frac{\pi \cdot n \cdot d^3 [\tau]}{114592} \quad \text{ot kuchi}$$

5.4. Buralishda statik noaniq masala

Ikki uchi birk mahkamlangan tayanchga quyilgan doiraviy kesimli sterjenning burovchi momentini aniqlaymiz (5.7 – rasm). Berilgan masalani Yechish uchun sterjenning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum M_x = -M_{\delta} + M - M_c = 0$$



5.7 – rasm. Buralishda statik noaniq sterjen va burovchi moment epyurasi

bu erda M_{δ} va M_c tayanch momentlari. Berilgan sterjenning bitta muvozanat tenglamasi bo'lib, unda ikkita noma'lum momentlar qatnashayapti. Demak, masala statik noaniq bo'lib, bunday masalalar qo'shimcha deformatsiya tenglamalari yordamida echiladi. Qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzish uchun asosiy sistemani tanlaymiz. Asosiy sistemani tuzishda, bitta tayanch ta'sirini shu tayanchda hosil bo'lgan noma'lum reaktiv moment bilan almashtiramiz. Berilgan sistemadagidek asosiy sistemada ham, tashlab yuborilgan tayanch

kesimning buralish burchagi nolga teng bo'lishi kerak, ya'ni $\varphi_c = 0$, chunki haqiqiy berilgan sistemada bu kesim bikr (qo'zg'almas) mahkamlangan. Kuchlarni ta'sir qilishida halal bermaslik tamoyiliga asosan $\varphi_c = \varphi_{cm} - \varphi_{cmc} = 0$ tenglamasini hosil qilamiz,

bu erda: φ_{cm} - tashqi moment ta'sirida S kesimning buralish burchagi va φ_{cmc} - reaktiv moment M_r ta'sirida S kesimning buralish burchagi.

$$(5.10) \text{ formulaga asosan } \varphi_{cm} = \frac{M \cdot b}{G \cdot I_\rho} \text{ va } \varphi_{cmc} = \frac{M_c(a+b)}{G \cdot I_\rho} \text{ ni hisobga}$$

olsak, deformatsiya tenglamasini quyidagicha yozish mumkin:

$$\frac{M \cdot b}{G I_\rho} - \frac{M_c(a+b)}{G I_\rho} = 0 \text{ bu erdan } M_c = M \frac{b}{a+b}$$

Endi muvozanat tenglamasidan M_r momentini topamiz:

$$M_B = M - M_c = M - M \frac{b}{a+b} = M \frac{a}{a+b}$$

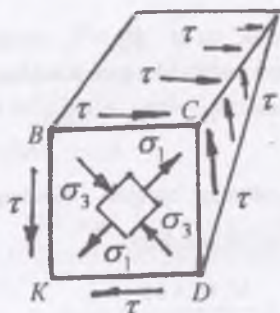
M_r va M_r tayanch momentlari topilgandan keyin, burovchi moment epyurasini qurish mumkin.

5.5. Buralishda kuchlanish holatining tahlili

Buralishda doiraviy kesimli sterjenning ko'ndalang kesimda urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bu kuchlanishlar sterjen kesim yuzasining markazida nolga teng va sterjenning sirtida eng katta qiymatga ega. Urinma kuchlanish sterjen materialining har bir nuqtasida, shu nuqtadan o'tgan radiusga perpendikulyar yo'naladi (5.8-rasm). Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra, sterjenning ko'ndalang kesimiga perpendikulyar bo'lgan bo'ylama yuzada ham urinma kuchlanish hosil bo'ladi. Kesimning radiusi bo'ylab urinma kuchlanish bo'lmaydi. Aks holda sterjenning yon sirtida ham urinma kuchlanishlar hosil bo'lar edi.



5.8 - rasm. Buralishda kuchlanganlik holati



5.9 – rasm. Elementar yuza

Sterjenning ko'ndalang kesim yuzalarida ham, bo'yлама kesimlarida ham normal kuchlanish hosil bo'lmaydi. Shunday qilib, sterjendan ajratilgan elementar yuza faqat, sterjenning ko'ndalang va bo'yлама yuzalarida hosil bo'lgan urinma kuchlanishlar ta'sirida. Bunday kuchlanish holatiga sof siljish deyiladi (5.9 – rasm). Sof siljishda sterjenning bo'yлама o'qiga 45° burchak ostida cho'zuvchi va siquvchi bosh normal kuchlanishlar hosil bo'ladi. Sterjenning barcha nuqtalarida bosh kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari

urinma kuchlanishlarga teng bo'ladi, ya'ni:

$$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \tau_{\max} = -\tau_{\min} = \frac{M_6}{W_\rho} \quad (5.15)$$

Mo'rt materiallar buralishda σ_1 yo'nalishida emiriladi. Umuman, sterjenni markaziga yaqin joylashgan materiali buralishda deyarli qatnashmaydi, chunki bu yuzada juda τ kichik qiymatga ega. Demak, bu yuzadagi materialni ortiqcha sarflangan deb qarash mumkin ekan. Shuning uchun bu yuzadagi material olinsa, sterjenning kesim yuzasi halqasimon kesimga aylanadi.

Agar, sterjenning markaziy kesimidagi materialini olib, uning og'irligini 16% kamaytirsak, hosil bo'lgan halqasimon kesimning sirtidagi eng katta kuchlanish 2,6 % oshadi. Radiusi $R = 350 \text{ mm}$. bo'lgan halqasimon val, radiusi $R = 300 \text{ mm}$. bo'lgan valdan 53,4 % ga engil.

Materiallarni buralishga sinash [33]

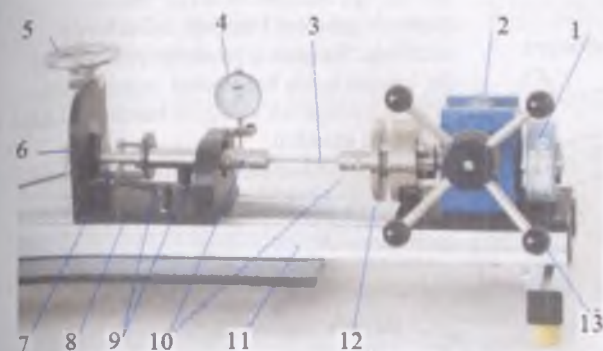
Ishning maqsadi: 1. Turli materiallarni buralishga mustahkamlikni tekshirish

2. Namuna buralish burchagini aniqlash.
3. Material buralish diagrammasini olish va tahlil qilish.

Tajriba WP 500 (30 Hm), KM-50 va K-5 buralishga sinash uskunalarida maxsus malakaga ega bo'lgan o'qituvchi yoki laborant tomonidan bajariladi.

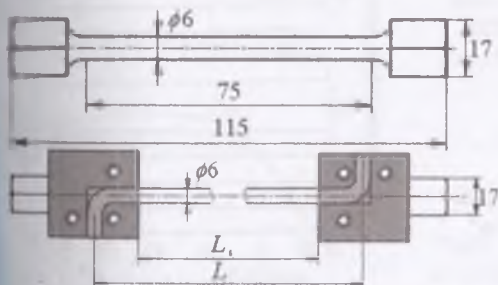
WR 500, 30 Nm buralish sinov uskunasi metal sterjenlarning buralishdagi mustahkamligini aniqlash uchun mo'ljallangan. Burovchi moment va buralish burchagi o'lchanadi. Turli materiallardan, turli diametr va uzunlikdagi namunalar o'rganilishi mumkin.

Sinovda burovchi moment qo'l kuchi bilan maxovik mexanizmi yordamida hosil qilinadi va aylanish valiga o'rnatilgan tenzodatchik orqali o'lchanadi, uni ekrandan o'qish mumkin. Buralish burchagini ham xuddi shunday ko'rish mumkin



5.10-rasm.
WP 500 (30 Hm)
buralishga sinash
uskunasining
uzilishi:

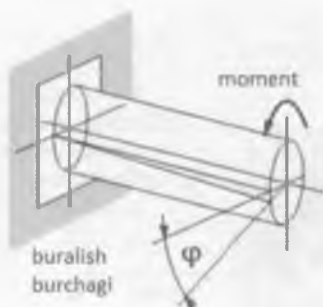
- | | | | |
|---|----------------------------|----|-----------------------------|
| 1 | datchik | 8 | momentni o'lchovchi qurilma |
| 2 | chervyakli uzatma | 9 | qisqich |
| 3 | namuna | 10 | patronlar |
| 4 | buralish indikatori | 11 | rama |
| 5 | Maxovik (kompensatsiya) | 12 | harakatlanuvchi disk |
| 6 | aylanadigan siquvchi disk | 13 | maxovik |
| 7 | momentni uzatuvchi sterjen | | |



Buralishga sinash uchun-
St.9, alyuminiy va latun
materiallaridan namunalar
tayyorlanishi mumkin
Namunaning uzunliklari:
 $L = 175 - 350 - 700 \text{ mm}$
Namuna uzunligi boshchasi
bilan birga maksimum 750
mm

Namuna diametri materialning mustahkamligi
va sinov uskunasi hosil qilinuvchi qiymati 30 Nm
bo'lgan maksimal burovchi momentga
mo'ljallangan

Asosiy tushunchalar. Buralishga sinash materialni sinashning nostandart
usulidir. Buralishga sinashda namuna burovchi moment ta'siri ostida bo'ladi.
Urinma kuchlanish namunaning deformatsiyalanishiga olib keladi. Deformatsiya
namunaning ikki uchi bir-biriga nisbatan buralishi orqali ifodalanadi.



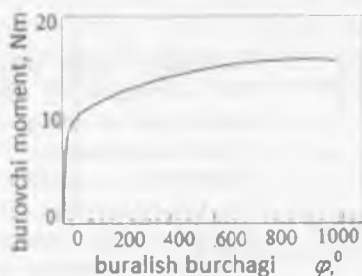
Buralishga sinashni baholash uchun burovchi moment buralish bilan birga chiziladi. Namuna o'lchamlaridan bog'liq bo'lmagan holda baholashni bajarish uchun urinma kuchlanish va siljish burchagini ham ifodalash mumkin.

Urinma kuchlanishni hisoblash. Urinma kuchlanish M_δ burovchi moment va W_ρ qutb qarshilik

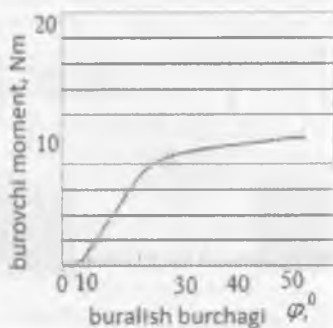
momenti orqali ifodalanadi $\tau = \frac{M_\delta}{W_\rho}$, bu erda doiraviy kesim

uchun $\bar{W}_\rho = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ Buralishga sinashda kuchlanish chegaraviy

moment orqali topiladi $\tau_{\max} = \frac{M_{\delta \max}}{W_\rho}$



5.11 - rasm. Buralish:
O'lchami 6 x 75, latun



5.12-rasm. Buralishga sinash:
elastik deformatsiyalanish
zonasining kattalashti rilgan
ko'rinishi

Siljish burchagi va siljish modulini aniqlash. Siljish burchagi - buralish burchagi, namuna uzunligi L va radiusi $r = \frac{d}{2}$ orqali aniqlanadi

$$\gamma = \frac{r \cdot \varphi}{L} \quad (5.16)$$

Elastik chegarada siljish moduli urinma kuchlanish va siljish burchagi orqali aniqlanadi

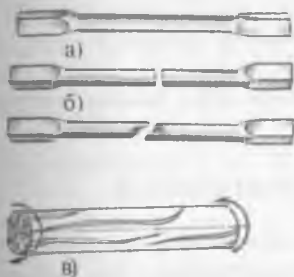
$$G = \frac{\tau}{\gamma} \quad (5.17)$$

yoki sinalayotgan sterjen xarakteristikalarini orqali aniqlanadi

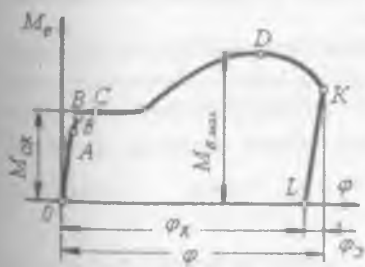
$$G = \frac{M_s L}{\pi \cdot \varphi \cdot d^4} \quad (5.18)$$



Katta o'lchamli metall namunasini buralishga sinash. Tajriba *KM-50-I* sinov mashinasida olib boriladi. Mashina burovchi momentni ko'rsatadigan va buralish diagrammasini chizadigan moslamalarga ega. Mashina hosil qiladigan eng katta burovchi moment $\sim 50 \text{ kGsm}$. Tajribada sinaladigan namunaning o'lchamlari standartlashtirilgan.



5.13 – rasm. Buralishga sinash namunalari. a) namunani shakli; b) pulot, b) cho'yon va v) yog'och materiallarini emirilish xarakterlari.



Plastik materialdan tayyorlangan namuna buralishida emirilish yuzasi tekis bo'ladi, mo'rt material namunasida esa bo'ylama o'qqa 45° qiya burchak ostida joylashadi. 5.13-rasmda yumshoq po'lat (a), cho'yon (b) va yog'och materiallarining emirilish xarakteri ko'rsatilgan.

Namunani emirilishdagi to'liq buralish burchagi φ tajriba asosida topiladi:

$$\varphi = m \cdot 360^\circ \text{ grad va } \varphi^l = \varphi \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \text{ radian.}$$



K-5 sinash mashinasi

Ingichka diametrli sterjenni buralishga sinash K-5 mashinasida olib boriladi. Tajribada har xil uzunlikdagi yoki har xil diametrli sterjenlar sinaladi. Sterjenga qo'yiladigan burovchi moment M_6 bilan K-5 mashinasining quvvati orasidagi bog'lanish quyidagicha yoziladi:

$$M_6 = 9736 \frac{N}{n}, \quad Nm$$

N - mashinani kuvvati, 0,43 kVt;

n = 30...60 - sterjenni bir minutdagi aylanishlar soni.

Sterjenda uzilish sodir bo'lishi bilan tajriba to'xtatila di. Sterjenni buralishda mustah kamlik chegarasi va emirilishdagi to'liq buralish burchagi tajriba asosida topiladi:

m-sterjenni emirilishgacha aylanishlar soni va mashina indikatorini ko'rsatkichi.

Sterjenni bir birlik uzunligiga to'g'ri keladigan to'liq buralish burchagi nisbiy buralish burchagi deyiladi.

5.6.Vintsimon tsilindrik prujinalarni hisoblash

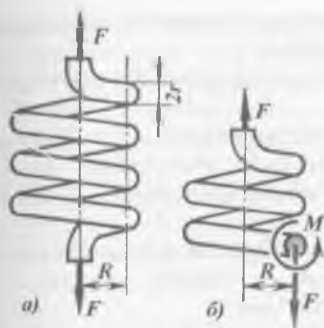
Vagonlarning reszorlari o'rmda, ichki yonuv dvigatelining gaz taqsimlash mexanizmlarida va x.k. larda vintsimon prujinalar ishlatiladi. Bu prujinalar cho'zuvchi yoki siquvchi kuchlar ta'sirida bo'ladi. Prujinaning deformatsiyasi, tashqi kuchni yumshatadi yoki muvozanatlaydi.

Prujinadagi ichki kuchlarni aniqlash uchun, uni kesish usulidan foydalanib ikki qismga ajratamiz (5.14 - rasm). Pastki qismini tashlab yuboramiz va uning yuqori qismga ta'sirini (ko'ndalang kuch) kesuvchi kuch Q va burovchi moment M_6 bilan almashtiramiz. Prujinaning ajratib olingan qismining muvozanat shartiga ko'ra $Q = F$ va $M_6 = F \cdot R$ hosil bo'ladi. Prujina o'ramining qirqilgan kesim yuzasida kesuvchi kuch Q

ta'siridan qirqilishdagi urinma kuchlanish τ_1 va burovchi moment ta'siridagi τ_2 urinma kuchlanish hosil bo'ladi. Qirqilishdan hosil bo'lgan urinma kuchlanish prujina o'ramining kesim yuzasida tekis taksimlangan deb qabul qilamiz (5.14 -

rasm):

$$\tau_1 = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r^2} \quad (5.19)$$



5.14 – rasm. Prujinaning yuklanish sxemasi va ichki kuchlarni aniqlash



5.15 – rasm. Qirqilishdagi τ_1 va buralishdagi τ_2 kuchlanishlar

Buralishdan hosil bo'lgan urinma kuchlanish prujina o'rami kesimining markazidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida hosil bo'ladi.

$$\tau_2 = \frac{M_\delta}{W_\rho} = \frac{2FR}{\pi \cdot r^3} \quad (5.20)$$

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:

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot r^2} + \frac{2FR}{\pi \cdot r^3} \quad (5.21)$$

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: $A_{uu} = \frac{1}{2} F \lambda$ (a)

Prujinada buralishdan hosil bo'lgan potentsial energiya:

$$U = \frac{M_\delta^2 \ell}{2GI_\rho}$$

n - o'ramli prujinani tayyorlashda $\ell = 2\pi Rn$ 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:

$$\lambda = \frac{4FR^3 n}{Gr^4} \quad (5.22)$$

Qadami kichik vintsimon prujinaning deformatsiyasini tajriba asosida aniqlash

Vintli prujinaning deformatsiyasini aniqlash uchun DP - 6A rusumli asbobdan foydalanamiz.

DP - 6A asbobining asosiy texnik ko'rsatkichlari.

1. Prujinadagi maksimal yuklantirilgan kuch – 10 kG gacha
2. Yuklantirilgan kuchni o'lchash, indikator ko'rsatkichi 0,01 mm bo'lgan soat turidagi indikator
3. Deformatsiyani o'lchash - 0,1 mm aniqlikda lineyka masshtabida
4. Prujinaning maksimal deformatsiyasi - 150 mm
5. Asbob o'lchamlar 270x235x532 mm
6. Asbob og'irligi (yotqizilgan quttsiz) 9 kG



5.16- rasm. DP-6A pribori va siqilishga sinaladigan prujina

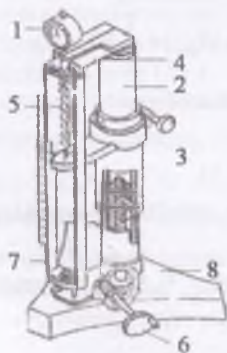
R - vintsimon prujinani o'rtacha radiusi,
$$R = \frac{R_T + R_u}{2} \quad m$$

R_T, R_u - Vintsimon prujinani tashqi va ichki radiuslari: m

r - vintsimon prujina o'rami kesimining radiusi, m

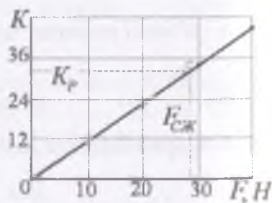
Vintsimon prujinaning asosiy ko'rsatkichi, uning bikrligi

$$C = \frac{F}{\lambda}$$



DP-6A pribori

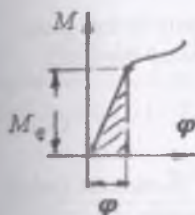
- 1- indikator ICh-10; 2-yuqori plita;
3-pastki plita; 4-mis plastinka;
5-namuna; 6-dastakli maxovik;
7- vilka; 8 - asos



Tarirovka diagrammasi

Pribordagi *Ich-10* indikator prujina deformatsiyasini tashqi kuch (yuk) bilan bog'lash uchun ishlatiladi. Pog'onali shtift o'miga navbati bilan $F=1; 2; 3; \dots$ yuk o'rnatiladi. Yukni har bir qiymatiga indikatorni $K_1, K_2, K_3, \dots$ ko'rsatkichlari to'g'ri keladi. F yuk bilan indikator ko'rsatkichi (K) orasidagi bog'lanish, prujining deformatsiyasi λ bilan F yuk orasidagi bog'lanishni ifodalaydi. Tajribani o'tkazish uchun (agar prujina siqilishga sinalsa) yuk o'miga prujina o'rnatiladi. Xarakatlaniruvchi ushlagichdagi (0) shkala yordamida prujina deformatsiyasini $\lambda=0$ holatga to'g'ri keluvchi lineykada belgilanib olinadi. Maxovikni aylantirib harakatlanuvchi ushlagich bilan prujina siqiladi. Indikatorni ko'rsatkichi K_1 qiymatga erishganda, prujina F_1 kuch bilan yuklangan bo'ladi. Lineykadan prujinani deformatsiyasi hisoblab olinadi. Nazariy (λ_T) va tajribaviy deformatsiya (λ_3)

orasidagi farq quyidagicha topiladi:

$$\delta = \frac{\lambda_T - \lambda_3}{\lambda_3} \cdot 100\%$$


5.17 – rasm.
proportionallik
chegara

5.7. Buralishda potentsial energiya

Sterjenning buralishi, uning materiali elastiklik chegarasi deb qaraladi. Unda burovchi momentning bajargan ishi buralish diagrammasining yuziga teng bo'ladi:

$$A_{\text{bura}} = U = \frac{M_{\delta} \cdot \varphi}{2} \quad \text{yoki} \quad U = \frac{M_{\delta}^2 \ell}{2GI_{\delta}} \quad (5.23)$$

5.8. Kesimi doiraviy bo'lmagan sterjenlarning buralishi

Injenerlik amaliyotida kesimi doiraviy bo'lmagan kesimlar, yupqa devorli va prokatli elementlar ham buralishga uchrashi ko'rilgan. Bunday elementlarning buralishida - ko'ndalang kesimning nuqtalari kesim yuzasini tekisligidan chiqib ketadi, natijada kesim yuzasi va butun elementning shakli o'zgaradi. Bu holga deplanatsiya deyiladi. Lekin, buralayotgan element

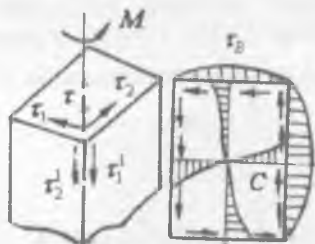


5.18 – rasm.
Buralish

tolalarining uzunligi o'zgarmaydi. Demak, ko'ndalang kesimda normal kuchlanish hosil bo'lmaydi. Bunday buralishga sof yoki erkin buralish deyiladi. Agar, buralish elementi tolalarining uzunligi o'zgarishi bilan sodir bo'lsa – majburiy buralish deyiladi. Yuqorida aytilgan barcha muloxazalar, kesimi doiraviy bo'lmagan elementlarning buralishida ularning ko'ndalang kesimi hosil bo'lgan kuchlanishni aniqlash murakkab ekanligini bildiradi.

Chunki, elementning kesimi egrilanishi bilan – kuchlanish-ning tarqalish qonuniyati ham o'zgaradi.

Burchaksimon kesimlarning burchaklarida urinma kuchlanish nolga aylanadi. To'rtburchakli elementning sirtida τ_1' va τ_2' urinma kuchlanishlari nolga teng. Urinma kuchlanishlarni juftlik alomatiga ko'ra $\tau_1 = \tau_1' = 0$ va $\tau_2 = \tau_2' = 0$. Demak, $\tau = 0$ ya'ni tashqi burchak yaqinida urinma kuchlanish nolga teng. Eng katta urinma kuchlanish kesimni S nuqtasida hosilb o'ladi.



5.19 – rasm. Buralishda kuchlanish

$$\tau_r = \tau_{\max} = \frac{M_s}{\alpha \cdot a \cdot b^2} \quad (5.24)$$

V nuqtadagi urinma kuchlanish

$$\tau_\beta = \eta \tau_{\max}$$

Kesimi doiraviy bo'lmagann elementlarning buralish burchagi:

$$\varphi = \frac{M\ell}{G\beta \cdot b^3 a} \quad (5.25)$$

bu erda: α, η va β -element kesimi o'lchamlarining nisbati.

Ko'ndalang kesimni ratsional shakli. Buralishga qarshilik momenti bir xil bo'lgan bir nechta turli shaklli kesimlarning eng kichik yuzaga ega bo'lgani, ya'ni berilgan burovchi momentda brusni tayyorlash uchun kam material sarflanadigani yoki kichik og'irlikka ega bo'lgani ratsional hisoblanadi. Kesim shaklining ratsionalligi o'lchov birliksiz xarakteristikaga ega bo'lgan **solishtirma qarshilik**

momenti bilan baholanadi

$$\omega_x = \frac{W_p}{\sqrt{A^3}}$$

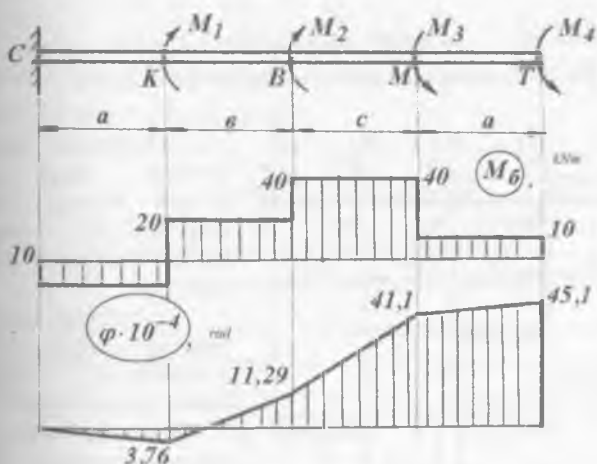
kesim						
			$\frac{h}{b} = 2$		$c = 0,7$	$\frac{s}{t} = 10$
ω_x	0,04-0,05	0,05-0,07	0,18	0,21	0,37	1,16

Bu yerda yopiq yupqa devorli kesim ratsional hisoblanadi.

SAVOLLAR

1. Qanday konstruksiya 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 kesimli sterjenni diametrini toping.
9. Vintsimon prujinaning kesim yuzasida qanday kuchlanish hosil bo'ladi.
10. Vintsimon prujinaning deformatsiyasini toping.

misol -1 . $M_1 = 30 \text{ kNm}$; $M_2 = 20 \text{ kNm}$; $M_3 = 30 \text{ kNm}$; $M_4 = 10 \text{ kNm}$; momentlar bilan yuklangan doiraviy kesimli sterjenni, buralishdagi mustahkamlik sharti asosida $[\tau] = 90 \text{ mPa}$, diametrini aniqlang (5.20-rasm).



$$a = 1 \text{ m}; b = 2 \text{ m};$$

$$c = 2 \text{ m};$$

$$G = 8 \cdot 10^7 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

5.20 – rasm.
Sterjenni yuklanish
sxemasi va
burovchi moment va
buralish
burchagining
epyuralari.

Yechish: 1) Sterjenni tayanch kesimidagi M_c reaktiv momentini topamiz
 $\sum M_c = -M_c + M_1 + M_2 - M_3 - M_4 = 30 + 20 - 30 - 10 = 10 \text{ kNm}$ Sterjenni
 uzunligi bo'ylab burovchi momentini o'zgarishini topamiz

I – I oraliq $M_{61} = -M_c = -10 \text{ kNm}$

II – II oraliq $M_{61} = -M_c + M_1 = -10 + 30 = 20 \text{ kNm}$

III – III oraliq $M_{63} = -M_c + M_1 + M_2 = -10 + 30 + 20 = 40 \text{ kNm}$

IV – IVoraliq

$$M_{64} = -M_C + M_1 + M_2 - M_3 = -10 + 30 + 20 - 30 = 10 \text{ kNm}$$

2) Buralishdagi mustahkamlik shartiga ko'ra sterjenni diametrini aniqlaymiz.

$$d = \sqrt{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 40}{3,14 \cdot 90 \cdot 10^3}} = 0,131 \text{ m};$$

$d = 135 \text{ mm}$ qabul qilamiz.

3) Sterjenni buralish burchagini aniqlaymiz $\varphi = 0$;

$$\varphi_K = \frac{M_{61} \cdot a}{GI_p} = -\frac{10 \cdot 1}{8 \cdot 10^7 \cdot 0,1 d^4} = -\frac{10}{8 \cdot 10^6 \cdot (0,135)^4} = -3,763 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

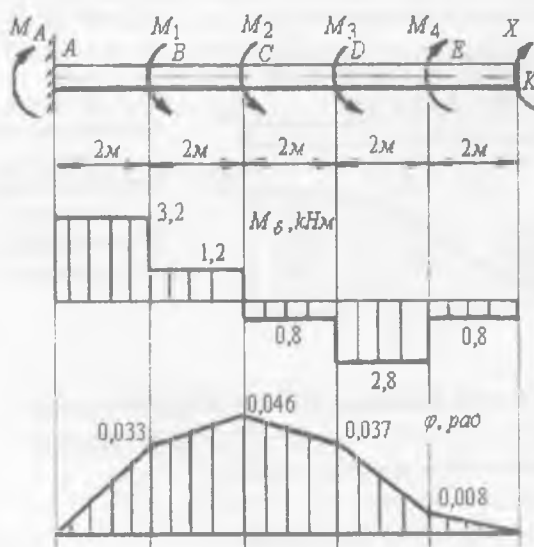
$$\varphi_B = -3,76 \cdot 10^{-3} + \frac{20 \cdot 2}{2657 \cdot 10^3} = 11,29 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\varphi_M = 11,29 \cdot 10^{-3} + \frac{40 \cdot 2}{2657 \cdot 10^3} = 41,16 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\varphi_T = 41,16 \cdot 10^{-3} + \frac{10 \cdot 1}{2657 \cdot 10^3} = 45,16 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Buralish burchagining (φ) epyurasi 5.10-rasmda kursatilgan.

misol -2. Po'lotdan tayyorlangan val to'rtta o'zaro teng $M_1 = M_2 = M_3 = M_4 = M$ momentlar bilan yuklangan $M = 2 \text{ kNm}$



1) K kesimni buralish burchagi nolga teng bo'lgan holatga to'g'ri keluvchi X momentni qiymati topilsin (5.21-rasm).

2) burovchi moment epyuralari qurilsin va valni mustahkamlik shartiga asosan diametri topilsin;

3) buralish burchagi epyuralari qurilsin.

5.21-rasm. Sterjenni burovchi moment va buralish burchagining epyurlari.

Yechish. K kesimiga noma'lum X momenti qo'yilgan va A kesimi biki mahkamlangan statik aniq sistema statik noaniq masalaga ekvivalent. Masalani shartiga ko'ra noma'lum moment X -ni topiladigan qiymatida K kesimni buralish burchagi ($\varphi_k = 0$) nolga teng. Kuchlarni ta'sir qilishdagi va qo'shishdagi xalal bermaslik printsipligiga asosan, K kesimni to'liq buralish burchagini qo'yilgan har qaysi momentlar ta'siridagi buralish burchaklari yig'indisiga teng deb qaraymiz,

$$\text{ya'ni:} \quad \varphi_k = \varphi_{kM_1} + \varphi_{kM_2} + \varphi_{kM_3} + \varphi_{kM_4} + \varphi_{kX} = 0$$

Faqat M_1 momenti ta'sirida K kesimni buralish burchagi

$$AV \text{ oraliqni buralish burchagiga teng, ya'ni: } \varphi_{kM_1} = \varphi_{AB} = \frac{M_1 \cdot 2}{G \cdot I_\rho}$$

va qolgan momentlar ta'siridagi buralish burchaklari

$$\varphi_{kM_2} = \varphi_{AC} = \frac{M_2 \cdot 4}{G \cdot I_\rho}; \quad \varphi_{kM_3} = \varphi_{AD} = \frac{M_3 \cdot 6}{G \cdot I_\rho};$$

$$\varphi_{kM_4} = \varphi_{AE} = \frac{M_4 \cdot 8}{G \cdot I_\rho} \quad \text{va} \quad \varphi_{kX} = \varphi_{AK} = -\frac{X \cdot 10}{G \cdot I_\rho}$$

buralish burchaklarini (15) tenglamaga keltirib qo'ysak:

$$\frac{M_1 \cdot 2}{G \cdot I_\rho} + \frac{M_2 \cdot 4}{G \cdot I_\rho} + \frac{M_3 \cdot 6}{G \cdot I_\rho} - \frac{M_4 \cdot 8}{G \cdot I_\rho} - \frac{X \cdot 10}{G \cdot I_\rho} = 0$$

yoki $X = 0,8 \text{ kNm}$ hosil bo'ladi. Sistemani muvozanat tenglamasidan A kesimdagi reaktiv moment M_A ni topamiz:

$$\sum M_A = -M_1 - M_2 - M_3 + M_4 + x + M_A = 0 \quad \text{yoki}$$

$$M_A = 2 + 2 + 2 - 2 - 0,8 = 3,2 \text{ kNm}$$

Valni A kesimidan o'ngga qarab uchastkalarga bo'lamiz va oraliq masofalarda burovchi moment qiymatlarini topamiz.

I – I uchastok oralig'idagi valga M_A reaktiv va M_{B_1} burovchi momentlari ta'sir qiladi. Demak, valni I – I uchastkasida muvozanat sodir bo'lishi uchun, $M_A = M_{B_1}$ shart bajarilishi kerak, ya'ni ajratilgan sistemaga qo'yilgan tashqi momenti miqdor jihatdan valni ichki kuch momentlari yig'indisiga teng bo'lishi kerak.

$$\text{I – I oraliq: } M_A = M_{B_1} = -3,2 \text{ kNm}$$

$$\text{II – II oraliq: } M_{B_2} = -M_A + M_1 = -3,2 + 2 = -1,2 \text{ kNm}$$

$$\text{III – III oraliq: } M_{B_3} = -M_A + M_1 + M_2 = -3,2 + 2 + 2 = 0,8 \text{ kNm}$$

$$\text{IV – IV oraliq: } M_{B_4} = -M_A + M_1 + M_2 + M_3 = -3,2 + 6 = 2,8 \text{ kNm}$$

$$\text{V – V oraliq: } M_{B_5} = -M_A + M_1 + M_2 + M_3 - M_4 = 2,8 - 2 = 0,8 \text{ kNm}$$

Burovchi momentni eng katta qiymati I – I uchastkada hosil bo'ladi.

$$\text{Buralishda mustahkamlik sharti } \tau_{\max} = \frac{M_{B_{\max}}}{W_\rho} \leq [\tau] \quad \text{dan valning}$$

diametrini topamiz.

$[\tau] = 60 \text{ MPa}$ - val uchun urinma kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_{\text{max}}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3,2}{3,14 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0,065 \text{ m} = 65 \text{ mm}$$

$d = 70 \text{ mm}$ qabul qilamiz.

Valni har bir oralig'idagi buralish burchagini $\varphi = \int_0^l \frac{M_x dx}{G \cdot I_\rho}$ formula

orqali qo'zg'almas tayanchdan boshlab topamiz.

Bu erda G - siljish moduli

va I_ρ - val kesimini qutb inertsia momenti:

$$I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 \cdot d^4 = 0,1(0,070)^4 = 24 \cdot 10^{-7} \text{ m}^4$$

I - I oralig' $0,6 \leq x_1 \leq 2 \text{ m}$

$$\varphi_1 = \frac{M_{B_1} \cdot x_1}{G \cdot I_\rho} = -\frac{3,2 \cdot x_1}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = -\frac{3,2 \cdot x_1}{192}$$

agar $x_1 = 0$ bo'lsa $\varphi_1 = \varphi_A = 0$; agar $x_1 = 0$ bo'lsa

$$\varphi_1 = \varphi_B = -\frac{3,2 \cdot 2}{192} = -0,033 \text{ rad.} \quad \varphi_B = -0,033 \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = -0,033 \cdot \frac{180^\circ}{3,14} = -2^\circ 31'$$

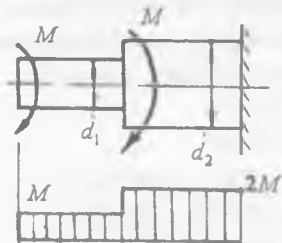
$$\varphi_2 = \varphi_C = \varphi_{AB} + \varphi_{BC} = -0,033 + \frac{M_{B_2} \cdot x_2}{G \cdot I_\rho} = -0,033 - \frac{1,2 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}}$$

$$\varphi_C = -0,046 \text{ radian} \quad \text{yoki} \quad \varphi_C = -3^\circ$$

$$\varphi_3 = \varphi_D = \varphi_C + \varphi_{DC} = -0,046 + \frac{M_{D_1} \cdot x_3}{G \cdot I_\rho} = -0,033 + \frac{0,8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = -0,037 \text{ rad}$$

$$\varphi_4 = \varphi_E = \varphi_D + \varphi_{DE} = -0,037 + \frac{M_{E_1} \cdot x_4}{G \cdot I_\rho} = -0,037 + \frac{2,8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = -0,0083 \text{ rad}$$

$$\varphi_5 = \varphi_K = \varphi_E + \varphi_{EK} = -0,008 + \frac{M_{K_1} \cdot x_5}{G \cdot I_\rho} = -0,0083 + \frac{0,8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = 0$$



5.22 - rasm

misol - 3. Bir tomoni qistirib mahkamlangan o'zgaruvchan kesimli sterjenga bir xil juft kuch momenti qo'yilgan. Sterjening kichik diametri $d_1 = 40 \text{ mm}$ va katta diametri $d_2 = 60 \text{ mm}$ (5.22- rasm) Sterjening o'ng pog'onasidagi eng katta urinma kuchlanish 80 MPa . Sterjening chap pog'onasidagi urinma kuchlanishni toping.

Yechish. Sterjening o'ng pog'onasidagi eng katta urinma kuchlanish formulasini yozamiz.

$$\tau_2 = \frac{M_6^n}{W_\rho^n} = 80 \text{ MPa}$$

Burovchi momentni topamiz:

$$M_6^I = 800 \cdot W_\rho = 800 \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = 800 \frac{3,14(6)^3}{16} = 33912 \text{ kGsm}$$

Sterjenning uzunligi bo'ylab burovchi moment epyurasini quramiz. Sterjenning II–II qirqim bilan ajratib olingan qismida burovchi moment tashqi momentlarning yig'indisiga teng, ya'ni $M_b^{II} = 2M$. Unda, 1–1 qiqimdagi ya'ni sterjenning chap pog'onasidagi burovchi moment miqdor jihatdan tashqi momentga teng $M_b^I = M$.

Chap pog'onadagi eng kata urinma kuchlanishni topamiz:

$$\tau_1 = \frac{M_6^I}{W_\rho^I} = \frac{33912}{2 \cdot 12,56} = 1350 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

$$\text{bu erda } W_\rho^I = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{3,14(4)^3}{16} = 12,56 \text{ sm}^3$$

misol – 4. Diametri $d = 90 \text{ mm}$ bo'lgan val 90 ot kuch quvvatini uzatadi. Val materialining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\tau] = 60 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$ bo'lsa, valning bir minutdagi aylanishlari soni topilsin.

Yechish: burovchi moment, uzatilayotgan quvvat N va valning aylanishlari soni o'zaro bog'lanishda: $M_6 = 71620 \frac{N}{n}, \text{ kGsm}$

Burovchi momentni valning mustahkamlik shartidan aniqlaymiz:

$$M_6 = W_\rho [\tau] = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [\tau] = \frac{3,14(9)^3}{16} \cdot 600 = 85839,7 \text{ kGsm}$$

Unda valning bir minutdagi aylanishlari soni

$$n = 71620 \frac{N}{M_6} = 75 \frac{\text{avl}}{\text{min}}$$

misol –5. Avtomobilning kardanli vali ikki xil rejimda bir xil quvvatni uzatadi ($N = 23$ ot kuchi). Valni bir minutdagi aylanishlari soni, bir holatda $n_1 = 108 \text{ avl/min}$; ikkinchi holatda $n = 60 \text{ avl/min}$

Val materialining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\tau] = 400 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$ bo'lsa, valning tashqi va ichki diametrlarini ($d_0 = 0,9 d$) toping.
Yechish. Kardanli valning ikki rejimiga to'g'ri keluvchi burovchi momentni topamiz:

$$M_6^I = 71620 \frac{23}{108} = 15252,4 \text{ kGsm}, \quad M_6^{II} = 71620 \frac{23}{60} = 27454,3 \text{ kGsm}$$

Valning diametri o'zgarmas bo'lsa, eng katta kuchlanish M_6^{II} momenti ta sirida hosil bo'ladi. Val kesimining qutb inertsia momentini topamiz:

$$I_{\rho} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} - \frac{\pi \cdot d_0^4}{32} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} (1 - 0,656) = 0,033755d^4$$

Urinma kuchlanish va kesimining chetki nuqtasida, ya'ni kesim markazidan $0,5d$ masofada joylashgan nuqtasida hosil bo'ladi.

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\sigma}^{11} \cdot 0,5d}{I_{\rho}} = \frac{M_{\sigma}^{11} d}{2 \cdot 0,033755d} \leq [\tau] \text{ yoki}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\sigma}^{11}}{0,06751[\tau]}} = 10 \text{ sm}$$

Unda valning ichki diametri $d_0 = 9 \text{ cm}$

misol - 6. Po'latdan tayyorlangan halqasimon kesimli val 100 ob/min tezlik bilan aylanib $N = 75 \text{ kVt}$ quvvatni uzatadi. Val kesimi devorining qalinligi o'rtacha diametrining $1/50$ qismini tashkil etadi. Valning 3 m uzunligiga to'g'ri keluvchi buralish burchagi $\varphi = 1^\circ$ dan oshmaslik sharti bilan, uning o'rtacha diametrini toping. Urinma kuchlanish nimaga teng?

Yechish: Valning tashqi va ichki diametrlarini uning devorini qalinligi bilan bog'liq:

$$d = d_y + t = d_y + \frac{d_y}{50} = \frac{51d_y}{50}; \quad d_0 = d_y - t = d_y - \frac{d_y}{50} = \frac{49d_y}{50}$$

Val kesimining qutb inertsia momentini aniqlaymiz:

$$I_{\rho} = \frac{\pi}{32} [d^4 - d_0^4] = \frac{\pi}{32} \left[\left(\frac{51d_y}{50} \right)^4 - \left(\frac{49d_y}{50} \right)^4 \right] = 0,0157d_y^4$$

$$\text{Valning buralishdagi bikrlilik shartini yozamiz: } \frac{M_{\sigma} \cdot \ell}{G \cdot 0,0157d_y^4} = 1^\circ$$

$$\text{bu erda: } G = 8 \cdot 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \quad \text{va} \quad M_{\sigma} = 97360 \frac{\text{N}}{\text{n}} = 97360 \frac{75}{100} = 73020 \text{ kGsm}$$

O'rtacha diametrni topamiz:

$$d_y = \sqrt[4]{\frac{M_{\sigma} \ell}{G \cdot 0,0157 \cdot 1^\circ}} = \sqrt[4]{\frac{73020 \cdot 300}{8 \cdot 10^5 \cdot 0,0157 \cdot \frac{314}{180}}} = 17,8 \text{ sm}$$

$$\text{Unda } d = \frac{51 \cdot 17,8}{50} = 18,156 \text{ sm}; \quad d_0 = \frac{49 \cdot 17,8}{50} = 17,45 \text{ sm}$$

Kesimning qutb inertsia momenti:

$$I_{\rho} = 0,0157d_y^4 = 0,0157(17,8)^4 = 1576 \text{ sm}^4$$

Eng katta urinma kuchlanishni topamiz:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\sigma} \cdot 0,5d}{I_{\rho}} = \frac{73020 \cdot 9}{1576} = 417 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

misol - 7. Umumiy uzunligi $a + b = 3,3 \text{ m}$, chap qismining diametri $d_1 = 6 \text{ sm}$ o'ng qismining diametri $d_2 = 5 \text{ sm}$ bo'lgan sterjen uchi bilan qistirib - bikr mahkamlangan. Sterjenning ikki qismida ham bir xil kuchlanish hosil bo'lsa A va B uzunliklar topilsin (5.23 - rasm)

Yechish. Sterjenning S va V tayanchlaridagi reaktiv M_c va M_f momentlarni topish uchun, uni muvozanat tenglamasini tuzamiz:

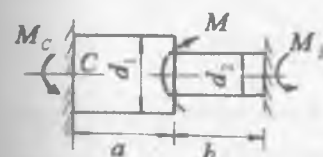
$$\sum M_x = -M_c + M - M_B = 0$$

Muvozanat tenglamasidan ko'rinishicha, sterjen statik noaniq sistema ekan. Shuning uchun, asosiy sistemani tanlaymiz va qo'shimcha tenglama tuzamiz:

$$\varphi_B = \varphi_{BM} + \varphi_{BM_B} = 0,$$

ya'ni B tayanch kesimini buralish burchagi nolga teng.

$$\text{Bu erda } \varphi_{BM} = \frac{M \cdot a}{G \cdot I_{\rho_1}} \quad \text{va} \quad \varphi_{BM_B} = -M_B \left(\frac{a}{G \cdot I_{\rho_1}} + \frac{b}{G \cdot I_{\rho_2}} \right)$$



B kesimning tegishli M_c va M_f momentlari ta'siridan buralish burchaklarini qo'shimcha tenglamaga keltirib qo'yamiz,

$$\text{unda } \frac{M \cdot a}{G \cdot I_{\rho_1}} = M_B \left(\frac{a}{G \cdot I_{\rho_1}} + \frac{b}{G \cdot I_{\rho_2}} \right)$$

$$\text{va } M_B = \frac{Ma}{a+b} \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}} \text{ momentni}$$

sterjenning muvozanat tenglamasiga keltirib qo'ysak, M_f tayanch momentini topamiz:

5.23 - rasm. Statik noaniq pog'onali brus va burovchi moment epyurasi

$$M_c = M - M_B = \frac{M \cdot b \cdot \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}}}{a + b \cdot \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}}}$$

Sterjenning uzunligi bo'ylab burovchi moment epyurasini quramiz (5.23 - rasm) va chap va o'ng qismlarini ko'ndalang kesimi dagi urinma kuchlanishlarni topamiz.

$$\tau_1 = \frac{M_c}{W_{\mu_1}} = \frac{M \cdot b \cdot \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}}}{\left(a + b \cdot \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}}\right) \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \quad \text{va} \quad \tau_2 = \frac{M_B}{W_{\rho_2}} = \frac{M \cdot a}{\left(a + b \cdot \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}}\right) \frac{\pi \cdot d_2^3}{16}}$$

Masalani shartiga ko'ra $\tau_1 = \tau_2$

$$\text{Unda } \frac{M \cdot b \cdot \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}}}{\left(a + b \cdot \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}}\right) \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{M \cdot a}{\left(a + b \cdot \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}}\right) \frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \quad \text{yoki} \quad \frac{I_{\rho_1}}{I_{\rho_2}} b d_2^3 = a \cdot d_1^3$$

$$\text{hosil bo'ladi. Bu erda } I_{\rho_1} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} = \frac{\pi(6)^4}{32} = \frac{\pi \cdot 1296}{32} \quad \text{va}$$

$$I_{\rho_2} = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} = \frac{\pi(5)^4}{32} = \frac{\pi \cdot 625}{32}$$

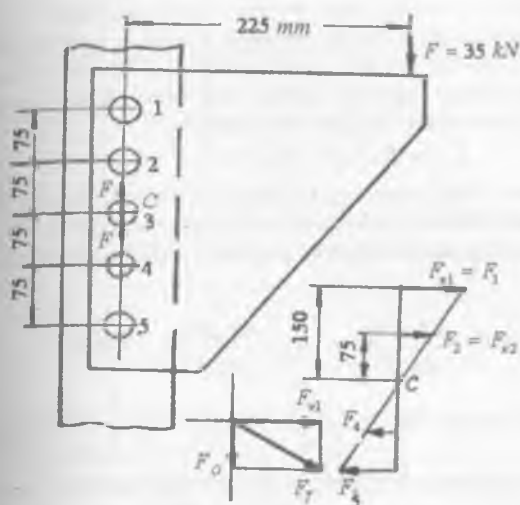
Sterjenni chap va o'ng qismlarining kesim yuzalarining qutb inertsia momentlarini hisobga olsak, $\frac{6}{5}b = a$ hosil bo'ladi. $a + b = 3,3m$ (englikdan

$b = 1,5m$ va $a = 1,8m$ topamiz.

masala – 8. 5.24 rasmda ko'rsatilgan diametri $d = 0,7874$ dyuymli bo'lgan, bir qirqimli parchin mixli birikma $F = 35kN$ kuch ta'sirida. Eng xavfli parchin mixdagi urinma kuchlanishni toping.

Yechish. G' kuchning parchin mixli birikmaning markazi S nuqtaga ko'chiramiz. Bitta chiziqli kuchlar $M_6 = F\ell$ burovchi momentini hosil qiladi. Parchin mixli birikma M_b momenti ta'sirida bo'ladi. G' kuch ta'siri beshta parchin mix orasida teng tarqaladi.

Har bir parchin mixga $F_0 = F : 5 = 3500 : 5 = 700kG$ qirquvchi kuch ta'sir qiladi. M_b burovchi momenti ta'sirida har bir parchin



mixda F_k kuchi hosil bo'ladi va u C nuqtadan o'tgan to'g'ri chiziqqa perpendikulyar yo'naladi (5.24 – rasm) dan

$$\frac{F_{k1}}{15} = \frac{F_{k2}}{7,5} \text{ va } F_{k1} = 2F_{k2}$$

ni hosil qilamiz va

$$F_{k1} = F_{k5} \text{ va } F_{k2} = F_{k4}$$

ekanligini aniqlab olamiz.

5.24 – rasm. Buralish va siljishga oid masala.

Birikmani buruvchi momenti

$$3500 \cdot 22,5 = 2F_{k1} \cdot 15 + 2F_{k2} \cdot 7,5; \quad 78750 = 4F_{k2} \cdot 15 + 2F_{k2} \cdot 7,5$$

va bu erdan $2F_{k2} = 1050 \text{ kG}$ kuchni hosil qilamiz.

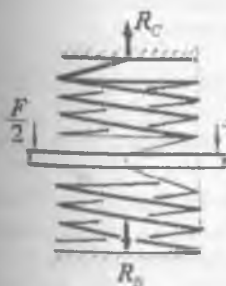
$$F_{k1} = 2F_{k2} = 2100 \text{ kG}$$

Demak, birikmani chetki, parchin mixlari ko'proq xavfli holatda ekan. 1 va 5 parchin mixlardagi to'liq kuchni topamiz (5.24 – rasm).

$$F_{s7} = F_{17} = \sqrt{F_{k1}^2 + F_0^2} = \sqrt{(2100)^2 + (700)^2} = 2213 \text{ kG}$$

Chetki parchin mixlarda hosil bo'ladigan urinma kuchlanishlarni topamiz:

$$\tau_{\max} = \frac{F_{17}}{A_k} = \frac{2213}{3,14 \frac{d^2}{4}} = \frac{2213}{3,14 \frac{(2)^2}{4}} = 704 \frac{\text{kG}}{\text{sm}^2}$$



5.24 – rasm.

misol – 9. O'rtacha radiuslari $R = 10 \text{ sm}$, o'ramning diametri $d = 2 \text{ sm}$ bo'lgan po'latdan tayyorlangan ikkita prujinalar S va V nuqtalarda tayanchlarga tayangan. Yuqori prujinada $n_1 = 4$ ta va pastki prujinada $n_2 = 5$ ta o'ramlari bor. Ikkala prujinalar o'rtasiga $F = 450 \text{ kg}$ kuch qo'yilgan plita o'rnatilgan. Prujinalarga taqsimlangan kuchning miqdori, yuk o'rnatilgan plitaning vertikal ko'chishi, prujina sterjenida hosil bo'lgan urinma kuchlanish topilsin.

Yechish: F kuch ta'sirida yuqori prujina cho'ziladi, pastki prujina siqiladi. C va B tayanchlarda R_C va R_B reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. R_C reaksiya kuchi miqdor jihatdan yuqori prujinadagi cho'zuvchi kuchga, R_B reaksiya kuchi pastki prujinadagi siquvchi kuchga teng buladi. R_C va R_B kuchlarni topish uchun sistemaning muvozanat tenglamasini tuzamiz.

$$\sum y = R_C - F - R_B = 0$$

Bitta tenglamada ikkita noma'lum kuchlar bor. Demak, masala statik noaniq. Shuning uchun qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzamiz. F kuch ta'sirida yukori prujinaning chuzilishi pastki pogonani siqilishigateng, ya'ni

$$\lambda_1 = \lambda_2$$

$$\text{bu crda } \lambda_1 = \frac{4R_C R^3 n_1}{G \cdot r^4} \text{ va } \lambda_2 = \frac{4R_B R^3 n_2}{G \cdot r^4}, \text{ unda}$$

$$\frac{4R_C R^3 n_1}{G \cdot r^4} = \frac{4R_B R^3 n_2}{G \cdot r^4} \text{ yoki } R_C = R_B \frac{n_2}{n_1} \text{ va } R_C = R_B \frac{5}{4} \text{ ifodani}$$

muvozanat tenglamasiga keltirib qo'ysak R_B kuchni topamiz:

$$R_B = \frac{F \cdot 4}{9} = \frac{450 \cdot 4}{9} = 200 \text{ kG}; \quad R_C = \frac{4F}{9} \cdot \frac{5}{4} = \frac{450 \cdot 4}{9} = 250 \text{ kG}$$

Plitaning vertikal ko'chishini topamiz

$$\lambda = \frac{4R_C R^3 h_1}{G \cdot r^4} = \frac{4 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 4}{8 \cdot 10^5 \cdot 1^3} = 5 \text{ sm}$$

Yuqori prujina sterjenidagi kuchlanish

$$\tau_1 = \frac{R_C \cdot 4}{\pi \cdot d^2} + \frac{2R_C \cdot R}{\pi \cdot r^3} = \frac{250 \cdot 4}{\pi \cdot (2)^2} + \frac{2 \cdot 250 \cdot 10}{\pi \cdot 1^3} = 1672 \frac{\text{kG}}{\text{sm}^2}$$

Pastki prujina sterjenidagi kuchlanish

$$\tau_2 = \frac{R_B \cdot 4}{\pi \cdot d^2} + \frac{2R_B \cdot R}{\pi \cdot r^3} = \frac{200 \cdot 4}{\pi \cdot (2)^2} + \frac{2 \cdot 200 \cdot 10}{\pi \cdot 1^3} = 1338 \frac{\text{kG}}{\text{sm}^2}$$

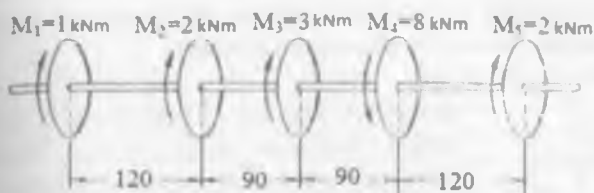
Mustaqil ish uchun misollar

misol-10. Diametri 10 sm va uzunligi 6 m bo'lgan yaxlit po'lat val 4° burchakka buralgan. Eng katta urinma kuchlanish nimaga teng?

javob: 46,5 MPa.

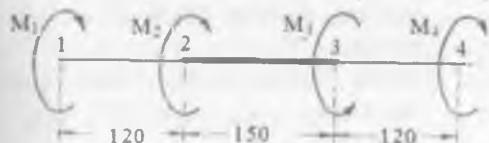
misol-11. Agar ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] = 10$ MPa bo'lsa, diametri 20 mm bo'lgan dumaloq kesimli po'lat sterjenning yuk ko'taruvchanligi $[M_b]$ ni aniqlang. Sterjenning 100 sm uzunlikdagi uchastkasining buralish burchagi qiymati nimaga teng?

misol-12. Po'lat valga beshta shkiv orqali rasmda ko'rsatilgan juft kuchlar ta'sir qiladi. $[\tau] = 9000 \text{ N/sm}^2$ bo'lganda val diametrini tanlang va valning o'ngdagi oxirgi kesimining chapdagi kesimiga nisbatan buralish burchagini aniqlang. So'ngra birinchi va to'rtinchi juft kuchlarning o'rnini almashtiring va shu hol uchun masalani eching. Rasmdagi uzunlik o'lchamlari sm larda berilgan.



5.25-rasm.

javob: 7 sm;
0,366 rad, 7,7
sm; 0,073 rad



5.26-rasm.

misol-13. (5.26-rasm) Po'lat valga burovchi juft kuchlar qo'yilgan: $M_1 = 114,20 \text{ kNm}$, $M_2 = 271,6 \text{ kNm}$, $M_3 = 500 \text{ kNm}$. Val uchastkalarining uzunliklari sm.da ko'rsatilgan. Valning chetki uchastkalari diametri 40 mm, o'rta uchastkasi diametri 60 mm.

Valning chapki torets kesimi 1 dan hisoblanadigan burovchi moment epyurasini va buralish burchagining o'sish grafigini yasang. Valning har qaysi uchastkasi sirtida urinma kuchlanishlar hamda 2 va 4 kesimlar orasidagi buralish burchagini hisoblang.

javob: Barcha uchastkalarda 9100 N/sm^2 , 0,0113 rad.

misol-14. Uzunligi 1,8 m bo'lgan ichi bo'sh po'lat val uchlariga $M = 6 \text{ kN m}$ momentli ikki juft kuchlar yuklangan. Agar buralish burchagi 2° dan oshishi mumkin bo'lmasa, urinma kuchlanish 7000 N/sm^2 bo'lsa, valning tashqi va ichki diametrlarini aniqlang.

javob: 90,4 mm, 72,4 mm.

misol-15. Diametri 90 mm bo'lgan val 90 ot kuchi quvvat uzatadi. Agar ruxsat etiladigan urinma kuchlanish 6000 N/sm^2 bo'lsa, valning chegaraviy aylanishlar sonini aniqlang.

javob: Kamida 75 ayl/min.

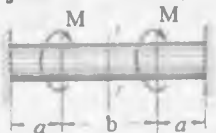
misol-16 Agar valdagi urinma kuchlanish 6000 N/sm^2 , uning ichki diametri tashi diametrining 0,6 ulushicha bo'lsa, 100 ayl/min tezlikda 7000 kvv uzatadigan ichi bo'sh po'lat valning diametrini aniqlang.

javob: 40,5 sm va 24,8 sm.

misol-17. Turbina quvvatini aniqlaganda u aylantiradigan po'lat valning buralish burchagi o'lchab ko'rildi. Valning 6 m uzunligida bu burchak $1,2^\circ$ ga

teng bo'ladi. Valning tashqi va ichki diametrlari 25 sm va 17 sm. Valning aylanish tezligi 250 ayl/min. Val po'latdan yasalgan. Val kztatadigan quvvatni va unda hosil bo'ladigan urinma kuchlanishlarni aniqlang.

javob: 2160 kv; 3490 N/sm².



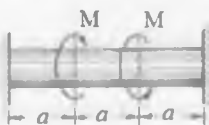
5.27 -rasm

misol-18. Uchlaridan qisilgan dumaloq kesimli sterjen bir-biriga teng va bir tomonga yshnalgan juft kuchlar ta'sirida. Ulardan har birining momenti 8000 N m dan (rasimga qarang).

Stattik aniqlanmaslikni isbot qiling va sterjenning o'rta kesimi 1-1 ning buralish burchagini aniqlang.

Sterjenning diametri 10 sm, har qaysi chekka uchastkaning uzunligi $\alpha = 60$ sm, o'rta uchastkaning uzunligi $b = 80$ sm.

javob: $M_A = M_V = 8000$ N/m; 21.



5.28-rasm

misol-19. Uchlaridan qisigan dumaloq kesimli sterjenga bir-biriga teng va qarama-qarshi tomonga yo'nalgan juft kuchlar qo'yilgan. Har qaysisining momenti 10 000 Nm dan. Agar ruxsat etiladigan kuchlanish (siljish) 6000 N/sm² bo'lsa, sterjenning diametrini aniqlang. Sterjen o'rta kesimining buralish burchagi nimaga teng.

javob: 8,27 sm; 0.

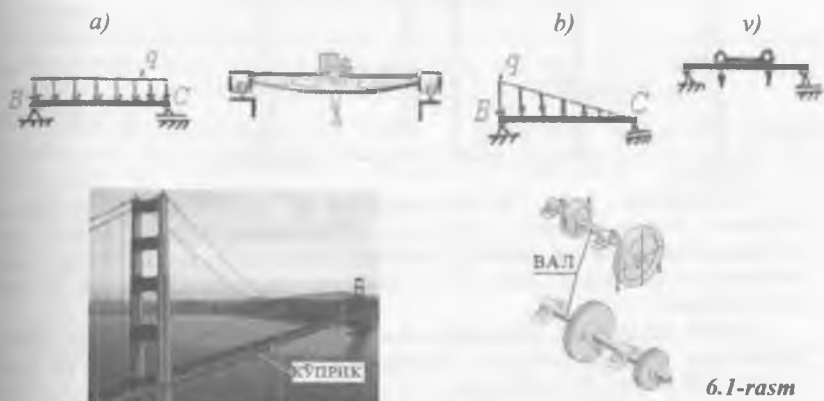


5.29-rasm

misol-20. Qalin po'lat listdan tayyorlangan kronshteyn po'lat ustunga vertikal kuch $R = 30000$ N ni rasmda ko'rsatilgan boltli birikma orqali uzatadi. Boltlar yakka qirqilishga ishlaydi, ularning diametri 23 mm. Qirqilishga ruxsat etiladigan kuchlanish 10000 N/sm². Konsolning ruxsat etiladigan o'lchami kancha?

VI - BOB. EGILISH

Amaliyotda – ko'priklarning ramalari, imoratlarning ayrim qismlari, vagonning o'qlari va h.k. egilish deformatsiyasiga uchraydi. Ikki tayanchga tayangan va egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus – balka deyiladi. Ayrim balkalarning ko'rinishlarini keltiramiz (6.1-rasm): ko'p qavatli uylarning qavatlar orasidagi ulaydigan balkalar teng taqsimlangan kuchlar bilan yuklangan (6.1 – rasm, a), suv omboridagi platinaning ustuni (suvni bosimi) taqsimlangan kuch intensivligi bilan yuklangan. Bu kuchning qiymati noldan q - gacha o'zgaradi (6.1 – rasm, b). Ko'priklarning asosiy balkasi, lokomotiv g'ildiraklarining bosimi ta'sirida bo'ladi (6.1 – rasm, v).



6.1-rasm

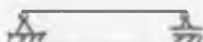
Egilishga qarshilik ko'rsatuvchi bruslar balka deyiladi. Ikki tayanchga tayangan va egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus – balka deyiladi.

Balkalarning turlari:

konsol



ikki tayanchli balka



bitta konsolli balka



ikki konsolli balka



uzluksiz balka



rama



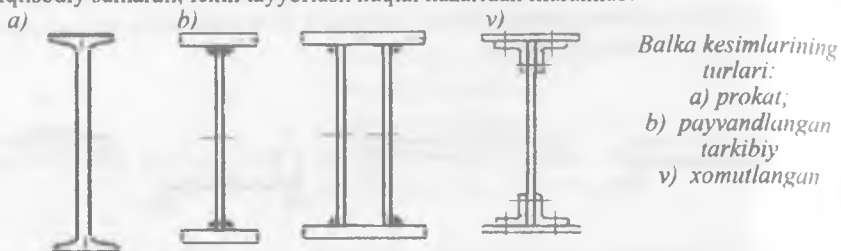
Konsol deb tayanchdan bir tomonda joylashgan balkinga bir qismiga deyiladi. O'zaro biki yoki sharnirlar vositasida birlashtirilgan siniq chiziqli sterjenlar rama deyiladi. Uzlusiz balka deb, kamida uchta tayanchga tayanuvchi va oraliq sharnirlar bo'lmagan balkaga deyiladi. Ikkita tayanch orasidagi masofa 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.

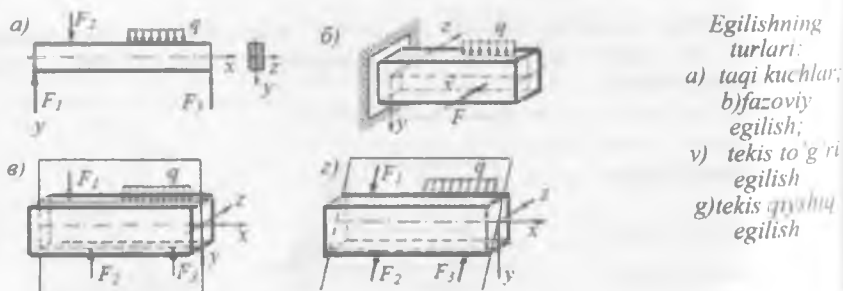
Metall balkalarning quyidagi turlari mavjud [32]:

- statik sxemaga ko'ra konsol, uzlukli va uzluksiz. Metall konstruksiyalarda erkin tayanuvchi (bikr mahkamlanmagan) uzlukli balkalar ishlatiladi. Uzluksiz va bir prolyotli bikr 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 bikrlikka tekshirishda amaliy ahamiyatga ega



Egilish deb, sterjenni shunday deformatsiyalanishiga aytiladiki, bunda tashqi kuchlar (to'planma, taqsimlangan, juft kuch) uning bo'yлама 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, b*). 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, v*). Tashqi kuchlarning ta'sir chizig'i birorta bosh markaziy o'qlarda joylashmagan

tekis qiyshiq egilish deyiladi (rasm, b).

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.

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.

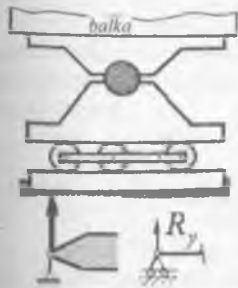
6.1. Tayanch va tayanch turlari

Jism harakatini cheklovchi sabab bog'lanish deyiladi. Bog'lanishlar tayanch vazifasini bajaradilar. Tayanchlar imoratlarining asoslari, valni dvigatel korpusiga, shkv va yulduzchalarni valga o'rnatishda va h.k larda hosil bo'ladi.

Sharnirli tayanchlar to'g'risida tushuncha. Sharnirli tayanchlar ko'priksizlik va qurilish konstruksiyalarida, mashina va mexanizmlarda keng qo'llaniladi.

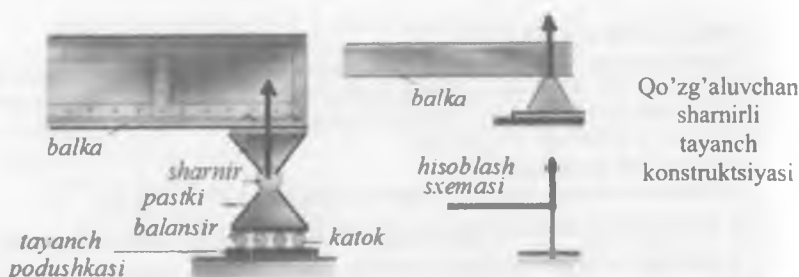
Uch xil sharnirli tayanch turlari mavjud:

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

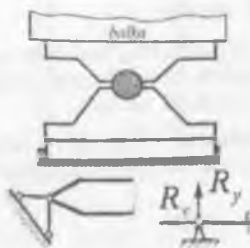


6.2-rasm. Qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch

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 nuq-tasining harakatini cheklaydi. Tayanch kesim ikkita erkinlik darajaga ega, bitta reaksiya hosil bo'ladi (6.2-rasm)

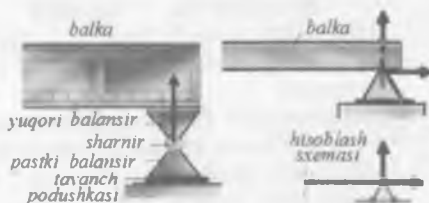


Qo'zg'aluvchan
sharnirli
tayanch
konstruksiyasi



6.3-rasm. Qo'zg'almas
sharnirli tayanch

2) **qozg'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
konstruksiyasi

3) **Qozg'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 (6.4-rasm, a-b).



6.4-rasm. Birk mahkamlangan tayanchlar

Fermalarni tayanchlarida juda katta reaksiyalar hosil bo'ladi, ularni ferma uzelinesing o'qi bo'yicha qabul qilinmasa qo'shimcha kuchlanishlar yuzaga keladi.

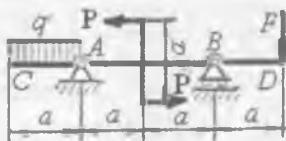


Ko'p proletli fermalarning maxsus tayanchlari [32].

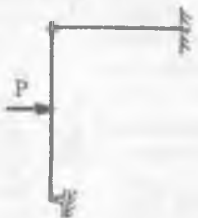
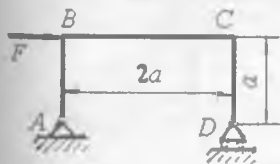
a) tangentsial; b) balansirli; v) katokli.

Reaksiyalarni aniq uzatish uchun tangaentsial va maxsus balansirli tayanchlardan foydalanish lozim (rasm, a-b). Prolyot uzunligi 60...90 m. bo'lsa fermanni salqiligi va temperaturaviy deformatsiya natijasida tayanchlarni o'zaro siljishi kuzatiladi. Bunda gorizontaal ko'chishni cheklamaslik uchun bitta tayanch katokli bo'lishi mumkin (rasm, v).

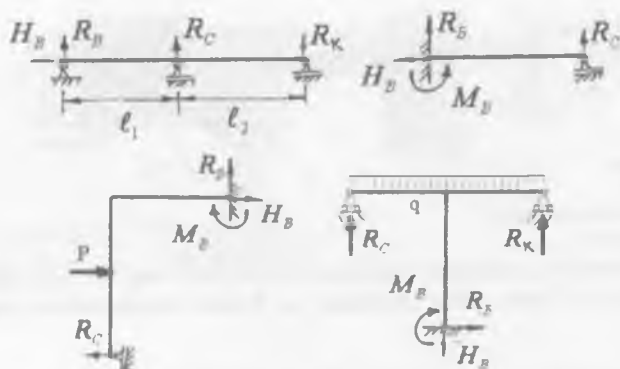
Statikaning tenglamalari orqali reaksiya kuchlarni topish mumkin bo'lgan balkalar statik aniq sistemalarga kiradi. Bunday masalalarga ko'p prolyotli va oraliq sharnirli balkalar ham misol bo'ladi.



Ikki tayanchli balkalar



Ikki tayanchli va oraliq sharnirli ramalar



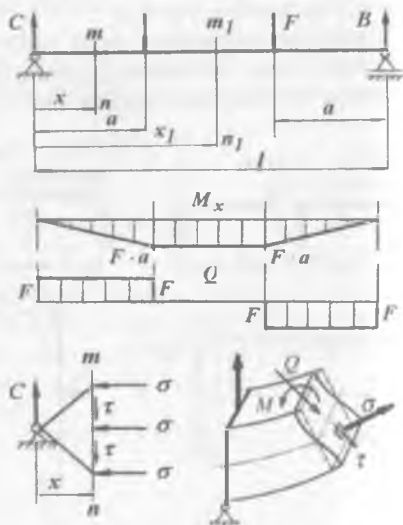
6.5 – rasm
Statik
noaniq
balkalar va ramalar

Ayrim hollarda balka bir nechta tayanchlarga tayanishi mumkin. Bu xildagi balkalarda reaksiya kuchlarining soni kamida to'rtta bo'ladi va 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 (6.5 – rasm). Shuning uchun bu balkalarda reaksiya kuchlarini statikaning tenglamalari bilan topib bo'lmaydi. Bunday balkalar statik noaniq. Statik noaniq masalalarni Yechish usuli, keyinroq maxsus mavzu sifatida ko'rib chiqiladi.

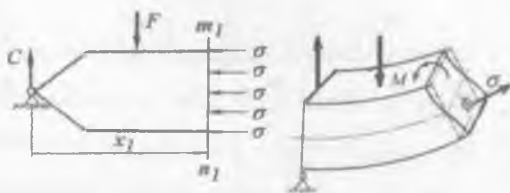
6.2. EGILISHDA NORMAL KUCHLANISH

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 (6.6 – rasm).

Vertikal tekislikda joylashgan C va Q kuchlari balkani x oraliqda $M = Sx$ juft kuch momentini hosil qiladi. Juft kuch momenti M balkani $m - n$ tekisligidagi $-$ kesim yuzasida normal kuchlanishlar σ - ni keltirib chiqaradi.



Demak, balkani C tayan-chidan x masofada joylashgan kesim yuzasida τ va σ kuchlanishlari hosil bo'lib, bu kuchlanishlar balkani bir kesimidan ikkinchi kesimiga uzatila-di (6.6 – rasm).



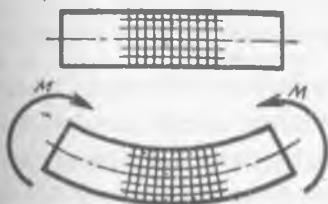
6.6 – rasm. Egilishda ichki kuch faktorlari va kuchlanishlar.

Berilgan balkaning $m-n$ kesimidan normal kuchlanish σ -ni topish uchun, shu kesimdagi urinma kuchlanishni qiymatini, uning kesim yuzasidagi tarqalish xususiyatini bilishimiz kerak. Kesim yuzasidagi τ norma'lum bo'lganligi uchun, normal kuchlanishni balkaning bu kesimidagi kuchlanganlik holatidan foydalanib topa olmaymiz, chunki σ va τ 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 kesimida $Q = C - F = F - F = 0$ yoki $\tau = 0$ bo'lganligi uchun bu kesimda faqat $M = Fa$ eguvchi moment yoki normal kuchlanishlar σ ta'sir qiladi. 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 ekan. Normal kuchlanishni sof egilish holatidan foydalanib topamiz.

Buning uchun quyidagi gipotezalardan foydalanamiz:

a)



b)



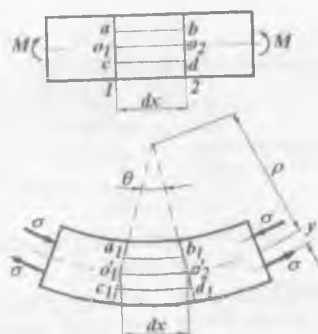
chozilgan tola

6.7 – rasm. Neytral qatlamni aniqlashga oid sxema

- balkaning deformatsiyasigacha tekis bo'lgan ko'ndalang kesim yuzasi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi (6.7 – rasm) va bir-biriga nisbatan θ burchakka og'adi: o'zaro parallel bo'ylama chiziqlar egrilanadi 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 $E = const$ deb qabul qilinadi; tolalar bir – biriga vertikal tekislikda bosim ko'rsatmaydi. Demak, 6.8 – rasm (a) dagi ab chiziq siqiladi, cd – chiziq esa cho'ziladi. Siqiladigan va cho'ziladigan tolalar orasidagi O_1O_2

tolalar cho'zilmaydi ham, siqilmaydi ham. Shuning uchun $O_1O_2 = O_1'O_2' = dx$, ya'ni O_1O_2 tolani uzunligi o'zgarmaydi. Balkaning deformatsiyalanishida, o'z uzunligi ni o'zgartirmaydigan material tolasi neytral qatlam deyiladi. Neytral qatlam bilan ko'ndalang kesimning kesishishidan hosil bo'lgan chiziq neytral o'q deyiladi.

6.7 – rasm (a)dan cd tolaning nisbiy uzayishini topamiz:



$$\varepsilon = \frac{\Delta_{cd}}{cd} = \frac{c_1 d_1 - cd}{cd} = \frac{c_1 d_1 - dx}{dx}$$

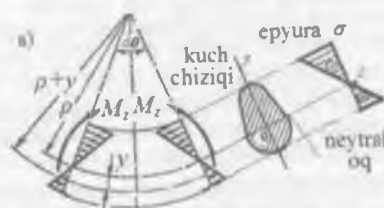
Bu erda sxemadan $c_1 d_1 = \theta(\rho + y)$ va

$$dx = \theta \cdot \rho. \text{ Unda } \varepsilon = \frac{y}{\rho} \text{ ifodani}$$

$$\sigma = \varepsilon \cdot E$$

Guk qonuniga keltirib qo'yilsa

$$\sigma = \frac{y}{\rho} E \quad (6.6) \text{ hosil bo'ladi}$$



(6.6) formula yorda-mida norma kuchla-nish kesim yuzaning balandligi bo'ylab o'zgarish qonuniyatini aniqlash mumkin (6.6 - rasm):

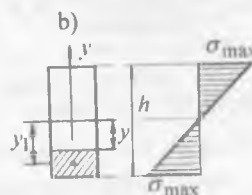
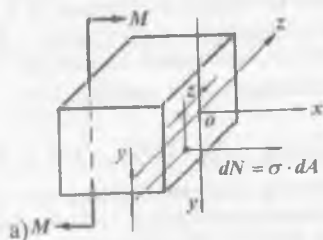
$$y = 0 \text{ bo'lsa } \sigma = 0$$

$$y = y_{\max} \text{ bo'lsa } \sigma = \sigma_{\max}$$

6.8 - rasm. Egilish. a) egilish xarakteri; b) eguvchi moment va normal kuchlanishni tarqalish qonuniyati

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. (6.6) formuladan σ ni topish uchun, uni tashqi kuch yoki eguvchi moment bilan bog'lashimiz (6.9-rasm, a) kerak. Buning uchun, balkadan ajratib olingan dx uzunlikdagi kesimini 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

$$\sum X = N = \int_A \sigma \cdot dA = 0 \quad \text{va} \quad \int_A \frac{E}{\rho} y dA = 0$$



6.9 - rasm. Sof egilishdan ajratib olingan balka bo'lagining (a) yuklanish sxemasi; b) to'g'ri turtburchak yuzasida normal kuchlanish epyurasi

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 $\int y dA = 0$ kesim yuzasining neytral o'qi OZ ga nisbatan statik momenti bo'lib, nolga teng. Shuning uchun OZ o'q kesim yuzasining og'irlik markazidan o'tadi. Ichki bo'ylama kuch va moment M kesim yuzasini Y va Z o'qlariga proektsiya bermaydi. Shuning uchun $\sum Z = 0$; $\sum y = 0$ tenglamalaridan foydalanmaymiz. Shuningdek, dN va M ni kesim yuzasini Ox va Oy o'qlariga nisbatan momentlari ham ayniyatga aylanganligi uchun $\sum M_x = 0$, $\sum M_y = 0$ tenglamalaridan 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 ifodadagi integral balka kesim yuzasining OZ o'qqa nisbatan inertsiya momentini bildiradi - $\int_A y^2 dA = I_z$. Unda $M_z = \frac{E}{\rho} \cdot I_z$ ni hosil qilamiz. Bu

tenglikdan $\frac{1}{\rho} = \frac{M_z}{EI_z}$ - neytral qatlam egriligini (6.6) formulaga qo'yib egilishda normal kuchlanish formulasini topamiz

$$\sigma = \frac{M_z \cdot y}{I_z} \quad (6.7)$$

(6.7) formula balka ko'ndalang kesim yuzasida neytral o'qdan y -masofadagi gorizontaal chiziqda (6.9 - rasm, b) yotuvchi istalgan nuqtadagi kuchlanishni topish uchun ishlatiladi.

Agar, $y = y_{\max}$ va $M_z = M_{\max}$ bo'lsa

$$\sigma = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_{\max}}{I_z} \quad \text{eku} \quad \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{\frac{I_z}{y_{\max}}} = \frac{M_{\max}}{W_z} \quad (6.8)$$

bu erda, W_z - kesimning OZ o'qqa nisbatan qarshilik momenti

Egilishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart

Egilishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma] \quad (6.9)$$

(6.9) formula asosida, materiallar qarshiligida uch xil masala echilishi

mumkin.

1. Konstruktsiyaga qo'yilishi mumkin bo'lgan yukning qiymati topiladi:

$$M_{\max} = [\sigma] \cdot W$$

2. Konstruktsiyaning kesimi tanlanadi: $W \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$

3. Konstruktsiyaning mustahkamlik sharti tekshiriladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]$$

Agar, balkaning materiali cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatsa, ya'ni $[\sigma]_y \neq [\sigma]_c$ bo'lsa, unda

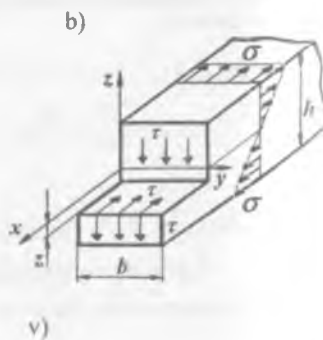
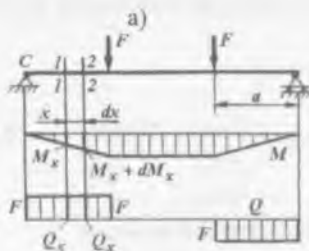
$$\sigma_{\max, y} = \frac{M_{\max}}{W_1} \leq [\sigma]_y \quad \text{va} \quad \sigma_{\max, c} = \frac{M_{\max}}{W_2} \leq [\sigma]_c \quad (6.10)$$

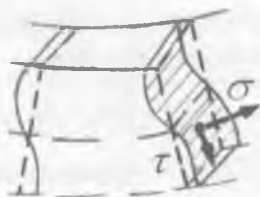
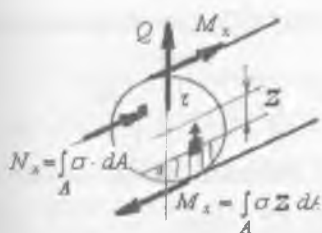
6.3. EGILISHDA URINMA KUCHLANISH

Shakli to'g'ri burchakli kesimning bo'ylama o'qiga perpendiku lyar bo'lgan ko'ndalang yuzadagi urinma kuchlanishni topamiz (6.10 – 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 (6.10–rasm, b). Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra, balkani ko'ndalang kesimiga perpendikulyar bo'lgan bo'ylama kesimida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi (6.10– rasm, b), ya'ni: $\tau = -\tau^1$.





6.10 – rasm. Egilishda urinma kuchlanish: a) balka uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari; b) urinma kuchlanishlar; v) egilishda balka kesim yuzasining egrilanishi.

Demak, balkaning bo'ylama o'qi yo'nalishida ham, urinma kuchlanishlar

τ^1 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 (6.10-rasm, v). Ko'ndalang kesimning bunday qisman egrilanishi normal kuchlanishning tarqalish qonuniyatiga ta'sir qilmaydi. Shuning uchun egilishda urinma kuchlanishni topishda tolalarning siljishi gipotezasi hisobga olinmaydi. Egilishda urinma kuchlanish formulasini keltirib chiqarish uchun, balkani C tayanch nuqtasidan x va kesimning neytral qatlamidan Z masofada joylashgan dx elementar uzunlikdagi qismini ajratib olamiz (6.11-rasm). Ajratib olingan to'g'ri burchakli elementning gorizontaal $BB_1O_1^1O_2^1$ yuzasi τ^1 urinma kuchlanishlari; vertikal BKO_1^1 yuzasi N_1 va unga parallel yuzada N_2 ichki bo'ylama kuchlari ta'sirida bo'ladi (6.11 – rasm). $BB_1O_1^1O_2^1$ yuzadagi τ^1 urinma kuchlanishlarining teng ta'sir qiluvchisi $dT = \tau^1 b dx$ balkani bo'ylama o'qiga parallel yo'naladi. BO_1^1 qirraga ta'sir qilayotgan N_1 bo'ylama kuch BKO_1^1 yuzadagi σ_x normal kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchisi, ya'ni:

$$N_1 = \int_0^A \sigma_x dA = \frac{M_x}{I_y} \int_0^A Z_1 dA$$

Bu erda integral $\int_0^A Z_1 dA$ balkaning neytral qatlamidan Z masofada

ajratib olingan BKO_1^1 yuzaning neytral o'q u - ga nisbatan statik momenti,

ya'ni: $S_y^0 = \int_0^A Z_1 dA$. Unda $N_1 = \frac{M_x}{I_y} \cdot S_y^0$ hosil bo'ladi $B_1O_2^1$ qirraga ta'sir

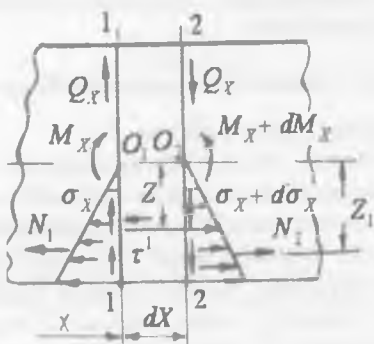
qilayotgan N_2 ichki bo'yla ma kuch $\sigma_x + d\sigma_x$ normal kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchisi, ya'ni:

$$N_2 = \int_0^A (\sigma_x + d\sigma_x) dA = \frac{M_x + dM_x}{I_y} \int_0^A Z_1 dA = \frac{M_x + dM_x}{I_y} S_y^0$$

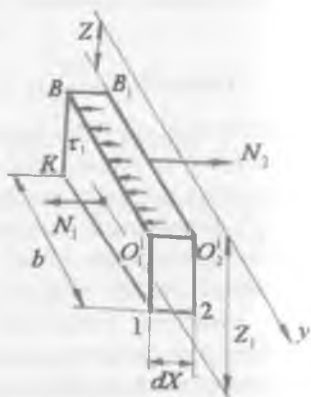
Ajratilgan olingan elementni muvozanat shartini yozamiz:

$$\sum x = N_1 + dT - N_2 = 0 \quad \text{va} \quad \frac{M_x}{I_y} \cdot S_y^0 + \tau^1 b dx - \frac{(M_x + dM_x)}{I_y} \cdot S_y^0 = 0$$

a)



b)



6.11 – rasm. Balkaning elementar oraliqdagi (a) ichki kuch faktorlari va cho'zuvchi kuchlanishlar; b) urinma kuchlanishni topish sxemasi.

Ayrim soddalashtirishlardan keyin: $\tau = \frac{dM_x}{dx} \cdot \frac{S_y^0}{I_y \cdot b}$ hosil bo'ladi.

Agar, $\frac{dM_x}{dx} = Q_x$ (Juravskiy formulasi) differentsial bog'lanishni hisobga olsak, egilishda urinma kuchlanish formulasi kelib chiqadi.

$$\tau = \frac{Q_x \cdot S_y^0}{I_y \cdot b} \quad (6.11)$$

bu erda: S_y^0 - ajratib olingan elementning BKO_1 1 yuzasini, ya'ni

balkaning neytral o'qidan Z masofadan pastda va balka kesimining chetki 1 nuqtasidan yuqorida qolgan BKO_1 1 yuzasini neytral o'q - ga nisbatan statik momenti;

b - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesim yuzasining eni

I_y - balka kesim yuzasining neytral o'q u - ga nisbatan inertiya momenti.

(6.11) formula Juravskiy formulasi deyiladi. Demak, 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'zgaras enli bo'lavermaydi. O'zgaruvchan enli kesimlarda τ , kesim enining o'zgarish nuqtasida ikki xil qiymatga ega bo'ladi.

(6.11) formulaga asosan, τ kesimning balandligi bo'ylab egri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. 6.11 – rasmdan ko'rinishicha Z masofa qanchalik kichik bo'lsa, BKO_1 yuza shuncha kattalashadi, unda yuzani u - o'qiga nisbatan statik momenti ham qatnashadi. Demak, kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta neytral o'qqa yaqinlashsa, undagi urinma kuchlanish τ ham kattalashadi. Agar, kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta B yoki O_1 nuqtalar neytral o'qdan eng uzoqda joylashsa, ya'ni B nuqta 1 nuqta bilan ustma-ust tushsa, unda ajratilgan elementning yuzasi nolga teng bo'ladi, BKO_1 yuzani u - 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.

To'g'ri to'rtburchak kesimida urinma kuchlanishning tarqalish qonuniyatini

aniqlash uchun Juravskiy formulasidan foydalanamiz

$$\tau = \frac{Q S_y^0}{I_y b}$$

bu erda: S_y^0 - to'g'ri to'rtburchakning kesim yuzasidan ajratilgan $BKCD$ shtrixlangan yuzaning u -o'qiga nisbatan statik

momenti, ya'ni:

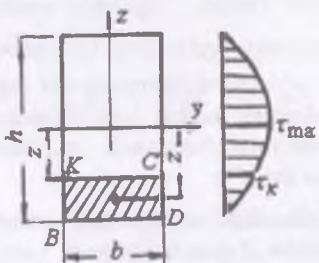
$$S_y^0 = A_{BKCD} \cdot Z_1 \quad (6.10\text{-rasm})$$

$A_{BKCD} = b \left(\frac{h}{2} - Z \right)$ - ajratilgan $VKSD$ shtrixlangan yuza;

$Z_1 = \frac{h}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - Z \right)$ - ajratilgan $BKCD$ yuzaning og'irlik markazidan neytral

o'qigacha bo'lgan masofa.

$$\text{Unda } S_y^0 = b \left(\frac{h}{2} - Z \right) \left[\frac{h}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - Z \right) \right] = \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - Z^2 \right)$$



6.12-rasm. Urinma kuchlanishni tarqalish qonuniyati

$I_y = \frac{bh^3}{12}$ - to'g'ri to'rtburchakning markaziy o'qiga nisbatan inertsia momenti.

$$\tau = \frac{Q \cdot \frac{b}{2} \left[\frac{h^2}{4} - Z^2 \right]}{\frac{bh^3}{12} \cdot b} = \frac{6Q \left[\frac{h^2}{4} - Z^2 \right]}{bh^2} \quad (6.12)$$

Bu erda, agar $Z = 0$ bo'lsa $\tau = \tau_{\max} = \frac{3Q}{2bh}$

va $Z = \frac{h}{2}$ da $\tau = 0$

(6.12) 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.

Normal va urinma kuchlanish formulalarini turli kesimlarga tadbiq etish

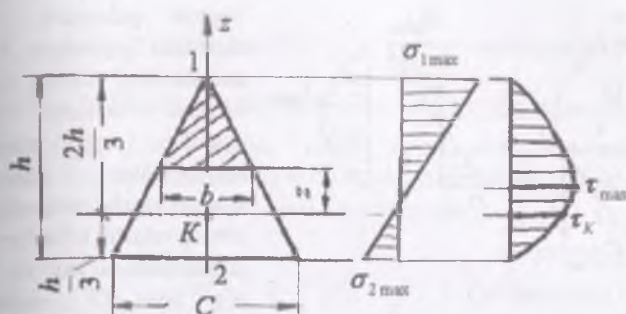
1. Uchburchak. Kesimning 1 va 2 nuqtalari neytral o'qdan uzoqda bo'lib, 1 nuqta cho'zilish va 2 nuqta siqilish tolalarida joylashgan.

$$\text{Mustahkamlik shart: } \sigma_{1\max} = \frac{M_{\max}}{W_x^I} \leq [\sigma]; \quad \sigma_{2\min} = \frac{M_{\max}}{W_x^{II}} \leq [\sigma]$$

$$\text{bu erda: } W_x^I = \frac{bh^2}{24} \quad \text{va} \quad W_x^{II} = \frac{bh^2}{12} \quad \text{qarshilik momentlar}$$

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
kuchlanishlarni
o'zgarish
epyrasi*

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)

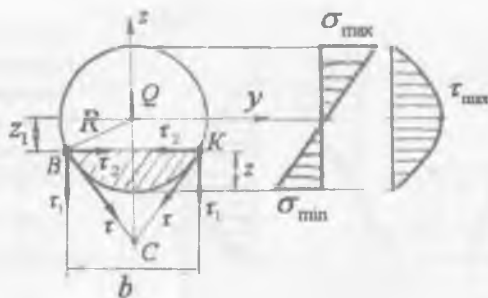
$Z = 0$ bo'lsa, $\tau = \frac{8}{3} \cdot \frac{Q}{ch} = \tau_k$

$Z = \frac{h}{6}$ masofada $\tau = \tau_{max} = \frac{3Q}{ch}$

$\frac{h}{6}$ - masofada joylashgan nuqtada maksimal qiymatga erishadi.

2. Doiraviy kesim. Kesimning qarshilik momenti: $W_x = W_y = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$

Mustahkamlik sharti $\sigma_{\max} = \frac{32M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma]$



Doiraviy kesimning diametri balandligi bo'yicha normal va urinma kuchlanishlarni o'zgarish epyurasi

Neytral qatlmdan Z , masofada joylashgan B, K nuqtalaridagi urinma kuchlanishni topamiz. Bu nuqtalar dagi urinma kuchlanishlar doiraviy kesimning shu nuqtasidagi urinma tekislik bilan bir xil yo'nalishda bo'ladi va Z o'qi bilan C nuqtada kesishadi. B va K nuqtalardagi τ urinma kuchlanishlarni τ_1 va τ_2 kuchlanishlariga ajratish mumkin.

Kesimning B va K nuqtalaridagi gorizontal 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

$$\text{ham Juravskiy formulasidan foydalanamiz, ya'ni: } \tau = \frac{QS_y^0}{I_y b} \quad (6.13)$$

bu erda: S_y^0 - doiraviy kesimning Z - masofa va kesimning chetki nuqtasi bilan chegaralangan ajratilgan yuzasining neytral o'qqa nisbatan statik momenti.

$$S_y^0 = \frac{2}{3}(R^2 - Z^2)^{3/2} \quad \text{va} \quad b = 2\sqrt{R^2 - Z^2}$$

$$\text{Doiraviy kesimning neytral o'qqa nisbatan inertsia momenti } I_y = \frac{\pi \cdot R^4}{4}$$

ajratilgan yuzaning statik momenti S_y^0 va kesimning eni b ni (6.13) formulaga

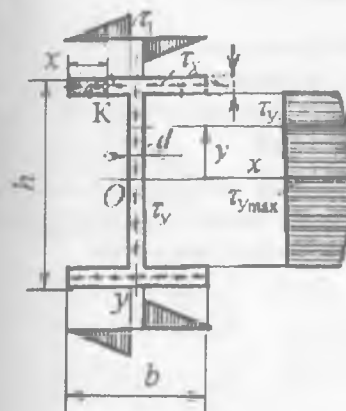
$$\text{qo'yamiz: } \tau = \frac{\frac{Q \cdot \frac{2}{3}(R^2 - Z^2)^{3/2}}{\frac{\pi \cdot R^4}{4} \cdot 2\sqrt{R^2 - Z^2}}}{\frac{\pi \cdot R^4}{4}} = \frac{4Q}{3\pi \cdot R^4}(R^2 - Z^2) \quad (6.14)$$

bu erda $0 \leq Z \leq \pm R$ oraliqda o'zgaradi.

$$\text{Agar, } Z = 0 \text{ bo'lsa } \tau = \tau_{\max} = \frac{4Q}{3\pi \cdot R^2} \text{ ya'ni urinma kuchlanish}$$

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. (6.14) formulaga asosan, τ doiraviy kesimni diametri bo'ylab parabola qonuni bilan o'zgaradi.



Qo'shtavr kesimining balandligi va polkasining eni bo'yicha urinma kuchlanish epyurasi

3.Qo'shtavrli kesim

Qo'shtavrning supachasi neytral o'qdan uzoq masofada joylashganligi uchun, bu yuza asosan normal kuchlanishlar ta'sirida bo'ladi. Qo'shtavr devoriy qismidan neytral o'qqa yaqinlashgan sayin normal kuchlanish kichiklashib keladi va neytral o'q ustida $\sigma = 0$. Qo'shtavr devorida urinma kuchlanishni topish uchun ushbu

nuqta bilan kesimning chetki nuqtasi orasidan ajratib olingan yuzaning statik momentini yozamiz.

$$S_x^0 = bt\left(\frac{h-t}{2}\right) + \frac{d}{2}\left(\frac{h_1^2}{4} - y^2\right)$$

Bu yerda, $h_1 = h - 2t$ qo'shtavr devorining balandligi

$$\text{Urinma kuchlanish: } \tau = \frac{Q}{2I_x d} \left[bt(h-t) + d\left(\frac{h_1^2}{4} - y^2\right) \right] \quad (6.16)$$

$$\text{bu erda: } I_x = \frac{d \cdot h_1^3}{12} + 2 \left[\frac{b \cdot t^3}{12} + bt\left(\frac{h-t}{2}\right)^2 \right] \quad - \text{ qo'shtavr kesimining}$$

neytral o'q x - ga nisbatan inertsia momenti,

d - kuchlanish tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesimning eni.

(6.16) formulaga asosan, qo'shtavr devorining balandligi bo'ylab τ parabola qonuniyati bilan o'zgaradi.

Agar, $u = 0$ bo'lsa $r = r_{\max} = \frac{Q}{2I_x d} \left[bt(h-t) + \frac{d^2}{4} \right]$ va

$$y = \frac{h_1}{2}; r = r_1 = \frac{Qbt(h-t)}{2I_x d}$$

Qo'shtavr devorining balandligi bo'ylab urinma kuchlanish egri chiziq qonuni bilan tarqaladi (r - epyurasidagi punktir chiziq).

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:

$$\tau_n = \frac{QS_x^0}{I_x t_n}$$

Kesimni b o'rniga t olindi.

Qo'shtavr supachasidan ajratib olingan, x -uzunlikdagi shtrixlangan yuzaning statik momentini topamiz:

$$S_x^0 = t \cdot x \cdot \left(\frac{h-t}{2} \right)$$

Qo'shtavrning supachasidan ajratib olingan yuzadagi K nuqtaning kuchlanishi quyidagicha topiladi:

$$\tau_K = \frac{Q \cdot x \cdot (h-t)}{2I_x}$$

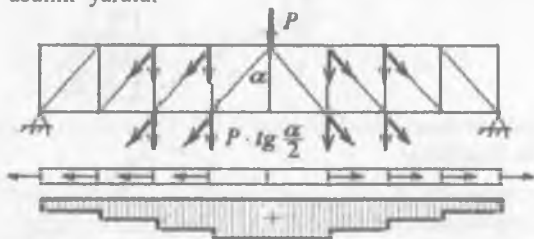
Bu kuchlanish supachaning erkin uchidagi nuqtada nolga teng bo'lib kesimning vertikal o'qiga tomon qiya to'g'ri chiziq bo'yicha o'sib boradi. Eng katta gorizontaal urinma kuchlanish $x = \frac{1}{2}(h-d)$ bo'lgan vertikal chiziqda, ya'ni devor chiziqi supachani kesib nuqtasida hosil bo'ladi:

$$\tau_{I_{\max}} = \frac{Q(b-d)(h-t)}{4I_y}$$

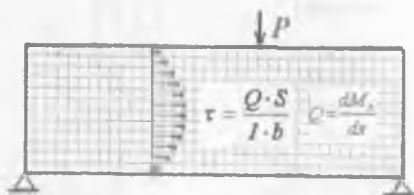
DMITRIY IVANOVICH JURAVSKIY

(1821 – 1891)

D.M.Juravskiy dunyo amaliyotida birinchi bo'lib ferma elementlaridagi zo'riqish kuchlarni aniqlash usulini yaratdi



Yog'ochdagi siljituvchi kuchlanishlarni o'rganish asosida ko'ndalang egilishda urinma kuchlanish formulasini yaratdi D.M. Juravskiy Peterburg yo'llar aloqasi injenerlar institutini tamomlab 21yoshida Moskva – Peterburg yo'lida ikki tarmoqli Verebin ko'prigini loyihalaydi va ko'prikn qurilishiga rahbarlik qiladi.

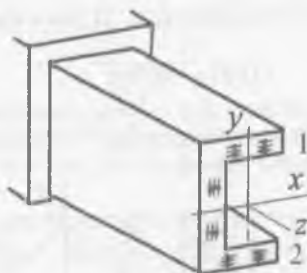


Ko'prikn proleti 51.2 m., suv sathidan 40.4 m. balandlikda

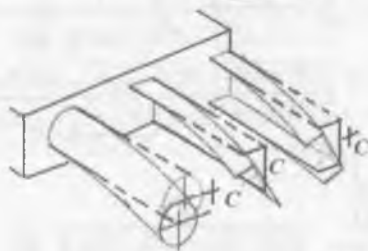


6.4. Egilish markazi

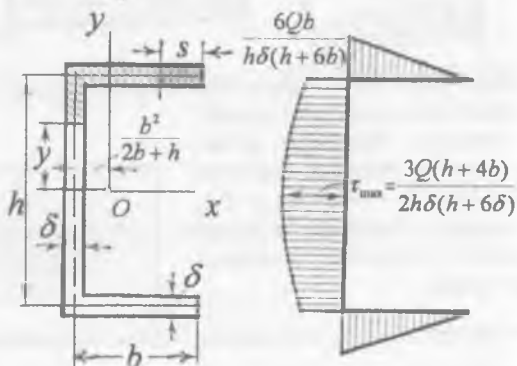
a) urinma
kuchlanishlar
potoki va
ularnig
yo'nalishi



b) urinma
kuchlanishlar
momenti
ta'sirida
profilning
deforma-
tsiyasi



v)
urinma
kuchlanishni
aniqlash
va uning
tarqalish
qonuniyati-ga
oid
6.13 - rasm



Ayrim profil-
lar da urinma
kuchlanishlarning
oqimi kesim yuzaning
markazidan o'tadi.
Masalan: doira,
to'rtburchak,
qo'shtavr, uchburchak.
Ochiq profilni ayrim
kesimlarda (shveller,
burchak, halqasimon
kesim va h.k) urinma
kuchlanishlar to'plami
(6.13- rasm, a)
profilning og'irlik
markazidan o'tmaydi

Natijada, kuchlanishlar to'plami kesimning og'irlik markaziga nisbatan M_δ - moment hosil qiladi.: $M_\delta = QX + T(h-t)$,

bu erda X - shveller devorining qalinligi - δ ning yarmidan og'irlik markazi O nuqtagacha bo'lgan masofa (6.13-rasm, v)

$$X = \frac{b^2}{2b+h} \cdot \text{va } T = \frac{\tau_{max} \cdot t + 0}{2} t b_1 = \frac{Q b_1^2 (h-t)}{4I_y} t - \text{shveller supachasidagi}$$

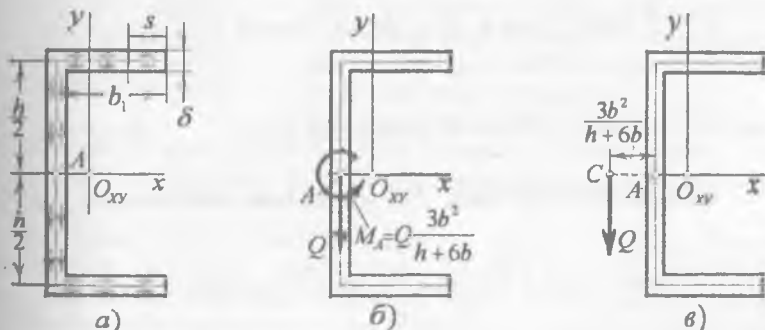
urinma kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchisi.

M_δ - burovchi moment ta'sirida ochiq profilni element buraladi. Natijada element egilish bilan birga buralishga (6.13-rasm, b) ham uchraydi. Ochiq profilni elementning kuchlanganlik holati murakkablashadi. Agar urinma kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchilari - Q ko'ndalang kuch va T tangentsial kuchlarning kesimdan tashqaridagi biror nuqtaga nisbatan momentlarini nolga tenglashtirib, M_δ burovchi momentni muvozanatlashtirilsa ochiq profilni elementning buralishini cheklab qo'yish mumkin.

$$\Sigma M_x = Q\ell - T(h-t) = 0 \quad \text{va} \quad \ell = \frac{T(h-t)}{Q} = \frac{b_1^2(h-t)(h-t)}{4 \cdot I_y} t \quad (6.18)$$

Bu nuqta egilish markazi deyiladi va Q ko'ndalang kuchdan ℓ - masofada joylashadi (6.14-rasm).

Egilish markazi deb, ichki kuch momentlarining yig'indisi nolga teng bo'lgan nuqtaning holatiga aytiladi. Egilish markazi kesim yuzasidan tashqarida joylashadi. Egilish markaziga shunday kuch qo'yiladiki, bu kuch ichki kuchlarning profil kesimining og'irlik markaziga nisbatan momentlarini muvozanatlashtiradi. Demak, egilish markaziga nisbatan tashqi va ichki kuchlar momentlarining yig'indisi nolga teng bo'ladi



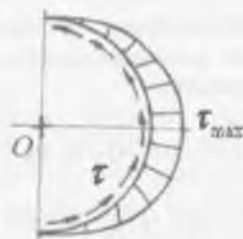
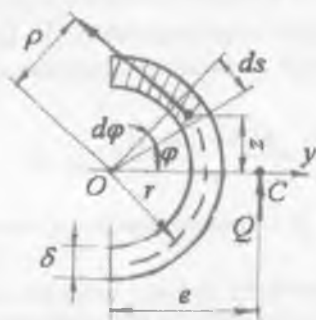
6.14 - rasm. Egilish markazini aniqlash sxemalari: a) urinma kuchlanishlar oqimi; b) urinma kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchilari; v) egilish markazining koordinatasi.

misol. - 4. Vertikal tekislikda egilishga uchraydigan yupqa devorli halqasimon kesimli balkaning og'irlik markazi topilsin. Yarim halqasimon kesimning radiusi $r = 25$ sm, qalinligi $\delta = 0,25$ sm. $Q = 70$ kN ko'ndalang kuch ta'siridan kesimning urinma kuchlanish epyurasini quring (6.15 - rasm).

Yechish. Kesimdagi barcha urinma kuchlarning teng ta'sir qiluvchisini ko'ndalang kuch Q deb qabul qilamiz. Yarim halqasimon kesimdan ajratilgan elementar yuzachadagi urinma kuch: $dT = \tau \cdot dA = \tau \cdot \delta \cdot ds$ ni O nuqtaga

nisbatan momenti Q kuchning shu nuqtaga nisbatan momentiga teng bo'ladi,

$$\text{ya'ni: } Q\ell = \int dT \cdot \rho = \int \tau \cdot \delta \cdot dS \rho = \int \frac{QS_y^0}{I_y \delta} \delta \cdot \rho \cdot dS.$$



6.15 - rasm. Yarim xalqasi-mon kesimda urinma kuchla-nishlar oqimi va tarqalish qonuniyati

Chizmadan (6.15 - rasm) $\rho = r$; $dS = r d\varphi$ va ajratilgan elementar yuzaning y o'qiga nisbatan statik momenti:

$$S_y^0 = \int_{\varphi}^A Z dA = \int_{\varphi}^{\frac{\pi}{2}} r \sin \varphi \cdot \delta \cdot r \cdot d\varphi = r^2 \delta \cos \varphi$$

va $\ell = \frac{1}{I_y} \int S_y^0 \rho \cdot dS$. Chizmadan $\rho = r$, $ds = r \cdot d\varphi$ va

ajratilgan elementar yuzani y o'qiga nisbatan statik momenti

$$S_y = \int_{\varphi}^A z \cdot dA = \int_{\varphi}^{\frac{\pi}{2}} r \cdot \sin \varphi \cdot \delta \cdot r \cdot d\varphi = r^2 \cdot \delta \cdot \cos \varphi$$

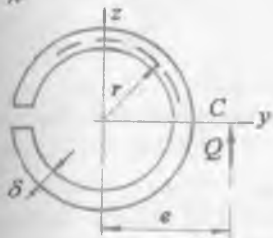
Yarim halqasimon kesimning y - o'qiga nisbatan inertsia momenti:

$$I_y = \int_{\varphi}^A Z^2 dA = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} (r \sin \varphi)^2 \delta \cdot r d\varphi = \frac{\pi \cdot r^3 \delta}{2}$$

$$\text{Unda } \ell = \frac{1}{I_y} \int S_y^0 \rho dS = \frac{2}{I_y} \int_0^{\frac{\pi}{2}} r^2 \delta \cos \varphi \cdot r \cdot r d\varphi = \frac{2r^4 \delta}{I_y} = \frac{4r}{\pi}$$

Demak, yarim halqasimon kesimning egilish markazi O nuqtadan

$\ell = \frac{4r}{\pi}$ masofada joylashgan C nuqtada bo'ladi.



Kesimning istalgan nuqtasidagi urinma kuchlanishni topamiz:

$$\tau = \frac{QS_y^0}{I_y \delta} = \frac{Q \cdot r^2 \cos \varphi}{I_y} = \frac{2Q \cos \varphi}{\pi \cdot r \delta}$$

Eng katta urinma kuchlanish:

$$\tau_{\max} = \frac{2Q}{\pi \cdot r \delta} = \frac{2 \cdot 7000}{3,14 \cdot 25 \cdot 0,25} = 715 \text{ kN/m}^2$$

Kesilgan halqa uchun ℓ ni topamiz:

$$S_y = r^2 \delta (1 - \cos \varphi); \quad I_y = \pi \cdot r^3 \delta$$

Unda $\ell = 2r$ hosil bo'ladi.

Doiraviy kesimli ochik profilning egilish markazini tajribada aniqlash

Laboratoriya sharoitida egilish markazini tajriba asosida CM qurilmasida quyidagi tartibda topiladi:

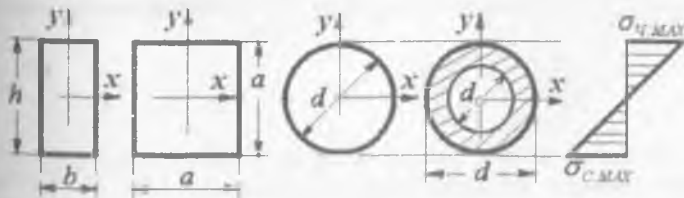
Yuk qo'yilgunga qadar indikatorlarning ko'rsatkichi nolga keltiriladi. Yuk osilgandan indikatorlarning ko'rsatkichlari har xil bo'ladi. bu ko'rsatkichlar yozib olinadi.

Yukni shkalali ushlagichda harakatlantirilib ikkala

indikatorlarning ko'rsatkichi bir xil qiymatga keltiriladi. Indikatorlarni bu holatiga to'g'ri keluvchi yukni o'rni – egilish markazining tajribaviy qiymatini bildiradi.

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 inertiya momentlaridan foydalanib topamiz:



to'g'ri to'rtburchak $W_x = \frac{b \cdot h^3}{6}$, kvadrat $W_x = \frac{a^4}{6}$,

aylana $W_x = \frac{I_x}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ va xalqa $W_x = \frac{I_x}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} (1 - c^4)$

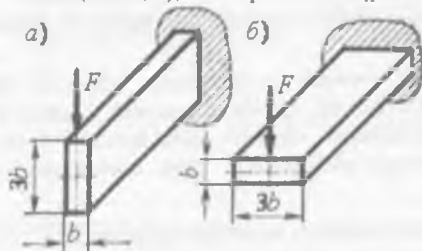
h - to'g'ri to'rtburchak inertsia momenti olingan x -o'qiga perpendikulyar joylashgan kesimni balandligi. Kesimi simmetrik bo'lgan plastik materiallardan tayyorlangan balkalar cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatadi, shuning uchun bu kesim-larda $\sigma_{x, \max} = \sigma_{C, \max}$. Amalda 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 qulaydir. 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'minlashdir.

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:

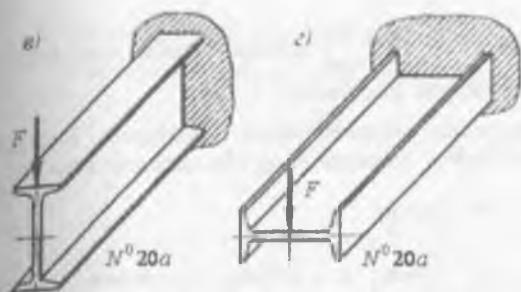
$$\omega_x = \frac{W_x}{\sqrt{A^3}} \quad \text{Buerda } \omega_x -$$

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 joylashuvi-ga 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 aylan-tirgandagi holatiga



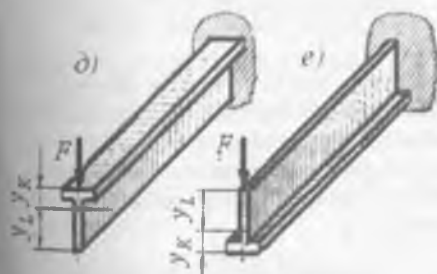
a), b) to'rtburchak va v), g) qo'shtavr

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 inertiya 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 – kulrang 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, simmetrik kesimdan

foydalanish noqulay, chunki siqiladigan tomon materiali kam yuklanadi va ortiqcha material sarflanishiga 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 kesimdan 2,22 marotaba ko'p yukni ko'taradi. Bu

holatni aniqlash uchun $\frac{y_K}{y_C} = \frac{[\sigma_t]}{[\sigma_c]}$ tenglikdan foydalanildi:

$$\sigma_{\max, t} = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y_K \leq [\sigma], \quad \text{va} \quad \sigma_{\max, c} = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y_C \leq [\sigma]$$

Bu shart balka uzunligi bo'yicha eguvchi moment o'zgarmas bo'lsa qammarali bo'ladi. Balkani uzunligi bo'ylab eguvchi moment o'zgaruvchan bo'lgan hol uchun misol echamiz.

misol. $[\sigma_y] = 40 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ va $[\sigma_c] = 120 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ kuchlanishlardan foydalanib cho'yon balka uchun ruxsat etilgan yuk hisoblansin.

Yechish. 1. Kesimni geometrik xarakteristikalarini hisoblaymiz. Buning uchun uni ikkita to'g'ri to'rtburchakka ajratamiz va og'irlik markazini topamiz:

$$y_c = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2}{A_1 + A_2} = 115 \text{ mm bu erda:}$$

$$h_1 = 120 \text{ mm}; b_1 = 15 \text{ mm}; h_2 = 30 \text{ mm}; b_2 = 120 \text{ mm}; y_1 = 60 \text{ mm};$$

$$y_2 = 135 \text{ mm}; A_1 = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ sm}^2 \text{ va } A_2 = 3 \cdot 12 = 36 \text{ sm}^2$$

x_c, y_c - bosh markaziy o'qlarga nisbatan kesimni inertsiya momentini hisoblaymiz:

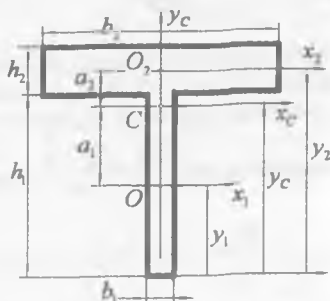
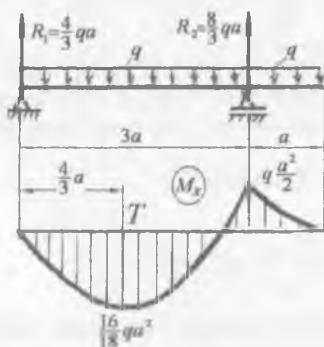
$$I_y = I_{y1} + I_{y2} = \frac{b_1^3 \cdot h_1}{12} + \frac{b_2^3 \cdot h_2}{12} = \frac{12 \cdot (1,5)^3}{12} + \frac{3 \cdot (12)^3}{12} = 435 \text{ sm}^4$$

$$I_x = I_{x1} + a_1^2 \cdot A_1 + I_{x2} + a_2^2 \cdot A_2 = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + (5)^2 \cdot 1,5 \cdot 12 + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + (2,5)^2 \cdot 12 \cdot 3 =$$

$$= \frac{1,5 \cdot (12)^3}{12} + 450 + \frac{12 \cdot (3)^3}{12} + 225 = 918 \text{ sm}^4$$

bu erda: $a_1 = y_c - y_1 = 11 - 6 = 5 \text{ sm}; a_2 = y_2 - y_c = 13,5 - 11 = 2,5 \text{ sm}$

2. Balkani xavfli va ratsional kesimini tanlaymiz. Eng katta eguvchi moment T kesimda hosil bo'ladi. Bu kesimda yuqori qatlam materiali siqiladi. Kesimni neytral o'qiga nisbatan polka tomondagi materialning og'irligi 112,5 kG bo'lib, polkaga qarama - qarshi tomonda joylashgan materialning og'irligidan (49,5 kG) - 2,273 marotaba katta. Shuning uchun kesimning polkasini pastda joylashtirish lozim. Bu holatda materialni ko'p



Berilgan balkaning kesim yuzasi

qismi cho'ziladigan tomonda joylashadi.

Cho'ziladigan tola bo'yicha ruxsat etilgan yukni hisoblaymiz:

$$\sigma_{\max, y} = \sigma_K = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_K \leq [\sigma], \quad \text{bu erda} \quad M_T = \frac{16}{18} q \cdot a^2$$

$$\text{unda} \quad \sigma_{\max, y} = \frac{16q \cdot a^2}{18 \cdot I_X} \cdot y_K \leq [\sigma], \quad \text{va}$$

$$q = \frac{18 \cdot [\sigma_y] \cdot I_X}{16 \cdot a^2 \cdot y_K} = \frac{18 \cdot 40 \cdot 918 \cdot 10^4}{16 \cdot (1000)^3 \cdot 40} = 10,33 \frac{N}{mm}$$

T – kesimdagi siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar:

$$\sigma_c = \sigma_L^T = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_L = \frac{\frac{16}{18} \cdot 10,33 \cdot 10^6 \cdot 110}{918 \cdot 10^4} \approx 110 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_y = \sigma_K^T = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_K = \frac{\frac{16}{18} \cdot 10,33 \cdot 10^6 \cdot 40}{918 \cdot 10^4} \approx 40 \frac{N}{mm^2}$$

Balkani B - tayanch kesimida neytral o'qdan yuqori qatlam materiali cho'ziladi, pastki qatlam materiali siqiladi. Unda polka siqiladigan material

tomonida joylashadi. Bu kesimda eguvchi moment $M_B = q \cdot \frac{a^2}{2}$ ga teng.

Mustahkamlik shart cho'ziladigan material uchun quyidagicha yoziladi

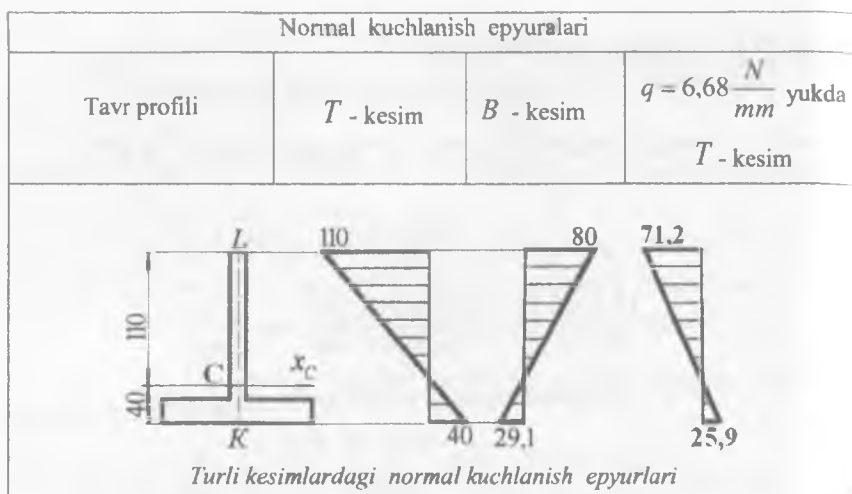
$$\sigma_{\max, y} = \frac{M_B}{I_X} \cdot y_L \leq [\sigma], \quad \text{yoki} \quad \sigma_{\max, y} = \frac{q \cdot a^2}{2 \cdot I_X} \cdot y_L \leq [\sigma]$$

$$\text{buerdan} \quad q = \frac{2 \cdot [\sigma_y] \cdot I_X}{a^2 \cdot y_L} = \frac{2 \cdot 918 \cdot 10^4}{16 \cdot 110} = 6,68 \frac{N}{mm}$$

B – kesimdagi siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar:

$$\sigma_c = \sigma_K^B = \frac{M_B}{I_X} \cdot y_K = \frac{6,68 \cdot 10^6 \cdot 40}{918 \cdot 10^4} \approx 29,1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_y = \sigma_L^B = \frac{M_B}{I_X} \cdot y_L = \frac{6,68 \cdot 10^6 \cdot 110}{918 \cdot 10^4} \approx 80 \frac{N}{mm^2}$$



Ushbu nuqtalardagi kuchlanishlarni $q = 10,33 \frac{N}{mm}$ kuch ta'sirida hisoblansa $\sigma_L^B = 123,75 \frac{N}{mm^2} > [\sigma_C]$ va $\sigma_K^B = 45 \frac{N}{mm^2} > [\sigma_q]$ hosil bo'ladi. Ruxsat etilgan yukni $q = 6,68 \frac{N}{mm}$ qabul qilamiz.

3. Qo'shtavr profilining polkasini yuqorida joylashgan holat uchun ruxsat etilgan yukni hisoblaymiz.

Cho'ziladigan tola bo'yicha ruxsat etilgan yukni hisoblaymiz:

$$\sigma_{\max} = \sigma_L = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_L \leq [\sigma], \quad \sigma_{\max} = \frac{16q \cdot a^2}{18 \cdot I_X} \cdot y_L \leq [\sigma]$$

$$\text{buerdan } q = \frac{18 \cdot [\sigma_q] \cdot I_X}{16 \cdot a^2 \cdot y_L} = \frac{18 \cdot 40 \cdot 918 \cdot 10^4}{16 \cdot (1000)^3 \cdot 110} = 3,76 \frac{N}{mm}$$

T - kesimdagi siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar:

$$\sigma_C = \sigma_K^T = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_K = \frac{\frac{16}{18} \cdot 3,76 \cdot 10^6 \cdot 40}{918 \cdot 10^4} = 14,56 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_q = \sigma_L^T = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_L = \frac{\frac{16}{18} \cdot 3,76 \cdot 10^6 \cdot 110}{918 \cdot 10^4} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

Balkani B - tayanch kesimida neytral o'qdan yuqori qatlam materiali cho'ziladi. Unda polka cho'ziladigan material tomonida joylashadi. Mustahkamlik shart cho'ziladigan material uchun quyidagicha yoziladi

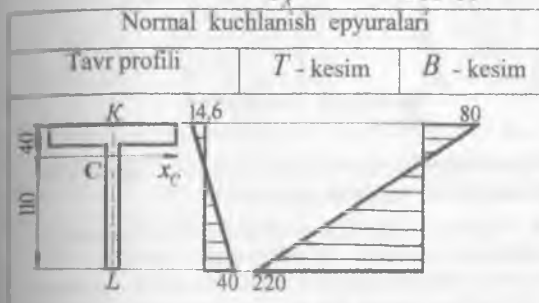
$$\sigma_{\max, y} = \frac{M_B}{I_x} \cdot y_K \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad \sigma_{\max, y} = \frac{q \cdot a^2}{2 \cdot I_x} \cdot y_K \leq [\sigma]$$

$$\text{buerdan} \quad q = \frac{2 \cdot [\sigma_y] \cdot I_x}{a^2 \cdot y_K} = \frac{2 \cdot 918 \cdot 10^4}{16 \cdot 40} = 18,36 \frac{N}{mm}$$

B - kesimdagi siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar:

$$\sigma_y = \sigma_K = \frac{M_B}{I_x} \cdot y_K = \frac{18,36 \cdot 10^6 \cdot 40}{918 \cdot 10^4} \approx 80 \frac{N}{mm^2} > [\sigma_y]$$

$$\sigma_c = \sigma_L = \frac{M_B}{I_x} \cdot y_L = \frac{18,36 \cdot 10^6 \cdot 110}{918 \cdot 10^4} \approx 220 \frac{N}{mm^2} > [\sigma_c]$$



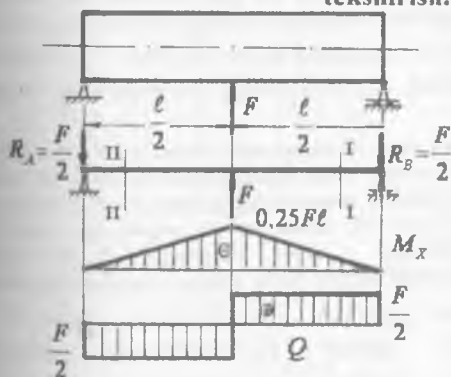
Ushbu nuqtalardagi

kuchlanishlarni $q = 3,76 \frac{N}{mm}$ kuch ta'sirida hisoblaymiz

$$\sigma_L = 45 \frac{N}{mm^2} < [\sigma_c]$$

$$\sigma_K = 16,4 \frac{N}{mm^2} < [\sigma_y]$$

6.5. Balka mustahkamligini bosh kuchlanishlar buyicha tekshirish.



Egilayotgan balkaning ko'ndalang kesim yuzasida normal σ va urinma kuchlanish τ hosil bo'lishini ko'rib o'tgan edik. Normal kuchlanishning eng katta qiymati balka kesimining neytral o'qidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida, ya'ni kesimning chetki nuqtalarida hosil bo'ladi. Bu nuqtalarda urinma kuchlanish nolga teng. Urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishgan balkaning neytral qatlamida joylashgan materialda normal kuchlanish nolga teng.

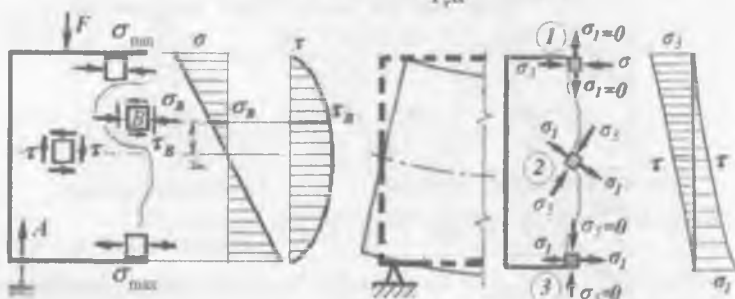
614 - rasm. Balkani berilgan yuklanish sxemasi uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyuralari

Shuning uchun kesimning neytral o'qidan eng uzoqda joylashgan tolalarining mustahkamligi normal kuchlanishlar bo'yicha ta'minlanadi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]$$

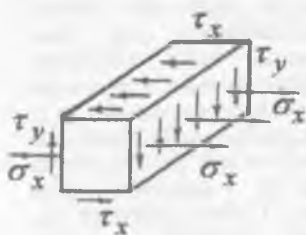
Balka kesimining neytral qatlamida joylashgan materialning mustahkamligi urinma kuchlanishlar bo'yicha ta'minlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_{\max}}{I_x d} \leq [\tau]$$



6.16 – rasm. Balka kesimining balandligi bo'ylab normal va urinma hamda bosh normal kuchlanishlarni tarqalish qonuniyati

Balka kesimining neytral o'qidan u masofada joylashgan materialining (B element) (6.16–rasm) mustahkamligini normal kuchlanishlar bo'yicha ham, urinma kuchlanishlar bo'yicha ham ta'minlash mumkin emas. Chunki B elementda σ va τ lar noldan farqli bo'lganligi uchun bu elementning mustahkamligi yuqorida keltirilgan egilishdagi normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik shartlariga bo'ysunmaydi. Ajratilgan B elementning old qismi balkaning yon sirtiga ustma - ust tushadi va bu yuzga normal va urinma kuchlanishlardan ozod, shuning uchun bu yuzacha bosh yuz. B elementni vertikal yuzalari σ_x va τ_y kuchlanishlari, gorizontaal yuzasi esa faqat τ_x urinma kuchlanishi ta'sirida bo'ladi. Demak, B elementning kuchlanganlik holati murakkab

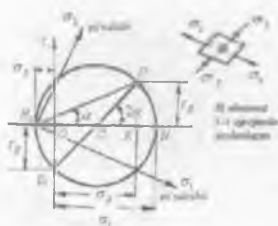


6.17 – rasm

bo'lib, tekis kuchlanganlik holatiga to'g'ri keladi (6.17–rasm). Tekis kuchlanganlik holatida bo'lgan elementning mustahkamligi bosh kuchlanishlarga bog'liq bo'lib, mustahkamlik nazariyalari asosida tekshiriladi. Tekis kuchlanganlik holatidagi elementda uchta bosh normal kuchlanishlardan bittasi (masalan $\sigma_z = 0$) nolga teng. σ_1 va σ_2 bosh normal kuchlanishlarni, berilgan σ_x ; $\tau_x = -\tau_y$

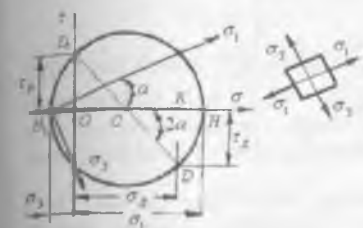
kuchlanishlari yordamida Mor doirasini qurish usuli bilan topamiz (6.18–rasm) Buning uchun $\sigma\tau$ koordinata sistemasini olamiz.

Koordinata boshidan (O nuqtadan) kuchlanishlar masshtabida $\sigma_1 = OK$ masofani, K nuqtadan σ o'qiga perpendikulyar tekislikda musbat ishorali urinma kuchlanish $\tau_x = KD$ joylashtiriladi. B elementning gorizontaal yuzadagi normal kuchlanish $\sigma_y = 0$ bo'lganligi uchun bu kuchlanish $\sigma \text{ o'q}$



6.18 - rasm

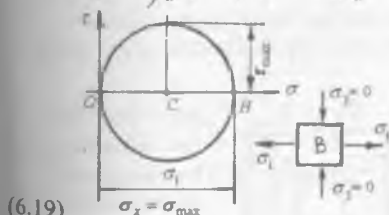
koordinata sistemasining O nuqtasida joylashadi. O nuqtadan τ o'qining manfiy tomoniga $\tau_v = OD_1$ kuchlanishini joylashtirib, D va D_1 nuqtalarni birlashtirsak Mor doirasining markazi C nuqta hosil bo'ladi D va D_1 nuqtalar Mor doirasining chetki nuqtalari



bo'lganligi uchun kuchlanishlar doirasi $CD = R$ radiusi bilan chiziladi (6.18 - rasm) Mor doirasi σ o'qining N va N_1 nuqtalarda kesib o'tadi. Kuchlanishlar masshtabida ON masofa σ_1 eng katta bosh normal kuchlanishga, ON_1 masofa esa σ_3 bosh normal kuchlanishga teng.

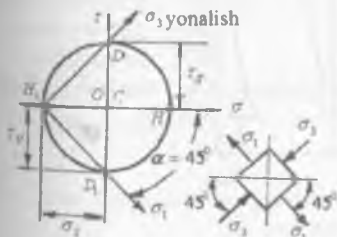
quyidagi formula bilan topiladi.

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[\sigma_x \pm \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_x^2} \right]$$



(6.19)

$\sigma_x = \sigma_{\max}$



6.19-rasm

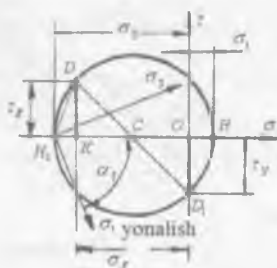
va σ_3 bosh normal kuchlanishlar

σ_x va $\tau_x = -\tau$, kuchlanishlarning qiymatlariga bog'liq ekan. σ_x normal va $\tau_x = -\tau$, urinma kuchlanishlar esa B element

balka kesimining neytral qatlamidan qanday masofada joylashishiga bog'liq. Agar $u = u_{\max}$ bo'lsa,

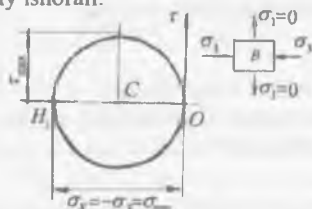
$\sigma_x = \sigma_{\max}$ va $\tau_x = 0$. Unda Mor doirasi σ o'qining musbat tomonida bo'ladi (6.19-rasm). Ajratilgan B element faqat cho'zuvchi σ_1 bosh normal kuchlanish ta'sirida bo'ladi, chunki bu nuqta siqilmaydi: $\sigma_3 = 0$. Agar, $y = 0$ bo'lsa $\sigma_x = 0$ va $\tau_x = \tau_{\max}$ sof siljish hosil bo'ladi.

Bu holatda Mor doirasi $\tau_x = -\tau_y$, urinma kuchlanishlarning qiymatlarida chiziladi. Mor doirasining markazi C nuqta koordinata boshi O



6.20 – rasm

σ_1 bosh kuchlanish ta'sirida V element cho'ziladi. ON_1 masofa eng kichik bosh normal kuchlanish σ_3 - ga teng. $\sigma = \sigma_{\min}$ va $\tau_x = 0$ bo'lgan nuqta atrofida ajratilgan elementga ta'sir qilayotgan bosh normal kuchlanishlarni topamiz. Bu element siqiladigan tolalarda joylashganligi uchun normal kuchlanish manfiy ishorali.



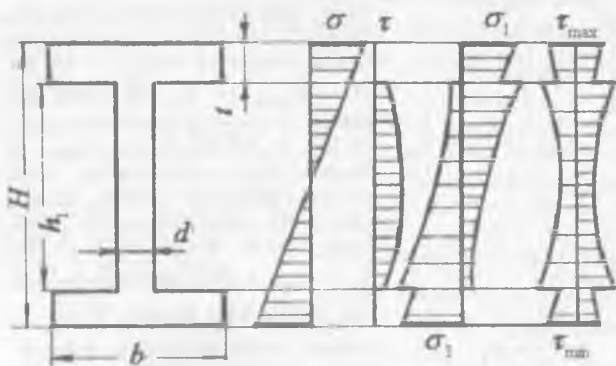
6.21 - rasm

Balkadan ajratilgan V element neytral qatlam bilan eng chetki siqiladigan tola oralig'ida joylashsin. Bu nuqtadagi normal kuchlanish manfiy, urinma kuchlanish esa musbat ishorali (6.20–rasm). Mor doirasini qurish

uchun $-\sigma_x = OK$ va $\tau_x = KD$ masofalardan foydalanamiz. ON masofa eng katta bosh normal kuchlanish σ_1 - ga teng.

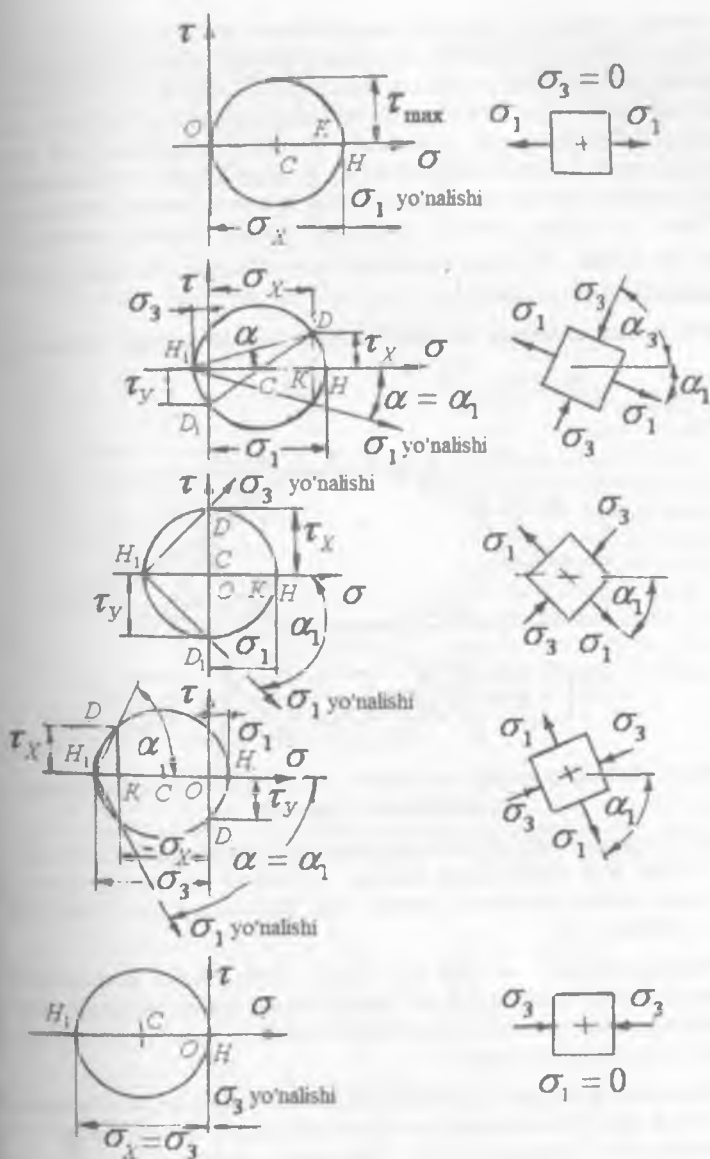
Shuning uchun Mor doirasi to'liq $\sigma\tau$ koordinata o'qining manfiy tomonida chiziladi (6.21–rasm). (6.19) formula asosida yoki Mor doirasi yordamida topilgan bosh kuchlanishlarni balka kesimining balandligi bo'ylab o'zgarish grafikasi quriladi (6.17–6.23–rasmlar). Agar balka kesimining eni uning

balandligi bo'ylab o'zgarmas bo'lsa, bosh normal kuchlanishlarning epyurasi silliq o'zgaruvchi egri chiziqdan iborat bo'ladi. Agar, balka kesimining eni uning balandligi bo'ylab o'zgaruvchan bo'lsa,



masalan: qo'sh-tavr, shveller, burchaksimon element va h.k. kesim enining o'zgarish nuqtasida σ_1 va σ_3 epyuralarida sakrash bo'ladi

6.22-rasm .

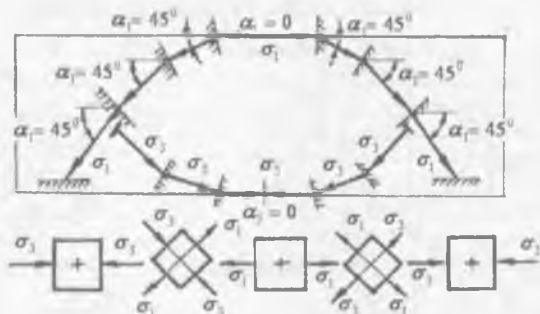


6.23 – rasm. Balka kesimining balandligi bo'yicha σ_1 bosh normal kuchlanish yo'nalishining o'zgarishi

Yuqorida keltirilgan balkaning yuqori tolalari cho'zilishga, pastki tolalari esa siqilishga uchrayapti. Shuning uchun musbat ishorali normal kuchlanish va σ_1 bosh normal kuchlanish epyuralari 1-1 chiziqling (6.16 va 6.17 – rasmlar) o'ng tomonida joylashadi. Agar, balka kesimining yukori tolalari cho'zilsa, Mor doirasi σ o'qining musbat tomonida joylashadi. Bu nuqta faqat σ_1 bosh normal kuchlanishi ta'sirida bo'lib, bu nuqtada $\sigma_3 = 0$. Kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta cho'ziladigan toladan siqiladigan tolalar tomonga harakat qilaversa, Mor doirasi ham σ o'qining musbat tomonidan manfiy ishorali tomoniga o'ta boshlaydi. Bu holatda σ_1 bosh kuchlanish kamayib boradi, σ_3 bosh kuchlanish esa kattalashadi (6.23 – rasm).

Bosh kuchlanishlarning yo'nalishi analitik usulda quyidagi formula bilan topiladi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2\tau_x}{\sigma_x} \quad (6.20)$$

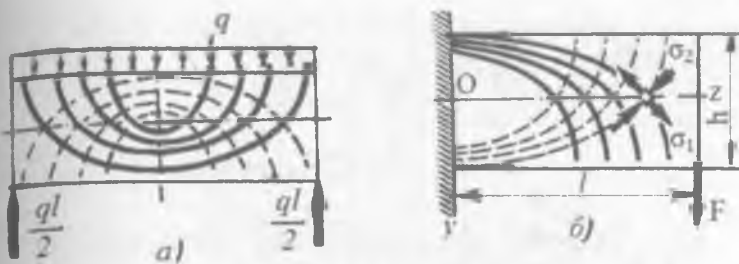


6.24 – rasm. Balkaning uzunligi bo'ylab σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlar traektoriyasini o'zgarishi

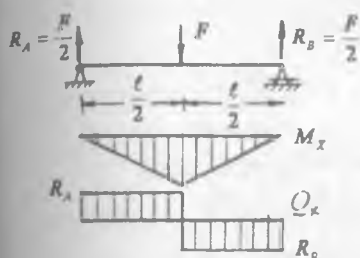
Agar α burchak manfiy bo'lsa, eng katta bosh normal kuchlanishning (σ_1) abtssisa o'qidan soat strelkasining harakat yo'nalishi bo'ylab joylashtiriladi. Balkani yuqori tolalari cho'zilsa α manfiy. Agar balkaning yuqori tolalari siqilsa burchak α musbat.

Balkaning uzunligi bo'ylab σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlarini traektoriyasini aniqlash mumkin (6.24 – rasm). Buning uchun, balkaning uzunligi bo'ylab bir nechta nuqtalarning o'rinlari tanlab olinadi. Nuqtalar neytral qatlamdan turli masofalarda joylashishi kerak.

Bitta nuqtada topilgan bosh kuchlanishning yo'nalishi ikkinchi nuqtagacha davom ettiriladi. Ikkinchi nuqtadagi bosh kuchlanishning yo'nalishi, keyingi nuqta bilan tutashtiriladi. Shunday qilib, balkaning uzunligi bo'yicha bosh kuchlanishlarning yo'nalishini traektoriyasi topiladi. Bu masala xavfli kesimga nisbatan amalga oshirilsa – osonroq echiladi (6.25 – rasm).



6.25 – rasm. Balkaning uzunligi bo'yicha bosh kuchlanishlar yo'nalishining traektoriyasi

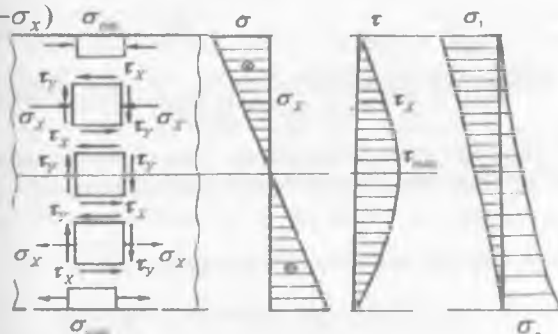


6.26 – rasm. Berilgan balkani yuklanish sxemasi uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyuralari

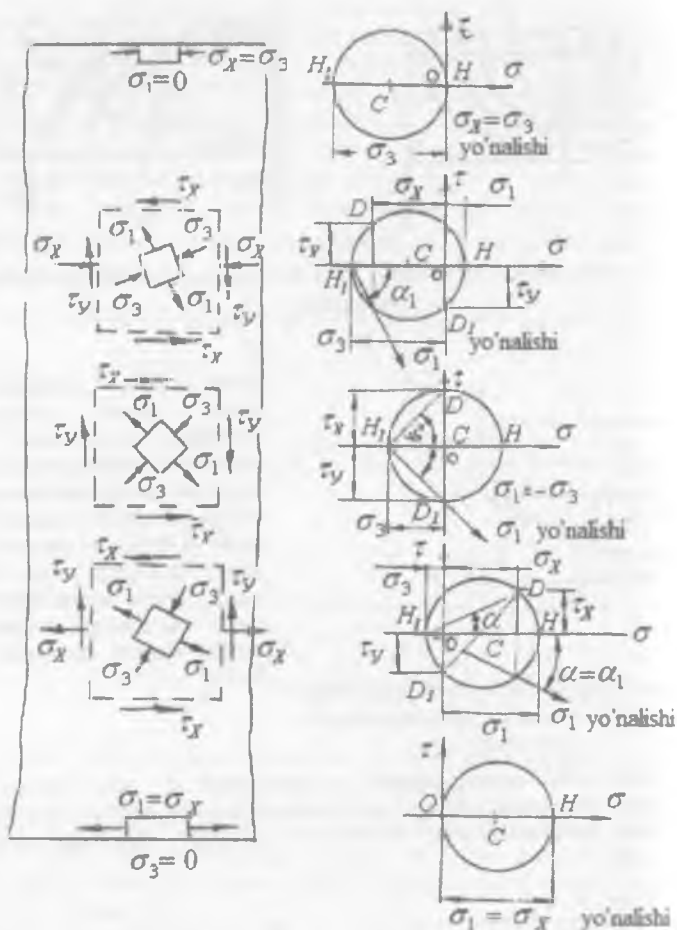
Yuqori tolalari siqiladigan va pastki tolalari cho'ziladigan balkaning (6.26–rasm) xavfli kesimining balandligi bo'ylab bosh kuchlanishlarning qiymatlarini Mor doirasi yordamida topamiz (6.26–rasm) va epyurasini quramiz (6.27–rasm). Balkaning yuqori tolasida manfiy ishorali normal kuchlanish, pastki cho'ziladigan tolasida esa musbat ishorali kuchlanish hosil bo'ladi.

Urinma kuchlanishning ishorasi ko'ndalang kuch Q ning ishorasiga mos ravishda topiladi. Balkaning o'ng tomonida urinma kuchlanish manfiy, chap tomonida musbat. Bosh kuchlanishlarning yo'nalishi quyidagi formuladan aniqlandi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2\tau}{(-\sigma_x)}$$



6.27 – rasm. Balka kesimining balandligi bo'ylab normal va urinma hamda bosh normal kuchlanishlarni tarqalish qonuniyati



6.28 – rasm. Balka kesimining balandligi bo'yicha σ_1 bosh normal kuchlanish yo'nalishining o'zgarishi

Balka kesimining turli nuqtalaridagi bosh kuchlanishlarni aniqlab, mustahkamlik nazariyalari asosida mustahkamlik shartlarini tuzamiz:

I – nazariya Eng katta normal kuchlanishlar nazariyasi:

$$\sigma_1 \leq [\sigma]; \quad \frac{1}{2} \left[\sigma_x + \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \right] \leq [\sigma]$$

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.

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad \left[\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \right] \leq [\sigma]$$

IV – nazariya. Shakl o'zgarishdagi potentsial energiya.

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2[\sigma]^2 \quad \text{va} \quad \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Balkani urinma kuchlanish bo'yicha tekshirish

Ichki juft elkasi. Balka kesimining o'lchamlari eng katta eguvchi moment ta'siridan $W \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$ shart asosida belgilanadi. Eng katta urinma

kuchlanish kesimni neytral o'qida hosil bo'ladi. Bu kuchlanish ta'siridan

kesim o'lchamlarini tanlash uchun $\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} S_x^0}{I_x \cdot b} \geq [\tau]$ shartdan foydalanish

va balka kesimining yarim yuzasini neytral o'qqa nisbatan statik momentini hisoblash lozim. Balkani uzunligi va kesimning balandligi orasidagi bog'lanishga ko'ra urinma kuchlanish balkani xisoblashda turlicha ahamiyatga ega bo'lishi mumkin. Masalan, prokat balkalarda kesim devorining qalinligi

ancha katta bo'lganligi uchun $\tau_{\max}$ ruxsat etilgan urinma kuchlanishdan sezilarli kichik bo'ladi.

Parchin mixli eki payvand tarkibiy balkalarda kesimni balandligi katta va qalinligi kichik bo'ladi. Shuning uchun tarkibiy balka kesimining o'lchamlarini urinma kuchlanish ta'siridan tekshirish lozim.

Yog'ochni tolalari bo'ylab sirpanishga qarshiligi, tolalarni ko'ndalang qurilishga qarshiligidan ancha kichik. Shuning uchun yogoch balkalarni egilishda neytral qatlamda bo'ylama sirpanish kuchlanishlari hosil bo'ladi. Sosna uchun bu yo'nalishda, ya'ni egilishda sirpanishga ruxsat etilgan

kuchlanish $[\tau] = 20 \frac{\kappa G}{sm^2}$ belgilanadi.

Balkalarni egilishga hisoblashda quyidagi hollarda urinma kuchlanish bo'yicha tekshiriladi.



1. Ko'ndalang kuch ta'siri eguvchi moment ta'siriga nisbatan xavfli (kichik proetli yoki yuqori yuklanishda).

2. O'ta yuqori yuklanish tayanch yaqinida (masalan, yog'ochdan tayyorlangan temir yo'l ko'prigidagi ko'ndalang brus). Bunday hollarda eng katta eguvchi moment ta'siridan hisoblangan kesim o'lchami egilishdagi bo'ylama sirpanish kuchlanishni ko'tara olmasligi mumkin. Bo'ylama siljituvchi kuchni bir birlik

uzunlikka to'g'ri keladigan qiymati $t = \frac{Q \cdot S_x}{I_x}$ formula bilan topiladi. Agar,

balkani biror oraligida $Q = \text{const}$ bo'lsa siljituvchi kuch $T = t_F \cdot a$ bo'ladi,

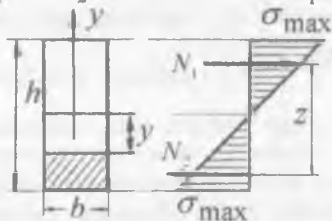
agar Q kuch o'zgaruvgan bo'lsa $T = \frac{Q}{S_x} \int_{x_1}^{x_2} Q \cdot dx$ hosil bo'ladi. X_1 va X_2 -

oralig boshlanish va oxirgi nuqtalarining koordinatalari. Oraliqni boshi va

oxiridagi momentlarni M_1 va M_2 bilan belgilasak $T = \frac{S_x}{I_x} (M_1 - M_2)$ hosil

bo'ladi. Cho'zuvchi va siquvchi normal kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchilari

N_1 va N_2 kuchlar ta'sir chiziqlari orasidagi



masofa $z = \frac{I_x}{S_x}$ ga teng. Ichki

kuch elkasi, kesim inertiya momentini statik momentga bo'linmasiga teng. Bu kesimda

$$\tau_{\max} = \frac{Q}{b \cdot z}$$

To'g'ri burchak uchun $S = \frac{b \cdot h^2}{8}$ va $z = \frac{2}{3}h$ va doiraviy kesim uchun

$$S = \frac{2R^3}{3} \text{ va } z = 0,6 \cdot d$$

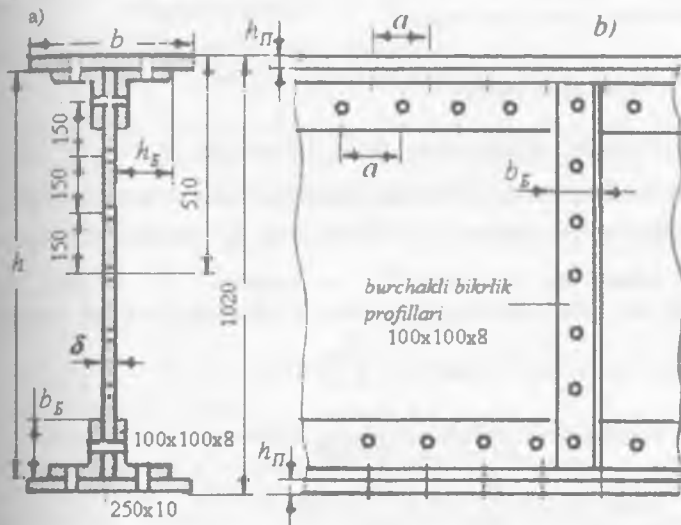
Tarkibiy balkalar[1]. Tarkibiy balkalar deb, tarkibidagi barcha elementlar (detallar) o'zaro parchin mix yoki payvand birikmalar bilan biriktirilgan murakkab shaklli kesimni tashkil qiluvchi balkaga aytiladi.

Tarkibiy balkalarni hisoblashda, biriktiruvchi elementlar biriktiriluvchi detallarni birk bog'lanishini hosil qilib bir butun balka kabi ishlashni ta'minlaydi deb qabul qilinadi. Shuning uchun balkalarda kuchlanishlarni aniqlash uchun bir butun balkalarni mustahkamlikka hisoblash formulalaridan foydalanamiz.

Parchin mix o'rni uchun tayyorlangan teshik tarkibiy balka kesimini zaiflashtiradi, shuning uchun tarkibiy balkalarni hioblashda balka kesimining

I_{netto} inertiya momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$I_{netto} = I_{brutto} - I_T$$



6.29 - rasm. Tarkibiy kesim

bu erda, I_{BPVTO} - balka zaiflashgan kesimining to'liq inertiya momenti.

I_T - parchin mix o'rni uchun tayyorlangan teshik kesimining inertiya momenti.

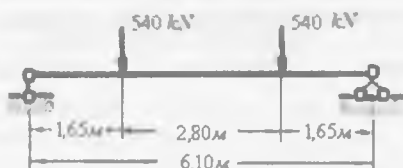
Parchin mixli biriktirilgan tarkibiy balka (6.29 - rasm) tarkibida vertikal devor to'rtta teng tomonli burchak, bitta yoki bir nechta gorizontall bor. Kesimlardagi kuchlanishlarni tekshirish va burchak va balka devorini biriktiruvchi parchin mixlar qadamini aniqlaymiz. Tayanchlarga nisbatan simmetrik 540 kN kuch bilan yuklangan tarkibiy balkani hisoblaymiz (6.30 -

rasm). Balka materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar: $[\sigma] = 1600 \frac{\kappa G}{sm^2}$ va

$$[\tau] = 1000 \frac{\kappa G}{sm^2}$$

Parchin mix uchun ruxsat etilgan kuchlanish:

$$[\sigma]_{\text{p3}} = 2800 \frac{\kappa G}{sm^2} \text{ va } [\tau] = 1000 \frac{\kappa G}{sm^2}$$



6.30 -rasm. Balka

Yuk osilgan kesimda

$$Q_{\max} = 540 \text{ kN} \quad \text{va}$$

$$M_{\max} = 540 \cdot 1,65 = 891 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Balka uchun talab etilgan karshilik momenti:

$$W = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{8910000}{1600} = 5570 \text{ sm}^3$$

Balka kesimini tanlash uchun uning balandligini $h = 1,2 \sqrt{\frac{W}{\delta}}$ taqribiy formuladan topamiz. Balka devorining qalinligini urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan tanlanadi. Ko'ndalang kuch Q butunlay devorga ta'sir qilganligi uchun uni balandligi h va qalinligi δ bo'lgan to'g'ri to'rtburchak deb qabul qilib, shartli ravishda quyidagicha hisoblash mumkin:

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{\max}}{h \cdot \delta} \leq [\tau]$$

$$\text{buerdan} \quad \delta \geq \frac{3Q_{\max}}{2[\tau] \cdot h} = \frac{3 \cdot 540000}{2 \cdot 1000 \cdot 100} = 0,81 \text{ sm}$$

$$\text{Unda:} \quad h = 1,2 \sqrt{\frac{W}{\delta}} = 1,2 \sqrt{\frac{5570}{0,8}} \approx 100 \text{ sm}.$$

Biz $h = 102 \text{ sm}$ va $\delta = 0,8 \text{ sm}$ qabul qilamiz. Balka kesimining har bir tokchasida bittadan qalinligi 10 mm bo'lgan gorizontallist o'rnatiladi. Unda talab qilingan netto inertiya momenti:

$$I_{\text{HETTO}} = W \cdot \frac{h}{2} = 5570 \cdot 51 = 284000 \text{ mm}^4$$

Parchin mix o'rni uchun tayyorlangan teshiklar balka kesimini taxminan 15%ga zaiflashtiradi. Unda kerak bo'lgan brutto inertiya momenti:

$$I_{\text{BRYTTO}} = \frac{284000}{0,85} = 334000 \text{ mm}^4$$

Balka tokchalarining kesimini tanlaymiz. Tokchaga birlashtiriluvchi burchak tomonlarining o'lchamlari balka balandligiga taxminan $\frac{1}{10}$ nisbatda olinadi. Unda $100 \times 100 \times 8 \text{ mm}$ teng tomonli burchak qabul qilamiz. Teng tomonli burchakning geometrik xarakteristikalarini yozamiz: kesim yuzasi $A_{\delta} = 15,6 \text{ sm}^2$, inertiya momentlari $I_{x\delta} = 147 \text{ sm}^4$, $I_{x0} = 233 \text{ sm}^4$, $I_{y0} = 60,9 \text{ sm}^4$, $I_{x1} = 265 \text{ sm}^4$ og'irlik markazining koordinatasi $z_0 = 2,75 \text{ sm}$. Devor va burchak

brutto inertsia momentlarini hisoblaymiz:

$$I_{CT} = \frac{\delta \cdot h^3}{12} = \frac{0,8 \cdot (100)^3}{12} = 66700 \text{ sm}^4$$

$$I_{YT} = 4 \left[I_{XB} + A_B \cdot y_B^2 \right] = 4 \cdot [147 + 15,6 \cdot (47,2)^2] = 142400 \text{ sm}^4$$

bu erda $y_B = \frac{h}{2} - z_0 = \frac{100}{2} - 2,75 = 47,25 \text{ sm}$

Gorizontal listlarning inertsia momenti

$$I_{\Pi} = I_{\text{EPYTO}} - I_{CT} - I_{YT} = 334000 - 66700 - 142400 = 124900 \text{ sm}^4$$

Qalinligi $h_{\Pi} = 10 \text{ mm}$ bo'lgan har bir list kesimining eni- b -ni tokcha kesim yuzasini balkaning neytral o'qiga nisbatan inertsia momentidan foydalanib hisoblaymiz. Polka kesimining enini $b = 250 \text{ mm}$ qabul qilamiz

$$I_{\Pi} = 2 \cdot \left[\frac{b \cdot h_{\Pi}^3}{12} + b \cdot h_{\Pi} \cdot (y_{\Pi})^2 \right] = 2 \cdot \left[\frac{25 \cdot 1^3}{12} + 25 \cdot 1 \cdot (50,5)^2 \right] = 127516 \text{ sm}^4$$

bu erda $y_{\Pi} = \frac{h}{2} + \frac{h_{\Pi}}{2} = \frac{100}{2} + \frac{1}{2} = 50,5 \text{ sm}$

$$I_{\text{EPYTO}} = I_{\Pi} + I_{CT} + I_{YT} = 127516 + 66700 + 142400 = 336616 \text{ sm}^4$$

inertsia momentini topamiz.

Kesimning zaiflashganini va xavfli kesimdagi kuchlanishni hisoblaymiz. Parchin mix diametrini $d = 20 \text{ mm}$ qabul qilamiz. Parchin mix teng tomonli burchakni balkaning gorizontal tokchasi va vertikal devorlarini birlashtirish uchun ishlatiladi. Teng tomonli burchakni vertikal qismi balka devoriga birlashtirish qirrasini o'ynaydi. Kesimni zaiflashishi parchin mix o'rni uchun tayyorlangan teshiklar hisobiga balka kesim yuzasini va uning inertsia momentini keskin kamayishi bilan belgilanadi. Inertsia momentini kamayishi balka kesimini I_{brutto} - inertsia momentidan teshiklar kesim yuzalarini

neytral o'qqa nisbatan inertsia momentini $-I_{OTB}$ ayirmasiga teng

$$I_{\text{umms}} = I_{\text{brutto}} - I_{OTB} = 336616 - 46200 = 290416 \text{ sm}^4$$

bu erda

$$I_{OTB} = 4d(h_{\Pi} + t_B) \left[\left(\frac{h}{2} + h_{\Pi} \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} + t_B \right) \right]^2 + 2d \cdot \delta (15^2 + 30^2 + 45^2) =$$

$$4 \cdot 2 \cdot 1,8 \cdot (50,1)^2 + 2 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 3150 = 46200 \text{ sm}^4$$

bu erda b, h, t_B - teng tomonli burchakning o'lchamlari

Ushbu inertsia momentini hisoblashda teng tomonli burchakning vertikal qirrasidagi teshik kesim yuzasi e'tiborga olinmadi, chunki bu teshik yuzasining markaziy o'qida normal kuchlanishning qiymati tarkibiy balka xavfli kesimidagi

kuchlanishdan kichik. Zaiflashgan kesimning qarshilik momenti:

$$W = \frac{I_{\text{netto}}}{\frac{h}{2} + h_n} = \frac{290416}{\frac{100}{2} + 1} = 5694 \text{ sm}^3$$

Balka xavfli nuqtasidagi eng katta kuchlanish

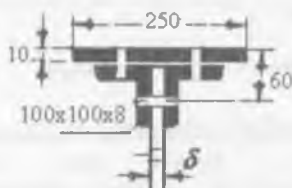
$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{8190000}{5694} = 1564 < 1600 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

Balka kesimning devoridagi urinma kuchlanishni tekshiramiz. Buning uchun balka kesimining neytral o'qidan bir tomonda joylashgan yuzasining brutto statik momentini hisoblaymiz:

$$S_{O\delta} = b \cdot h_n \left(\frac{h + h_n}{2} \right) + 2A_p \left(\frac{h}{2} - z_o \right) + \delta \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{h}{4} =$$

$$= 25 \cdot 1 \cdot 50,5 + 2 \cdot 15,6 \cdot 47,2 + 50 \cdot 0,8 \cdot 25 = 3735 \text{ sm}^3$$

Neytral qatlamdagi urinma kuchlanish $\tau_{\text{max}} = \frac{Q \cdot S_{O\delta}}{I_{\text{brutto}} \cdot \delta} = \frac{540000 \cdot 3735}{336616 \cdot 0,8} = 745 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$



Parchin mixni
hisoblash sxemasi

Parchin mixlar qadamini hisoblaymiz. Balkani egilishida gorizontal listlar va teng tomonli burchaklar devorga nisbatan harakatlanishiga ezilishga ishlovchi gorizontal (devordagi) parchin mixlar qarshilik ko'rsatadi. Balkani 1sm uzunligiga to'g'ri

keluvchi kuch $t_F = \frac{Q \cdot S_1}{I}$ formuladan topiladi.

Parchin mix qadamini a - bilan belgilaymiz. Balkaning chetki oraliqlarida ko'ndalang kuch o'zgarmas bo'lganligi uchun, kesuvchi kuch gorizontal kesimda - tokchada teng taqsimlanadi. Bitta parchin mixdagi kesuvchi kuch $T = t_F \cdot a = 438,75 \text{ kg}$. Bu shart parchin mixni qir qilishiga va ezilishga qarshilik kuchidan ortib ketmasligi kerak. a -ni hisoblash uchun 2 ta shartdan foydalanamiz:

1) $T \leq 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} [\tau]$ - ikki qir qimli parchin mixni qir qilishga

2) $T \leq d \cdot \delta \cdot [\sigma]_{sm}$ - ezilishga

Birinchi shartdan $a \leq 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 2^2}{438,75 \cdot 4} \cdot 1000 = 14,31 \text{ sm}$

Ikkinchi shartdan $a \leq \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 2800}{438,75 \cdot 4} = 10,21 \text{ sm}$

Gorizontal va vertikal parchin mixlar uchun $a = 100\text{mm}$ qabul qilamiz. Bosh kuchlanishlarni tekshirish balka devorini teng tomonli burchak bilan birlashtirilgan kesimda bajariladi, chunki shu kesimda tokchadan devorga kesuvchi kuch uzatiladi.

$$\text{Normal kuchlanish } \sigma = \frac{M \cdot y}{I_{\text{netto}}} = \frac{8910000 \cdot 45}{290416} = 1380 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$$

$$\text{Urinish kuchlanish } \tau = \frac{Q \cdot S}{I_{\text{netto}} \cdot \delta} = \frac{540000 \cdot 2925}{336616 \cdot 0,8} = 586 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$$

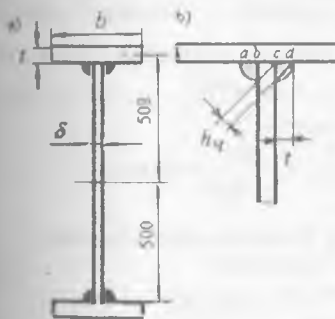
$S = 2735 + 0,8 \cdot 5 \cdot 47,5 = 2925\text{sm}^3$ - bosh kuchlanishlarni tekshirish natijasidan yuqorida qolgan balka kesim yuzasini neytral o'qqa nisbatan statik momenti. Bosh kuchlanish

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{1380}{2} + \sqrt{\left(\frac{1380}{2}\right)^2 + (586)^2} = 1595 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$$

Payvand balkalar. Payvand balkalarni tokchasi qalinligi kataroq bo'lgan gorizontal list tayyorlanib, devor bilan ikkita burchakli chok yordamida payvandlanadi.

Payvand balkalarda kesimni tanlash parchin mixli balkalardagi kesimni qaytalandirish. Rasmda ko'rsatilgan balka uchun payvand tarkibli kesim tanlanadi.

Balkani devori $1000 \times 8\text{mm}$ inertsia momenti $I_{CT} = 66700\text{sm}^4$



Gorizontal listni qalinligini $h_n = 16\text{mm}$ qabul qilamiz, uning eni b - ni topish uchun tokchani inertsia momentini hisoblaymiz

6.31 - rasm

$$I_{lp} = \frac{1}{2} (I_{\text{netto}} - I_{ct}) = \frac{1}{2} (290416 - 66700) = 111858\text{sm}^4$$

Polka kesim yuzasini neytral o'qqa nisbatan inertsia momenti formulasidan (o'zining markaziy o'qiga nisbatan inertsia momentini e'tiborga olinmasdan) polka kesim yuzasining enini topamiz:

$b \cdot h_n \cdot (50,8)^2 = 111858\text{sm}^4$ va $b = 27,0\text{sm}$. Balkani inertsia momenti

$$I = 2 \cdot b \cdot h_n \cdot \left(\frac{h}{2} + \frac{h_n}{2}\right)^2 + \frac{\delta \cdot h^3}{12} = 2 \cdot 27 \cdot 1,6 \cdot (50,8)^2 + \frac{0,8 \cdot (100)^3}{12} = 289634\text{sm}^4$$

va qarshilik momenti $W = \frac{I}{\frac{h}{2} + h_n} = \frac{289634}{51,6} = 5613 \text{ sm}^3$

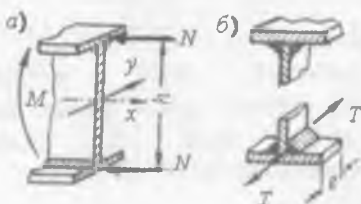
$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{8190000}{5613} = 1587 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

Chok kaliniğini payvand uchun $[\tau] = 800 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$ ruxsat etilgan kuchlanishdan foydalanib topamiz. Tokcha bilan devor orasidagi bir birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi kesuvchi kuch $t_F = \frac{Q \cdot S_I}{I}$. Tokcha kesim yuzasining statik momenti

$$S_n = b \cdot h_n \left(\frac{h + h_n}{2} \right) = 27 \cdot 1,6 \cdot \left(\frac{100 + 1,6}{2} \right) = 2195 \text{ sm}^3$$

$$t_F = \frac{54000 \cdot 2195}{289634} = 409 \frac{\text{kg}}{\text{sm}}$$

Bu kuch chokni ab, cd yuzalarida ta'sir etadi



Burchakli choklar uchun hisoblashda $h = 0,7 \cdot t$ o'lcham ishlatiladi. Shuning uchun chokni qalinligi h -ni $t_F = 1,4 \cdot h \cdot [\tau]$ tenglikdan topamiz:

$$h_y = \frac{409}{1,4 \cdot 800} = 0,365 \text{ sm}$$

6.32 – rasm. Payvand birikmali kesimlar

Amalda burchakli chokni qalinligi 6mm dan kichik olinmaydi. Payvand balkalarda bosh kuchlanishlar chok qatlamida tekshiriladi.

Normal kuchlanish $\sigma = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{8910000 \cdot 50}{289634} = 1538 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

Urinma kuchlanish $\tau = \frac{t_F}{\delta} = \frac{409}{0,8} = 511 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

Bosh kuchlanish

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2} = \frac{1538}{2} + \sqrt{\left(\frac{1538}{2} \right)^2 + (511)^2} = 1692 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

O'ta kuchlanish 5.75% ni tashkil etadi, bunga yo'l qo'yish mumkin emas. Buning uchun tokcha (list) qalinligini to'g'ri tanlash lozim.

Tokcha kesimning o'lchamlarini taxminiy belgilash uchun tokchalarga eguvchi moment elkasi h -ga teng bo'lgan (80-85%) juft kuchlar N tarzda

ta'sir qiladi deb taxmin qilinadi (6.32-rasm). Demak, $\bar{N} = \frac{0,8 \cdot M}{h}$. Kuch tokchalarni cho'zilishiga va siqilishiga sabab buladi. Shuning uchun tokcha kesimining yuzasi

$$A_{\text{tokcha}} \geq \frac{N}{[\sigma]} = \frac{0,8 \cdot M}{h \cdot [\sigma]} = \frac{0,8 \cdot 8910000}{100 \cdot 1600} = 44,6 \text{ sm}^2$$

Konstruktiv mulohazalarga ko'ra tokchalarning enini $b = (0,3 \dots 0,4)h$ deb olinadi. Bizda $b = (0,3 \dots 0,4) \cdot 100 = 100 \dots 25 \text{ sm}$ yoki $b = 27 \text{ sm}$ deb olib tokchaning qalinligini topamiz $h_n = \frac{A_{\text{tokcha}}}{b} = \frac{44,6}{27} = 1,65 \text{ sm}$. $h_n = 1,8 \text{ sm}$ qabul qilamiz, belgilangan o'lchamlar asosida kesimning markaziy o'qqa nisbatan inertsia momentini hisoblaymiz:

$$I = 2 \cdot b \cdot h_n \cdot \left(\frac{h + h_n}{2} \right)^2 + \frac{\delta \cdot h^3}{12} = 2 \cdot 27 \cdot 1,8 \cdot (50,9)^2 + 66667 = 318494 \text{ sm}^4$$

Balka kesimining karshilik momenti

$$W = \frac{I}{\frac{h}{2} + h_n} = \frac{318494}{51,8} = 6148 \text{ sm}^3$$

Kuchlanish $\sigma = \frac{8910000}{6148} = 1450 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

Tokcha kesim yuzasiing statik momenti

$$S_n = 27 \cdot 1,8 \cdot \left(\frac{100 + 1,8}{2} \right)^2 = 2473 \text{ sm}^3$$

va urinma kuch $t_F = \frac{54000 \cdot 2473}{318494} = 419 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$

Chokni qalinligi $h_v = \frac{419}{1,4 \cdot 800} = 0,374 \text{ sm}$

Normal kuchlanish $\sigma = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{8910000 \cdot 50}{318494} = 1400 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

Urinma kuchlanish $\tau = \frac{t_F}{\delta} = \frac{419}{0,8} = 524 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

Bosh kuchlanish

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2} \right)^2 + \tau^2} = \frac{1400}{2} + \sqrt{\left(\frac{1400}{2} \right)^2 + (524)^2} = 1574 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

VII. BOB. EGILISHDA BALKALARNING KO'CHISHINI 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, tonni yopuvchi plitalarni ko'taradigan balkalar, ko'priklari kranlarni asoslari (balkasi), ko'priklarni ramalari, uzatmalarni vallari va h.k.

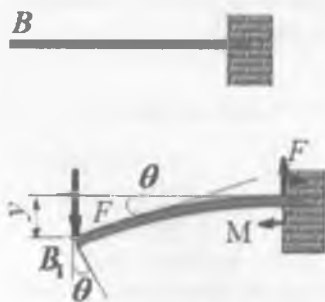


Agar balka ushbu balka uchun belgilangan chegaraviy egilishdan ko'proq egiladigan bo'lsa, inshootdan foydalanishda qo'shimcha qiyinchiliklar paydo bo'ladi.

Balkaning bikrligini tekshirish uchun uning o'qida yotuvchi ayrim nuqtalarining ko'chishlarini topishni o'rganish lozim

7.1. Salqiliq va kesimning aylanish burchagi.

Balkani biror inertsia o'qi tekisligida tashqi kuch bilan yuklansa, uning o'qi shu inertsia o'qi tekisligida egri bo'ladi, ya'ni tekis egilish sodir bo'ladi. Unda B nuqta B_1 holatga ko'chadi (7.1 - rasm). Bu ko'chish F kuch yo'nalishida sodir bo'lib, balkaning salqiligi deyiladi



7.1 - rasm. Egilish

Salqilik- y bilan belgilanadi. Balka egri o'qining tenglamasi $y = f(x)$. Aslida, balkaning 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 abtsissaning funktsiyasi. Balkaning har bir kesimi uchun y bilan θ

orasi matematik bog'lanish bor:

$$tg\theta = \frac{dy}{dx}$$

Burchak θ ni juda kichik miqdor ekanligini hisobga olsak,

$$tg\theta = \theta \quad \text{yoki} \quad \theta = \frac{dy}{dx} \quad (7.1)$$

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

$f = \frac{1}{300 \dots 1000}$. Mas'uliyatli inshootlar, masalan temir yo'l ko'priklari uchun

$f = \frac{\ell}{1000}$ olinadi. Bundan ko'rinish 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.

7.2. Balka egilish o'qining differentsial tenglamasi

Salqilik $\mathcal{Y}$ 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 inertsia momenti orasidagi bog'lanish va ikkinchidan egrilik radiusi ρ bilan uning x va $\mathcal{Y}$ koordinatalari orasidagi

bog'lanish, ya'ni
$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}; \quad (7.2)$$

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}} \quad (7.3) \quad \text{unda} \quad \frac{M}{EI} = \pm \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}} \quad (7.4)$$

(7.4) formula balka egilgan o'qining differentsial tenglamasi. Amaliyotda burchak $\theta = \frac{dy}{dx}$ kichik miqdor, shuning uchun uning kvadrati yana ham kichik

bo'ladi. Demak, (7.4) formuladagi $\left(\frac{dy}{dx}\right)^2$ ifodani birga nisbatan hisobga

olmasak ham bo'ladi. Unda
$$\pm \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \quad \text{yoki} \quad EI \frac{d^2 y}{dx^2} = \pm M \quad (7.5)$$

Bu formula balka egilgan o'qining taqribiy differentsial tenglamasi deyiladi. (7.5) 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, (7.5) tenglamani integrallash kerak:

birinchi tartibli 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

$$\theta = \frac{1}{EI} \left[\int M dx + C \right] \quad \text{va} \quad \text{salqilik}$$

$$y = \frac{1}{EI} \left[\int dx \int M dx + CX + D \right] \quad (7.6) \quad \text{tenglamalarini hosil qilamiz.}$$



bu erda S va D – integrallash doimiyligi, ularni balka uchlarini tayanchlarga tayanish shartlarida topamiz

Agar, $M = -FX$ bo'lsa aylanish burchagi va salqilik tenglamalari quyidagicha ko'rinishga keladi:

$$\theta = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} + C \right] \quad \text{a)} \quad y = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} + CX + D \right] \quad \text{b)}$$

Integrallash doimiylari S va D ni topamiz:

agar, $x = 0$ bo'lsa, a) tenglamadagi kesimni aylanish burchagi θ balka V kesimining, ya'ni boshlang'ich kesimining aylanish burchagi θ_0 ga teng bo'ladi. θ_0 nolga teng emas, shuning uchun

$$\theta = \theta_0 = \theta_0 = \frac{C}{EI} \quad \text{yoki} \quad C = \theta_0 EI \quad (v)$$

hosil bo'ladi.

Demak, integrallash doimiysi S balka boshlang'ich kesimining aylanish burchagi θ_0 ni balkaning bikrligi EI ga ko'paytmasiga teng ekan.

(b) tenglamadan kesimni aylanish burchagi y balka V nuqtasining, ya'ni boshlang'ich nuqtasining salqidligi y_0 ga teng bo'ladi. y_0 nolga teng emas, shuning uchun

$$y = y_B = y_0 = \frac{D}{EI} \quad \text{va} \quad D = y_0 EI \quad (g)$$

Demak, integrallash doimiysi D balka boshlang'ich nuqtasining salqiligi y_0 ni balkaning bikrligi EI ga ko'paytmasiga teng.

Agar, $x = l$ bo'lsa, K tayanch kesim qo'zg'almas bo'lganligi uchun, bu nuqtaning salqiligi nolga teng, unda (a) tenglamadan $\theta = \theta_K = 0$ va (b) tenglamadan $y = y_K = 0$ hosil bo'ladi.

(a) tenglamadan $C = \frac{F l^2}{2}$ ifodani (b) tenglamaga keltirib qo'yamiz va

$$D = \frac{F l^3}{6} - \frac{F l^2}{2} \cdot l = -\frac{F l^3}{3} \quad \text{ifodani hosil qilamiz.}$$

S va D integrallash doimiylarini (a) va (b) tenglamalarga keltirib qo'ysak;

$$\theta = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} + F \frac{\ell^2}{2} \right] \quad \text{va} \quad y = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} + F \frac{\ell^2}{2} x - \frac{F \ell^3}{3} \right]$$

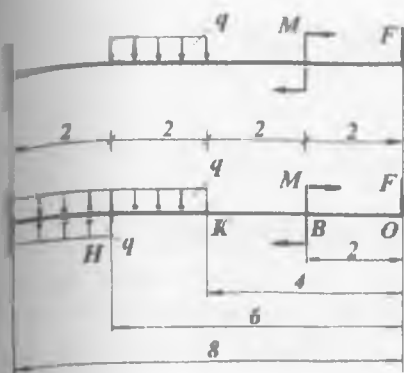
hosil bo'ladi. Bu tenglamalardan X ni turli qiymatlarida balkaning uzunligi bo'ylab kesimni aylanish burchagi θ va salqilik Y - topiladi.

7.3. Boshlang'ich parametrlar usuli

Uzunligi bo'ylab bir nechta oraliqlardan iborat bo'lgan har qanday balka uchun ham θ va u - larni aniqlashda, taqribiy differentsial tenglamani tadbqiq 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 doimiyliklari 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 tadbqiq etish va undagi doimiylarni aniqlash ancha murakkab va noqulay.

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 XOU 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 qarama-qarshi yo'nalgan taqsimlangan kuch intensivligi bilan to'ldiramiz;
- 4) Juft kuch momentini MX^0 - ko'rinishda yozamiz;



7.2 - rasm. Universal formulani hosil qilish sxemasi

5) Differentsial tenglamani integrallashda - qavslarni ochmaymiz. Integrallashni quyidagicha bajaramiz:

$$\int (x-a)^n dx = \frac{(x-a)^{n+1}}{n+1}$$

Balkani har bir oraliqlari uchun egilgan o'qning differentsial tenglamasini tuzamiz va integrallaymiz:

OV - qirqim. $0 \leq x_1 \leq 2M$ oraliq uchun taqribiy differentsial tenglama $EI \cdot y_1'' = -Fx_1$ Ushbu tenglamani birinchi tartibli integrali

$$EI \cdot y_1' = -F \frac{x_1^2}{2} + C_1$$

va ikkinchi tartibli integrali $EI \cdot y_1 = -F \frac{x_1^3}{6} + C_1 x_1 + D_1$

OK - qirqim. $2 \leq x_2 \leq 4M$ oraliq uchun taqribiy differentsial tenglama $EI \cdot y_2'' = -Fx_2 - M(x_2 - 2)^0$;

Ushbu tenglamani birinchi tartibli integrali

$$EI \cdot y_2' = -F \frac{x_2^2}{2} - M(x_2 - 2)' + C_2$$

$$EI \cdot y_2 = -F \frac{x_2^3}{6} - M \frac{(x_2 - 2)^2}{2} + C_2 x_2 + D_2$$

va ikkinchi tartibli integrali

ON - qirqim. $4 \leq x_3 \leq 6M$ oraliq uchun taqribiy differentsial

tenglama $EI \cdot y_3'' = -Fx_3 - M(x_3 - 2)^0 - q \frac{(x_3 - 4)^2}{2}$

Ushbu tenglamani birinchi tartibli integrali

$$EI \cdot y_3' = -F \frac{x_3^2}{2} - M(x_3 - 2)' - q \frac{(x_3 - 4)^3}{6} + C_3$$

va ikkinchi tartibli integrali

$$EI \cdot y_3 = -F \frac{x_3^3}{6} - M \frac{(x_3 - 2)^2}{2} - q \frac{(x_3 - 4)^4}{24} + C_3 x_3 + D_3$$

OJ - qirgim.

$6 \leq x_4 \leq 8m$ oraliq uchun taqribiy

differentzial tenglama

$$EI \cdot y_4'' = -Fx_4 - M(x_4 - 2)^0 - q \frac{(x_4 - 4)^2}{2} + q \frac{(x_4 - 6)^2}{2}$$

Ushbu tenglamani birinchi tartibli integrali

$$EI \cdot y_4' = -F \frac{x_4^2}{2} - M(x_4 - 2)' - q \frac{(x_4 - 4)^3}{6} + q \frac{(x_4 - 6)^3}{6} + C_4$$

va ikkinchi tartibli integrali

$$EI \cdot y_4 = -F \frac{x_4^3}{6} - M \frac{(x_4 - 2)^2}{2} - q \frac{(x_4 - 4)^4}{24} + q \frac{(x_4 - 6)^4}{24} + C_4 x_4 + D_4$$

Integrallash doimiyliklarini aniqlaymiz:

$x_1 = 2m$ va $x_2 = 2m$ bo'lsa $y_1' = y_2'$ va $y_1 = y_2$ hosil bo'ladi, ya'ni *OV* oraliqdan *KV* oraliqqa o'tish kesimidagi aylanish burchaklari va salqiliklari teng:

$$-F \frac{4}{2} + C_1 = -F \frac{4}{2} + C_2 \quad \text{va} \quad -F \frac{8}{6} + C_1 \cdot 2 + D_1 = -F \frac{8}{6} + C_2 \cdot 2 + D_2$$

Shuning uchun $S_1 = S_2$ va $D_1 = D_2$.

Shu usul bilan $x_2 = 4m = x_3$ nuqtada $y_2' = y_3'$ va $u_2 = u_3$ tengliklar asosida $S_3 = S_2$ va $D_2 = D_3$ lar; $x_3 = 6m$ $x_4 = 6m$ nuqtada $y_3' = y_4'$ va $u_3 = u_4$. Shuning uchun $S_3 = S_4$ va $D_3 = D_4$ tengliklar hosil qilinadi.

Demak, $S_1 = S_2 = S_3 = S_4 = S$ va $D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D$ ko'rinishda hamma integrallash doimiyliklari o'zaro teng ekanligi kelib chiqadi. To'rtta oraliqdan iborat balkani differentzial tenglamalarini integrallashda hosil bo'lgan sakkizta noma'lum integrallash doimiyliklari ikkita keltiriladi. Bu doimiyliklarni: $C = EI \cdot \theta_0$ va $D = EI \cdot y_0$ ko'rinishda, ya'ni balkani boshlang'ich kesimini aylanish burchagi θ_0 va salqiligi u_0 orqali ifodalash mumkin. Barcha integrallash doimiyliklari tengligidan foydalanib balkaning oxirgi oraliqlari uchun differentzial tenglamani quyidagicha ko'rinishda yozamiz:

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} - M(x-2)' - q \frac{(x-4)^3}{6} + q \frac{(x-6)^3}{6} \right] \quad (7.7)$$

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} - M \frac{(x-2)^2}{2} - q \frac{(x-4)^4}{24} + q \frac{(x-6)^4}{24} \right] \quad (7.8)$$

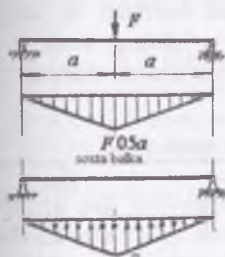
Hosil bo'lgan tenglamalar (7.7) va (7.8) universal formulalar deyiladi. Formulaning universalligi, uning balkani uzunligi bo'ylab barcha oraliqlarini hisobga olishida. Balkani qaysi oraliqining deformatsiyasini o'rganish kerak bo'lsa, universal formulada – shu oraliqdagi kuchlar qoldiriladi; boshqa kuchlar esa tashlab yuboriladi. Balkaning barcha oraliqlari uchun θ_0 va y_0 lar umumiy.

7.4. Egilishda 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:

$$\frac{d^2(EI \cdot y)}{dx^2} = EI \frac{d^2 y}{dx^2} = M \quad (7.9)$$

bu erda: M – berilgan balkaning eguvchi momenti (7.3 – rasm)



7.3 – rasm. Haqiqiy va soxta balkalar

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 momentining epyurasi bilan yuklaymiz.

Demak, soxta kuch miqdor jihatdan eguvchi momentga teng ekan, ya'ni: $M = q_f$

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:

$$\frac{d^2 M_f}{dx^2} = q_f \quad (7.10)$$

$M = q_x$ tenglikni hisobga olsak, (7.9) va (7.10) tenglamalarni solishtirib quyidagi formulani hosil qilamiz:

$$\frac{d^2(EI \cdot y)}{dx^2} = \frac{d^2 M_f}{dx^2} \quad (7.11)$$

(7.11) formulani integrallab, ixtoriy o'zgarmas chap va o'ng tomon integrallash doimiylarini o'zaro tenglashtirsak, quyidagini hosil qilamiz:

$$\frac{d(EI \cdot y)}{dx} = EI\theta \frac{dM_f}{dx} \quad \text{va} \quad EI \cdot y = M_f$$

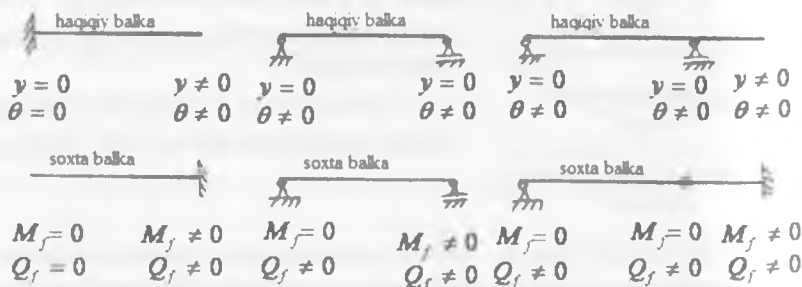
Berilgan tashqi kuch ta'sirida haqiqiy balkani ixtoriy kesimining aylanish burchagi - θ , soxta balkani shu kesimidagi ko'ndalang kuchning haqiqiy balkani

bikrligiga bo'linmasiga teng:
$$\theta = \frac{Q_f}{EI} \quad (7.12)$$

Berilgan tashqi kuch ta'sirida haqiqiy balkaning ixtoriy nuqtasining salqiligi - u , soxta balkaning shu nuqtasidagi eguvchi moment M_f - ning haqiqiy balkaning bikrligi bo'linmasiga teng:

$$y = \frac{M_f}{EI} \quad (7.13)$$

Haqiqiy balkani tanlangan kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlash uchun soxta balkani shu kesimidagi soxta ko'ndalang kuch va soxta eguvchi momentini aniqlash kerak ekan. Soxta balkani tanlash shartlari 7.4 - rasmda ko'rsatilgan.

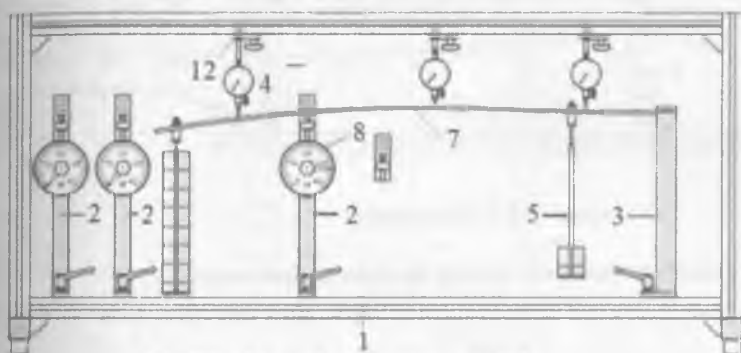


7.4 - rasm. Soxta balkani tanlash shartlari

To'g'ri balkaning deformatsiyalanishini tajribada [33] o'rganish

Ishning maqsadi: egiluvchi to'g'ri balkalarning deformatsiyasiga doir tajribalar o'tkazish.

1. Tajriba o'qituvchi ko'rsatmasi asosida o'tkaziladi.
2. Namunaning ko'ndalang kesimini o'lchash lozim.
3. Indikatorlar strelkasini "0" ga qo'ying.
4. Balkani boshlang'ich yuk bilan yuklantiring.
5. Har xil indikator shkalasidagi boshlang'ich hisobotlarini qayd qiling.
6. Pog'onali yuk qiymatini aniqlang. Bitta osilgan yukning katta qiymati 50N oshmasligi kerak.



7.5- WR 950 qurilmasi va uning tarkibi

(5) yuklar (6) harakatlanuvchi polzunlar orqali (7) balkaga qo'yilgan. Polzunlarni qo'yilgan nuqtasiga qo'zg'almas qilib o'rnatish ham mumkin. Polzun va tutqichning hirgalikdagi og'irligi 2.5 N.

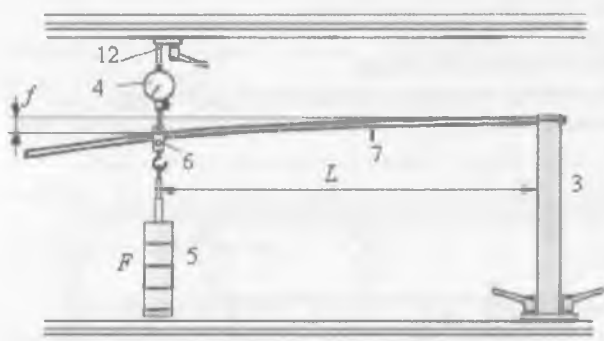
Tajriba WR 950 qurilmasida bajariladi. Ushbu uskuna engil, mustahkam qilib yasalgan alyuminiy rama (1), ramaning pastki qismiga qisqichlar yordamida mahkamlangan (2,3) tayanchlar va ramaning yuqori qismiga mahkamlangan (4) o'lchov asboblardan iborat.

Kuchning qymatini 2,5 N va 5 N yuklar yordamida o'zgartirish mumkin. Sharnirli (2) tayanchlarga (8) dinamometrlar o'rnatilgan. Tayanchning balandligi rezkali shpindel bilan o'zgartirishi mumkin. Tayanch (10) vint bilan qimirlamaydigan qilib mahkamlanishi mumkin. Bu balkaning xususiy og'irligi ta'sirida egilishi va dinamometr prujinasi siljishi natijasida tayanch og'ishining oldini oladi.

Statik aniqmas sistemalarda kuchning taqsimlanishi tayanch siqi-lishiga ta'sirini ko'rsatish mumkin. (8) dinamometrning shkalalari to'g'rilash uchun aylanuvchi qilib yasalgan (7) balka (3) qisqichli tayanchga (11) qisuvchi plastinalar yordamida mahkamlanadi.

(4) o'lchov asbobining balandligi (12) tutqichlaridagi mos-lama yordamida sozlanadi.

Tajribalar. Quyida WR 950 uskunasi yordamida ba'zi tajribalarni o'tkazish tartibi keltirilgan. Ular bu uskuna yorda-mida bajarish mumkin bo'lgan tajribalarning kam sonini tashkil etadi va boshqa tajribalar uchun asos bo'ladi

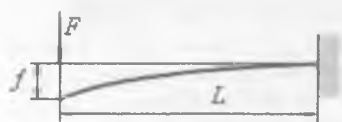


Konsol balkaning egilishi

Tajribani o'tkazish uchun quyidagilar talab qilinadi: O'lchamlari 6 x 20 x 1000 mm bo'lgan po'lat balka (7); yuk uchun polzun (6); yuk tutqich (5); yuk tutqich (5);

7.6- rasm. WR 950 qurilmasi

o'lchov asbobi tutqichi bilan (4, 12); qisqichli tayanch ustuni (3)



F kuch qo'yilgan nuqtadagi ko'chish

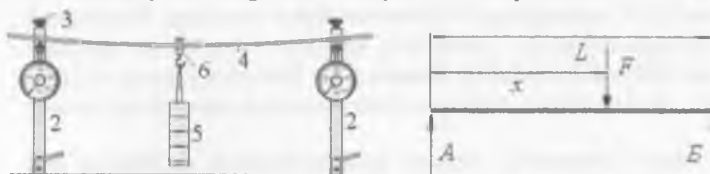
$$\text{quyidagicha aniqlanadi } f = \frac{FL^3}{3EI}$$

Tajriba o'tkaziluvchi balka po'latdan yasalgan

(elastiklik moduli $E = 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$) ko'ndalang kesimining o'lchamlari 20 x 6

mm^2 , inertsia momenti $I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 \cdot 6^3}{12} = 360 \text{ mm}^4$

Ikki tayanchdagi balka. Tayanch reaksiyalarini o'lchash



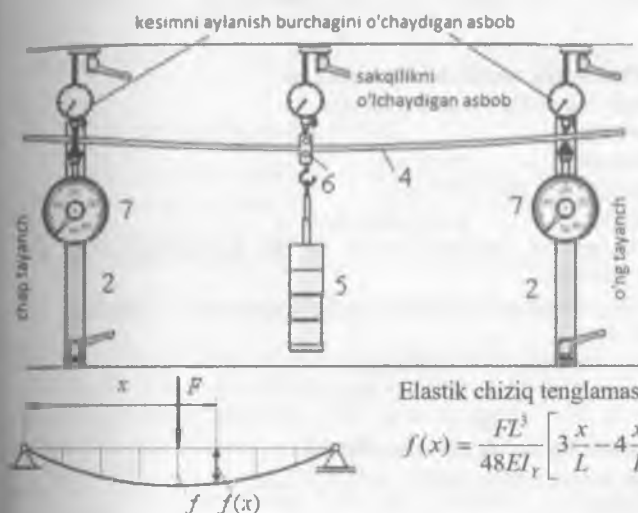
$$\text{A nuqtadagi tayanch reaksiyasi } A = F(1 - \frac{x}{L})$$

V nuqtadagi tayanch reaksiyasi

$$B = F \cdot \frac{x}{L}$$

Tajriba uchun quyidagilar talab qilinadi: po'lat balka 6 x 20 x 1000 mm (4); yuk uchun polzun (6); yuk tutqich(5); 5N li 3 ta yuk, 2.5N li 1 ta yuk; 2 ta shamirli tayanch (2), dinamometr (7) bilan; 20 N kuch.markaziy $x=5 \text{ mm}$ nuqtaga qo'yilgan

Markaziy kuch ta'siridagi elastik chiziqli



7.7- rasm.
Tajriba
qurilmasi

Elastik chiziqli tenglamasi

$$f(x) = \frac{FL^3}{48EI_y} \left[3\frac{x}{L} - 4\frac{x^3}{L^3} \right]$$

Tajribani o'tkazish tartibi: Hisoblangan va tajriba natijalarini quyidagi jadvalga kiriting

Ikki tayanchli balkaning salqiligi, mm		
x, mm	O'lchangan,	hisoblangan
0	0	0
100	1.3	1.63
200	2.8	3.13
300	4.0	4.36
400	4.6	5.20
500	5.1	5.51

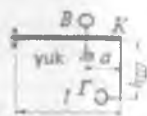
Egillishda ko'chishni aniqlash. Tajriba ishi *SM-4A* markali ikki tayanchli balka va *SM-7A* markali bir tomoni qistirib mahkamlangan konsolda olib boriladi.



SM-4A qurilmasi



SM-7A qurilmasi



SM - 4A qurilmasining texnik xarakteristikasi

Qurilma montaji – oliy o'quv yurti tajriba stoli

Sinaladigan namuna

a) ko'ndalang kesim - $6 \times 40 \text{ mm}$

b) prolyot uzunligi - $700 \div 1000 \text{ mm}$

4. Namuna materiali - po'lat markasi St. 3

5. Aylanish burchagi va salqilikni topish usullari ko'rsatkichi $0,01 \text{ mm}$ bo'lgan soat turidagi indikator

6. Indikator ko'rsatkichidagi eng katta salqilik va aylanish burchagi qiymatlari - 10 mm

7. Gabarit o'lchamlari (uzunligi, eni va balandligi) - $1225 \times 240 \times 415 \text{ mm}$

8. Massasi - 52 kg

SM 7B qurilmasining texnik xarakteristikasi .

Katta bo'lmagan ruxsat etilgan kuch..... 118 N (12 kG)

Sinaladigan namuna

a) ko'ndalang kesim... $10 \times 50 \text{ mm}^2$

b) konsolning ishchi qismi..... 600 mm

3. Kesimning aylanish burchagi va salqiligi indikator bo'linmasi $0,01 \text{ mm}$ bo'lgan soat turidagi indikatorlar yordamida aniqlanadi

5. Gabarit o'lchamlari: $900 \times 540 \times 1155 \text{ mm}$

6. Massasi 92 kg

Qurilmaning pastki tomoniga yo'nalgan balkaga uzunligi 300 mm bo'lgan sterjen biki ulangan. Balkaning yuqori tomoniga o'rnatilgan indikator shu nuqtaning vertikal ko'chishini, pastdagi indikator shu kesimning aylanish

burchagini aniqlaydi
$$y_c = \delta_c \cdot 0.01 \quad \theta_c = \frac{\delta_\theta \cdot 0.01}{300}, \text{ rad}$$

Umumiy tushunchalar. Nazariy usulda ikki tayanchli balka F kuch qo'yilgan o'rta kesimining salqiligi $y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EJ}$ va tayanch kesimlarining

aylanish burchagi $\theta_b = -\theta_a = \frac{Fl^2}{16EJ}$ formulalar bilan hisoblanadi.

$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12}$ balka kesimini neytral o'qqa nisbatan inertiya momenti.

Bir tomoni qistirib mahkamlangan balkaning F kuch qo'yilgan erkin uchidagi salqilik $y_{\max} = -\frac{Fl^3}{3EJ}$ va shu kesimning aylanish burchagi

$\theta = \frac{Fl^2}{2EJ}$ formulalar bilan hisoblanadi.

Ikki tayanchli balkaning deformatsiyasini $SM - 4A$ turidagi qurilmada o'rganish mumkin. Salqilik va tayanch kesimidagi aylanish burchagining qiymatiquyidagi ketma-ketlikda aniqlanadi:

Bu qurilma ikki uchi sharnirli mahkamlangan, uzunligi $L = 1m$, ko'ndalang kesimi to'g'ri burchakli pulat balkadan iborat, elastiklik moduli $E = 2 \cdot 10^{11} \frac{H}{m^2}$.

Balkaga F kuch bilan yuklash uchun tarozi toshlaridan foydalaniladi. Tosh osiladigan moslamani balkaning uzunligi bo'ylab istalgan nuqtaga surish mumkin. Balkaning tayanch uchlariga biki qilib uzunligi 150 mm bo'lgan sterjenlar o'rnatilgan va ularning aylanishi, aynan shu kesimlarni aylanish burchagi

$\theta = \frac{\delta_k \cdot 0,01}{150}$ ni aniqlaydi. Har bir yuklanish bosqichiga mos keladigan indikatorlarning ko'rsatkichlari quyidagi jadvalga yozib boriladi. Balkani nuqtasining salqiligi $y_c = \delta_k \cdot 0,01$

Balkadagi har bir yuklanishlardagi chiziqli va burchak ko'chishlarni indikator shkalalarida qayd qiling. Tajriba oxirida balkani yuksizlantirib indikator ko'rsatkichlarini boshlang'ich ko'rsatkichlar bilan tenglashtiring.

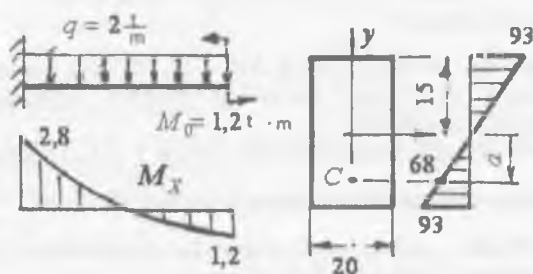
ΔU_{yp} - o'rta arifmetik salqilikni hisoblang. Tajribada aniqlangan kesimning aylanish burchagini hisoblang.

SAVOLLAR

Sof egilish deb nimaga aytiladi?

1. Sof egilishga misollar keltiring?
2. Neytral qatlam deb qanday materialga aytiladi?
3. Egilishda normal kuchlanish formulasini yozing?
4. Egilishda normal kuchlanish balka kesimini yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?

5. Egilishda urinma kuchlanish formulasini yozing?
6. Egilishda urinma kuchlanish balka kesimini yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?
7. Egilishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart formulasini yozing?
8. Egilishda urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart formulasini yozing?
9. 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?



7.8-rasm

misol - 1.

Berilgan balkaning xavfli kesimidagi eng katta normal kuchlanish va shu kesimdagi nuqtaning kuchlanishi topilsin

Y Yechish. $M_x = M_0 - q \frac{x^2}{2}$ tenglamadan $x = 0$ da $M_x = 1,2 \text{ tm}$,
 $x = 1,09 \text{ m}$, $M_x = 0$ va $x = 2 \text{ m}$; $M_x = 2,5 \text{ tm}$ hosil qilamiz.

Kesimning x o'qiga nisbatan qarshilik momentini topamiz:

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{0,2(0,5)^2}{6} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Eng katta eguvchi moment balkaning tayanch kesimida hosil bo'ladi:

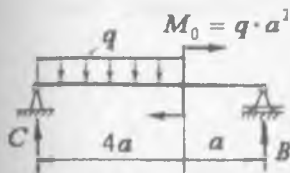
$$M_{\max} = 28 \text{ kNm} \text{ va}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{2,8}{3 \cdot 10^{-3}} = 9,3 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Shu nuqta balka kesimining x o'qidan $y - a = \frac{h}{2} - 4 = 0,1 \text{ m}$ masofada joylashgan.

$$\sigma_c = \frac{-M_{\max}}{I_x} \cdot 0,11 = \frac{25 \cdot 0,11}{4,5 \cdot 10^{-4}} = -0,684 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

bu erda
$$I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,2(0,3)^3}{12} = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$



7.9 - rasm.

misol -2. Uzunligi $\ell = 3\text{ m}$ bo'lgan, kesimi to'g'ri burchakli balka 7.9-rasmda ko'rsatilgandek yuklangan.

O'lchamlari $h = 0,2 \text{ m}$;

$b = 0,12 \text{ m}$ bo'lgan balkani xavfli kesimdagi eng katta normal kuchlanish

$\sigma_{\max} = 1,21 \frac{\kappa\text{N}}{\text{m}^2}$ -dan foydalanib, taqsimlangan kuch intensivligi q topilsin.

Yechish: Reaksiya kuchlarini topamiz:

$$\sum M_C = q4a \cdot \frac{4a}{2} + M_0 - B5a = 0; \quad B = \frac{9}{5} q \cdot a$$

$$\sum M_B = C \cdot 5a - q4a \left(\frac{4a}{2} + a \right) + M_0 = 0; \quad C = \frac{11}{5} q \cdot a$$

M_x va Q tenglamalarini tuzamiz:

$$M_x = C \cdot x - q \frac{x^2}{2} \quad \text{va} \quad Q = C - qx$$

Balkani $Q = 0$ bo'lgan nuqtasida $M_x = M_{\max}$. Shuning uchun, $Q = 0$ nuqtaning koordinatasi x -ni topamiz. $C - qx = 0$ yoki

$$x = \frac{C}{q} = \frac{11 \cdot q \cdot a}{5q} = \frac{11a}{5}; \quad \text{unda} \quad M_{\max} = C \cdot \frac{11a}{5} - q \frac{\left(\frac{11a}{5} \right)^2}{2} = 2,42qa^2$$

Balka xavfli kesimining mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{2,42qa^2}{\frac{bh^3}{6}} = 1,21 \frac{\kappa\text{N}}{\text{m}^2}$$

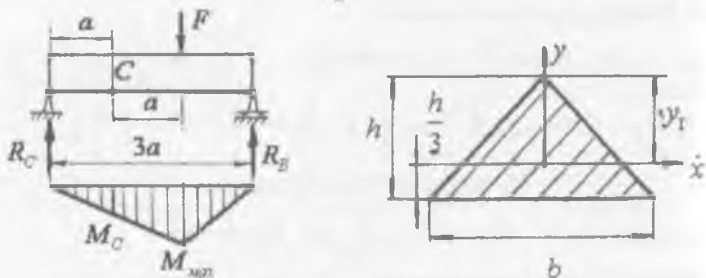
Bu yerdan
$$q = \frac{1,21 \cdot b \cdot h^2}{2,42 \cdot 6 \cdot a^2} = \frac{1,21 \cdot 0,12 \cdot (0,2)^2}{2,42 \cdot 6 \cdot 1} = 4 \cdot 10^{-4} \frac{\kappa\text{N}}{\text{m}}$$

misol - 3. G' kuch ta'siridan balka kesimining S nuqtasida hosil bo'lgan normal kuchlanish $\sigma_c = 3 \frac{\kappa\text{N}}{\text{m}^2}$. Balkaning $M = M_{\max}$ bo'lgan xavfli kesimidagi absolyut qiymati eng katta bo'lgan normal kuchlanish topilsin.

Yechish. Reaksiya kuchlari $R_C = \frac{F}{3}$ va $R_B = \frac{2F}{3}$. Eguvchi moment epyurasidan $M_C = R_C \cdot a = \frac{Fa}{3}$ va $M_{\max} = \frac{2}{3}Fa$ hosil qilamiz. Nuqta uchun balkaning mustahkamlik sharti $\sigma_c = \frac{M_c}{W}$ dan

$$M_c = \sigma_c \cdot \frac{I_x}{y} = \sigma_c \frac{bh^3 \cdot 3}{12 \cdot h} = 0,75bh^2$$

Eguvchi moment epyurasidan va mustahkamlik shartidan kelib chiqqan M_c momentlarini solishtirsak, $F = \frac{2,25bh^2}{a}$ ni hosil qilamiz.



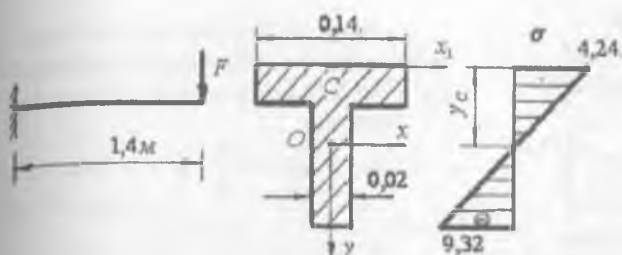
7.10 – rasm. Berilgan balka va uning kesimi

Unda $M_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{2,25bh^2}{a} \cdot a = 1,5bh^2$.

Balkaning xavfli kesimidagi eng katta normal kuchlanish

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_1}{I_x} = \frac{1,5bh^2}{\frac{bh^3}{12}} \cdot \frac{2}{3}h = \frac{1,5 \cdot 2}{\frac{1}{12}} = 12 \frac{\kappa N}{m^2}$$

misol – 4. Uzunligi $\ell = 1,4m$ konsol balkaning xavfli kesimidagi cho'zuvchi normal kuchlanish $\sigma = 4,24 \frac{\kappa N}{m^2}$. Balkaga qo'yilgan G' kuch va siquvchi normal kuchlanish topilsin



Konsolni yuklanish sxemasi, kesimi va normal kuchlanish epyurasi

Yechish. Balkaning tayanch kesimi eng xavfli hisoblanadi, chunki bu kesimda $M_x = M_{\max} = -F \cdot \ell = -1,4F$. G' kuch ta'siridan balkani egilishida yuqori tolalar cho'ziladi, pastki tolalari esa siqiladi. Yuqori tolalardagi eng katta cho'zuvchi kuchlanish bo'yicha balkani xavfli holatidagi materialining

mustahkamlik sharti:
$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_0}{I_x} = 4,24 \frac{\kappa N}{m^2}$$

Bu erda: $y_0 = \frac{\sum Sx}{\sum A}$ - balka kesimining neytral o'qidan S nuqtagacha bo'lgan masofa:

I_x - balka kesimning neytral o'qqa nisbatan inertsiya momenti;

S_{x1} - balka kesimining x_1 o'qiga nisbatan statik momenti

$$\sum S_{x1} = 0,14 \cdot 0,02 \cdot 0,01 + 0,14 \cdot 0,02 \left(\frac{0,14}{2} + 0,02 \right) = 2,8 \cdot 10^{-4} m^3;$$

$$\sum A = 2 \cdot 0,14 \cdot 0,02 = 5,6 \cdot 10^{-3} m^2;$$

Unda
$$y_0 = \frac{2,8 \cdot 10^{-4}}{5,6 \cdot 10^{-3}} = 0,05 m$$

$$I_x = \frac{0,14(0,02)^3}{12} + 0,14 \cdot 0,02(y_0 - 0,01)^2 + \frac{0,02(0,14)^3}{12} + 0,02 \cdot 0,14(0,02 + 0,07 - y_0)^2 = 1,3623 \cdot 10^{-5} m^4$$

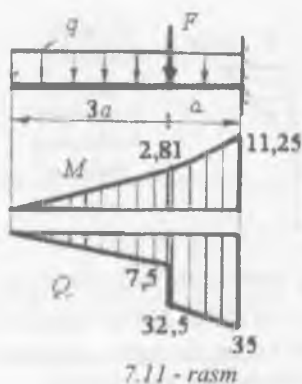
formuladan foydalanib F kuchni topamiz:
$$\frac{1,4Fy_0}{I_x} = 4,24 \frac{\kappa N}{m^2} \text{ va}$$

$$F = \frac{4,24 \cdot I_x}{1,4 \cdot y_0} = \frac{4,24 \cdot 1,3623 \cdot 10^{-5}}{1,4 \cdot 0,05} = 8,25 \cdot 10^{-5} \kappa N$$

Kesimni V nuqtasidagi normal kuchlanishni topamiz:

$$M_{\max} = 82,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1,4 = 115,5 \cdot 10^{-5} \kappa N \cdot m$$

$$\sigma_x = \frac{115,5 \cdot y_B \cdot 10^{-5}}{1,3623 \cdot 10^{-5}} = - \frac{115,5 \cdot 10^{-5} (0,16 - 0,05)}{1,3623 \cdot 10^{-5}} = 9,32 \frac{\kappa N}{m^2}$$



misol -5. Yog'ochdan tayyorlangan balka uchun $h = 1,5b$ nisbatdan foydalanib to'g'ri burchakli kesim tanlansin (7.11- rasm). Berilgan:

$$a = 0,25m; \quad q = 10 \frac{\kappa N}{m}; \quad F = 10qa = 25\kappa N$$

$$[\sigma] = 10 \frac{\kappa N}{m^2}; \quad [\tau] = 0,12 \frac{\kappa N}{m^2}$$

YYechish: Bir tomoni qistirib mahkamlangan balkaning xavfli kesimidagi eguvchi moment va ko'ndalang kuchini topamiz.

I - qirgim $0 \leq x_1 \leq 0,75m$

$$Mx_1 = -q \frac{x_1^2}{2} \quad \text{va} \quad Q_1 = -qx_1$$

II - qirgim $0,75 \leq x_2 \leq 1m$

$$Mx_2 = -q \frac{x_2^2}{2} - F(x_2 - 0,75) \quad \text{va} \quad Q_2 = -qx_2 - F$$

Balkaning xavfli kesimi tayanch nuqtasida ekan, chunki bu kesimda eguvchi moment va ko'ndalang kuch maksimal qiymatga erishadi:

$$M_{\max} = -11,25\kappa Nm \quad \text{va} \quad Q_{\max} = -35\kappa N.$$

Xavfli kesim uchun normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik shartlar:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma] \quad \text{va} \quad \tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_x}{I_x \cdot b} \leq [\tau].$$

Bu erda: $W_x = \frac{bh^2}{6}$ kesimning x o'qiga nisbatan qarshilik momenti (m^3),

$S_x = b \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{h}{4} = \frac{bh^2}{8}$ kesimning x o'qiga nisbatan statik momentiva

$I_x = \frac{bh^3}{12}$ kesimni x - o'qiga nisbatan inertsia momenti. Kesimning

o'lchamlarini normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan $\frac{M_{\max}}{hb^2} = [\sigma]$ foydalanib topamiz:

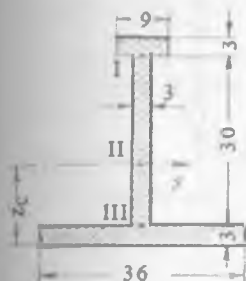
$$b = \sqrt[3]{\frac{\sigma \cdot M_{\max}}{1,5[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 11,25}{1,5 \cdot 10^4}} = 0,165m$$

va $h = 1,5b$ ni hisobga olsak: $h = 1,5 \cdot b = 1,5 \cdot 0,165 = 0,2475m$

Kesimning o'lchamlarini $\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot \frac{bh^2}{2}}{\frac{bh^3}{12} \cdot b} \leq [\tau]$ urinma kuchlanishga

bog'lab aniqlaymiz: $b = \sqrt{\frac{Q_{\max}}{[\tau]}} \approx 0,17 \text{ m}$

$h = 1,5 \cdot b = 1,5 \cdot 0,17 = 0,255 \text{ m}$; $b = 0,17 \text{ m}$ va $h = 0,255 \text{ m}$
o'lchamlarni qabul qilamiz



7.12-rasm

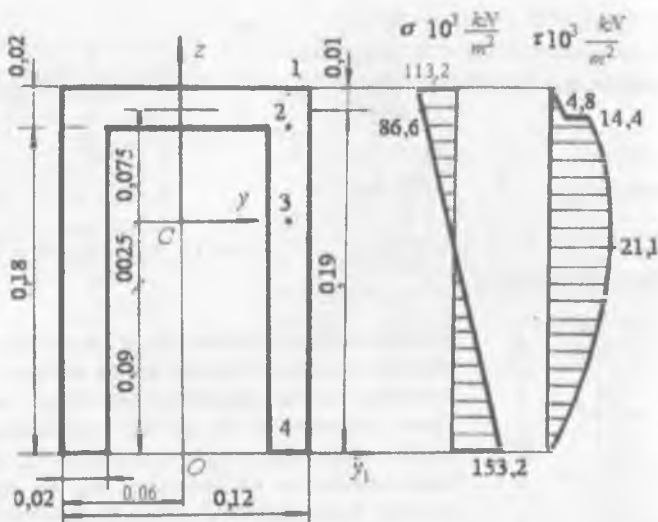
6-misol. Balkaning kesimi har xil tokchali qo'shtavr shaklida (rasmida o'lchamlari sm.da berilgan). Agar kesimdagi ko'ndalang kuch $Q=18 \text{ kN}$ ga teng va yuqori yo'nalgan bo'lsa, qo'shtavr devoridagi I, II va III nuqtalardagi urinma kuchlanishlar τ_z urinma kuchlanishlar va tokchalarning eni bo'yicha τ_y urinma kuchlanishlarning taqsimlanish epyurasini quring.

javob: $z_S = 12 \text{ sm}$; $\tau_{x,I} = 10,2 \text{ MPa}$; $\tau_{x,II} = 21,2 \text{ MPa}$,
 $\tau_{x,III} = 19,1 \text{ MPa}$; $\tau_{u,I} = 5,1 \text{ MPa}$; $\tau_{u,III} = 9,5 \text{ MPa}$

misol - 7. P - shaklli profilning (7.13 - rasm) devorlar balandligi bo'ylab normal σ va urinma τ kuchlanishlarning tarqalish qonuniyati grafikasini quring.

Berilgan: $Q_{\max} = 120 \text{ kN}$; $M_{\max} = 50 \text{ kNm}$

Yechish: Kesim neytral o'qining holatini aniqlaymiz. Neytral o'q kesimning og'irlik markazidan o'tadi. Shuning uchun P-shaklli kesim og'irlik markazining koordinatalarini aniqlaymiz.



7.13 – rasm. P-shaklli profil kesimining balandligi bo'yicha normal va urinma kuchlanishlarning epyuralari

Kesim Z o'qiga nisbatan simmetrik bo'lganligi uchun

$$y_c = 0, \text{ unda } Z_c = \frac{\sum S_{y_1}}{\sum A} = \frac{11,04 \cdot 10^{-4}}{9,6 \cdot 10^{-3}} = 0,115m$$

$\sum S_{y_1}$ - kesimning y_1 o'qiga nisbatan statik momenti, m^3

$\sum A$ - shaklning kesim yuzasi, m^2

$$\sum S_{y_1} = 0,02 \cdot 0,12 \cdot 0,19 + 2 \cdot 0,18 \cdot 0,02 \cdot 0,09 = 11,04 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\sum A = 2 \cdot 0,02 \cdot 0,18 + 0,02 \cdot 0,12 = 9,6 \cdot 10^{-3} m^2$$

Parallel o'qlarga nisbatan inertsia momentlari formulasidan foydalanib kesimni y -o'qiga nisbatan inertsia momentini topamiz.

$$I_y = 2 \left[\frac{0,02 \cdot [0,18]^3}{12} + (0,025)^2 \cdot 0,02 \cdot 0,18 \right] + \frac{0,12(0,02)^3}{12} + 0,75^2 \cdot 0,02 \cdot 0,12 = 37,52 \cdot 10^{-6} m^4$$

$$\sigma = \frac{M_{\max} \cdot Z}{I_y} - \text{formuladan foydalanib kesimning balandligi bo'ylab}$$

normal kuchlanishning o'zgarishini topamiz:

bu erda: Z - kuchlanish tekshirilayotgan nuqtadan kesimning neytral o'qigachabo'lganmasofa, m

$$1. \text{ nuqta } (Z_1 = 0,085m); \quad \sigma' = \frac{-50 \cdot 0,085}{37,52 \cdot 10^{-6}} = -113,273 \cdot 10^3 \frac{kN}{m^2}$$

$$2. \text{ nuqta } (Z_2 = 0,065m) \quad \sigma^II = \frac{-50 \cdot 0,065}{37,52 \cdot 10^{-6}} = -86,62 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$3. \text{ nuqta } (Z_3 = 0) \quad (\sigma^{III} = 0)$$

$$4. \text{ nuqta } (Z_4 = 0,115m) \quad \sigma^{IV} = \frac{50 \cdot 0,115}{37,52 \cdot 10^{-6}} = -153,25 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

Masalaning berilishda eguvchi momentning ishorasi musbat. Demak, kesimning 1 va 2 nuqtalar joylashgan qismi siqilishga va 4 nuqta joylashgan tomoni cho'zilishga ishlaydi. Kesimning balandligi bo'ylab urinma kuchlanish

$$\text{o'zgarishini aniqlaymiz:} \quad \tau = \frac{Q_{\max} \cdot S_y}{I, b(d)}$$

buerda: S_y kesimning chetki nuqtasidan pastda va kuchlanish tekshiriladigan nuqtadan yuqorida joylashgan yuzasini neytral o'qqa nisbatan statik momenti.

$$1. \text{ nuqta uchun } S_1 = 0 \quad \text{va} \quad \tau_1 = 0$$

$$2. \text{ nuqta uchun } S_2 = 0,02 \cdot 0,12 \cdot 0,075 = 1,8 \cdot 10^{-4}, m^3$$

$$\tau_2 = \frac{120 \cdot 1,8 \cdot 10^{-4}}{37,52 \cdot 10^{-6} \cdot 0,12} = 4,8 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

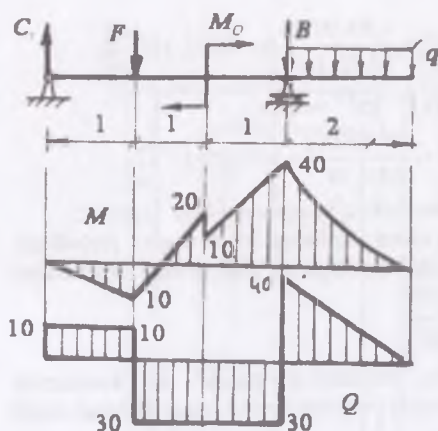
2 nuqta kesimning supachasidan devoriga o'tish qismida joylashgani uchun kesimning eni 0,12 metrdan 0,02 metrga qadar kamayadi. Shuning uchun

$$\tau_2^1 = \frac{120 \cdot 1,8 \cdot 10^{-4}}{37,52 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 0,02} = 14,4 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$3. \text{ nuqta uchun } S_3 = 1,18 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 0,02 \cdot 0,065 \cdot \frac{0,065}{2} = 26,45 \cdot 10^{-5} m^3$$

$$\tau_3 = \frac{120 \cdot 2,645 \cdot 10^{-4}}{37,52 \cdot 10^{-6} \cdot 2 \cdot 0,02} = 21,15 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$4. \text{ nuqta uchun } S_4 = 0 \quad \text{va} \quad \tau_4 = 0$$



7.14 – rasm

Yechish: Reaksiya kuchlarini topamiz:

$$\sum M_C = F \cdot 1 + M_0 - B \cdot 3 + q \cdot 2 \left(\frac{2}{2} + 3 \right) = 0; \quad B = 70 \text{ kN}$$

$$\sum M_B = C \cdot 3 - F \cdot 2 + M_0 + q \cdot 2 \left(\frac{2}{2} \right) = 0; \quad C = 10 \text{ kN}$$

Balkani uzunligi bo'yicha eguvchi moment M_x va ko'ndalang kuch Q tenglamalarini tuzamiz va hisoblaymiz.

I – I qirg'im $0 \leq x_1 \leq 1 \text{ m}$ va $M_{x_1} = C \cdot x_1$ $Q_1 = C = 10 \text{ kN}$

II – II qirg'im $0 \leq x_2 \leq 1 \text{ m}$

$$M_{x_2} = C(1 + x_2) - Fx_2; \quad Q_2 = C - F = -30 \text{ kN}$$

III – III qirg'im $0 \leq x_3 \leq 1 \text{ m}$

$$M_{x_3} = C(2 + x_3) - F(1 + x_3) + M_0; \quad Q_3 = C - F = 10 - 40 = -30 \text{ kN}$$

IV – IV qirg'im $0 \leq x_4 \leq 2 \text{ m}$

$$M_{x_4} = -qx_4 \frac{x_4}{2} \text{ va } Q_4 = qx_4$$

Balkaning V tayanch kesimi xavfli holatda $M_{\max} = -40 \text{ kNm}$ va $Q_{\max} = 40 \text{ kN}$

Normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$ asosida

balkaning kesimini tanlaymiz:

misol-7. Berilgan po'lat materialidan tayyorlangan balka uchun qo'shtavrlı kesim tanlansin. Balkani xavfli kesimi III-mustahkamlik nazariyasi asosida to'liq tekshirilsin. Balka materialining ruxsat etilgan urinishi $[\tau] = 100 \text{ mPa}$ va normal kuchlanishi $[\sigma] = 160 \text{ mPa}$

Berilgan:

$$F = 40 \text{ kN}; \quad M_0 = 10 \text{ kNm}; \quad q = 20 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$W_z = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{40}{160 \cdot 10^3} = 0,25 \cdot 10^{-3} m^3 \quad \text{va} \quad W_T = 0,254 \cdot 10^{-3} m^3 \quad \text{qarshilik}$$

momentli N-22a qo'shtavmi qabul qilamiz. Tanlangan qo'shtavrlar kesimda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartini tekshiramiz.

$$\sigma_{\max} = \frac{40}{0,254 \cdot 10^{-3}} = 157,48 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2} < [\sigma]$$

Kesimdagi eng katta normal kuchlanish, $\sigma_{\max}$ balkaning material uchun ruxsat etilgan kuchlanishidan kichik. Shuning uchun $W_T = 0,254 \cdot 10^{-3} m^3$ qarshilik momentli N-22a qo'shtavmi qabul qilamiz:

$$h = 0,22m; \quad b = 0,12m; \quad d = 0,0054m; \quad t = 0,0089m;$$

$$I_x = 2790 \cdot 10^{-5} m^4; \quad W_x = 0,254 \cdot 10^{-3} m^3 \quad S_x = 143 \cdot 10^{-6} m^3.$$

Balka mustahkamligini urinma kuchlanish bo'yicha tekshi-ramiz:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_x}{I_x \cdot d} = \frac{40 \cdot 143 \cdot 10^{-6}}{2790 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0054} = 3,87 \cdot 10^3 < [\tau]$$

σ va τ qo'shtavrlarning balandligi bo'yicha o'zgarish tavsifini aniqlaymiz. Buning uchun qo'shtavrlarning balandligi bo'yicha to'qqizta nuqtaning normal va urinma kuchlanishlarini topamiz.

Normal kuchlanish $\sigma = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y$ formula bilan topiladi.

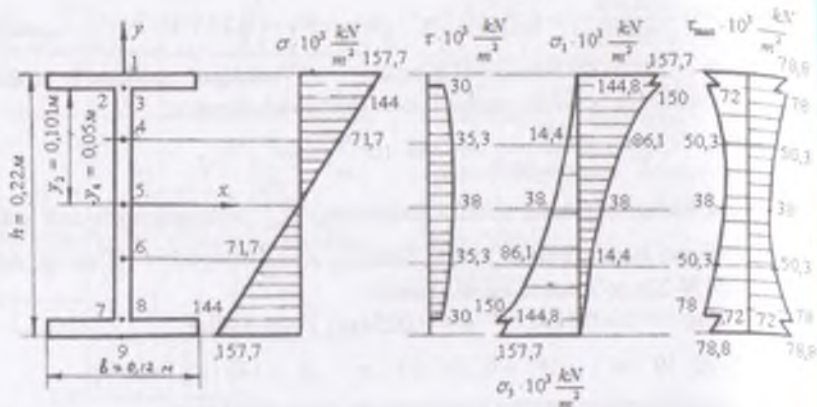
Bu yerda, y - kuchlanish tekshirilayotgan nuqtadan qo'shtavrlar kesimining neytral o'qigacha bo'lgan masofa, m

$$y_1 = \frac{h}{2} = \frac{0,22}{2} = 0,11m; \quad y_{2,3} = \frac{h}{2} - t = \frac{0,22}{2} - 0,0089 = 0,101m$$

$$y_4 = \frac{h_0}{4} = \frac{h - 2t}{4} = \frac{0,22 - 2 \cdot 0,009}{4} = 0,05m$$

$$y_5 = 0; \quad y_6 = -0,05m; \quad y_{7,8} = -0,101m; \quad y_9 = -0,11m$$

Urinma kuchlanish $\tau = \frac{Q_{\max} \cdot S_x^0}{I_x b(d)}$ formuladan topiladi



7.15 rasm. Qo'shtavrning balandligi bo'ylab normal kuchlanish, urinma kuchlanish, bosh normal kuchlanish va bosh urinma kuchlanishlarni tarqalish epyuralari.

S_x^0 - qo'shtavr kesimining chetki nuqtasi bilan kuchlanishi tekshi-rilayotgan nuqta orasidagi yuzasini neytral o'qqa nisbatan statik momenti, m^3

I_x - qo'shtavr kesimining neytral o'qqa nisbatan inertsia momenti, m^4

$b(d)$ - kuchlanish tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesimning eni, m .

Qo'shtavrning balandligi bo'yicha τ - ning o'zgarishi S_x^0 ga bog'liq.

$$S_x^I = 0$$

$$S_x^{II} = S_x^{III} = b \cdot t \cdot \frac{h-t}{2} = 0,12 \cdot 0,0089 \cdot \frac{0,22 - 0,0089}{2} = 1,13 \cdot 10^{-4} m^4$$

$$S_x^{IV} = 1,13 \cdot 10^{-4} + \frac{d}{2} \left(\frac{h_0^2}{y} - y^2 \right) = 1,13 \cdot 10^{-4} + \frac{0,0054}{2} \left[\frac{(0,2022)^2}{4} - (0,05)^2 \right] = 1,33 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$S_x^{V} = 1,33 \cdot 10^{-4} + \frac{0,0054}{2} \cdot \frac{(0,2022)^2}{4} = 1,4 \cdot 10^{-4} m^3 \approx S_x$$

σ va τ - kuchlanishlarning hisoblangan qiymatlari asosida ularning epyuralari quriladi (7.15 - rasm).

Bosh kuchlanishlarni quyidagi formulalar bilan aniqlaymiz:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right] \quad \text{va} \quad \tau_{\max} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

Bosh normal kuchlanishlarning yo'nalishi: $\tan 2\alpha = -\frac{2\tau}{\sigma}$

misol - 8. Berilgan balka (7.16-rasm) tayanch kesimlarining aylanish burchaklari, S va D nuqtalarning salqiliklari topilsin. $EI = 4 \cdot 10^3 \text{ kNm}^2$

Yechish. Balkaning reaksiya kuchlarini topamiz.

$$\sum M_A = -F \cdot 1 - R_B \cdot 4 + F \cdot 5 = 0; \quad R_B = F = 40 \text{ kN}$$

$$\sum M_B = -F \cdot 5 - R_A \cdot 4 + F \cdot 1 = 0; \quad R_A = 40 \text{ kN}$$

Eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz va epyurasini quramiz.

$$\text{I} - \text{I qirgim} \quad 0 \leq x_1 \leq 1 \text{ m} \quad M_{x_1} = -Fx_1;$$

$$\text{II} - \text{II qirgim} \quad 1 \leq x_2 \leq 5 \text{ m} \quad M_{x_2} = -Fx_2 + R_A(x_2 - 1)$$

$$\text{III} - \text{III qirgim} \quad 5 \leq x_3 \leq 6 \text{ m}$$

$$M_{x_3} = -Fx_3 + R_A(x_3 - 1) + R_B(x_3 + 5)$$

Universal formulani tuzamiz: Kesimning aylanish burchagi

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} + R_A \frac{(x-1)^2}{2} + R_B \frac{(x-5)^2}{2} \right] \quad (a)$$

va salqilik tenglamasi

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} + R_A \frac{(x-1)^3}{6} + R_B \frac{(x-5)^3}{6} \right] \quad (b)$$

Universal formuladagi noma'lum θ_0 va y_0 larni topish uchun balka uchlarning tayanish shartidan foydalanamiz:

$$x = 1 \text{ m bo'lsa, } \theta = \theta_A \neq 0; \quad y = y_0 = 0$$

$$\text{unda (b) tenglamadan } y_0 + \theta_0 \cdot 1 - \frac{F \cdot 1^3}{6EI} = 0 \quad (v) \text{ hosil bo'ladi.}$$

$$x = 5 \text{ m bo'lsa, } \theta = \theta_B \neq 0; \quad y = y_B = 0 \quad \text{unda (b) tenglamadan}$$

$$y_0 + 5\theta_0 + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{125}{6} + R_A \frac{64}{6} \right] = 0 \quad \text{tenglama hosil bo'ladi.}$$

(v) va (g) tenglamalarni sistema qilib echamiz:

$$y_0 + \theta_0 - \frac{F}{6EI} = 0;$$

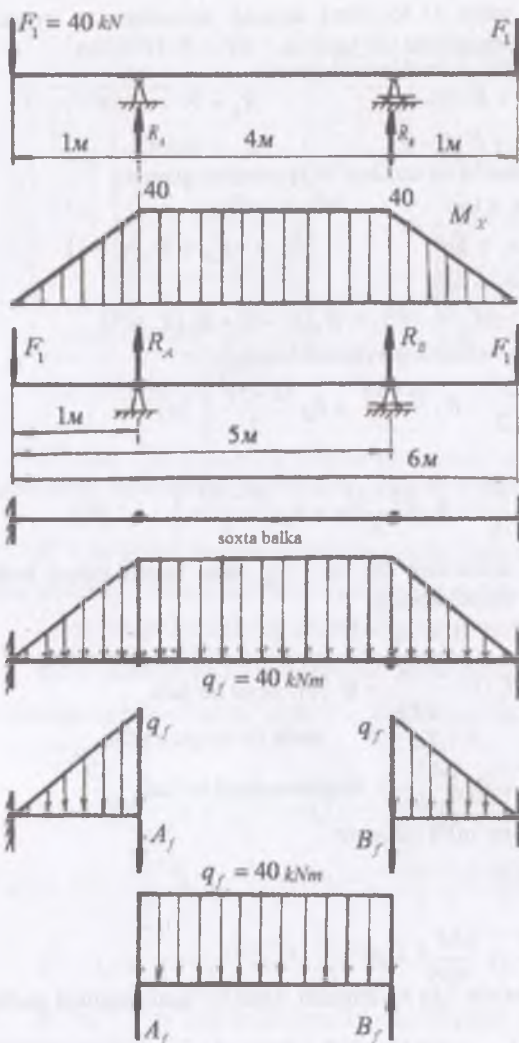
$$y_0 + 5\theta_0 - \frac{125F}{6EI} + \frac{64R_A}{6EI} = 0$$

Yuqoridagi tenglamani minus 1ga ko'paytirib, hosil bo'lgan tenglikni pastki tenglamaga qo'shamiz:

$$4\theta_0 - \frac{124F}{6EI} + \frac{64R_A}{6EI} = 0$$

$$\text{bu erdan } \theta_0 = \frac{124F - 64R_A}{24EI} = \frac{124 \cdot 40 - 64 \cdot 40}{24EI} = \frac{100}{EI}$$

$$\theta_0 = \frac{100}{EI} \quad \text{ifodani (v) tenglamaga qo'yib } U_0 - \text{ni topamiz}$$



7.16- rasm. Berilgan balkadan soxta balkani tanlash va ularning yuklanish sxemalari

$$Y_0 = \frac{F}{6EI} - \theta_0 = \frac{40}{6EI} - \frac{100}{EI} = -\frac{560}{6EI}$$

Topilgan θ_0 va Y_0 larni universal formulaga keltirib qo'yamiz:

$$\theta = \frac{100}{EI} + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x_1}{EI} + R_A \frac{(x-1)^2}{2} + R_B \frac{(x-5)^2}{2} \right]$$

$$Y = -\frac{560}{6EI} + \frac{100x}{6EI} + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} + R_A \frac{(x-1)^3}{6} + R_B \frac{(x-5)^3}{6} \right]$$

Balkaning A tayanch kesimining aylanish burchagi:

$$\theta = \theta_A = \frac{100}{EI} - \frac{F \cdot l^2}{2EI} = \frac{100}{EI} - \frac{20}{EI} = \frac{80}{EI} = \frac{80}{4 \cdot 10^3} = 0,02 \text{ rad}$$

B tayanch kesimining aylanish burchagi

$$\theta = \theta_B = \frac{100}{EI} + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{25}{5} + R_A \frac{16}{2} \right] = \frac{100}{EI} - \frac{80}{EI} = -\frac{20}{4 \cdot 10^3} = -0,02 \text{ rad}$$

S nuqtaning salqiligini topamiz $x = 3 \text{ m}$

$$Y_C = -\frac{560}{6EI} + \frac{100 \cdot 3}{EI} - \frac{27F}{6EI} + \frac{8R_A}{6EI} = \frac{-560 + 1800 - 1080 + 320}{6EI} = \frac{480}{24 \cdot 10^3} = 0,02 \text{ m}$$

D nuqtaning salqiligini topamiz: ($x = 6 \text{ m}$)

$$Y_D = -\frac{560}{6EI} + \frac{100 \cdot 6}{EI} + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{216}{6} + R_A \frac{125}{6} + R_B \frac{1}{6} \right] =$$

$$= \frac{-560 + 3600 - 8640 + 5000 + 40}{24 \cdot 10^3} = -\frac{560}{24 \cdot 10^3} = -0,0233 \text{ m}$$

Balkaning deformatsiyasini grafoanalitik usul bilan aniqlash uchun, haqiqiy balkadan soxta balkani tanlaymiz (7.16 – rasm) va uni soxta kuch bilan yuklaymiz. Haqiqiy konsol balkaning tayanch nuqtalari soxta balkada sharnirlar bilan almashtiriladi. Sharnirli kesimlarda momentni ta'siri nolga teng bo'lganligi uchun, soxta balkaning uchta oddiy balkalarga ajratamiz. O'rta soxta balkaning reaksiya kuchlarini topamiz.

$$\sum M_A = q_f \cdot \frac{4^2}{2} - B_f \cdot 4 = 0 \quad \text{yoki} \quad B_f = 2 \cdot 40 = 80 \text{ kNm}^2$$

$$\sum M_B = -q_f \cdot 8 + A_f \cdot 4 = 0 \quad \text{yoki} \quad A_f = 80 \text{ kNm}^2$$

$$A \text{ kesimning aylanish burchagi: } \theta_A = \frac{\theta_f^A}{EI} = \frac{A_f}{EI} = \frac{80}{4 \cdot 10^3} = 0,02 \text{ rad}$$

$$B \text{ kesimning aylanish burchagi: } \theta_B = \frac{\theta_f^B}{EI} = \frac{B_f}{EI} = -\frac{80}{4 \cdot 10^3} = -0,02 \text{ rad}$$

$$S \text{ nuqtaning salqiligi: } y_C = \frac{M_f^c}{EI} = \frac{80}{4 \cdot 10^3} = 0,02 \text{ m}$$

$$\text{bu erda} \quad M_f^c = A_f \cdot 2 - q_f \frac{2^2}{2} = 80 \cdot 2 - 40 \cdot 2 = 80 \text{ kNm}^3$$

D nuqtaning salqiligini topish uchun $B - D$ uzunlikdagi soxta balkani o'rganamiz:

$$y_D = \frac{M_f^D}{EI} = \frac{-\omega \frac{2}{3} \cdot 1 - B_f \cdot 1}{EI} = \frac{-\frac{40}{3} - 80}{4 \cdot 10^3} = -0,023 \text{ m}$$

$$\text{bu erda} \quad \omega = \frac{1}{2} q_f \cdot 1 = \frac{40}{2} = 20 \text{ kNm}^2$$

misol – 9. Bir uchi kistirib mahkamlangan balka kesimlarining aylanish burchagi θ va B nuqtalarining salkiligi boshlangich parametrlar va grafonalitik usullar bilan toping

Yechish: Balkaning oraliqlarga bo'lib eguvchi momentning tenglamalarini tuzamiz va epyurasini quramiz (7.17 – rasm).

I – I qirqim $0 \leq x_1 \leq 1m$ $M_{x_1} = -Fx_1$;

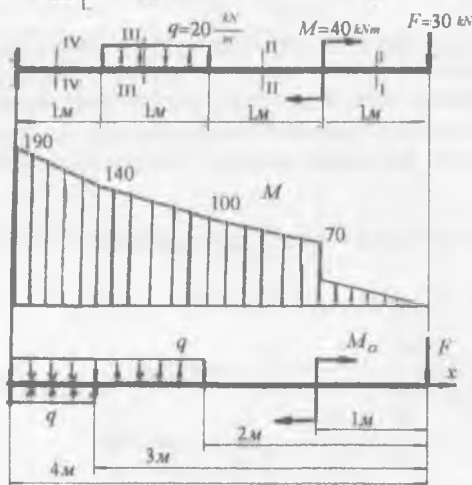
II – II qirqim $1 \leq x_2 \leq 2m$ $M_{x_2} = -Fx_2 - M$

III – III qirqim $2 \leq x_3 \leq 3m$ $M_{x_3} = -Fx_3 - M - q \frac{(x_3 - 2)^2}{2}$;

IV – IV qirqim $3 \leq x_4 \leq 4m$ $M_{x_4} = -Fx_4 - M - q \cdot l(x_4 - 2,5)$

Balka uchun universal formulani tuzamiz:

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} - M(x-1)^1 - q \frac{(x-2)^3}{6} + q \frac{(x-3)^3}{6} \right]$$



7.17 – rasm. Berilgan balka uchun eguvchi moment epyurasi va universal formulani tuzish sxemasi

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} - M \frac{(x-1)^2}{2} - q \frac{(x-2)^4}{24} + q \frac{(x-3)^4}{24} \right]$$

Universal formuladagi θ_0 va y_0 noma'lumlarni balka uchlarning tayanish shartidan foydalanib topamiz:

$x = 0$ nuqta tayanchdan ozod, bu kesimda $\theta = \theta_0 \neq 0$ va $y = y_0 \neq 0$. Shuning uchun, $x = 0$ shartdan foydalanib bo'lmaydi.

$x = 4m$ masofadagi tayanch kesimning barcha yo'nalishdagi ko'chishlari cheklangan. Shuning uchun $x = 4m$ bo'lsa $\theta = 0$ va $y = 0$

Unda

$$\theta_0 = \frac{1}{EI} \left[F \frac{16}{2} + M \cdot 3 + q \frac{8}{6} - q \frac{1}{6} \right] = \frac{2300}{6EI}$$

$$y_0 = -\frac{2300 \cdot 4}{6 \cdot EI} + \frac{1}{EI} \left[F \frac{64}{6} + M \cdot \frac{9}{2} + q \frac{16}{24} - q \frac{1}{24} \right] = -\frac{24500}{24EI}$$

hosil bo'ladi. Topilgan θ_0 va y_0 - larni universal formulaga keltirib qo'yamiz.

$$\theta = \frac{2300}{6EI} + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} - M(x-1) - q \frac{(x-2)^3}{6} + q \frac{(x-3)^3}{6} \right]$$

$$y_x = -\frac{24500}{24EI} + \frac{2300}{6EI} \cdot x + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} - M \frac{(x-1)^2}{6} - q \frac{(x-1)^4}{24} + q \frac{(x-3)^4}{24} \right]$$

O nuqtani salqiligi $x = 0$ nuqtaga to'g'ri kelib $y = y_0$ hosil bo'ladi.

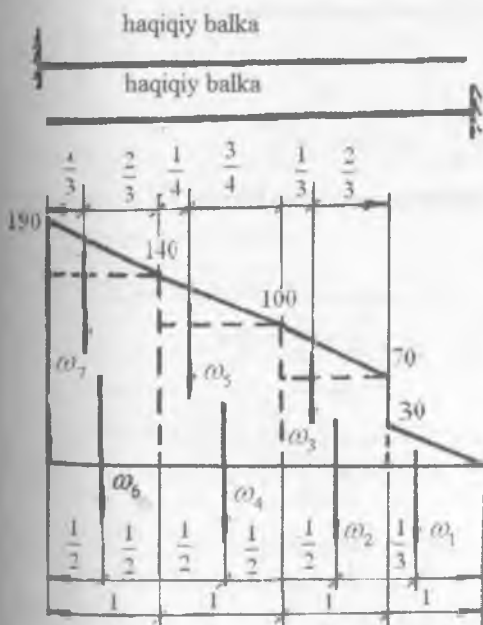
$$y_0 = -\frac{24500}{24 \cdot 10^5} = -0,0102m$$

B nuqtaning salqiligini topamiz ($x = 2m$)

$$y_B = -\frac{24500}{24EI} + \frac{2300 \cdot 2}{6EI} - \frac{240}{6EI} - \frac{40}{2EI} \approx -3,14 \cdot 10^{-3}m$$

Balkaning deformatsiyasini grafoanalitik usul bilan aniqlaymiz. Buning uchun haqiqiy balkadan soxta balkani tanlaymiz. Soxta balkani haqiqiy balkaning eguvchi momenti bilan yuklaymiz. Soxta balkada notekis tarqalgan soxta kuchlar hosil bo'ladi. Soxta balkaning har bir nuqtasidagi soxta kuch miqdor jihatdan haqiqiy balkaning shu nuqtasidagi eguvchi momentga teng bo'ladi ($q_i = M$) soxta kuch intensivligi bilan yuklangan kuch yuzalarini topamiz (7.18 - rasm).

7.18 - rasm. Soxta kuch yuzalarini hisoblash sxemasi.



$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot 30 \cdot 1 = 15 \kappa Nm^2;$$

$$\omega_2 = 70 \kappa Nm^2;$$

$$\omega_3 = \frac{1}{2} (100 - 70) \cdot 1 = 15 \kappa Nm^2;$$

$$\omega_4 = 100 \cdot 1 = 100 \kappa Nm^2;$$

$$\omega_5 = \frac{1}{3} (140 - 100) \cdot 1 = \frac{40}{3} \kappa Nm^2;$$

$$\omega_6 = 140 \cdot 1 = 140 \kappa Nm^2;$$

$$\omega_7 = \frac{1}{2} (190 - 140) \cdot 1 = 25 \kappa Nm^2$$

C nuqtaning salqiliginı topamiz:

$$\begin{aligned}
 M_f^c &= -\omega_7 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 3 \right) - \omega_6 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 3 \right) - \omega_5 \left(\frac{3}{4} \cdot 1 + 2 \right) - \omega_4 \left(\frac{1}{2} \cdot 1 + 2 \right) - \\
 &- \omega_3 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \right) - \omega_2 \left(\frac{1}{2} \cdot 1 + 1 \right) - \omega_1 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 \right) = -25 \frac{11}{3} - 140 \frac{7}{2} - \frac{40}{3} \cdot \frac{11}{4} - \\
 &- 100 \frac{5}{2} - 15 \frac{5}{3} - 70 \frac{3}{2} - 15 \frac{2}{3} = -\frac{3025}{3} \text{ kNm}^3 \\
 y_0 &= \frac{M_f^c}{EI} = -\frac{3025}{3 \cdot 10^5} = -0,0101 \text{ m}
 \end{aligned}$$

misol – 10. Ikkita sharnirli tayanchga tayangan, uzunligi $\ell = 1$. balkaning o'rta kesimida salqilik $f = 6,25 \text{ mm}$. Balkaning kesimi, tomonlari $b = 0,06 \text{ m}$ va $h = 0,04 \text{ m}$ bo'lgan to'g'ri burchakli. Balka materialining elastiklik moduli

va bo'yлама o'qining egrilik radiusi topilsin. $\sigma_{\max} = [\sigma] = 10 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$

Yechish: Balkaning normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartini yozamiz: $\sigma_{\max} = \frac{M \cdot y_{\max}}{I_x} = [\sigma]$. Bu erda $y_{\max} = \frac{h}{2}$ va M balkaning xavfli kesimidagi eguvchi momenti. M - momentli balkaning eng katta salqiliginı f bilan belgilaymiz.

$f = \frac{M\ell^2}{8EI_x}$ va $M = \frac{fEI_x \cdot 8}{\ell^2}$ mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\frac{fEI_x \cdot 8 \cdot \frac{h}{2}}{I_x \cdot \ell^2} = [\sigma] \text{ va } E = \frac{[\sigma]\ell^2}{f \cdot 8 \cdot \frac{h}{2}} = \frac{1 \cdot 10^4}{6,25 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot \frac{0,04}{2}} = 1 \cdot 10^7 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Egrilik radiusi ρ bilan M va balkaning egilishdagi birligi EI_x orasidagi bog'lanishni yozamiz: $\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI_x}$

$$\text{bu yerdan } \rho = \frac{EI_x}{M} = \frac{EI_x \ell^2}{fEI_x \cdot 8} = \frac{\ell^2}{f \cdot 8} = \frac{1^2}{6,25 \cdot 10^{-3} \cdot 8} = 20 \text{ m}$$

B nuqtaning salqiliginı topamiz:

$$\begin{aligned}
 M_B^f &= -\omega_7 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \right) - \omega_6 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \right) - \omega_5 \left(\frac{3}{4} \cdot 1 \right) - \omega_4 \frac{1}{2} \cdot 1 = \\
 &= -25 \frac{5}{3} - 140 \frac{3}{2} - \frac{40}{3} \cdot \frac{3}{4} - 100 \frac{1}{2} = -\frac{935}{3} \text{ kNm}^3 \\
 y_B^f &= \frac{M_B^f}{EI} = -\frac{935}{3 \cdot 10^5} = 3,11 \cdot 10^{-3} \text{ m}
 \end{aligned}$$

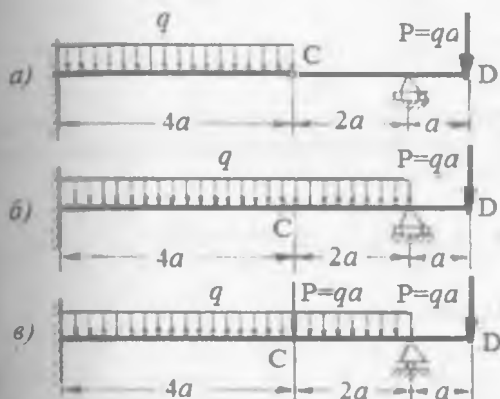
Mustaqil ish uchun misollar



7.19-rasm.

misol-11. Uchburchak bo'yicha teng taqsimlangan yuk ta'sirida (7.19-rasmga qarang). Boshlangich parametrlar usulida balkadagi eng katta salqilik ($f_{\max}$) ni, shuningdek prolet o'rtasidagi salqilik (f_c) ni aniqlang.

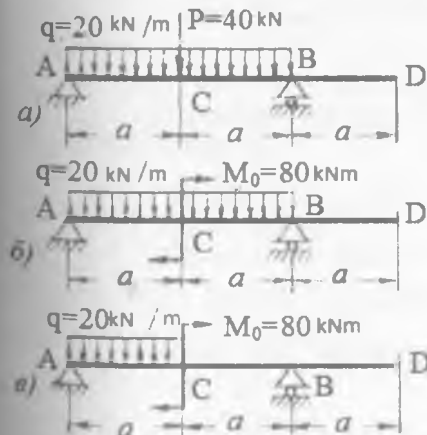
ko'rsatma. Yuk intensivligi $q(x) = -q \frac{x}{l}$.



misol-12. Sharnirli balkalar uchun kuch qo'yilgan kesimlardagi (f_D) va sharnirlardagi (f_C) salqiliklarni aniqlang (rasmga qarang). Kesim butun uzunlik bo'yicha bir xil deb hisoblansin.

7.20-rasm

javob: a) $f_c = -\frac{64 qa^4}{3 EJ}$, $f_D = \frac{29 qa^4}{3 EJ}$; b) $f_c = -\frac{128 qa^4}{3 EJ}$, $f_D = \frac{62 qa^4}{3 EJ}$;
v) $f_c = -\frac{64 qa^4}{3 EJ}$, $f_D = \frac{94 qa^4}{3 EJ}$;



misol-13. Rasmda tasvirlangan balkalar uchun prolet o'rtasidagi (f_c) va konsolning erkin uchidagi (f_D) salqiliklar grafoanalitik usulda aniqlang. Agar $a = 2 \text{ m}$, $EJ = 10 \cdot 10^{10} \text{ sm}^2$ bo'lsa, chap tayanch va o'ng oxirgi kesimlar (Θ_A va Θ_V) ning aylanish burchaklarini ham toping.

7.21-rasm

misol – 14. Balkani egilishga to'liq hisoblash. (*rasm – 7.22*)

1) Balkaning reaksiya kuchlarini xisoblaymiz.

$$\Sigma M_B = 0; \quad -6A + q \cdot 2 \left(\frac{2}{2} + 4 \right) - 4F + M = 0 \quad \text{va} \quad A = \frac{100}{6} \text{ kN}$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad 2F - q \cdot \frac{(2)^2}{2} + M + 6B = 0 \quad \text{va} \quad B = -\frac{100}{6} \text{ kN}$$

$$\text{Tekshirish: } \Sigma Y = A + F + B - 2q = 0 \quad \text{va} \quad \frac{100}{6} + 40 - \frac{100}{6} - 2 \cdot 20 = 0$$

Balkani har bir oraliqlari uchun eguvchi moment va kundalang kuch tenglamalarini tuzamiz, hisoblaymiz va epyuralarini quramiz.

$$M_{x_1 \max} = \frac{100}{6} \cdot \frac{5}{6} - 20 \cdot \frac{\left(\frac{5}{6} \right)^2}{2} = \frac{125}{18} \text{ kNm}$$

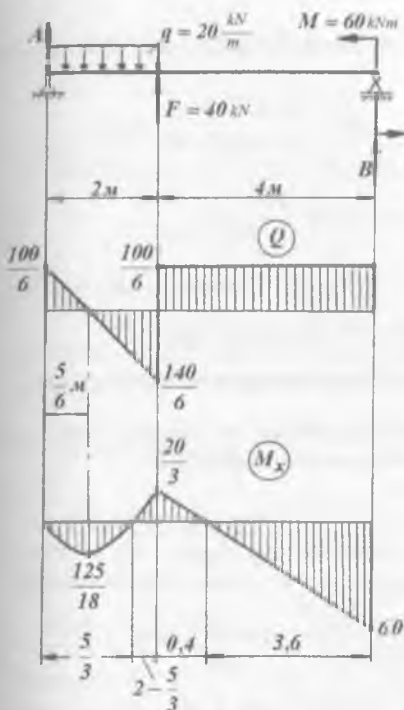
Birinchi va ikkinchi oraliklarda eguvchi moment ishorasini o'zgartiradi, ya'ni abstsissani kesib o'tadi. Eguvchi momentning epyurasi abstsissani kesib o'tish nuqtalarida nolga teng bo'ladi.

$$\text{Birinchi oraliq uchun} \quad M_{x_1} = A_{x_1} - q \frac{x_1^2}{2} = 0 \quad \text{va bu erdan}$$

$$x_1 = \frac{100}{60} = \frac{5}{3} \text{ m} \quad \text{hamda} \quad \text{ikkinchi oraliq uchun}$$

$$M_{x_2} = A(2 + x_2) - q \cdot 2 \left(\frac{2}{2} + x_2 \right) + Fx_2 = 0 \quad \text{va buerdan} \quad x_2 = 0,4 \text{ m}$$

nuqtalarda M_x ishorasini o'zgartiradi.



7.22 -rasm. Berilgan balka uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari.

I-Ioralik. $0 \leq x_1 \leq 2$ m

$$Q_1 = A - qx_1$$

$$M_{x_1} = A x_1 - q \frac{x_1^2}{2}$$

$Q_1 = 0$ bo'lganda nuqtada M_{x_1} eguvchi moment maksimumga erishadi.

$$Q_1 = A - qx_1 = 0;$$

$$x_1 = \frac{A}{q} = \frac{100}{6 \cdot 20} = \frac{5}{6} \text{ m}$$

2. Balkani xavfli kesimi uchun normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

dan qo'shtavrli profil tanlaymiz.

Bu erda, $M_{\max} = 60 \text{ kNm}$ - balkani V xavfli kesimidagi eguvchi moment;

$[\sigma] = 160 \text{ mPa}$, - balkaning materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish,

Mustahkamlik shartdan xavfli kesimni talab etilgan qarshilik momentini xisoblaymiz.

$$W_x = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{60}{160 \cdot 10^3} = 0,375 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Qo'shtavrli kesimning tartib raqamini tanlaymiz:

$W_T = 0,371 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ qarshilik momentli № 27 va

$W_T = 0,407 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ qarshilik momentli - №27a

Tanlangan - W_T qarshilik momentlar asosida – mustahkamlik shartini tekshiramiz.

$$\sigma_{\max}^{27} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{60}{0,371 \cdot 10^{-3}} = 161,725 \cdot 10^{-3} \frac{kN}{m^2} > [\sigma]$$

$$\sigma_{\max}^{27a} = \frac{60}{0,407 \cdot 10^{-3}} = 147,42 \cdot 10^{-3} \frac{kN}{m^2} < [\sigma]$$

$$\text{№ 27 – raqamli qo'shtavr} - \frac{161,725 - 160}{160} \cdot 100\% = 1,08\%$$

yuqori kuchlanishda va № 27a – raqamli qo'shtavr

$$\frac{147,42 - 160}{160} \cdot 100\% = -7,86\% \text{ to'liq yuklanmagan vaziyatda ishlaydi.}$$

Qo'shtavrlar mustahkamligini balkani ko'ndalang kuch bo'yicha xavfli kesimidagi urinma kuchlanishlar asosida tekshiramiz.

$$\tau_{\max}^{27} = \frac{Q_{\max} \cdot S_{\max}}{I_x} = \frac{\frac{140}{6} \cdot 100 \cdot 210}{5010 \cdot 0,6} = 163 \frac{kg}{sm^2} < [\tau]$$

$$\tau_{\max}^{27a} = \frac{Q_{\max} \cdot S_{\max}}{I_x \cdot d} = \frac{\frac{140}{6} \cdot 100 \cdot 229}{5500 \cdot 0,6} = 162 \frac{kg}{sm^2} < [\tau]$$

Bu yerda $Q_{\max} = \frac{140}{6} \cdot 100 \kappa G$ - balkadagi eng katta ko'ndalang kuch;

$S_{\max}, I_{\max}$ va d - qo'shtavrli kesimni tegishli geometrik xarakteristikalar.

Balkani xavfli kesimida mustahkamlikni ta'minlash uchun № 27a – qo'shtavrni tanlaymiz va uning geometrik xarakteristikalarini yozamiz:

$$h = 270mm, b = 135mm, d = 6mm, t = 10,2mm \quad I_x = 5500sm^4$$

$$S_x = 229sm^3 \quad W_T = 407sm^3$$

Qo'shtavrli kesimni balandligi bo'yicha normal - σ - va τ - urunma kuchlanishlarini hisoblaymiz.

$$\text{- normal kuchlanish: } \sigma = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y \text{ formula bilan hisoblanadi.}$$

buerda y qushtavrli kesimni x neytral o'qidan tegishli kuchlanishni tekshirishga tanlangan nuqtalargacha bo'lgan masofa.

$$1 \text{ - nuqta - } y_1 = y_0 = \frac{h}{2} = \frac{27}{2} = 13,5sm; \quad \sigma_1 = -1472,7 \frac{\kappa G}{sm^2}$$

$$2\text{-nuqta} - y_{2,3} = y_{7,8} = \frac{h}{2} - t = \frac{27}{2} - 1,02 = 12,48 \text{ sm}$$

$$\sigma_2 = -1361,45 \frac{\kappa G}{\text{sm}^2}$$

$$4\text{-nuqta} - y_{4,6} = \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - t \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{27}{2} - 1,02 \right) = 6,24 \text{ sm}$$

$$\sigma_4 = -680,73 \frac{\kappa G}{\text{sm}^2}$$

$$5\text{-nuqta} - y_5 = 0; \text{ va } \sigma_5 = 0$$

Balka kesimining neytral o'qidan yuqorida joylashgan materiali siqilishga va pastki qatlam materiali cho'zilishga qarshilik ko'rsatganligi uchun 1, 2, 3 va 4 nuqtalarda normal kuchlanish ishorasi manfiy.

$$\text{Urinma kuchlanish } \tau = \frac{Q_{\max} \cdot S_x^0}{I_x \cdot b(d)} \text{ formuladan hisoblanadi}$$

Buerda S_x - qushtavrli kesimning chetki va kuchlanishi hisoblanishi lozim bo'lgan - tanlangan nuqtalar orasidan ajratilgan yuzani neytral o'qqa nisbatan statik momentni va u quyidagicha hisoblanadi.

$$1\text{-nuqta} - S_x^{01} = 0; \text{ demak } \tau_{1,9} = 0$$

$$2\text{-nuqta} - S_x^{02} = \left(\frac{h-t}{2} \right) \cdot t \cdot b = \left(\frac{27-1,02}{2} \right) \cdot 1,02 \cdot 13,5 = 178,9 \text{ sm}^3$$

Qushtavrni 2 va 3 nuqtalari joylashga kesimining eni $b = 13,5 \text{ sm}$ dan $d = 0,6 \text{ sm}$ ga qadar kichiklashadi. Shuning uchun bu nuqta-lardagi kuchlanishlar bir - biridan tubdan farq qiladi:

$$\tau_2 = \frac{14000 \cdot 178,9}{6 \cdot 5500 \cdot 13,5} = 5,62 \frac{\kappa G}{\text{sm}^2} \quad \text{va} \quad \tau_3 = \frac{14000 \cdot 178,9}{6 \cdot 5500 \cdot 0,6} = 126,5 \frac{\kappa G}{\text{sm}^2}$$

$$4\text{-nuqta uchun } S_x^{04} = 178,9 + \frac{d}{2} \left(\frac{h_c^2}{4} - y^2 \right), \quad \text{bu erda}$$

$$h_c = h - 2t = 27 - 2 \cdot 1,02 = 24,96 \text{ sm} \quad \text{va} \quad y = y_4 = \frac{h_c}{4} = 6,24 \text{ sm}.$$

$$\text{Unda, } S_x^{04} = 213,9 \text{ sm}^3 \quad \text{va} \quad \tau_4 = \frac{14000 \cdot 213,9}{6 \cdot 5500 \cdot 0,6} = 151,2 \frac{\kappa G}{\text{sm}^2}$$

$$5\text{-nuqta uchun } S_x^{05} = S_{\max} = 229 \text{ sm}^3; \quad \text{va} \quad \tau_{\max} = 162 \text{ kg/sm}^2$$

4. Balka mustahkamligini bosh kuchlanishlar bo'yicha tekshirish uchun qushtavrli kesimni har bir nuqtasidagi bosh normal kuchlanishlar topiladi:

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right]$$

1 – nuqta uchun $\sigma_1 = 0$ va $\sigma_3 = -1472,7 \frac{\kappa G}{sm^2}$

2 – nuqta.

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[-1361,4 \pm \sqrt{(1361,4)^2 + 4 \cdot (5,62)^2} \right] = \frac{1}{2} (-1361,4 \pm 1361,44)$$

buerdan $\sigma_1 = 0,02 \frac{\kappa G}{sm^2}$ va $\sigma_3 = -1361,42 \frac{\kappa G}{sm^2}$

3 – nuqta.

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[-1361,4 \pm \sqrt{(1361,4)^2 + 4 \cdot (126,5)^2} \right] = \frac{1}{2} (-1361,4 \pm 1384,7);$$

buerdan $\sigma_1 = 11,7 \frac{\kappa G}{sm^2}$ $\sigma_3 = -1373,4 \frac{\kappa G}{sm^2}$

4 – nuqta. $\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[-681,7 \pm \sqrt{(681,7)^2 + 4 \cdot (151,2)^2} \right] = \frac{1}{2} (-681,7 \pm 745,8)$

buerdan $\sigma_1 = 32 \frac{\kappa G}{sm^2}$ va $\sigma_3 = -713,8 \frac{\kappa G}{sm^2}$

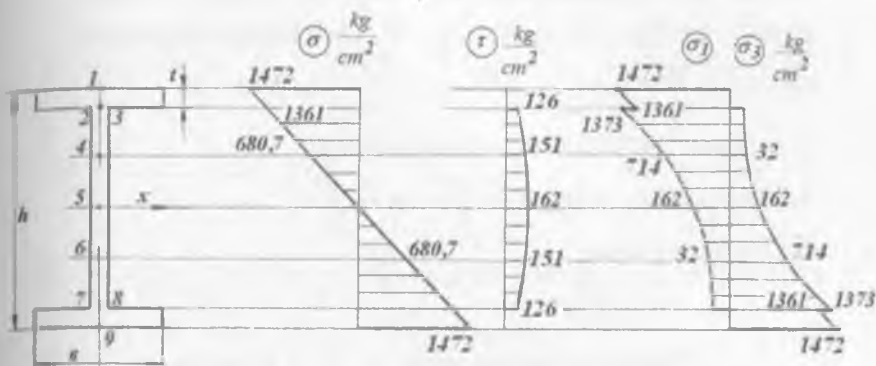
5 – nuqta $\sigma_{1,3} = \pm 162 \frac{\kappa G}{sm^2}$

Neytral o'qdan pastki qatlam materiali cho'zilish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatadi, shuning uchun bu qatlamda normal kuchlanish musbat ishorali bo'ladi. Demak, 6,7,8 va 9 nuqtalardagi $\sigma_{1,3}$ - bosh normal kuchlanishlarini hisoblashda normal kuchlanish - σ musbat ishora bilan olinadi.

Bosh urinma kuchlanishni maksimal va minimal qiymati kesimni har bir nuqtasi uchun $\tau_{\max} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$ formula bilan hisoblanadi.

Bosh normal kuchlanishlarni yo'nalishlari $tg^2 \alpha_0 = -\frac{2\tau}{\sigma}$

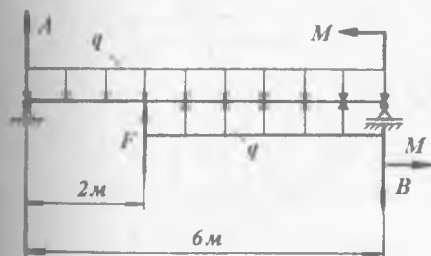
Bosh kuchlanishlarning yo'nalishlari Mor doirasining qurish usuli bilan topiladi. Mor doirasini qurishda σ va τ kuchlanishlarining qiymatlaridan foydalanamiz



7.23 –rasm. Qo'shtavrning balandligi bo'ylab normal kuchlanish, urinma kuchlanish, bosh normal kuchlanish epyuralari.

5. Balkani egilishdagi ko'chishini boshang'ich parametrlar usuli bilan hisoblaymiz.

- balkaning berilgan sxemasini 7.24-rasmda ko'rsatilganidek chizamiz va universal formulani tuzamiz.



7.24-rasm. Universal formulani tuzishga moslashtirilgan balka
Universal formulani tuzish shartlari oldingi mavzularda to'liqligicha berilgan.

-Kesim aylanish burchagining formulasi:

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[A \frac{x^2}{2} - q \frac{x^3}{6} + F \frac{(x-2)^2}{2} + q \frac{(x-2)^3}{6} \right]$$

va salqilik formulasi

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI} \left[A \frac{x^3}{6} - q \frac{x^4}{24} + F \frac{(x-2)^3}{6} + q \frac{(x-2)^4}{24} \right]$$

Balka boshlang'ich kesimining aylanish burchagi θ_0 va salqiligi y_0 larni balka uchlarning tayanish shartlariga bog'liq ravishda aniqlaymiz.

Masalan, $x_0 = 0$; $\theta = \theta_A = \theta_0 \neq 0$; $y = y_A = y_0 = 0$, ya'ni A tayanch kesimning aylanish burchagi nolga teng emas, lekin vertikal ko'chishi cheklangan.

Shuning uchun bu tengliklardan $y_0 = 0$ va θ_0 -ni topib bo'lmaydi. $x = 6m$, bo'lsa $\theta = \theta_B \neq 0$ va $y = y_B = 0$. Unda ikkinchi tenglamadan

$$6\theta_0 + \frac{1}{EI} \left[\frac{100 \cdot 6^3}{6} - 20 \frac{6^4}{24} + 40 \frac{(4)^3}{6} + 20 \frac{(4)^4}{24} \right] = 0 \quad \text{yoki} \quad \theta_0 = \frac{-26,7}{EI}$$

Unda balka kesimini aylanish burchagi

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[A \frac{x^2}{2} - q \frac{x^3}{6} + F \frac{(x-2)^2}{2} + q \frac{(x-2)^3}{6} \right]$$

va salqilik tenglamasi

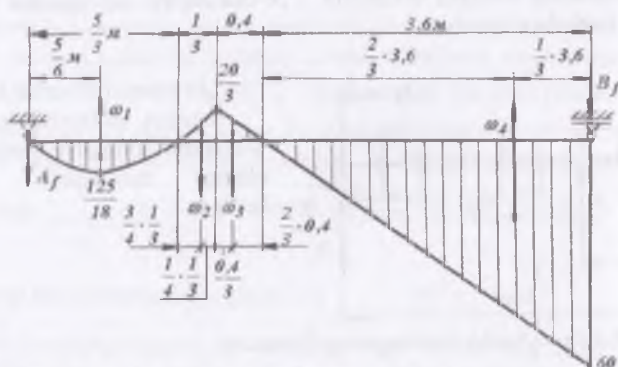
$$y = \frac{-3840}{144EI} x + \frac{1}{EI} \left[A \frac{x^3}{6} - q \frac{x^4}{24} + F \frac{(x-2)^3}{6} + q \frac{(x-2)^4}{24} \right]$$

Balkani turli kisimlar uchun y va θ ni hisoblaymiz.

$$x = 2m, \text{ bo'lsa } y = \frac{-3840 \cdot 2}{144EI} + \frac{1}{EI} \left[\frac{100 \cdot 8}{6} - 20 \frac{16}{24} \right] = \frac{44,4}{EI}$$

$x = 6m$, bo'lsa

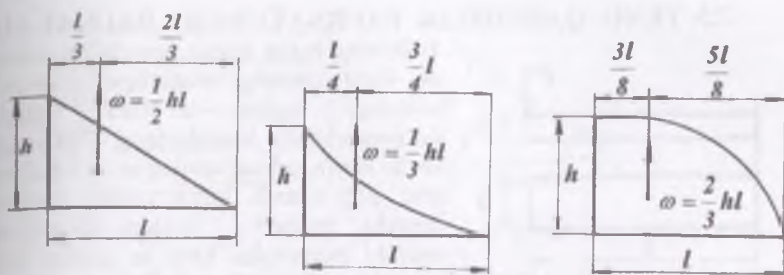
$$\theta_B = \frac{-3840}{144EI} + \frac{1}{EI} \left[\frac{100 \cdot 36}{6} - 20 \frac{216}{6} + 40 \frac{16}{2} + 20 \frac{64}{6} \right] = \frac{86,63}{EI}$$



7.25 - rasm. Soxta balkaning kuch yuzasi

6. Balkani egilishdagi ko'chishini grafoanalitik usul bilan hisoblaymiz. Balkani berilgan sxemasi uchun soxta balka tanlaymiz. Soxta balkani berilgan balka uchun qurilgan eguvchi moment epyurasi bilan yuklaymiz (7.25 -rasm).

Soxta kuch $q_f = M_x$ - soxta balkani uzunligi buylab to'g'ri chiziqli yoki parabola qonuniyati bilan o'zgarishi mumkin, yoki soxta balkani ma'lum oraliqida o'zgarmas bo'lishi mumkin. 7.26 -rasmda har xil kuch yuzalar va ularning og'irlik markazlari koordinatalarining hisoblash formulalari keltirilgan.



7.26 – rasm. Turli shaklli kesim yuzalar og'irlik markazlarining koordinatalari

Soxta balkani reaksiya kuchlarini topamiz

$$\sum M_b = 0 \quad A_f \cdot 6 - \omega_1 \left(6 - \frac{5}{6} \right) + \omega_2 \left(4 + \frac{1}{12} \right) + \omega_3 \left(3,6 + \frac{0,8}{3} \right) - \omega_4 \frac{3,6}{3} = 0$$

bu erda $\omega_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{125}{18} \approx 7,71605 \text{ kNm}^2$ $\omega_2 = \frac{1}{3} \cdot \frac{20}{3} \cdot \frac{1}{3} = \frac{20}{27} \text{ kNm}^2$

$$\omega_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{20}{3} \cdot 0,4 = \frac{4}{3} \text{ kNm}^2 \quad \omega_4 = \frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 3,6 = 108 \text{ kNm}^2$$

Unda $A_f \cdot 6 - \frac{156770}{972} = 0$; va $A_f = \frac{156770}{6 \cdot 972} \approx 26,9 \text{ kNm}^2$

Soxta balkaning B tayanch reaksiya kuchini aniqlaymiz.

$$\sum M_A = -\omega_1 \cdot \frac{5}{6} - \omega_2 \left(\frac{5}{3} + \frac{3}{4} \right) - \omega_3 \left(2 + \frac{0,4}{3} \right) + \omega_4 \left(2,4 + \frac{2}{3} \cdot 3,6 \right) - B_f \cdot 6 = 0$$

$$B_f = 86,76 \text{ kHm}^2;$$

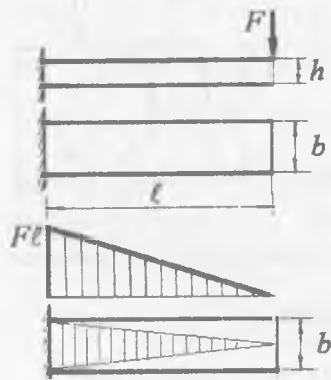
Balkani tanlangan nuqtalaridagi salqilik va kesimni aylanish burchaklarini

aniqlaymiz $y_k = \frac{M_f^k}{EI} = \frac{-44,8}{EI}$ bu erda

$$M_f^k = -A_f \cdot 2 + \omega_1 \left(\frac{5}{6} + \frac{1}{3} \right) - \omega_2 \frac{1}{12} = -26,9 \cdot 2 + 7,716 \cdot \frac{7}{6} - 0,74 \frac{1}{12} = -44,8 \text{ kNm}^3$$

B tayanch kesimning aylanish burchagi $\theta_B = \frac{Q_f^B}{EI} = \frac{B_f}{EI} = \frac{86,76}{EI}$

7.5. TENG QARSHILIK KO'RSATUVCHI BALKALAR



7.27 - rasm

Balkaning kesim yuzasi eguvchi momentning eng katta qiymatiga erishadigan ya'ni xavfli holatdagi kesimi bo'yicha tanlanadi. Ko'pincha balka kesimlarining o'lchamlari xavfli kesim uchun tanlangan o'lchamlarga teng qilib olinadi. Lekin xavfli kesimdagi eguvchi moment boshqa kesimlardagi eguvchi momentdan katta bo'lganligi uchun normal kuchlanish ham xavfli kesimda boshqa kesimlarga nisbatan katta bo'ladi. Masalan:

$M_x = 0$ bo'lsa $\sigma = 0$ (7.27 - rasm), tayanch kesimda eguvchi moment eng katta qiymatga erishadi. Demak shu kesimda normal kuchlanish ham eng katta qiymatga erishadi. Balkaning uzunligi bo'ylab kesimlarda kuchlanish notekis tarqaladi, material kuchlanish

bilan to'liq yuklanmaydi. Masalan, kesim yuzaning eni o'zgarmas bo'lgan balkaning materiali eguvchi moment epyurasining o'zgarish qonuniyatiga mos yuklangan deb qabul qilsak (7.27-rasm, shtrixlangan soha), epyuradan tashqaridagi material kuchlanishlar ta'siridan ozod bo'ladi va bu material ortiqcha material hisoblanadi. Balka kesimining o'lchamlarini shunday tanlash mumkin-ki, bunda balka materialining har bir zarrachasi kuchlanishlar bilan miqdor jihatdan o'zaro teng bo'lgan bir xil, materiali uchun xos va mos bo'lgan ruxsat etilgan kuchlanishga teng kuchlanishlar ta'sirida bo'ladi.

Uzunligi bo'ylab barcha kesim yuzalaridagi kuchlanishlar balkaning materiali uchun belgilangan ruxsat etilgan kuchlanishga teng bo'lgan balkalar teng qarshilik ko'rsatuvchi balkalar deyiladi.

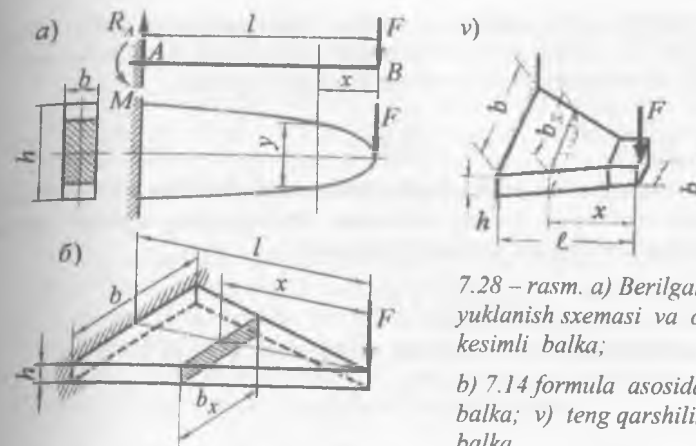
Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkani tanlash uchun, kesim yuzasi to'g'ri to'rtburchak ko'rinishida va balandligi o'zgarmas bo'lgan balkaning xavfli kesimi va erkin uchidan x masofada joylashgan kesimi uchun mustahkamlik shartlarini yozamiz:

Balkaning xavfli kesimi uchun mustahkamlik shart

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{F\ell}{bh^2} \leq [\sigma]$$

va balka uchidan ixtiyoriy masofada joylashgan kesim uchun mustahkamlik shart

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Fx}{b_x h^2} \leq [\sigma],$$



7.28 - rasm. a) Berilgan balkani yuklanish sxemasi va o'zgaruvchan kesimli balka;

b) 7.14 formula asosida tayyorlangan balka; v) teng qarshilik ko'rsatuvchi balka

Har ikkita mustahkamlik shartning o'ng tomonlari o'zaro teng.

$$\text{Shuning uchun } \frac{6F\ell}{bh^2} = \frac{6Fx}{b_x h^2} \text{ va buerdan } b_x = b \cdot \frac{x}{\ell} \quad (7.14)$$

$M_{\max}$ - qistirib mahkamlangan tayanch kesimdagi moment;

M_x - balkaning erkin uchidan x - masofada joylashgan kesimining momenti;

W - qistirib mahkamlangan tayanch kesimning qarshilik momenti;

W_x - balkaning x masofadagi kesimining qarshilik momenti.

(7.14) formuladagi 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.

$$W_x = \frac{b_x h^2}{6} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{x}{\ell} = W \frac{x}{\ell}$$

Bu kesimdagi kuchlanishni tekshiramiz

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Fx}{W \frac{x}{\ell}} = \frac{F\ell}{W} = \sigma_{\max} = \text{const}$$

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

$$\tau_{\max} = \frac{3Q}{2b_{\min}h} \leq [\tau], \quad b_{\min} = \frac{3Q}{2h[\tau]}$$

O'zgaruvchan kesimli balkalarda ko'chishlar. O'zgaruvchan kesimli balkalarning bikrligi x -ning funksiyasi. Shuning uchun egilgan o'qning taqribiy tenglamasi quyidagicha yoziladi (7.28-rasm):

$$EI_x \frac{d^2 y}{dx^2} = M_x$$

Bu erda: I_x - balka o'zgaruvchan kesimining inertsia momenti, ya'ni:

$$I_x = \frac{b_x h^3}{12} = \frac{bh^3}{12} \cdot \frac{x}{\ell} = I \frac{x}{\ell}$$

$$\text{Unda } EI \frac{x}{\ell} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = -Fx \quad \text{yoki} \quad EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{Fx\ell}{x} = -F\ell \quad (7.15)$$

(7.15) tenglamani integrallaymiz:

$$EI \frac{dy}{dx} = -F\ell x + C \quad \text{va} \quad EI y = -F\ell \frac{x^2}{2} + Cx + D$$

$x = \ell$ bo'lsa, salqilik $y = 0$ va aylanish burchagi: $\frac{dy}{dx} = \theta = 0$

$$\text{Unda } 0 = -F\ell^2 + C \quad \text{va} \quad 0 = -F\frac{\ell^3}{2} + C\ell + D$$

$$\text{Bu erdan: } C = F\ell^2 \quad \text{va} \quad D = -\frac{F\ell^2}{2}$$

θ va y tenglamalari quyidagicha ko'rinishga keladi:

$$\theta = -\frac{F\ell}{EI}x + \frac{F\ell^2}{EI} = \frac{F\ell^2}{EI} \left(1 - \frac{x}{\ell}\right)$$

$$y = -\frac{F\ell x^2}{2EI} + \frac{F\ell^2 x}{EI} - \frac{F\ell^3}{2EI} = -\frac{F\ell^3}{2EI} \left(1 - 2\frac{x}{\ell} + \frac{x^2}{\ell^2}\right)$$

Eng katta salqilik balkaning erkin uchida hosil bo'ladi:

$$x = 0 \text{ bo'lsa } y_{\max} = f = -\frac{F\ell^3}{2EI} \quad \text{Agar, balka uzunligi bo'ylab}$$

o'zgarmas kesimli bo'lsa, eng katta salqilik $f = -\frac{F\ell^3}{3EI}$ formula bilan topiladi.

Demak, o'zgaruvchan kesimli balkalarning egiluvchanligi katta ekan.

7.6. Egilishda ko'chishlarni 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 energiyasiga asoslangan Mor yoki Vereshagin usullarini tadbiq etish osondir. Mor yoki Vereshagin usullari bilan to'g'ri sterjenlarning cho'zilish yoki siqilish, buralish va egilishdagi ko'chishlarini aniqlash va statik noaniq masalalarni Yechish mumkin.

7.6.1. Egilish deformatsiyasining potentsial energiyasi

Balkaga o'sib boruvchi elementar kichik dF yuk bilan ta'sir qilinsin (7.29 – 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. Balkani har bir dF miqdordagi yuklanganida, zarrachalarining harakat xususiyati o'zgarmaydi.



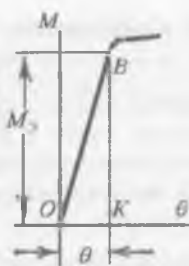
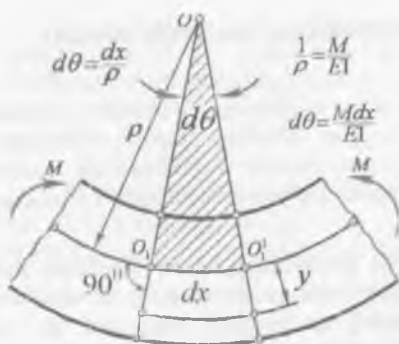
7.29 – rasm

Shuning uchun, har bir yuklashda balkani hamma qismida muvozanat holati sodir bo'ladi. Demak, balkani deformatsiyasi uni muvozanat holatini buzmasdan hosil bo'lar ekan. Shuning uchun balkaning har bir yuklanish holatida, $U_F = U$ tenglik kelib chiqadi, ya'ni yukning potentsial

energiyasi U_F balka deformatsiyag' sining potentsial energiyasiga to'liq o'tadi. Boshqa turga aylangan energiyaning o'lchami sifatida, konstruktsiyaga 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: $U = A_F$



7.30 – rasm. Egrilik radiusi va eguvchi moment orasidagi bog'lanish

Balkaning sof egilishda bo'lgan qismidan ajratilgan dx uzunlikdagi bo'lagining deformatsiyasini tekshiramiz (7.30-rasm). Balka o'qining egrilinishida, uning kesimlari $d\theta$ burchakka aylanadi. Egrilik radiusi ρ eguvchi moment va $d\theta$ burchak orasidagi bog'lanish 7.30 – rasmda ko'rsatilgan.

Balka egilishining proporsionallik chegarasida eguvchi momentning bajargan ishi OVK uchburchakning yuzasi bilan o'lchanadi (7.30 – rasm):

$$dA = \frac{Md\theta}{2} = \frac{M^2 dx}{2EI} \quad \text{yoki} \quad dU = dA = \frac{M^2 dx}{2EI}$$

Agar balkaning uzunligi bo'ylab $M = \text{const}$ va $EI = \text{const}$ bo'lsa, ya'ni bir jinsli deb qaralsa:

$$U = \int_0^l \frac{M^2 dx}{2EI} = \frac{M^2 \ell}{2EI} \quad (7.16)$$

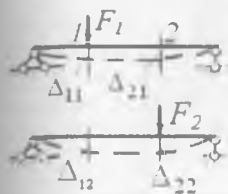
Egilayotgan balkaning ko'ndalang kesimida M , Q va N ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi (7.31 – rasm). U paytda to'liq potentsial energiya quyidagicha yoziladi:

$$U = \sum \int_0^l \frac{M^2 dx}{2EI} + \sum \int_0^l \frac{N^2 dx}{2EI} + \sum \int_0^l \frac{Q^2 dx}{2GA}$$



7.31 – rasm. Ichki kuch faktorlari va deformatsiya

Ko'ndalang kuch va bo'ylama kuchlar ta'siridagi deformatsiyalar, eguvchi moment ta'siridagi deformatsiyaga nisbatan kichik miqdor bo'lganligi uchun, Q va N ta'siridan hosil bo'lgan ishlarni e'tiborga olmasak ham bo'ladi.



7.32-rasm. Ketma-ket
qo'yilgan kuchlar ta'sirida
balkani egilishi

7.6.2. 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 1 nuqtada F_1 kuch bilan 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.

bu erda: Δ_{11} - birinchi nuqtani F_1 kuch ta'sirida shu kuch yo'nalishi bo'yicha ko'chishi.

Δ_{21} - ikkinchi nuqtani F_1 kuch ta'sirida F_1 kuch yo'nalishidagi ko'chishi;

Δ_{12} - birinchi nuqtani F_2 kuch ta'sirida F_2 kuch yo'nalishidagi ko'chishi;

Δ_{22} - ikkinchi nuqtani 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:

$$A_{11} = \sum \int_0^l \frac{M_1^2 dx}{2EI} \quad \text{va} \quad A_{22} = \sum \int_0^l \frac{M_2^2 dx}{2EI}$$

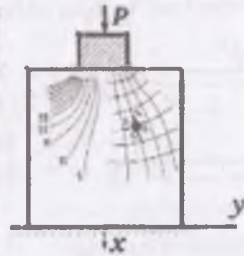
III - holat. Balkani ketma-ket, avval F_1 kuch bilan, keyin F_2 kuch bilan yuklaymiz (7.33-rasm, a). F_2 kuch nol qiymatdan - eng katta qiymatga o'sishi

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:

$$A = A_{11} + A_{12} + A_{22} = \frac{F_1 \Delta_{11}}{2} + F_1 \Delta_{12} + \frac{F_2 \Delta_{22}}{2} \quad (7.17)$$

D.K.MAKSVELL
(1831-1879)



1850 yilda Maksvell polarizatsion – optik usulni

yaratdi. Kuchlanishning funktsiyasi $\nabla^2 (\nabla^2 \cdot \varphi) = 0$

tenglamani qanoatlantirishi kerak deb, Maksvell elastiklik nazariyasida kuchlanishni aniqlashni tekis masalasining echimini tugatdi. Statik aniq

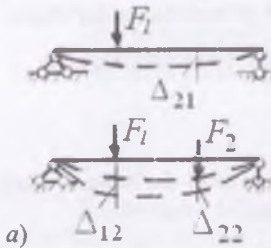
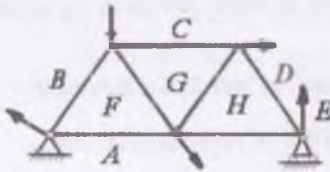
femalardagi kuchlarni aniqlashning grafik

usuli (1864) Maksvell-Kremon diagrammasi.

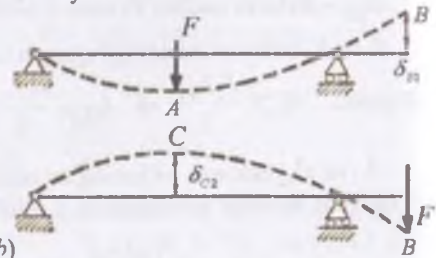
Fermada ko'chishni aniqlash formulasi

$$\Delta_{ip} = \sum \frac{N_p N_i}{EF} l_i$$

Ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasni 1864 yil asosladi.



a)



b)

7.33 –rasm. a) ketma-ket qo'yilgan kuchlar ta'sirida balkani egilishi; b) Maksvell teoremasiga oid

Boshqa tomondan to'liq ishni, F_1 va F_2 kuchlarni tegishli ko'chishlarga ko'paytmalari yig'indisining yarmiga teng deb qabul qilish mumkin:

$$A = \frac{F_1(\Delta_{11} + \Delta_{12})}{2} + \frac{F_2(\Delta_{21} + \Delta_{22})}{2} \quad (7.18)$$

(7.17) va (7.18) 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 (7.32- rasm, a))

Demak, $A_{12} = A_{21}$ ikkinchi kuch ta'sirida birinchi kuch qo'yilgan nuqtani shu kuchning yo'nalishidagi ko'chishida bajargan ishi miqdor jihatdan, birinchi kuch ta'siridan ikkinchi kuch qo'yilgan nuqta yo'nalishidagi ko'chishda bajargan ishiga teng. Bu ta'rif ishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi bo'lib, Betti teoremasi deyiladi.

To'liq A - ishni eguvchi momentlar orqali ifodalaymiz:

$$A = \sum_0^l \frac{(M_1 + M_2)^2 dx}{2EI} \quad (7.19)$$

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. (7.17) tenglikdan A_{12} ishni topamiz: $A_{12} = A - A_{11} - A_{22}$ yoki

$$A_{12} = \sum_0^l \frac{(M_1 + M_2)^2 dx}{2EI} - \sum_0^l \frac{M_1^2 dx}{2EI} - \sum_0^l \frac{M_2^2 dx}{2EI}$$

$$\text{bu yerdan: } A_{12} = \sum_0^l \frac{M_1 M_2 dx}{EI} \quad \text{va} \quad A_{21} = \sum_0^l \frac{M_2 M_1 dx}{EI}$$

IV – hol. $F_1 = F_2 = 1$ birlik kuch deb qabul qilsak,

$$1 \cdot \Delta_{12} = 1 \cdot \Delta_{21} \quad \text{ёки} \quad \delta_{12} = \delta_{21} \quad (7.20)$$

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 tengdir. 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 (7.33 – rasm, b) : 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

7.6.3. Egilishda ko'chishlarni aniqlashning Mor integrali

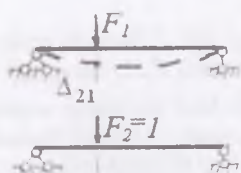
Balka yuklanishining 2 xil holatini ko'ramiz: Birinchi holda balkaga F_1 tashqi kuch, ikkinchi holda $F_2 = 1$ birlik kuch qo'yilgan bo'lsin (7.34 – rasm).

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 ichki kuch omili eguvchi moment bilan ifodalanadi

$$A_{21} = \Delta_{21} = \int_0^l M_2 \frac{M_1 dx}{EI} \quad (7.21)$$



7.34 – rasm. Tashqi va birlik kuchlar ta'siridagi balkalar.

moment ta'sir qildiriladi. bilan mos tushishi kerak.

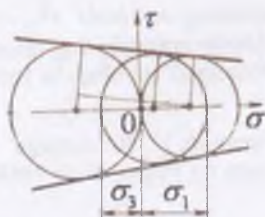
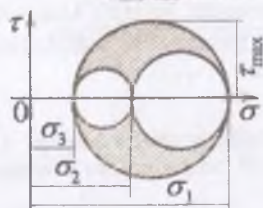
bu erda: M_2 - birlik $F_2 = 1$ kuch ta'siridan hosil bo'lgan moment. (7.21) tenglik, Mor integrali. Demak, Mor integrali yordamida har qanday ko'chishni ichki kuch bilan ifodalash mumkin emas. Buning uchun berilgan balkaning sxemasi yonida birlik kuch bilan yuklangan soxta balka sxemasi chiziladi. Agar 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

Birlik kuchning yo'nalishi ko'chishning yo'nalishi

OTTO MOR (1835 – 1918)

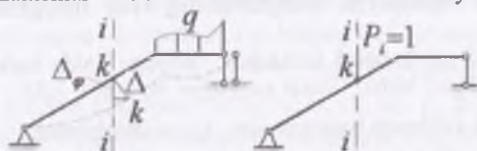


Gonnover politexnika institutini tamomlab temir yo'l inshooti qurilishida injener –quruvchi bo'lib ishlaydi. Germaniyada birinchi po'latdan qurilgan ferma konstruksiyasini loyihaladi. 32 yoshligida Shtutgart politexnikumiga professor lavozimiga taklif qilinadi. 1873 yil Drezden politexnikumi professori. Qurilish mexanikasini rivojlanishiga katta hissa qo'shgan; grafoanalitik usulni rivojlantirdi, kuchlanganlik holatni



grafik tushuntirdi; mustahkamlik nazarini yaratdi; birinchi bo'lib bog'lanish chizig'ini tadbiq etdi.

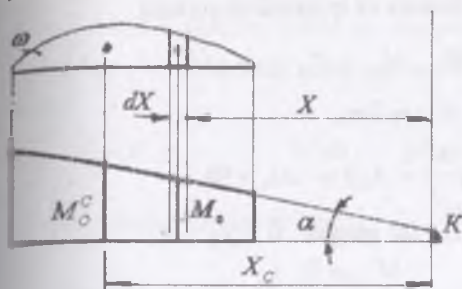
Kuchlanishlar doirasi mustahkamlik nazariyasi



$$\Delta_q = \int_s \frac{M_i M_p}{EI} ds + \int_s \frac{N_i N_p}{EA} ds + \int_s k \frac{Q_i Q_p}{GA} ds$$

Lagranj pritsipi asosida ko'chishni aniqlashni Maksvell – Mor formulasini ishlab chiqdi

Vereshagin qoidasi. Birlik kuch to'planma kuch yoki moment bo'lishidan qat'iy nazar, bu momentning epyurasi to'g'ri chiziq. Tashqi kuch momentning 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 (7.35 - rasm).



Unda integral $\int_0^l MM_0 dx$ -

moment M -ning har qanday holatida - $\omega_0 M_0$ ifoda bilan almashtirish mumkin.

7.35 - rasm Vereshagin qoidasiga sxema

7.35-rasmdan $M = x \cdot \operatorname{tg} \alpha$ bo'lsa, $\int_0^l MM_0 dx = \int_0^l d\omega \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha$ kelib chiqadi. Bu erda: $M dx = d\omega$ - 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 Vereshagin formulasi quyidagicha yoziladi:

$$\delta = \frac{\omega \cdot M_0^c}{EI} \quad (7.22)$$

Vereshagin usuli bilan egilishda ko'chishlarni topish uchun, berilgan balka eguvchi momentning epyurasi ostida birlik kuch momenti epyurasi qurilishi kerak, keyin epyuralar o'zaro ko'paytiriladi.

Ramalarda ko'chishlarni hisoblashga oid misollar

misol - 1. Berilgan ramani B tayanchining gorizontal ko'chishi, C nuqtani vertikal kuchishi va D kesimni aylanish burchagi topilsin (7.36 - rasm). Berilgan: $q = 20 \text{ kN/m}$; $a = 2 \text{ m}$; $n = 3 \text{ m}$; $EI = \text{const}$

Yechish: 1. Ramani tayanch kuchlarini aniqlaymiz.

$$\sum x = -H_A + qh = 0; \quad H_A = 60 \text{ kN}; \quad \text{va}$$

$$\sum M_A = 0; Ba - q \frac{h^2}{2} = 0 \text{ bu erdan } B = q \frac{h^2}{2a} = 45 \text{ kN}$$

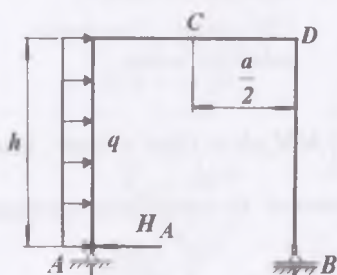
$$\sum M_B = 0 \quad Aa - q \frac{h^2}{2} = 0 \text{ tenglamadan } A = q \frac{h^2}{2a} = 45 \text{ kN}$$

2. Eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz va epyuralarini quramiz.

I-I qirqim. $0 \leq y_1 \leq h = 3\text{m}$ $M_{x_1} = H_A \cdot y_1 - q \frac{y_1^2}{2}$.

II - II qirqim. $0 \leq x_1 \leq a = 2\text{m}$.

$$M_{x_1} = -Ax_1 - q \frac{h^2}{2} + A_A h = -Ax_1 + 90$$



III - III qirqim. $0 \leq y_2 \leq h$;

$$M_{x_3} = 0$$

Masalani shartida talab qilingan ko'chishlarni Vereshagin usuli bilan aniqlaymiz.

Berilgan balkani eguvchi momenti epyurasining yuzalarini hisoblaymiz. (7.37 - rasm,

a). $\omega_1 = \frac{2}{3} \cdot 90 \cdot 3 = 180 \text{ kNm}^2$;

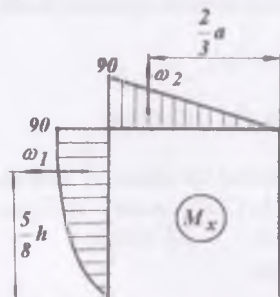
$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 2 = 90 \text{ kNm}^2$;

7.36 - rasm. Berilgan rama

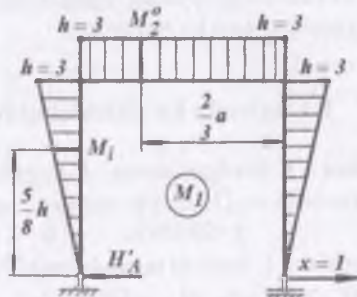
Ramani $x = 1$ birlik kuchi ta'siridan eguvchi moment epyurasini quramiz. ω_1 va ω_2 kuch yuzalarining og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momenti epyurasining ordinatasini topamiz.

$$M_1^0 = \frac{5}{8}h \text{ va } M_2^0 = h = 3 \quad (7.37 - \text{rasm}, b)$$

a)



b)



7.37 - rasm. Eguvchi moment epyuralari: a) tashqi kuch va b) birlik kuch ta'siridan

B nuqtani gorizontal ko'chishi

$$\Delta_B = \frac{\omega_1 M_1^0}{EI} + \frac{\omega_2 M_2^0}{EI} = \frac{180 \cdot \frac{5}{8} \cdot 3}{EI} + \frac{90 \cdot 3}{EI} = \frac{4860}{8EI}$$

C nuqtani vertikal ko'chishini aniqlash uchun, ramani shu nuqtasiga $x_1 = 1$ birlik kuchini qo'yamiz va eguvchi moment epyurasini quramiz (7.38-rasm). $x_1 = 1$ birlik kuch rama gorizontal qismining o'rtasida ta'sir qilganligi uchun

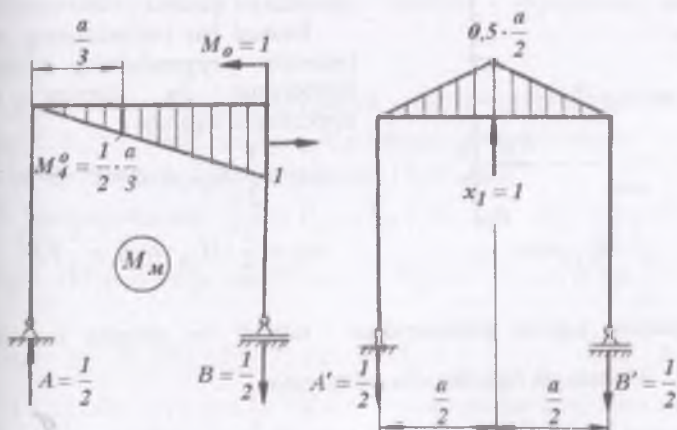
$$A' = B' = \frac{1}{2}. \quad \text{Unda} \quad M_c = -A' \cdot \frac{a}{2} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} = -\frac{1}{2}m$$

$$C \text{ nuqtani vertikal ko'chishi} \quad \Delta_C = \frac{\omega_2 M_3^0}{EI} = \frac{\omega_{x_1} M_q^0}{EI}$$

$$\text{bu erda} \quad \omega_{x_1} = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot \frac{a}{2} \cdot a = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot \frac{2}{2} \cdot 2 = \frac{1}{2}m^2$$

$M_q^0 = B' \cdot \frac{a}{2} = 45 \cdot \frac{2}{2} = 45 kNm$ – berilgan ramaning gorizontal qismidagi eguvchi moment epyurasini $x_1 = 1$ birlik kuchi momenti epyurasining yuzi ω_{x_1} ni og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi ordinatasi.

$$\text{Unda} \quad \Delta_C = \frac{\frac{1}{2} \cdot 45}{EI} = \frac{22,5}{EI}$$



7.38 – rasm. Eguvchi moment epyurlari: a) birlik momenti va b) birlik kuch ta'siridan

D kesimni aylanish burchagini aniqlash uchun ramani shu nuqtada $M_0 = 1$ birlik momenti bilan yuklaymiz (7.38 – rasm) va reaksiya kuchlarini aniqlaymiz. $A = -B = \frac{M}{a} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{a} \right)$ birlik momenti (M_M) epyurini quramiz. D kesimni aylanish burchagi:

$$\theta_D = \frac{\omega_2 \cdot M_0}{EI} = \frac{90 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3}}{EI} = \frac{30}{EI}$$

misol-2. Berilgan rama (7.39-rasm) A kesimining vertikal, B kesimining gorizontal ko'chishlari va C kesimning aylanish burchaklari topilsin. Ramani gorizontal va vertikal sterjenlari uchun $EI = \text{sonst.}$

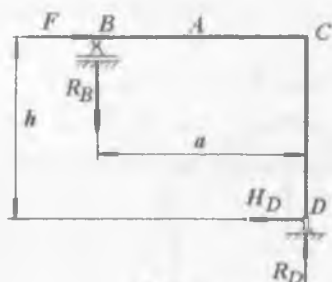
Yechish: Ramani D va B tayanchlaridagi R_D va R_B reaksiya kuchlarini aniklaymiz (7.39 – rasm).

$$\Sigma x = 0 \quad F - H_D = 0 \quad \text{va} \quad H_D = F$$

$$\Sigma M_B = -H_D \cdot h + R_D \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R_D = \frac{H_D \cdot h}{a} = \frac{F \cdot h}{a}$$

$$\Sigma M_D = -F \cdot h + R_B \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R_B = \frac{Fh}{a}$$

$$\text{Tekshirish:} \quad \Sigma y = R_D - R_B = 0 \quad \text{yoki} \quad \frac{F \cdot h}{a} - \frac{F \cdot h}{a} = 0$$



7.39 - rasm

1) Ramani eguvchi momenti epyuralarini quramiz (7.40-rasm).

Ramani har bir oraliqidagi eguvchi momenti epyuralarining yuzalarini hisoblaymiz va ularning og'irlik markazlarini topamiz.

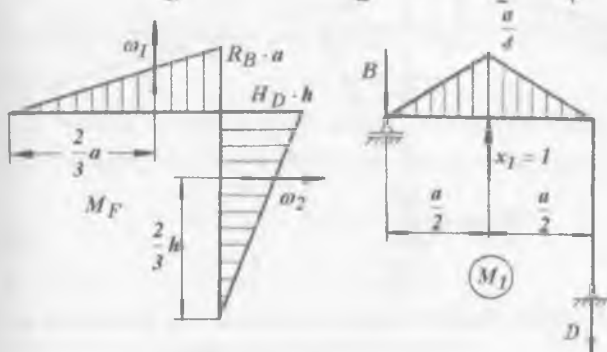
$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot R_B \cdot a \cdot a = F \cdot h \cdot a \cdot \frac{1}{2};$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot H_D \cdot h \cdot h = \frac{1}{2} Fh^2$$

Ramaning tegishli kesimlaridagi salqilik va aylanish burchaklarini $\Delta = \frac{\omega \cdot M^0}{EI}$ Vereshagin formulasidan aniqlaymiz.

A kesimni vertikal ko'chishini aniqlash uchun ramani shu nuqtasidan $x_1 = 1$ birlik kuch bilan yuklangan soxta ramaning reaksiya kuchlarini aniqlaymiz va birlik kuch eguvchi momenti epyurasini quramiz (7.40 – rasm).

$$\sum M_D = Ba - x_1 \frac{a}{2} = 0 \quad \text{va} \quad B = \frac{x_1}{2} \quad M_A = -B \frac{a}{2} = \frac{-x_1 a}{4} = -\frac{a}{4}$$



7.40 - rasm. Eguvchi moment epyurlari: a) tashqi kuch va b) birlik kuch ta'siridan

$$A \text{ kesimni vertikal ko'chishi} \quad \Delta_A = \frac{\omega_1' M_F^0}{EI} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{a}{4} \cdot \frac{Fh}{2} = \frac{Fha^2}{16EI}$$

bu erda $\omega_1' = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{a}{4} = \frac{a^2}{8}$ birlik kuch eguvchi momenti epyurasining yuzasi;

M_F^0 - birlik kuch eguvchi momenti epyurasi yuzasining og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi tashqi kuch eguvchi momenti epyurasining ordinatasi,

$$M_F^0 = R_B \cdot a = \frac{Fh}{2}$$

B kesimni gorizontaal ko'chishini aniqlash uchun ramani shu nuqtasiga gorizontaal $x_2 = 1$ birlik kuchini joylashtiramiz va soxta ramani $x_2 = 1$ birlik kuchi eguvchi momenti epyurasini quramiz (7.41-rasm)

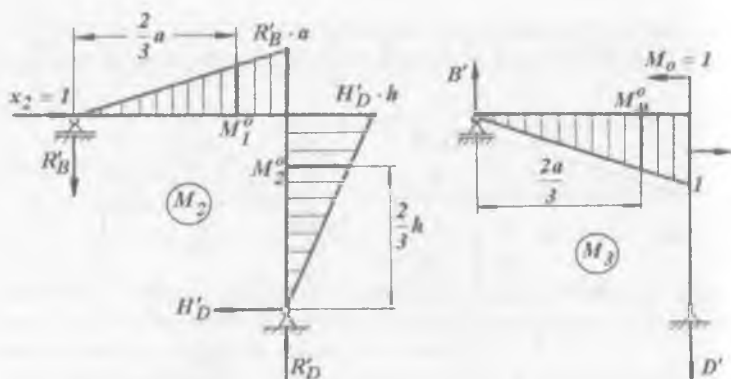
$$\text{- Reaksiya kuchlari} \quad \sum x = x_2 - H_D' = 0; \quad H_D' = x_2 = 1$$

$$\sum M_B = -H_D' \cdot h + R_D' \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R_D' = \frac{H_D' h}{a} = \frac{x_2 h}{a} = \frac{h}{a}$$

$$\sum M_D = -x_2 \cdot h + R_B' \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R_B' = \frac{h}{a}$$

V kesimning gorizontaal ko'chishini Vereshagin formulasi bilan aniqlaymiz:

$$\Delta_B = \frac{\omega_1 M_1^0 + \omega_2 M_2^0}{EI}$$



7.41 - rasm. Eguvchi moment epyuralari: a) birlik kuch va b) birlik moment ta'siridan

bu erda $\omega_1 = \frac{Fha}{2}$ va $\omega_2 = \frac{Fh^2}{2}$ - tashqi kuch eguvchi momenti epyuralarining yuzalari (7.39 - rasm)

M_1^0 va M_2^0 - tashqi kuch eguvchi momenti epyuralari yuzalarining (ω_1 va ω_2) og'irlik markazlariga to'g'ri keluvchi $x_2 = 1$ birlik kuchi eguvchi momenti epyurasining ordinatasi.

$$M_1^0 = R_B^1 \cdot \frac{2}{3}a = \frac{h}{a} \cdot \frac{2a}{3} = \frac{2h}{3}, \quad M_2^0 = H_D^1 \cdot \frac{2h}{3} = 1 \cdot \frac{2h}{3} = \frac{2h}{3}$$

$$\text{Unda} \quad \Delta_B = \frac{1}{EI} \left(\frac{Fha}{2} \cdot \frac{2h}{3} + \frac{Fh^2}{2} \cdot \frac{2h}{3} \right) = \frac{Fh^2}{3} (a + h)$$

Skolimni aylanish burchagini Vereshagin usuli bilan aniqlash ramani shu nuqtasini $M_0 = 1$ birlik momenti bilan yuklaymiz va eguvchi moment epyurasini quramiz (7.41 - rasm). Soxta ramani tayanch nuqtalaridagi V' va D' - reaksiya kuchlarini hisoblaymiz.

$$\Sigma M_D = -B' \cdot a + M^0 = 0 \quad \text{va} \quad B' = \frac{M^0}{a} = \frac{1}{a}$$

$$\Sigma M_D = -B' \cdot a + M^0 = 0 \quad \text{va} \quad D' = \frac{M^0}{a} = \frac{1}{a}$$

$$\text{tekshirish:} \quad \Sigma y = B' - D' = 0 \quad \text{yoki} \quad \frac{1}{a} - \frac{1}{a} = 0$$

$$S \text{ nuqtadagi eguvchi momenti} \quad M_c = B' \cdot a = \frac{1}{a} \cdot a = 1$$

Kesimni aylanish burchagining formulasi

$$\theta_c = \frac{\omega_1 \cdot M_M^0}{EI}$$

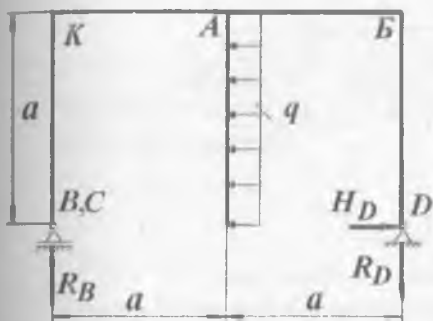
Buerda $\omega_1 = \frac{Fha}{2}$ - tashqi kuch eguvchi momenti epyurasining yuzasi

(7.41 -rasm);

M_M^0 - tashqi kuch eguvchi momenti epyurasi yuzasining (ω_1) og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi $M_0=1$ birlik momenti epyurasining ordinatasi,

$$M_M^0 = B' \cdot \frac{2}{3} \cdot a = \frac{1}{a} \cdot \frac{2a}{3} = \frac{2}{3}$$

$$\text{Unda } \theta_C = \frac{F \cdot h \cdot a \cdot 2}{2 \cdot EI \cdot 3} = \frac{F \cdot h \cdot a}{3 \cdot EI}$$



7.42 - rasm

misol - 3. Berilgan rama A kesimining vertikal, B kesimining gorizontal ko'chishlari va C kesimining aylanish burchagi topilsin. Ramani gorizontal va vertikal sterjenlari uchun $EI = \text{const}$ (7.42 - rasm)

Yechish.

1). Ramani tayanch nuqtalaridagi R_B va R_D reaksiya kuchlarini hisoblaymiz

$$\sum x = H_D - qa = 0 \quad \text{va} \quad H_D = qa$$

$$\sum M_D = -R_B 2a + q \frac{a^2}{2} = 0 \quad \text{va} \quad R_B = \frac{qa}{4}$$

$$\sum M_B = -R_D 2a + q \frac{a^2}{2} = 0 \quad \text{va} \quad R_D = \frac{qa}{4}$$

2) Ramaning eguvchi moment epyurasini quramiz. Buning uchun ramani B, K, A, B va D nuqtalaridagi momentlarini hisoblaymiz (7.43 - rasm)

$$BK - \text{oraliq. } M_B = 0; \quad M_K = 0;$$

$$AK - \text{oraliq. } M_A = R_B \cdot a = q \frac{a^2}{4}$$

$$AD - \text{oraliq. } M_D = 0 \quad M_A = -q \frac{a^2}{2};$$

$$AB - \text{oraliq. } M_A = H_D a - R_D a = \frac{3}{4} q a^2$$

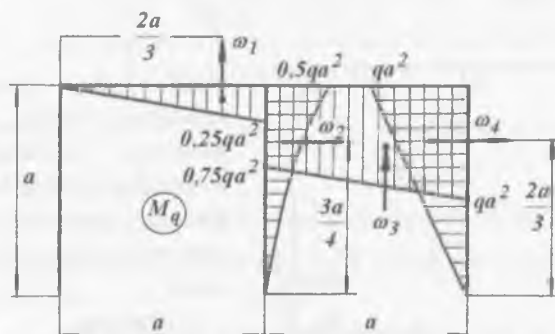
$$DB - \text{oraliq. } M_D = 0; \quad M_B = H_D a = q a = q a^2$$

Ramaning har bir oraliq eguvchi momentlari epyuralarining yuzalari:

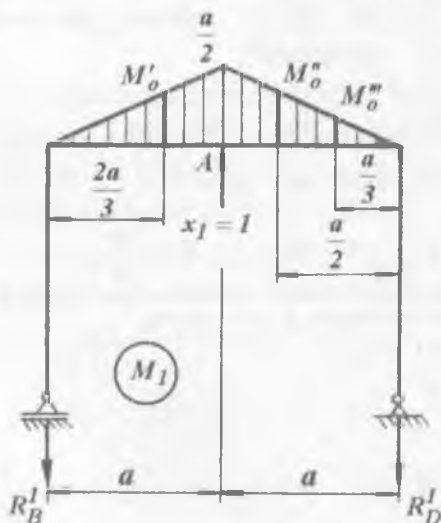
$$\omega_1 = \omega'_3 + \omega''_3 = 0,75 q a^2 a + \frac{1}{2} (q a^2 - 0,75 q a^2) \cdot a = \frac{7}{8} q a^3;$$

$$\omega_4 = \frac{1}{2} \cdot q a^2 a = \frac{q a^3}{2}; \quad \omega = \frac{1}{2} \cdot 0,25 q a^2 a = \frac{q a^3}{8}$$

$$\omega_2 = \frac{1}{3} \cdot 0,5 q a^2 a = \frac{q a^3}{6}$$



7.43 - rasm. Tashqi kuch ta'siridan eguvchi moment epyurasi.



3) B, C va A- kesimlarning ko'chishlari va aylanish burchaklarini Vereshagin qoidasi bilan topamiz. A- kesimni vertikal ko'chishini aniqlash uchun ramani shu nuqtasidan $x_1 = 1$ birlik kuch bilan yuklaymiz va eguvchi moment epyurasini quramiz.

7.44 - rasm. Birlik kuch momenti

Soxta ramaning reaksiya kuchlari va eguvchi moment epyurasi (7.44 - rasm)

$$\Sigma M_D = R'_B \cdot 2a - x_1 \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R'_B = \frac{x_1 a}{2a} = \frac{x_1}{2} = \frac{1}{2}$$

$$\Sigma M_B = -R'_D \cdot 2a + x_1 \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R'_D = \frac{1}{2}$$

A kesimdagi $x_1 = 1$ kuch eguvchi momenti $M_{1A} = -R'_B \cdot a = -\frac{a}{2}$ (m)

va vertikal ko'chish $\Delta_A = \frac{\omega_1 \cdot M'_0 + \omega'_3 \cdot M'' + \omega'_3 \cdot M''_0}{EI} =$

$$= \frac{\frac{qa^3}{8} \cdot \frac{a}{3} + 0,75qa^3 \cdot \frac{a}{4} + \frac{1}{2} (qa^2 - 0,75qa^2) \cdot a \frac{a}{6}}{EI} = -\frac{qa^4}{4}$$

Bu erda M'_0 - berilgan ramani tashqi kuch eguvchi moment epyurasi ω_1 - yuzasining og'irliq markaziga to'g'ri keluvchi $x_1 = 1$ birlik kuch momenti M_1 - epyurasining ordinatasi.

$$M'_0 = R'_B \cdot \frac{2a}{3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2a}{3} = \frac{a}{3};$$

$$M''_0 = R'_D \cdot \frac{a}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} = \frac{a}{4}; \quad M''_0 = R'_D \cdot \frac{a}{3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{3} = \frac{a}{6};$$

Ramani AB - oraliqda eguvchi moment epyurasining yuzasi trapetsiya shaklida bo'lib, uni balandligi $0,75qa^2$ va asosini eni - a bo'lgan to'g'ri to'rtburchak hamda balandligi $(qa^2 - 0,75qa^2)$ va asosi - a bo'lgan uchburchakdan tashkil topgan.

M''_0 - to'g'ri to'rtburchak yuzasi ω'_3 ning og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi $x_1 = 1$ birlik kuch eguvchi momentni epyurasining ordinatasi.

M''_0 - uchburchak yuzasi - ω''_3 ning og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi $x_1 = 1$ birlik kuch eguvchi momenti epyurasining ordinatasi

V kesimni gorizontal ko'chishini hisoblash uchun ramani shu nuqtasidan $x_2 = 1$ birlik kuch bilan yuklaymiz va eguvchi moment epyurasini quramiz. Soxta ramani D nuqtasidagi H'_D reaksiya kuchini topamiz (7.45 - rasm)

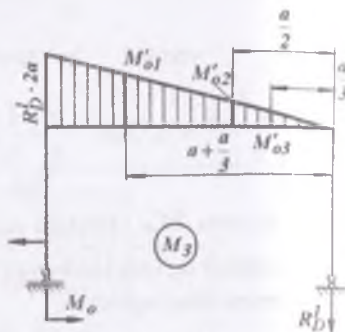
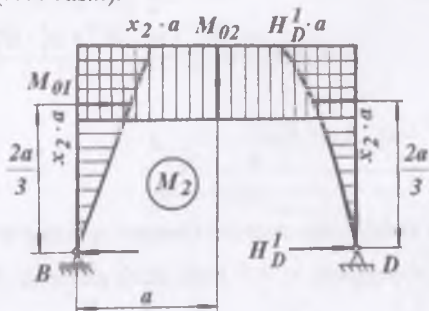
$$\Sigma x = -x_2 + H'_D = 0 \quad \text{va} \quad H'_D = x_2 = 1$$

V kesimni gorizontal ko'chishi. $\Delta_B = \frac{1}{EI} (\omega_1 \cdot M_{02} + \omega_3 \cdot M_{02} + \omega_4 \cdot M_{03})$

bu erda: $M_{02} = x_2 \cdot a = a$ va $M_{03} = H'_D \cdot \frac{2a}{3} = \frac{2a}{3}$

$$\Delta_B = \frac{1}{EI} \left(\frac{qa^3}{8} \cdot a + \frac{7}{8} qa^3 \cdot a + q \frac{a^3}{2} \cdot \frac{2a}{3} \right) = \frac{4}{3} qa^4$$

C kesimni aylanish burchagini aniqlash uchun ramani shu kesimidan $M_0 = 1$ birlik momenti bilan yuklaymiz va eguvchi moment epyurasini quramiz (7.44-rasm).



7.43 – rasm. Birlik kuch momenti epyurasi 7.44 - rasm. Birlik moment epyurasi

7.7. Statik aniqmas 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 (7.45 – 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:

$$\left. \begin{array}{l} H_A \uparrow R_A \uparrow R_B \uparrow R_C \uparrow H_A \uparrow R_A \uparrow R_B \uparrow \\ \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow \quad \downarrow \\ \uparrow \quad \uparrow \quad \uparrow \quad \uparrow \quad \uparrow \quad \uparrow \quad \uparrow \\ M_A \end{array} \right\} \begin{array}{l} \sum X = 0 \\ \sum Y = 0 \\ \sum M = 0 \end{array} \quad (7.24)$$

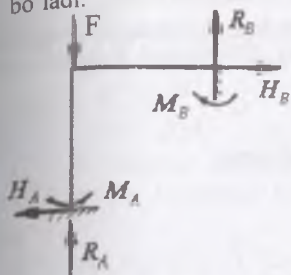
Statikaning tenglamalaridan va rasmdan ko'rinib turibdiki, har bir sistemadagi noma'lum reaksiya kuchlarining soni statikaning tenglamalari sonidan ortiqcha. Bunday sistemalar statik noaniq sistemalar, noma'lum reaksiya kuchlarini aniqlash statik noaniq masalalar deyiladi. Statik noaniq sistemalarni hisoblash uchun, avval uni aniqmaslik darajasi topiladi:

$$S = n - 3$$

3 – statikaning muvozanat tenglamalari soni;

n – sistemadagi noma'lumlar soni;

Sistemaning aniqmaslik darajasi – uning ortiqcha bog'lanishlari soniga teng bo'ladi.

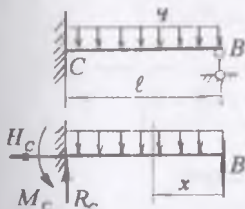


Ortiqcha bog'lanishlari yo'qotilgan yoki statik aniqmaslik darajasi ochilgan har qanday statik noaniq sistema – statik aniq sistema. Sistemani aniqmaslik darajasi qo'shimcha tenglamalar – sistemaning deformatsiya tenglamasi tuzilishi bilan ochiladi.

Sistemani deformatsiya tenglamasi quyidagi usullardan bittasini tatbiq etish bilan tuziladi:

7.45 – rasm. Statik noaniq rama

- 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) Kuchusuli. Kanonik tenglama tuzish.



7.46 – rasm. Statik noaniq balka

Balka egilgan o'qining differentsial tenglamasini tatbiq etish. Ortiqcha bog'lanish yoki ortiqcha noma'lum sifatida V tayanchdagi reaksiya kuchini tanlaymiz. V noma'lum reaksiya kuchi va q bilan yuklangan sistema statik noaniq sistema bo'lib asosiy sistema deyiladi. Asosiy sistema berilgan sistemaga – ekvivalent. Noma'lum reaksiya kuchlarini topish uchun statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum X = -H_A = 0 \quad a)$$

$$\sum Y = -R_C - ql + B = 0 \quad b)$$

$$\sum M_C = -M_C + q \frac{l^2}{2} - Bl = 0 \quad e)$$

a), (b) va (e) tenglamalardan ko'rinib turibdiki, noma'lum reaksiya kuchlarining soni statikaning muvozanat tenglamalaridan ortiqcha. Shuning uchun, bu masala statik noaniq. Sistemaning aniqmaslik darajasini topamiz:

$$S = n - 3 = 4 - 3 = 1$$

Sistemaning aniqmaslik darajasi birga teng, ya'ni $S = 1$.

Sistemaning aniqmaslik darajasi birinchida, sistemadagi ortiqcha bog'lanishlar sonini bildiradi; ikkinchidan noma'lum reaksiya kuchlarini topish uchun tuzilishi lozim bo'lgan qo'shimcha tenglamalar sonini bildiradi.

Sistemani aniqmaslik darajasini ochish uchun ortiqcha bog'lanish yo'qotiladi, ya'ni ortiqcha bog'lanishning ta'siri noma'lum reaksiya kuchi bilan

almashtiriladi. Bunda tayanch nuqtasining noma'lum reaksiya kuchining ta'sir yo'nalishidagi ko'chishi nolga teng bo'lish sharti ta'minlanishi lozim.

Sistemani aniqmaslik darajasini ochish uchun bitta qo'shimcha tenglama tuzish kerak. Buning uchun balka egilgan o'qining differentsial tenglamasidan

foydalanamiz.

$$EI \cdot y^{11} = Bx - q \frac{x^2}{2}$$

Differentsial tenglamani ikki marotaba integrallaymiz:

$$EI \cdot y' = B \frac{x^2}{2} - q \frac{x^4}{6} + C \quad (c)$$

$$EI \cdot y = B \frac{x^3}{6} - q \frac{x^4}{24} + CX + D \quad (d)$$

Integrallash doimiyliklari C va D hisobiga noma'lumlar soni ikkitaga ortdi. Lekin, balka uchlarning tayanchlarga tayanish shartlariga ko'ra: $x = 0$ da $u = 0$ va $D = 0$ hamda $X = \ell$ da $y = 0$, va $y' = 0$

unda

$$\left. \begin{aligned} B \frac{\ell^2}{2} - q \frac{\ell^3}{6} + C &= 0 \\ B \frac{\ell^3}{6} - q \frac{\ell^4}{24} + C\ell &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (d')$$

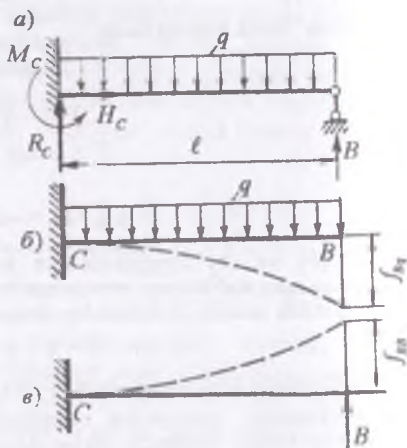
(e) tenglamalar sistemasidan $B = \frac{3}{8}q\ell$ kelib chiqadi.

Ko'chishlarni taqqoslash usuli. Asosiy sistemadagi B nuqtaning salqiligi q va B reaksiya kuchlari ta'siridagi salqiliklarning yig'indisiga teng bo'ladi (7.47 – rasm), ya'ni

$$f_B = f_{Bq} + f_{BB} = 0;$$

bu erda: $f_{Bq} = -\frac{q\ell^4}{8EI}$

7.47 – rasm. Ko'chishlarni taqqoslash sxemasi

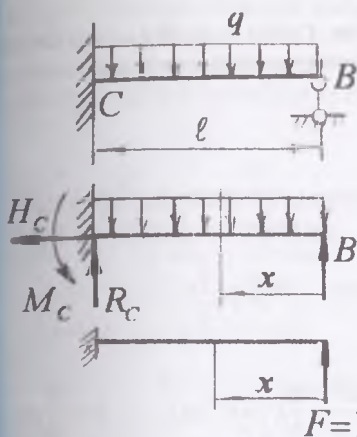


B nuqtaning q kuchi ta'siridan salqiligi.

$$f_{BB} = \frac{B\ell^3}{3EI} \quad B \text{ nuqtani } B \text{ reaksiya ta'siridan ko'chishi}$$

$$\text{Unda } -\frac{q\ell^4}{8EI} + \frac{B\ell^3}{3EI} = 0 \quad \text{va} \quad B = \frac{3q\ell}{8}$$

B reaksiya kuchining qiymatini shunday hisoblab topildiki, bu holatda q va B kuchlar ta'siridagi ko'chishlar o'zaro teng bo'ldi.



Mor integralini tadbqiq etish. Bu usulda berilgan balkaning ostida asosiy va birlik kuch bilan yuklangan soxta balkalar chiziladi. Asosiy va soxta balkalarning X oraliq uchun moment tenglamalari yoziladi (7.48 – rasm).

7.48 – rasm. Tashqi va birlik kuch bilan yuklangan balkalar

$$M_x = Bx - q\frac{x^2}{2} \quad \text{tashqi kuch va noma'lum reaksiya kuchi } B \text{ ta'siridagi}$$

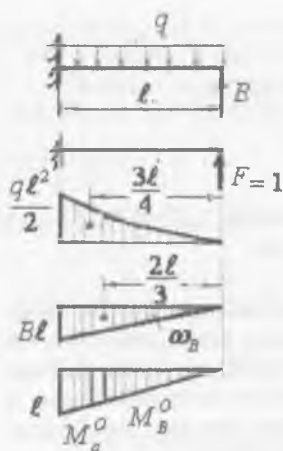
$$\text{eguvchi moment tenglamasi} \quad M_o = Fx = 1 \cdot x = x$$

$$B \text{ nuqtaning salqiligi nolga teng, ya'ni: } f_B = 0 \quad \text{yoki}$$

$$f_B = \int_0^\ell \frac{M_x M_o dx}{EI} = \int_0^\ell \frac{(Bx - q\frac{x^2}{2}) \cdot dx}{EI} = 0;$$

$$\text{bu erda } \frac{1}{EI} \neq 0, \text{ shuning uchun } \int_0^\ell (Bx - q\frac{x^2}{2}) \cdot dx = 0$$

$$\text{va integrallashdan keyin } B = \frac{3}{8} q\ell$$



Vereshagin formulasini tadbiq 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 epyurasini yuzalarini topamiz:

$$\omega_q = \frac{1}{3} q \frac{\ell^2}{2} \ell = q \frac{\ell^3}{6}, \quad \omega_B = \frac{1}{2} B \ell \cdot \ell = \frac{B \ell^2}{2}$$

7.49 –rasm. Tashqi va birlik kuch ta'siridan qurilgan eguvchi moment epyuralari

Ushbu yuzalarining og'irlik markazlariga to'g'ri keluvchi birlik kuchi momenti epyurasining ordinatasini topamiz:

$$M_q^0 = \frac{3}{4} \ell \quad \text{va} \quad M_B^0 = \frac{2}{3} \ell$$

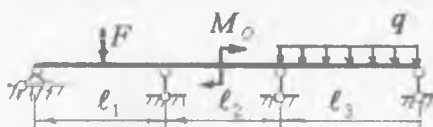
B nuqtaning ko'chishini yozamiz:

$$f_B = \frac{\omega_q \cdot M_q^0 + \omega_B \cdot M_B^0}{EI} = \frac{1}{EI} \left(-q \frac{\ell^3}{6} \cdot \frac{3}{4} \ell + \frac{B \ell^2}{2} \cdot \frac{2}{3} \ell \right) = 0 \quad \text{va} \quad B = \frac{3}{8} q \ell$$

Ortiqcha noma'lum reaksiya kuchi B topilgan balkaning eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyuralari statik aniq balkadagi kabi quriladi.

7.8. Uzlüksiz balkalar. Uch moment teoremasi

Statik aniqmas konstruksiyalarning asosiy ko'rinishlaridan biri uzlüksiz balkalardir. *Uzlüksiz deb, kamida uchta tayanchga tayanuvchi va oraliq sharnirlar bo'lmagan balkaga aytiladi.* Uzlüksiz balkaning chetki kesimlari sharnirli yoki qistirib mahkamlangan tayanchlarga tayanadi.



7.50 –rasm Uzlüksiz balka

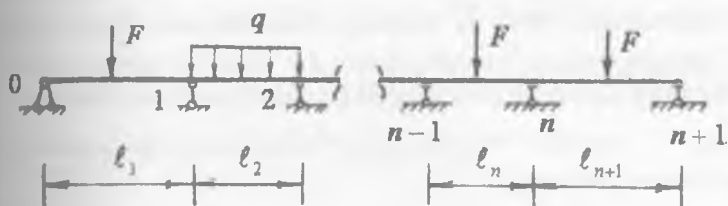
Bo'ylama kuchni qabul qilish uchun uzlüksiz balkaning bitta tayanchi qo'zg'almas sharnirli bo'lishi kerak. Harorat ta'sirida uzunligi ni o'zgartirishi uchun uzlüksiz balkaning qolgan tayanchlarini qo'zg'aluvchan sharnirli qabul qilinadi.

Agar balka $n + 1$ ta sharnirli tayanchga tayansa, unda gorizontal reaksiya kuchini hisobga olmaganda, shuncha vertikal yo'nalgan reaksiya kuchlari hosil

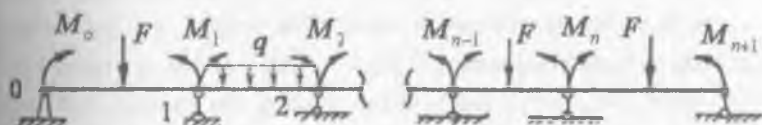
bo'lad. Berilgan uzluksiz balka uchun ikkita muvozanat shartini tuzish mumkin bo'lganligi uchun, bu balka $n-1$ marotaba noaniqdir (7.51-rasm).

Balkaning tayanchlari chapdan o'ngga qarab $0; 1; 2; 3 \dots n-1$ 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 aniqlaslik 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'rni esa noma'lum tayanch momentlari qabul qilingan (7.52-rasm).



7.51 – rasm Uzluksiz balkani hisoblash sxemasi



7.52 – rasm. Noma'lum momentlar bilan yuklangan uzluksiz balka

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.

Demak, asosiy sistema – sharnirlarga tayangan, tashqi kuch va noma'lum momentlar bilan yuklangan oddiy – balkalar ekan. Oddiy ikki tayanchli balkalardagi har bir tayanch kesimining ko'chishi (aylanish burchagi) shu oraliqdagi tashqi kuchga va noma'lum tayanch momentiga bog'liqdir (7.54-rasm).

Q_n va Q_y ifodalarni (7.25) va (7.26) -larni o'zaro tenglashtirsak:

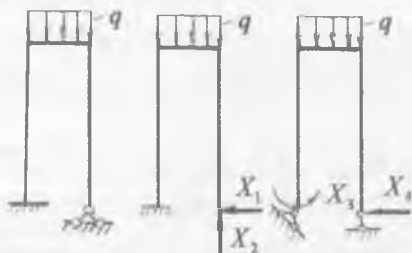
$$M_{n-1}\ell_n + 2M_n(\ell_n + \ell_{n+1}) + M_{n+1}\ell_{n+1} = -6 \left(\frac{\omega_n a_n}{\ell_n} + \frac{\omega_{n+1} a_{n+1}}{\ell_{n+1}} \right) \quad (7.27)$$

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 tayanchlarining soniga tengdir. Barcha uch moment tenglamalari sistema ko'rinishda hisoblansa, noma'lum reaksiya momentlari topiladi. Uzluksiz balkaning har bir oralig'i - alohida ikki tayanchli balka deb qabul qilinsa va eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyuralari qurilsa bo'ladi.

7.9. Statik aniqmas ramalar

Ramali (birikmalar) konstruksiyalar o'zaro bikiq qilib birlashtirilgan ster jenlardan tashkil topgan. Ulardan bittasining deformatsiyasi unga yondashgan boshqalarining deformatsiyasiga sabab bo'ladi. Bunday statik noaniq



7.56 – rasm. Berilgan statik noaniq rama va unga ekvivalent hisoblangan asosiy sistemalarning mumkin bo'lgan variantlari.

sistemalarni kuch usuli bilan hisoblashda ham asosiy sistemani tanlab olish kerak. 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'zgarmas bo'lishi kerak.

Ikki marta statik noaniq rama uchun asosiy sistemaning ikkita varianti va bir marta statik noaniq ramaning asosiy sistemasi 7.56 – 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 (7.56 – 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 gorizontaal va vertikal ko'chishlari cheklangandir, ya'ni:

$$\Delta_{\beta}(q; x_1, x_2) = 0.$$

Deformatsiya tenglamalari bu holda quyidagicha yoziladi:

$$\Delta_{\beta} = \Delta_{\beta x1} + \Delta_{\beta x2} + \Delta_{\beta q} = 0 \quad (\text{gorizontaal ko'chish})$$

$$\Delta_{\beta} = \Delta_{\beta x1} + \Delta_{\beta x2} + \Delta_{\beta q} = 0 \quad (\text{vertikal ko'chish})$$

X_1 va X_2 noma'lumlardan hosil bo'ladigan ko'chishlarni quyidagicha yozish mumkin:

$$\Delta_{\beta x1} = \delta_{\beta 1} x_1 \quad \text{va} \quad \Delta_{\beta x2} = \delta_{\beta 2} x_2$$

Bu erda $\delta_{\beta 1}$ va $\delta_{\beta 2}$ - asosiy sistema V tayanchini $X_1 = 1$,

$X_2 = 1$ birlik kuchlari ta'siridan ko'chishdir. Gorizontaal ko'chishda $\Delta_{\beta} = \Delta_1$ va

vertikal ko'chishda $\Delta_{\beta} = \Delta_2$ deb qabul qilinsa, yuqoridagi tenglama quyidagicha yoziladi:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} x_1 + \delta_{12} x_2 + \Delta_{1q} &= 0 \\ \delta_{21} x_1 + \delta_{22} x_2 + \Delta_{2q} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.28)$$

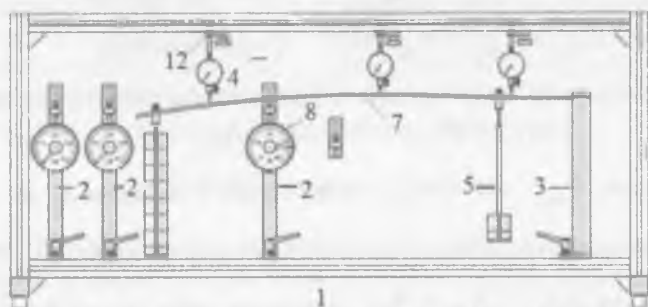
Hosil bo'lgan tenglama kuch usulining kanonik tenglamalari deyiladi. Ularning soni sistemaning statik noaniqlik darajasiga teng bo'ladi. Kanonik tenglamalardagi ko'chishlarni topish uchun asosiy sistemada $X_1 = X_2 = 1$ noma'lum birlik kuchlardan va tashqi kuchdan eguvchi moment epyuralari quriladi. 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?

Statik aniqmas sistemalarda tayanch reaksiyalarini tajribada aniqlash [33]

Tajriba WR 950 qurilmasida bajariladi. Ushbu uskuna engil, mustahkam qilib yasalgan alyuminiy rama (1), ramaning pastki qismiga qisqichlar yordamida mahkamlangan (2,3) tayanchlar va ramaning yuqori qismiga mahkamlangan (4) o'lchov asboblaridan iborat.



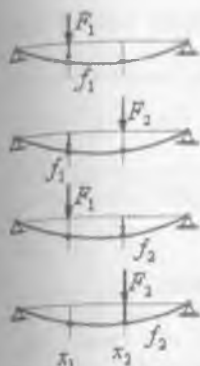
7.57- WR 950 qurilmasi va uning tarkibi. (5) yuklar (6) harakatlanuvchi polzunlar orqali (7) balkaga qo'yilgan. Polzunlarni qo'yilgan nuqtasiga qo'zg'almas qilib o'rnatish ham mumkin. Polzun va tutqichning birgalikdagi og'irligi 2,5 N.

Kuchning qymatini 2,5 N va 5 N yuklar yordamida o'zgartirish mumkin. Sharnirli (2) tayanchlarga (8) dinamometrlar o'rnatilgan.

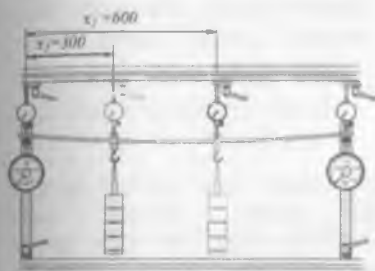
Tayanchning balandligi rezkali shpindel bilan o'zgartirilishi mumkin. Tayanch (10) vint bilan qimirlamaydigan qilib mahkamlanishi mumkin. Bu balkaning xususiy og'irligi ta'sirida egilishi va dinamometr prujinasi siljishi natijasida tayanch og'ishining oldini oladi.

Statik aniqmas sistemalarda kuchning qo'yilish nuqtasi tayanchga turlicha ta'sir ko'rsatadi. (8) dinamometrning shkalalari to'g'rilash uchun aylanuvchi qilib yasalgan (7) balka (3) qisqichli tayanchga (11) qisuvchi plastinalar yordamida mahkamlanadi. (4) o'lchov asbobining balandligi (12) tutqichlaridagi moslama yordamida sozlanadi.

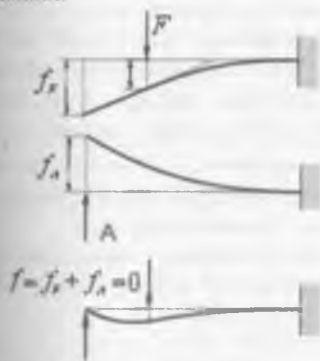
Tajribalar. Quyida WR 950 uskunasi yordamida ba'zi tajribalarni o'tkazish tartibi keltirilgan. Ular bu uskuna yordamida bajarish mumkin bo'lgan tajribalarning kam sonini tashkil etadi va boshqa tajribalarni uchun asos bo'ladi



Betti teoremasiga oid



x_1 va x_2 nuqtalardagi ko'chishlar o'lchov asboblari yordamida aniqlanadi.



7.58 - rasm. Superpozitsiya usuli

ni aniqlash mumkin. Balkaning uchidagi noma'lum tayanch reaksiyasini aniqlash uchun bu tayanchda to'liq deformatsiya nolga tengligidan foydalaning. A

tayanch reaksiya kuchi ta'sirida yuzaga keluvchi deformatsiyadan F kuch

Maksvel-Betti qonuni

Maksvell-Betti qonuniga ko'ra x_1 nuqtaning x_2 nuqtaga qo'yilgan kuch ta'sirida ko'chishi x_2 nuqtaning x_1 nuqtaga qo'yilgan kuch ta'sirida ko'chishiga teng. $f_2 = f_1$

Bu mulohazani quyidagi formula bilan ifodalash mumkin

$$f_1 = a_{12}F_2 = f_2 = a_{21}F_1 \text{ yoki}$$

$$a_{12} = a_{21}$$

Tajribani o'tkazish. Tajriba o'tkazish tartibi quyidagi chizmada keltirilgan.

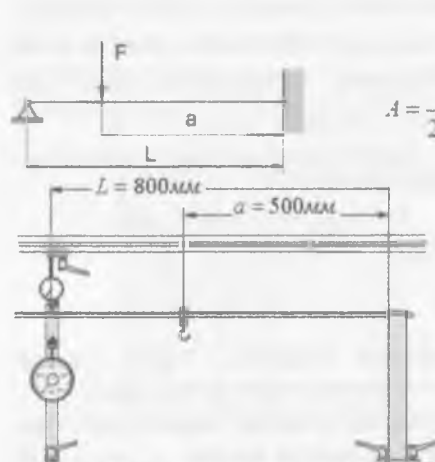
Tayanchlar orasidagi masofa 1000 mm.

20N li o'zgarmas kuchlar $x_1 = 300\text{mm}$ va

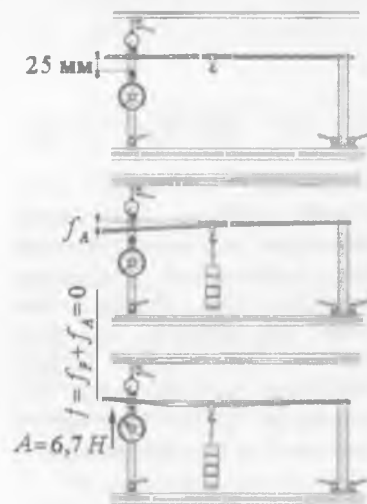
$x_2 = 600\text{mm}$ nuqtalarga qo'yiladi.

Superpozitsiya printsipiga ko'ra individual kuchlar ta'siridagi deformatsiyalar yig'indisi individual kuchlar kombinatsiyasi natijasidagi deformatsiyaga teng. Shuning uchun bir-biriga bog'lanmagan individual kuchlar ta'sirida hosil bo'lgan deformatsiyalar yig'indisi orqali bu kuchlarning bir paytda ta'sir qilishi natijasida hosil bo'lgan deformatsiya-

ta'sirida yuzaga keluvchi qarama-qarshi yo'nalishdagi deformatsiya katta bo'lishi kerak tayanch reaksiyasini topamiz



7.59-rasm. tajriba qurilmasi



$$A = \frac{F}{2L^3} (3La^2 - a^3)$$

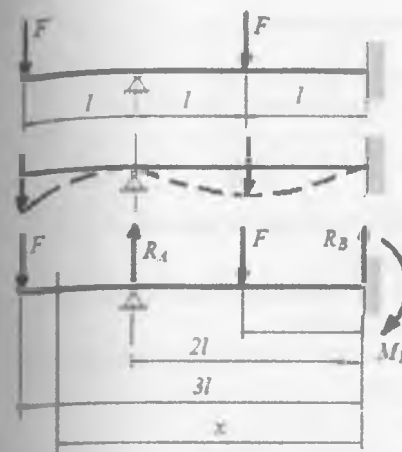
$$A = \frac{15}{2 \cdot 800^3} (3 \cdot 800 \cdot 500^2 - 500^3) = 6.96 \text{ N}$$

Tajribani o'tkazish

Quyidagilar talab qilinadi: po'lat balka 6 x 20 x 1000 mm; yuk uchun polzun; yuk uchun polzun; 5 N li 2 ta yuk, 2.5N li 1 ta yuk; 1 ta shmirli tayanch, dinamometr bilan tayanch ustuni qisqich bilan o'lchov asbobi

Sharnirli tayanch va qo'zg'almas tayanch orasidagi masofa 800mm. Kuch qo'zg'almas tayanchdan 500 mm masofada qo'yilgan. O'lchov asbobi sharnirli tayanchning yuqori qismiga o'rnatilgan. Sharnirli tayanchni pasaytiring. Balkaning erkin uchi va tayanch oralig'i 25 mm bo'lsin; balkaning uchi yuksiz bo'lgan holda o'lchov asbobining ko'rsatkichini nolga keltiring; Balkaga 15N kuchni qo'ying. Balka pastga egiladi, uning uchidagi ko'chish $f = 16.2 \text{ mm}$ ga teng. O'lchov asbobining ko'rsatkichini nolga keltiring. Dinamometr tayanch reaksiyasini ko'rsatadi. Dinamometrda ko'rsatkich tayanch reaksiyasining 6.7 N ekanligini ko'rsatadi.

Matematik hisoblash natijalariga ko'ra olingan natija 6.96 N bo'lib, ular bir-biriga juda yaqin.



misol. Berilgan 7.60-rasmdagi WR 950 qurilmasi sxemasi. Statik noaniq balkaning tayanch reaksiyalari va tashqi F kuchlar ko'yilgan nuqtalarning salqiliklari topilsin.

7.60-rasm. statik noaniq balka uning deformatsiyasi va yuklanish sxemasi

Yechish. Balkani qo'zg'aluvchan sharnirli tayanchiga nisbatan muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum M_A = 0 \quad Fl - Fl + R_B 2l - M_B = 0$$

buerdan

$$M_B = R_B 2l \quad (1)$$

Bikr qo'zg'almas tayanchni balkaning boshlang'ich nuqtasi deb salqilik tenglamasini tuzamiz:

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI} \left[-M_B \frac{x^2}{2} + R_B \frac{x^3}{6} - F \frac{(x-l)^3}{6} + R_A \frac{(x-2l)^3}{6} \right] \quad (2)$$

Integrallash doimiyliklari y_0 va θ_0 larni balka uchlarini tayanish shartlaridan topamiz.

$x = 0$ bo'lsa $y_0 = 0$ va $\theta_0 = 0$ bo'ladi va $x = l$ bo'lsa $y = y_A = 0$ bo'ladi. Unda ikkinchi tenglamadan quyidagini hosil qilamiz:

$$0 = \frac{1}{EI} \left[-M_B \frac{4l^2}{2} + R_B \frac{8l^3}{6} - F \frac{l^3}{6} \right] \quad \text{buerda} \quad \frac{1}{EI} \neq 0, \text{ shuning}$$

$$\text{uchun} \quad -M_B \frac{4l^2}{2} + R_B \frac{8l^3}{6} - F \frac{l^3}{6} = 0 \quad M_B = R_B \frac{4}{3} l - F \frac{l}{6} \quad (3)$$

(1) va (3) tenglamalarni solishtirib R_B reaksiya kuchini topamiz: $R_B = -\frac{F}{4}$ va tenglamadan $M_B = -F \frac{l}{2}$.

R_A - reaksiya kuchini topish uchun barcha kuchlarni bikr qo'zg'almas tayanchga nisbatan muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum M_B = 0 \text{ yoki } F3l - R_4 2l + Fl - M_B = 0 \text{ va } R_4 = \frac{9F}{4}$$

Ikkinchi tenglikdan V nuqtaga nisbatan $x = l$ va $x = 3l$ masofalarda joylashgan nuqtalarning salqiliklarini hisoblaymi: $x = l$

$$\text{bo'lsa } y = f = \frac{5Fl^3}{24EI} \text{ va } x = 3l \text{ bo'lsa } y = f = \frac{43Fl^3}{24EI}$$

Ramalarning deformatsiyalanishini tajribada o'rganish [33]

Ishning maqsadi:

- ramaga kuchning qo'yilish va deformatsiyasi orasidagi munosabat;
- statik aniq va statik aniqmas ramalarning farqi;
- statik aniq va aniqmas sistemalar uchun elastiklik nazariyasi bilan tanishish;
- superpozitsiya printsiptini qo'llash;
- statik aniq va aniqmas ramalarga virtual (mumkin bo'lgan) ish printsiptini qo'llash;
- virtual kuchlar printsiptidan foydalanib deformatsiyani aniqlash;
- virtual (mumkin bo'lgan) ko'chishlar printsiptidan foydalanib kuchni aniqlash;
- hisoblangan va o'lchangan deformatsiyalarni taqqoslash.

Rama burchaklari birk mahkamlangan egiluvchan balkalardan tashkil topgan konstruktsiya. SE 110.20 tajriba o'tkazish uskunasi " P " ko'rinishidagi ramadan iborat, misol sifatida katta zallarning konstruktsiyasini ko'rsatish mumkin. Uning bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi uchi ixtiyoriy bo'lishi mumkin. Qistirilmagan uchi erkin bo'lsa statik aniq sistema sifatida qaraladi. Agar shu uch shamirli tayangan bo'lsa statik aniqmas sistemani hosil qiladi. Rama kuchning qo'yilish nuqtalari o'zgaruvchan bo'lgan ikki turdagi kuchlar ta'siri ostida bo'lishi mumkin. Ikkita o'lchov asbobi yuklanish ta'siri ostidagi ramaning deformatsiyasini ko'rsatib turadi.

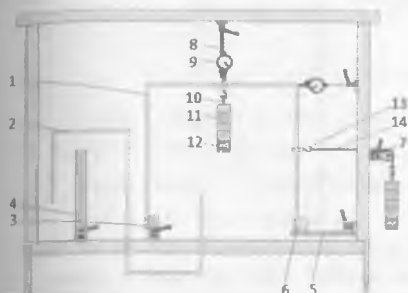
Bu uskunada ramalarning deformatsiyalanishini tajribalarda tekshirish mumkin.

Turli yuklanishlar

- Deformatsiyani o'lchash
- Yuklanish va deformatsiya orasidagi munosabatlar
- Superpozitsiya printsipti

Elastiklik nazariyasini statik aniq va statik aniqmas sistemalarga qo'llash

Uskunaning tuzilishi



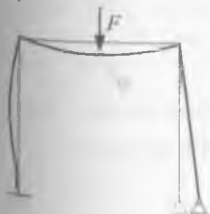
SE 10.20 Ramalarning deformatsiya-
lanishi tajriba uskunasi SE-110
ramasi bilan bir-galikda foydala-
nishga moslash-tirib tayyorlangan

7.61-rasm. Tajriba qurilmasi

	Element nomi
1	U shakldagi rama 600mm x 600mm,ko'ndalang kesimi 10x20 mm,
2	S shakldagi rama 600 mm x 600 mm,ko'ndalang kesimi 10x20 mm,
3	Kalta mahkamlash ustunchasi
4	Uzun mahkamlash ustunchasi
5	Tayanch plitasi
6	Qo'zg'aluvchan shktivli erkin tayanch
7	Shkiv
8	O'lchov asbobining kalta tutqichi
9	O'lchov asbobi,0...20mm
10	Yuk tutqich, xususiy og'irligi 1N
11	Yuk,5N
12	Yuk,1N
13	Qo'zg'aluvchan ilgak
14	Tros

Asosiy tushunchalar. F kuch ramaning yuqori o'ng uchiga gorizontal
qo'yiladi. Shu nuqtadagi f ko'chish aniqlaymiz. Hisoblashlar virtual ish
printsipiga asoslangan. Dastlab, tayanchdagi noma'lum kuch A ni
aniqlashimiz kerak. Buning uchun $\bar{A}$ virtual kuch kiritiladi. Haqiqiy kuchlar
ta'siridagi virtual ish, eguvchi moment gradienti mos virtual kuchlarga
bog'lab aniqlanadi.

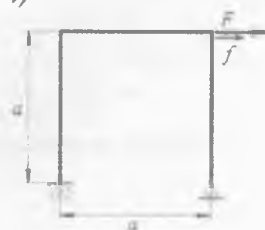
a)

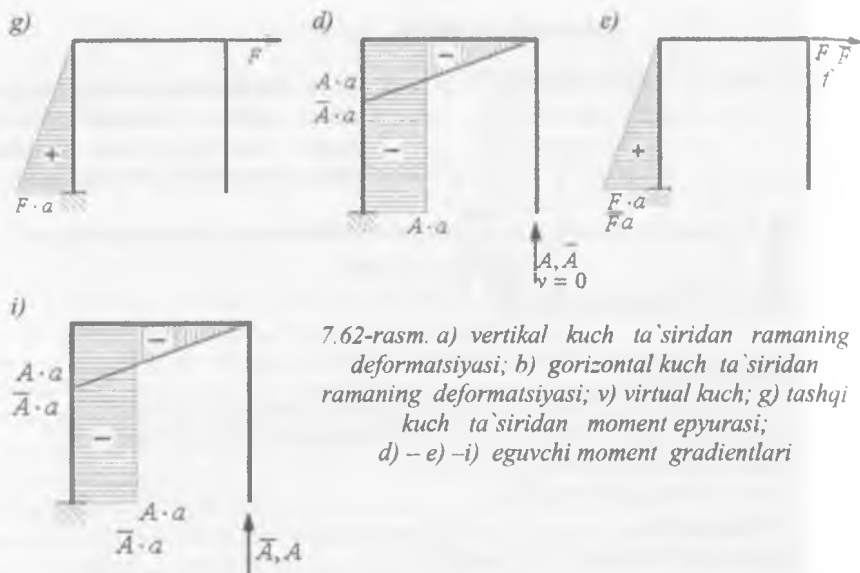


b)



v)





7.62-rasm. a) vertikal kuch ta'siridan ramaning deformatsiyasi; b) gorizontaal kuch ta'siridan ramaning deformatsiyasi; v) virtual kuch; g) tashqi kuch ta'siridan moment epyurasi; d) - e) - i) eguvchi moment gradientlari

Virtual ish tayanchning v haqiqiy ko'chishi va tayanchdagi virtual kuch orqali ifodalanadi, hamda tayanchning ko'chishi nolga teng bo'lganda u ham nolga teng bo'lishi kerak (7.62-rasm).

Bo'ylama va ko'ndalang kuchlarning ishi hisobga olinmaydi, chunki ularga qarama-qarshi kuchlar etarli darajada kichik.

Chizmaga ko'ra eguvchi moment gradienti

$$v \cdot \bar{A} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot A \cdot \bar{A} \cdot a^3 + A \cdot \bar{A} \cdot a^3 - \frac{1}{2} \cdot F \cdot \bar{A} \cdot a^3 \right) = 0$$

Bu tenglamadan tayanch reaksiyasini aniqlaymiz $A = \frac{3}{8} \cdot F$

Aniqlangan reaksiya kuchidan foydalanib kuch qo'yilgan nuqtadagi $\int$ ko'chishni topish mumkin. Buning uchun $\bar{F}$ virtual kuch yo'nalishini ko'chish yo'nalishi bilan bir xil qilib tanlaymiz.

Virtual ish quyidagi formula bilan hisoblanadi

$$\int \bar{F} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int \{M(x) \cdot \bar{M}(x)\} dx = 0$$

$$v \cdot \bar{A} = \frac{1}{E \cdot I} \cdot \int \{M(x) \cdot \bar{M}(x)\} dx = 0$$

Eguvchi moment gradientini keltirilgan integralga olib borib qo'yamiz:

$$f \cdot \bar{F} = \frac{a^3}{E \cdot I} \cdot \left(\frac{1}{3} \cdot F \cdot \bar{F} - \frac{1}{2} \cdot A \cdot \bar{F} - \frac{1}{2} \cdot F \cdot \bar{A} + A \cdot \bar{A} + \frac{1}{3} \cdot A \cdot \bar{A} \right) = 0$$

$$\text{Bundan ko'chishni topamiz } f = \frac{7}{48} \cdot \frac{F \cdot a^3}{E \cdot I}$$

Xuddi shunday boshqa yuklanish hollari yoki boshqa nuqtadagi ko'chishlarni hisoblash mumkin.

Kuch usuli. F kuch ramaning yuqori o'ng uchiga gorizontaal qo'yiladi (7.63-rasm, a). Shu nuqtadagi f ko'chish (7.63-rasm, b) aniqlaymiz. Hisoblashlar kuch usuliga asoslangan kanonik tenglamalar tuzish bilan olib boriladi.

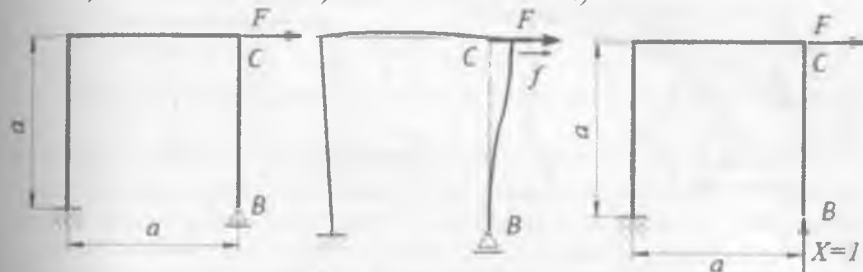
Yechish. Berilgan sistemaga ekvivalent bo'lgan asosiy sistemani tanlaymiz (7.63-rasm, v). Asosiy sistema uchun kanonik tenglamani tuzamiz:

$$\Delta_B = X_1 \delta_{11} + \Delta_{F1} = 0$$

a)

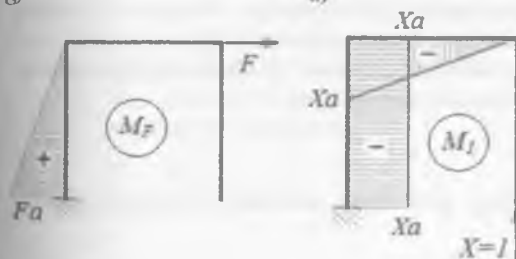
b)

v)



g)

d)



7.63- rasm. Rama:

a) yuklanish sxemasi;

b) deformatsiyalanishi

v) asosiy sistema;

g) tashqi kuch va

d) birlik kuch ta'siridan eguvchi moment epyuralari

Tenglamadagi ko'chishlar Mor integralini Vereshagin qoidasini tadbiq etish usuli bilan topiladi.

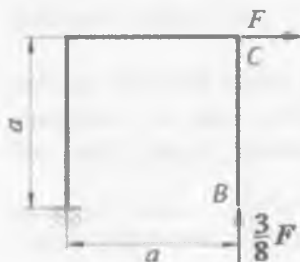
$$\text{bu erda, } \delta_{11} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot a \cdot a \cdot \frac{2}{3} a + a \cdot a \cdot a \right) = \frac{4a^3}{3EI} \quad \text{V nuqtani birlik}$$

kuch ta'siridan ushbu kuch yo'nalishidagi ko'chishi;

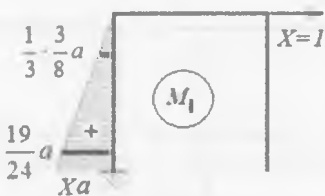
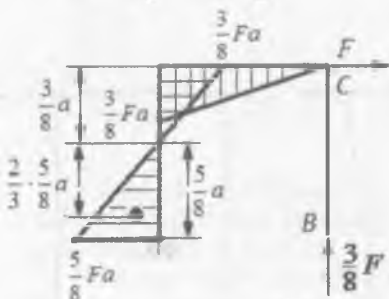
$$\Delta_{1F} = -\frac{1}{EI} \cdot \frac{1}{2} Fa \cdot a \cdot a = -\frac{Fa^3}{2EI}$$

B nuqtani tashqi kuch ta'siridan ushbu kuch yo'nalishidagi ko'chishi. Ushbu ifodalarni kanonik tenglama keltirib qo'yamiz:

$$\Delta_B = X_1 \cdot \frac{4a^3}{3EI} - \frac{Fa^3}{2EI} = 0 \quad \text{buerdan,} \quad X_1 = \frac{3}{8} F$$



7.64-rasm. Ramani yuklanish sxemasi (a), tashqi va reaksiya kuchi ta'siridan eguvchi moment epyurasi (b) hamda birlik kuch momenti epyurasi.



Tashqi va birlik X_1 reaksiya kuchi ta'siridan (7.64- rasm, a) rama uchun eguvchi moment epyurasini quramiz (7.64 rasm, b). Chap tomon vertikal sterjenda eguvchi moment ishorasini o'zgartiradi. Epyura sterjen o'qini kesib o'tish nuqtasida nolga teng bo'ladi (7.64rasm, b). Ushbu nuqtaga nisbatan tashqi va reaksiya kuchlarining momentlari nolga teng:

$$\frac{3}{8} Fa - Fy = 0 \quad \text{buerdan} \quad y = \frac{3}{8} a$$

Eguvchi moment nolga teng nuqtasidan ramaning biki tayanchigacha bo'lgan masofa $a - \frac{3}{8} a = \frac{5}{8} a$

C nuqtaning ko'chishi

$$\Delta_C = \frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{2} \cdot \frac{3}{8} Fa \cdot \frac{3}{8} a \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{3}{8} a + \frac{1}{2} \cdot \frac{5}{8} Fa \cdot \frac{5}{8} a \cdot \frac{19}{24} a \right)$$

$$\text{buerdan} \quad \Delta_C = \frac{0,146 Fa^3}{EI}$$

Vertikal tekislikda yuklanish (7.65-rasm). Nazariy usul bilan rama deformatsiyasini o'rganish tajriba qurilmasida o'lchov asboblari o'rnatilish

sxemasiga mos olib boriladi. Bunda berilgan ramaning yuklanish sxemasiga (7.65-rasm, a,b) oid ko'rsatilgan nuqtalardagi vertikal va gorizontal ko'chishlarni aniqlashga oid misol echiladi.

Yechish. Berilgan sistemaga ekvivalent bo'lgan asosiy sistemani tanlaymiz (7.65-rasm, v). Asosiy sistema uchun kanonik tenglamani tuzamiz:

$$\Delta_B = X_1 \delta_{11} + \Delta_{F1} = 0$$

Tenglamadagi ko'chishlar Mor integralini Vereshagin qoidasini tadbqiq etish usuli bilan topiladi.

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot a \cdot a \cdot \frac{2}{3} a + a \cdot a \cdot a \right) = \frac{4a^3}{3EI} \quad \text{B nuqtani birlik kuch ta'siridan}$$

ushbu kuch yo'nalishidagi ko'chishi (7.65-rasm,d);

$$\Delta_{1F} = -\frac{1}{EI} \cdot \left(-\frac{1}{2} \cdot \frac{Fa}{2} \cdot \frac{a}{2} \cdot \frac{5}{6} a - \frac{Fa}{2} \cdot a \cdot a \right) = -\frac{29Fa^3}{48EI} \quad \text{B nuqtani tashqi}$$

kuch ta'siridan ushbu kuch yo'nalishidagi ko'chishi.

Ushbu ifodalarni kanonik tenglama keltirib qo'yamiz:

$$\Delta_B = X_1 \cdot \frac{4a^3}{3EI} - \frac{29Fa^3}{48EI} = 0 \quad \text{buerdan, } X_1 = \frac{29}{64} F$$

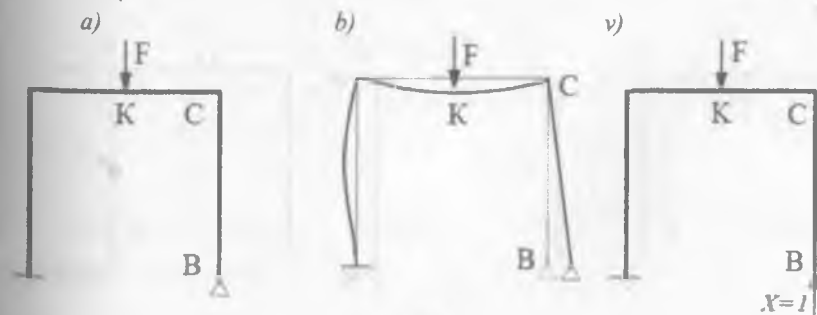
Kuch qo'yilgan K nuqtani vertikal ko'chishi va S nuqtaning gorizontal ko'chishini aniqlaymiz. Buning uchun berilgan kuch va $X_1 = \frac{29}{64} F$ reaksiya kuchi ta'siridan eguvchi moment epyurasini quramiz. Qaysi nuqtaning ko'chishi topilishi lozim bo'lsa o'sha nuqta ko'chishining yo'nalishida birlik kuch qo'yiladi va ushbu birlik kuchlar ta'siridan eguvchi moment epyuralari quriladi.

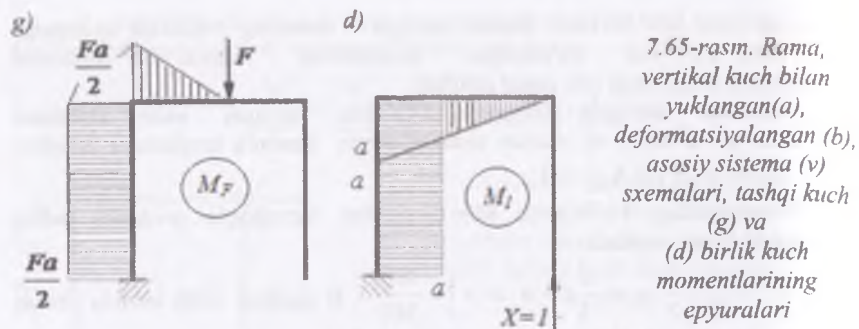
Ko'chishlarni topish uchun tashqi kuchlardan qurilgan moment epyuralari birlik kuch momenti epyuralari bilan ko'paytiriladi.

Bunda Vereshagin formulasi va kuch yuzalaridan foydalaniladi. Epyuralarni ko'paytirib ko'chishlarni topamiz:

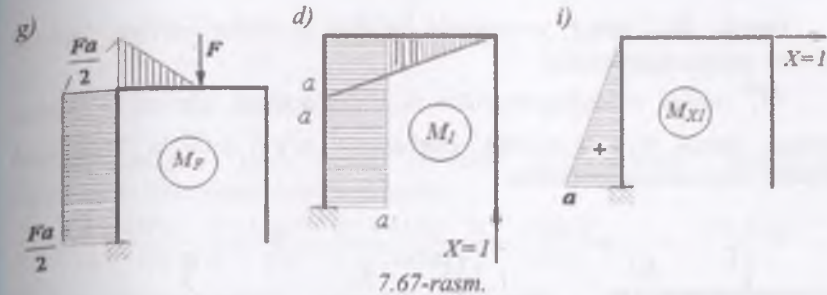
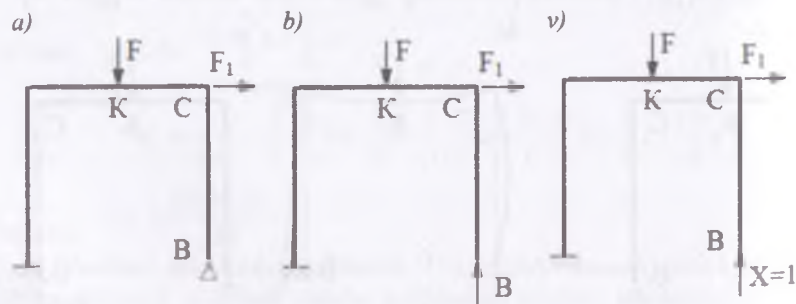
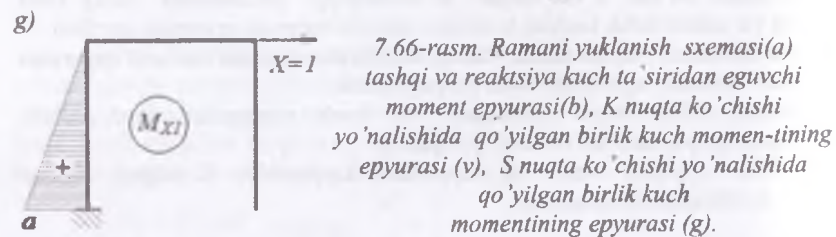
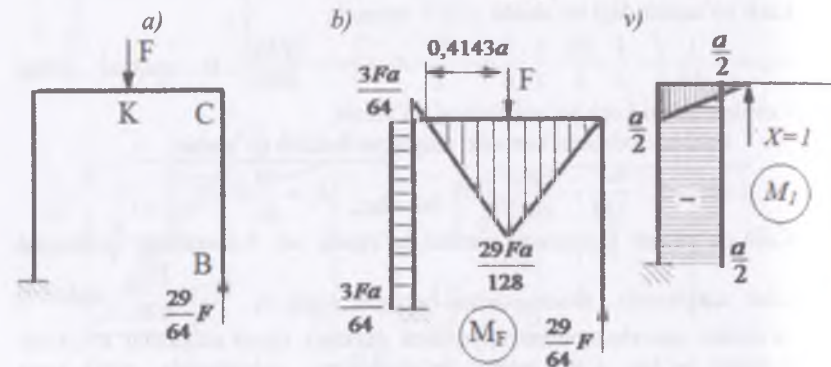
1. M_F epyurasi bilan M_1 epyurasini ko'paytirib K nuqtani vertikal ko'chishini hisoblaymiz:

$$\Delta_K = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{29}{128} Fa \cdot 0,4143a \cdot \frac{1}{3} \cdot 0,4143a \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{3}{64} Fa \cdot 0,086a \cdot 1,41487a - \frac{3Fa}{64} \cdot a \cdot a \right)$$





7.65-rasm. Rama, vertikal kuch bilan yuklangan(a), deformatsiyalangan (b), asosiy sistema (v) sxemalari, tashqi kuch (g) va (d) birlik kuch momentlarining epyuralari



$$\Delta_K = -\frac{1}{EI} \frac{2,291Fa^3}{128}$$

2. M_F epyurasi bilan M_{X1} epyurasini ko'paytirib S nuqtani gorizontol ko'chishini hisoblaymiz: $\Delta_C = \frac{1}{EI} \frac{3Fa^3}{128}$

SE 110.20 uskunasida bir vaqtning o'zida K nuqtadagi vertikal va C nuqtadagi gorizontol ko'chishlarni tajribada aniqlash mumkin. Shuning uchun tajrib qurilmasini bunday yuklanish sxemasi (7.67-rasm, a) bo'yicha ham ko'chishlarni aniqlash masalasini echamiz.

1. Ramani B tayanch reaksiya kuchini (7.67-rasm, b) topamiz.

2. Berilgan rama uchun asosiy sistemani tanlaymiz (7.67-rasm, v)

Asosiy sistema uchun kanonik tenglamani tuzamiz:

$$\Delta_B = X_1 \delta_{11} + \Delta_F + \Delta_{F1} = 0$$

Kanonik tenglamaning koeffitsientlarini hisoblaymiz:

7.67-rasm, (d) epyurasidan

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot a \cdot a \cdot \frac{2}{3} a + a \cdot a \cdot a \right) = \frac{4a^3}{3EI}$$

7.67-rasm (g va d) epyuralaridan

$$\delta_{1F} = \frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{2} \cdot Fa \cdot \frac{a}{2} \cdot \left(\frac{a}{2} + \frac{2}{3} \cdot \frac{a}{2} \right) - \frac{Fa}{2} \cdot a \cdot a \right) = -\frac{29Fa^3}{48EI}$$

7.67-rasm (g va i) epyuralaridan

$$\delta_{1F1} = -\frac{1}{EI} \frac{1}{2} F_1 a \cdot a \cdot a = -\frac{F_1 a^3}{2EI}$$

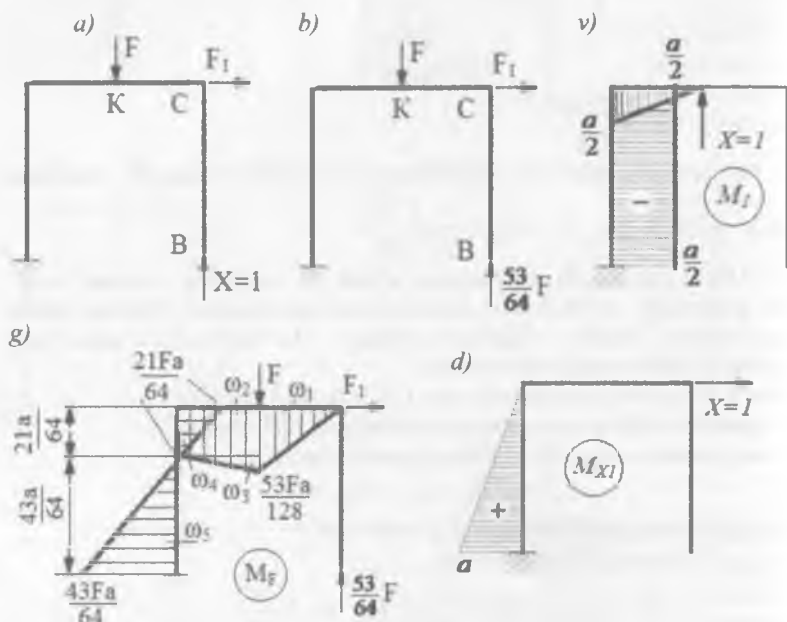
Hisoblangan koeffitsientlarni kanonik tenglamaga keltirib qo'yamiz:

$$\Delta_B = X_1 \frac{4a^3}{3EI} - \frac{29Fa^3}{48EI} - \frac{F_1 a^3}{2EI} = 0 \quad \text{bu erdan} \quad X_1 = \frac{53}{64} F$$

Rama K nuqtasining ko'chishini $\Delta_K = \frac{\omega_F \cdot M_1^0}{EI}$ Vereshagin formulasidan hisoblaymiz.

bu erda ω_F - tashqi va reaksiya kuchlari ta'siridan qurilgan eguvchi moment epyurasining yuzasi;

M_1^0 - tashqi va reaksiya kuchlari ta'siridan qurilgan eguvchi moment epyurasi yuzasi ω_F ning og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momenti epyurasining ordinatasi.



7.68-rasm. Ekvivalent sxema (a), ramani hisoblash sxemasi (b), birlik kuch momenti epyurasi (v), gorizontaal birlik kuch momenti epyurasi (d), rama uchun eguvchi moment epyurasi

Berilgan masala uchun (7.68-rasm, a) Vereshagin formulasini yozamiz:

$$\Delta_K = \frac{\omega_F \cdot M_1^0}{EI} = \frac{1}{EI} (\omega_1 \cdot M_1^{01} + \omega_2 \cdot M_1^{02} + \omega_3 \cdot M_1^{03} + \omega_4 \cdot M_1^{04} - \omega_5 \cdot M_1^{05})$$

bu erda: $\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{53Fa}{128} \cdot \frac{a}{2} = \frac{53Fa^2}{512}$, $M_1^{01} = 0$

$$\omega_2 = \frac{21Fa}{64} \cdot \frac{a}{2} = \frac{21Fa^2}{128}$$
, $M_1^{02} = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} = \frac{a}{4}$

$$\omega_3 = \frac{1}{2} \left(\frac{53Fa}{128} - \frac{21Fa}{64} \right) \cdot \frac{a}{2} = \frac{11Fa^2}{256}$$
, $M_1^{03} = \frac{1}{3} \cdot \frac{a}{2} = \frac{a}{6}$

$$\omega_4 = \frac{1}{2} \cdot \frac{21Fa}{64} \cdot \frac{21a}{64} = \frac{441Fa^2}{4096} \quad M_1^{04} = \frac{a}{2}$$

$$\omega_5 = \frac{1}{2} \cdot \frac{43Fa}{64} \cdot \frac{43a}{64} = \frac{1849Fa^2}{8192} \quad M_1^{05} = \frac{a}{2}$$

Hisoblangan kuch yuzalari va birlik kuch momenti qiymatlarini Vereshagin formulasiga keltirib qo'yamiz

$$\Delta_K = \frac{1}{EI} \left(\frac{21Fa^2}{128} \cdot \frac{a}{4} + \frac{11Fa^2}{256} \cdot \frac{a}{6} + \frac{441Fa^2}{4096} \cdot \frac{a}{2} - \frac{1849Fa^2}{8192} \cdot \frac{a}{2} \right) = -\frac{0,01844Fa^3}{EI}$$

S nuqtani gorizontal ko'chishini hisoblaymi:

$$\Delta_K = \frac{\omega_F \cdot M_1^0}{EI} = \frac{1}{EI} (+\omega_4 \cdot M_1^{06} - \omega_5 \cdot M_1^{07})$$

buerda, $M_1^{06} = \frac{1}{3} \cdot \frac{21a}{64} - \omega_4$ kuch yuzasining og'irlik marka-ziga to'g'ri keluvchi M_{X1} birlik kuch momenti (7.68-rasm, d) epyurasining

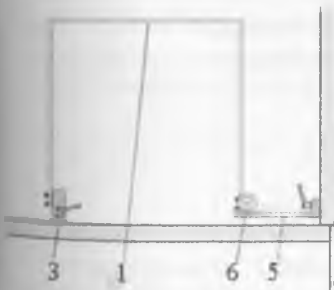
ordinatasi $M_1^{07} = \frac{21a}{64} + \frac{2}{3} \cdot \frac{43a}{64} = \frac{171a}{192} - \omega_5$ kuch yuzasining og'irlik

markaziga to'g'ri keluvchi M_{X1} birlik kuch momenti (7.68-rasm, d) epyurasining ordinatasi

$$\Delta_c = \frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{2} \cdot \frac{21Fa}{64} \cdot \frac{21a}{64} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{21a}{64} + \frac{1}{2} \cdot \frac{43Fa}{64} \cdot \frac{43a}{64} \cdot \frac{171a}{192} \right) = \frac{0,1951332Fa^3}{EI}$$

Tajribalar. Qurilmaga individual komponentlarning o'rnatilishi, eksperimental ko'nikmalar va sharoitlardan bog'liq ravishda boshqa tajribalarni turli yuklanishlarda ham o'tkazish mumkin [33].

Tajriba o'tkazish uskunasi: gorizontal yuklanish qo'yilgan

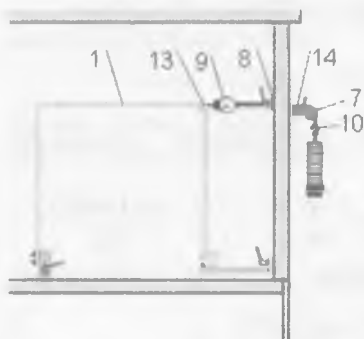


1	P shaklidagi rama
3	Tayanch ustunchasi
5	Tayanch plitasi
6	O'zgaruvchan shkv

II shaklidagi rama.

Tajribani o'tkazish hisoblashi

- mahkamlash ustunchasi (3) ni rama-ning pastki qismiga o'ng tomondan 750 mm masfoda qistiring.- **II** -shakldagi (1) ramaning (6) shkv bo'lmagan uchini unga o'rnatang. **II** -shakldagi (1) ramani (3) tayanch ustunchasiga bolt bilan birliktiring. (5) tayanch plitasini ramaning o'ng tomoniga shkv engil harakatlanadigan qilib mahkamlang



7.69- rasm. 1- Π shakldagi rama; 7- shkv; 8- 9- O'lchov asbobi; 10- Yuk tutqich; 13- ilgak; 14- tros.

Gorizontal yuklanishning qo'yilishi. Qo'zg'aluvchan (7) shkvni ramaning tashqi tomo-niga kuch qo'yiluvchi nuqta bilan bir xil balandlikda o'rning (13) ilgakni kuch qo'yiladigan nuqtaga o'rning, unga (14) trosni (10) yuk tutqich bilan birga ildiring. (7) shkvni tros gorizontal holatda turadigan qilib to'g'rilang, (9) o'lchov asbobini (8) tutqichi bilan birga ramaning ichki tomoniga kuch qo'yilgan nuqta bilan bir xil balandlikda o'rning. O'lchov asbobini kuch qo'yilgan nuqta bilan to'g'rilang

Tajribani o'tkazilishi

- yuk tutqichni ajratib oling
- o'lchov asbobini nolga keltiring;
- yuk tutqichga $3 \times 5\text{N}$ va $4 \times 1\text{N}$ yuklarni qo'ying (umumiy yuk 20N);
- yuk tutqichni ildiring
- o'lchov asbobini o'qing va ko'chishni belgilab qo'ying
- Tajribalar kuchni boshqa nuqtaga qo'yib davom ettirilishi mumkin

Tajribani baholash

O'lchangan va hisoblangan ko'chishlar qiymati taqqoslanadi

Kuch qo'yilgan nuqtada o'lchangan ko'chish: $f = 2,02\text{mm}$

Hisoblashlar uchun quyidagilarni qabul qilish mumkin:

Elastiklik moduli: $E = 205000\text{N/mm}^2$

Π shakldagi rama tomonlarining uzunligi: $a = 600\text{mm}$

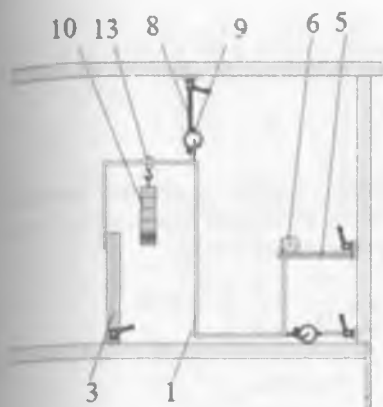
Inertsia momenti, ko'ndalang kesim $10\text{mm} \times 20\text{mm}$:

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 \cdot 10^3}{12} = 1667\text{mm}^4$$

Kuch qo'yilgan nuqtaning ko'chishi

$$f = \frac{7 Fa^3}{48 EI} = \frac{7 \cdot 20 \cdot 600^3}{48 \cdot 210000 \cdot 1667} = 1,84\text{mm}.$$

Natijalar bir-biriga yaqin. Farq 10% ni tashkil etadi.



Vertikal yuklanish qo'yilgan S shaklidagi rama [33]

7.70- rasm. S-shakldagi rama;
3-mahkamlanish ustunchasi;
5-tayanch plitasi; 6-o'zgaruvchan shkv; 8-
o'lchov asbobining tutqichi;
9- o'lchov asbobi; 10-yuk tutqichi;
13-ilgak.

(3) uzun mahkamlash ustunchasini ramaning pastki qismiga o'ng tomondan 750 mm masofa qoldirib qistiring S shaklidagi (1) ramaning (6) shkvli uchidan boshqa tomonini mahkamlash ustuniga o'mating. S shaklidagi (1) ramani (3) mahkamlash ustuniga bolt bilan biriktiring. (5) tayanch plitasini ramaning o'ng vertikal tomoniga shunday o'rnatginki, S shaklidagi rama uning tirqishidan o'tib shkv yuqori tomonidan erkin harakatlanadigan bo'lib tayanib tursin

Vertikal yuklanish uchun (13) ilgakni kuch qo'yiladigan nuqtaga o'rnatg va unga (10) yuk tutqichni o'rnatg

misol -1. 1) Berilgan statik aniqmas balkaning B tayanchdagi reaktiv moment M_B topilsin;

2) M_x va Q_x epyuralari qurilsin

3) Balkaning uzunligi bo'ylab salqilik epyurasi qurilsin. $\alpha = 1,0$

Yechish: Berilgan sistemaning ekvivalent sxemasini tanlaymiz. (7.71 - rasm). Agar balkaning A tayanchdan keyingi oralig'ida taqsimlangan kuch intensivligi ta'sir qilmasa, asosiy (ekvivalent) sxemani tanlashda, balkaning shu qismi bir-biriga teng va qarama - qarshi yo'nalgan q - kuchlar bilan to'ldiriladi. Birinchi savolga javob topish uchun barcha kuchlardan A tayanch nuqtaga nisbatan olingan momentlar yig'indisini nolga tenglashtiramiz:

$$\sum M_A = M_B + B \cdot 2\ell - P\ell - P\ell - q\ell^2 + q \frac{\ell^2}{2} = 0 \quad \text{yoki}$$

$$M_B = 2B\ell - 2P\ell - q \frac{\ell^2}{2} \quad (a)$$

(a) tenglamada ikkita noma'lum bo'lib. B-ni topish uchun qo'shimcha tenglama tuzishga to'g'ri keladi. Qo'shimcha tenglama sifatida balkaning istalgan kesimini salqiligini ifodalovchi universal formulani tuzamiz.

$$f = y_0 + Q_0 x + \frac{1}{EI} \left[B \frac{x^3}{6} - M_B \frac{x^2}{2} - q \frac{(x-\ell)^4}{24} + A \frac{(x-2\ell)^3}{6} + q \frac{(x-2\ell)^4}{24} - P \frac{(x-\ell)^3}{6} \right] \quad (6)$$

U_0 va Q_0 balking boshlang'ich B kesimining salqiligi va aylanish burchagi (b) tenglamadagi $x = 0$ va balking B kesimida tayanishga asosan nolga teng, $x = 2\ell$ bo'lsa balking A tayanchida salqilik nolga teng bo'ladi.

$$\text{Demak, } f = f_A = \frac{1}{EI} \left[B \frac{8\ell^3}{6} - M_B \frac{4\ell^2}{2} - q \frac{\ell^4}{24} - P \frac{\ell^3}{6} \right] = 0 \text{ yoki}$$

$$\frac{8B\ell^3}{6} - \frac{4M_B\ell^2}{2} - \frac{P\ell^3}{6} - \frac{q\ell^4}{24} = 0 \quad \text{bu erdan}$$

$$M_B = \frac{1}{2} \left(\frac{8B\ell^3}{6} - q \frac{\ell^3}{6} - q \frac{\ell^2}{24} \right) = \frac{4B\ell}{6} - \frac{5 \cdot q \cdot \ell^2}{48} \quad (6)$$

(a) va (v) tenglamalarni o'zaro tenglashtirib B reaksiya kuchini topamiz:

$$2B\ell - 2P\ell - q \frac{\ell^2}{2} = 4B\ell - \frac{5q\ell^2}{48}$$

$$\text{bu erdan } B = \frac{115 \cdot 6}{48 \cdot 8} q \ell^2 = \frac{115}{64} q \ell^2 \text{ ifodani (a) tenglamaga qo'ysak, } M_B$$

$$\text{momentni topamiz: } M_B = 2 \cdot \frac{115}{64} q \ell^2 - 2q \ell^2 - q \frac{\ell^2}{2} = \frac{70}{64} q \ell^2$$

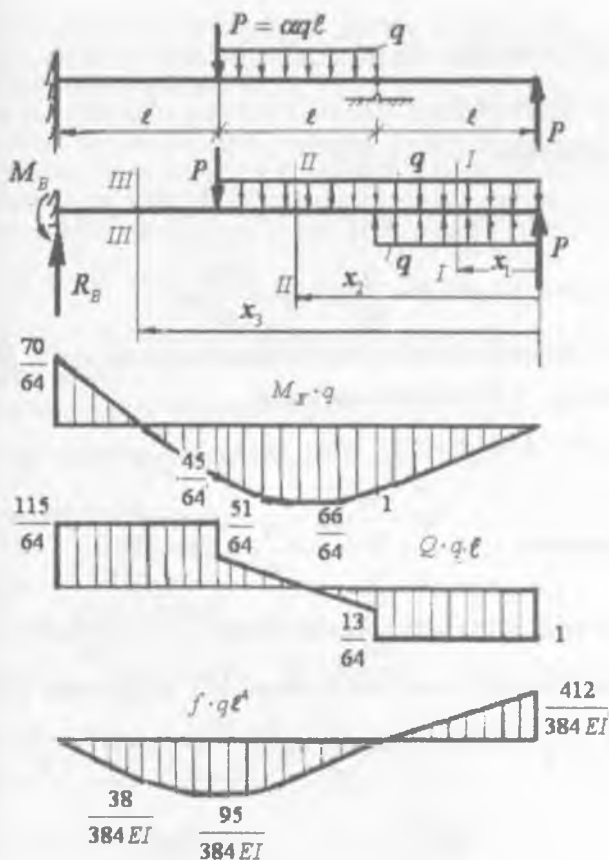
Endi barcha kuchlardan B nuqtaga nisbatan moment tenglamasini tuzamiz va A tayanch kuchini topamiz:

$$\sum M_B = -M_B + P\ell + q2\ell \left(\frac{2\ell}{2} + \ell \right) - A \cdot 2\ell - P \cdot 3\ell - q\ell \left(\frac{\ell}{2} + 2\ell \right) = 0$$

$$A = \frac{-M_B + P\ell + 4q\ell^2 - 3P\ell - 2,5q\ell^2}{2\ell} = -\frac{102}{128} q \ell$$

$$\text{tekshirish: } \sum y = B - P - 2q\ell + A + q\ell + P = 0 \quad \text{yoki}$$

$$B + A - q\ell = \frac{115}{64} - \frac{102}{128} - 1 = 0; \quad 0 = 0$$



7.71 – rasm. Statik noaniq balka uchun eguvchi moment, ko'ndalang kuch va salqilik epyurlari

Balkani uchta oraliqqa bo'lib M_x va Q_x epyuralarni quramiz:

I – I qirg'im.

$$0 \leq x_1 \leq \ell$$

$$M_{x_1} = Px_1 = q\ell x_1$$

ya

$$Q_{x_1} = -P = -q\ell$$

M_x va Q_x tenglamalarini tuzishda balkaning $0 \leq x_1 \leq \ell$ oraliqdagi taqsimlangan kuch intensivligi q -ning ta'sirini hisobga olmadik. Chunki q kuch faqat (δ) tenglamani keltirib chiqarishda va f salqilikni topishda ishlatiladi.

$$x_1 = 0 \text{ bo'lsa } M_{x_1} = 0 \text{ va } x_1 = \ell \text{ da } M_{x_1} = q\ell^2$$

II – II qirg'im.

$$\ell \leq x_2 \leq 2\ell$$

$$M_{x_2} = P \cdot x_2 + A(x_2 - \ell) - q \frac{(x_2 - \ell)^2}{2}$$

$$Q_{x_2} = -P - A + q(x_2 - \ell)$$

III – III qirqim. $2\ell \leq x_1 \leq 3\ell$

$$M_{x_1} = P_{x_1} + A(x_1 - \ell) - q\ell \left[x_1 - \left(\ell + \frac{\ell}{2} \right) \right] - P(x_1 - 2\ell)$$

$$Q_{x_1} = -P - A + q\ell + P = \frac{51}{64}q\ell + q\ell = \frac{115}{64}q\ell$$

III – III qirqimda ko'ndalang kuch o'zgarmas qiymatga ega $M_{\max}$ - ni II – II qirqimdan $Q_{x_1} = 0$ kesimdan aniqlaymiz

$$O = -P - A + q(x_2 - 2\ell) \quad \text{yoki} \quad O = -q\ell + \frac{51}{64}q\ell + qx_2 - q\ell$$

$$\text{tenglamadan} \quad x_2 = \frac{2q\ell - \frac{51}{64} \cdot q\ell}{q} = \frac{77}{64}q \approx 1,2\ell$$

$$M_{x_2} = M_{\max} = q\ell \cdot 1,2\ell - \frac{51}{64}q \cdot 0,2\ell^2 - q \frac{0,04\ell^2}{2} = \frac{65,5}{64}q\ell^2$$

Uchinchi savolga javob berish uchun (δ) tenglamadan foydalanamiz:

$$f = \frac{1}{EI} \left[B \frac{x^3}{6} - P \frac{(x-\ell)^3}{6} - M_B \frac{x^2}{2} - q \frac{(x-\ell)^4}{24} + A \frac{(x-2\ell)^3}{6} + q \frac{(x-2\ell)^4}{24} \right]$$

$$x = 0,5\ell, \quad f = -\frac{38,1q\ell^4}{384EI} \quad x = \ell, \quad f = -\frac{95q\ell^4}{384EI}$$

$$x = 1,5\ell, \quad f = -\frac{93,37q\ell^4}{384EI}; \quad x = 2\ell; \quad f = 0; \quad x = 3\ell; \quad f = \frac{412}{384}q\ell^4$$

misol – 2. Ikki oraliqli balka, sxemada ko'rsatilganidek yuklangan. Balkaning statik noaniqlik darajasi topilsin: reaksiya kuchlari aniqlansin: M va Q epyuralari qurilsin va $h : b = 2$ nisbatdan foydalanib balka kesimining o'lchamlari topilsin. Balkaning materiali - po'lat $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$ (7.73-rasm)

Yechish: Berilgan uzluksiz balka uchun statikaning tenglamalaridan quyidagilarni hosil qilamiz (7.73 – rasm).

$$\sum x = -x_0 = 0 \quad (1)$$

$$\sum y = R_0 - F + R_B + R_C - F = 0 \quad (2)$$

$$\sum M_0 = -F \cdot 2 - R_B \cdot 4 + F \cdot 6 - R_C \cdot 8 = 0 \quad (3)$$

Uchta tenglamada to'rtta noma'lum. Demak, uzluksiz balka bir marotaba statik noaniq. Uzluksiz balkaning statik noaniqlik darajasini ochish uchunuch moment tenglamasidan foydalanamiz.

Uzluksiz balkadagi noma'lum reaksiya kuchlarini noma'lum tayanch momentlari bilan almashtirib, asosiy sistemani hosil qilamiz. Asosiy sistemada o'rta (1) tayanchni ortiqcha bog'lanish deb sharnir bilan almashtiramiz. Sharnir uzluksiz balkani 2 ta oddiy balkalarga ajratadi. Oddiy balkalar uchun eguvchi moment epyuralarini quramiz va ularni kuch yuzalari deb qabul qilamiz.

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 4 = 20 \kappa \text{Nm}^2$$

ω_1 va ω_2 - dan balkalarning chetki tayanchlarigacha bo'lgan masofalarni $-a, b$ deb qabul qilamiz

Keyingi uch moment tenglamasini tuzamiz (7.55 - rasm)

$$M_0 \cdot \ell_1 + 2M_1(\ell_1 + \ell_2) + M_2 \cdot \ell_2 = -6 \left(\omega_1 \frac{a}{\ell_1} + \omega_2 \frac{b}{\ell_2} \right)$$

Uch moment tenglamasida

$$M_0 = 0; \quad M_2 = 0; \quad \ell_1 = 4m; \quad \ell_2 = 4m$$

$$a = 2m; \quad b = 2m \quad \text{unda,} \quad M_1 = -7,5 \kappa \text{Nm}$$

Oddiy balkalarni M_1 - momenti bilan yuklaymiz (7.73 g - rasm) har bir oddiy balkaning G' tashqi kuchi va M_1 momenti ta'siridan reaksiya kuchlarini topamiz.

Chap balka (7.73 g - rasm)

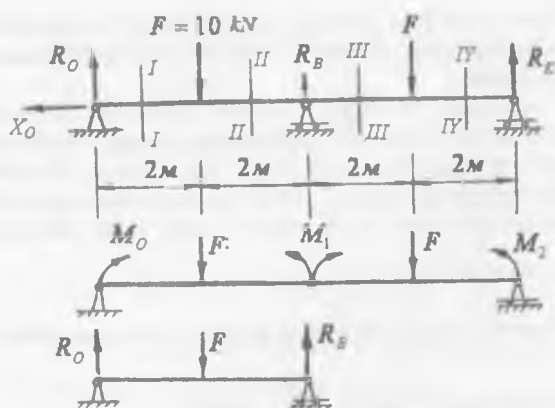
$$\sum M_0 = F \cdot 2 - R_B^y \cdot 4 + M_1 = 0; \quad R_B^y = \frac{27,5}{4}, \kappa \text{N}.$$

$$\sum M_B = R_0 \cdot 4 - F \cdot 2 + M_1 = 0; \quad R_0 = \frac{12,5}{4}, \kappa \text{N}$$

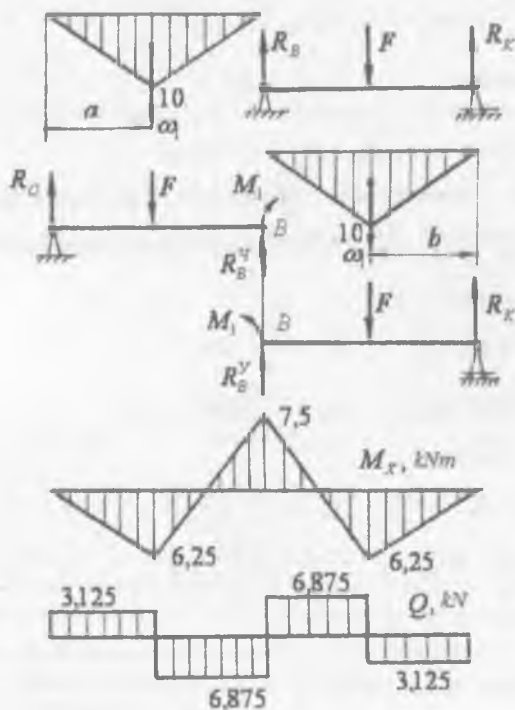
O'ng balka (7.55 g - rasm)

$$\sum M_B = -M_1 + F \cdot 2 - R_c \cdot 4 = 0; \quad R_c = \frac{12,5}{4}, \kappa \text{N}.$$

$$\sum M_c = -M_1 + R_B^y \cdot 4 - F \cdot 2 = 0; \quad R_B^y = \frac{27,5}{4}, \kappa \text{N}$$



7.73 – rasm.
Uzluksiz balkada
eguvchi moment va
ko'ndalang kuch
epyuralarini kurish



Uzluksiz balkaning reaksiya kuchlarini yozamiz:

$$R_0 = \frac{12,5}{4} = 3,125 \text{ kN}; \quad R_K = \frac{12,5}{4} = 3,125 \text{ kN}$$

$$R_B = R_B^* + R_B^* = \frac{27,5}{4} + \frac{27,5}{4} = 13,75 \text{ kN}$$

Uzluksiz balkani oraliqlarga bo'lib, M va Q tenglamalarini tuzamiz:

I – I qirg'im.

$$0 \leq x_1 \leq 2m$$

$$M_{x_1} = R_0 x_1; \quad Q_1 = R_0 = 3,125 \text{ kN};$$

$$x_1 = 0; \quad M_1 = 0; \quad x_1 = 2m; \quad M_1 = 6,25 \text{ kNm}$$

II – II qirg'im.

$$0 \leq x_2 \leq 2m$$

III – III qirg'im.

$$0 \leq x_3 \leq 2m$$

$$M_{x_3} = R_0(4 + x_3) - F(2 + x_3) + R_B x_3;$$

$$Q_3 = R_0 - F + R_B = 3,125 - 10 + 13,75 = 6,875 \text{ kN};$$

$$x_3 = 0; \quad M_3 = -7,5 \text{ kNm}; \quad x_3 = 2m; \quad M_{x_3} = 6,25 \text{ kNm}$$

IV – IV qirg'im.

$$0 \leq x_4 \leq 2m$$

$$M_{x_4} = R_0(6 + x_4) - F(4 + x_4) + R_B(2 + x_4) - Fx_4;$$

$$Q_4 = R_0 - 2F + R_B = 3,125 - 10 + 13,75 - 10 = -3,125 \text{ kN};$$

$$x_4 = 0; \quad M_{x_4} = 6,25 \text{ kNm}; \quad x_4 = 2m; \quad M_{x_4} = 0$$

Eng katta eguvchi moment V tayanchda hosil bo'ladi: $M_{\max} = 7,5 \text{ kNm}$.

Egishda mustahkamlik shartiga asosan

$$W_x = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{7,5}{160 \cdot 10^3} = 4,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3. \text{ Bu erda } W_x = \frac{bh^2}{6} \text{ va } h = 2b$$

$$\text{Unda } b = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 4,7 \cdot 10^{-5}}{4}} = 0,0413 \text{ m}; \quad h = 2 \cdot 0,0413 = 0,086 \text{ m}$$

misol-3. Uch oraliqli uzluksiz balka uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyuralari qurilsin.

Yechish. Uzluksiz balka ikki marotaba statik noaniq. Shuning uchun uzluksiz balkaning ikkita oddiy ikki oraliqli, bir marotaba statik noaniq balkalarga ajratamiz.

Har qaysi ikki oraliqli uzluksiz balkalarni oddiy ikki tayanchli balkalarga ajratib, tashqi kuch ta'siridan eguvchi moment epyurlarini quramiz. Kuch yuzalarining teng ta'sir qiluvchilarini topamiz (7.74, v, g-rasm).

$$\omega_1 = \omega_2 = \frac{1}{2} \cdot 87 \cdot 5,8 = 252,3 \text{ kNm}^2; \quad a_1 = b = 2,9 \text{ m}$$

Har qaysi ikki oraliqli uzluksiz balka uchun uch moment tenglamasini tuzamiz:

$$M_0 \cdot 4,6 + 2M_1(4,6 + 5,6) + M_2 \cdot 5,8 = -6 \frac{\omega_1 \cdot a_1}{5,8}$$

$$M_1 \cdot 5,8 + 2M_1(5,8 + 4,6) + M_3 \cdot 4,6 = -6 \frac{\omega_2 \cdot b}{5,8}$$

$$\left. \begin{aligned} 20,8M_1 + 5,8M_2 &= -6 \frac{\omega_1 a_1}{5,8} \\ 5,8M_1 + 20,8M_2 &= -\frac{\omega_2 \cdot b}{5,8} \end{aligned} \right\} \cdot \begin{pmatrix} (-20,3) \\ (5,8) \end{pmatrix}$$

bu erda $M_0 = 0 \quad M_3 = 0$

Unda

$$\left. \begin{aligned} -432,64M_1 - 120,64M_2 &= 124,8 \frac{\omega_1 \cdot a_1}{5,8} \\ 33,64M_1 + 120,64M_2 &= -34,8 \frac{\omega_2 \cdot b}{5,8} \end{aligned} \right\}$$

$$-399M_1 = 124,8 \frac{252,3 \cdot 2,9}{5,8} - 34,8 \frac{252,8 \cdot 2,9}{5,8}$$

Ikki tenglamani qo'shsak,

Bundan $M_1 = -28,45 \text{ kNm}$ hosil bo'ladi va

$$20,8(-28,45) + 5,8M_2 = -6 \frac{252,3 \cdot 2,9}{5,8}$$

tenglamadan $M_2 = -28,45 \text{ kNm}$

Oddiy ikki tanyachli balkalarni M_1 va M_2 momentlari bilan yuklaymiz

(7.74 - rasm).

Har bir oddiy balkaning reaksiya kuchlarini topamiz:

1 balka

$$\sum M_0 = M_1 - R_1' \cdot 4,6 = 0; \quad R_1' = 6,2 \text{ kN}$$

$$\sum M_1' = -R_0 \cdot 4,6 + M_1 = 0; \quad R_0 = 6,2 \text{ kN}$$

2 balka

$$\sum M_1'' = F \cdot 2,9 - M_1 + M_2 - R_2'' \cdot 5,8 = 0; \quad R_2'' = 30 \text{ kN}$$

$$\sum M_2'' = R_1'' \cdot 5,8 - M_1 + M_2 - F \cdot 2,9 = 0; \quad R_1'' = 30 \text{ kN}$$

3 balka

$$\sum M_2' = R_3 \cdot 5,8 - M_2 = 0; \quad R_3 = 6,2 \text{ kN}$$

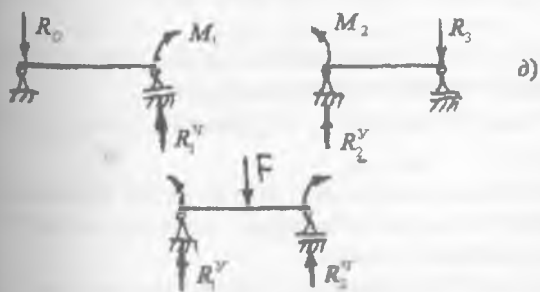
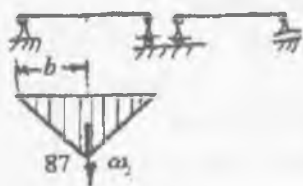
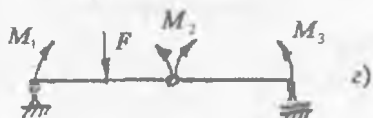
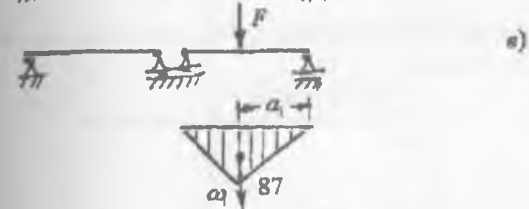
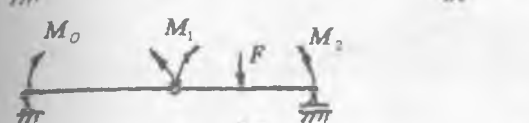
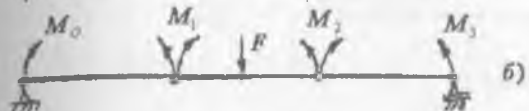
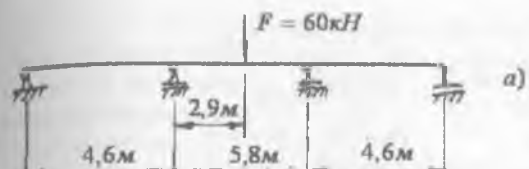
$$\sum M_3' = R_2' \cdot 5,8 - M_2 = 0; \quad R_2' = 6,2 \text{ kN}$$

Uzluksiz balkaning reaksiya kuchlari:

$$R_0 = 6,2 \text{ kN}; \quad R_3 = 6,2 \text{ kN}$$

$$R_1 = R_1' + R_1'' = 6,2 + 30 = 36,2 \text{ kN};$$

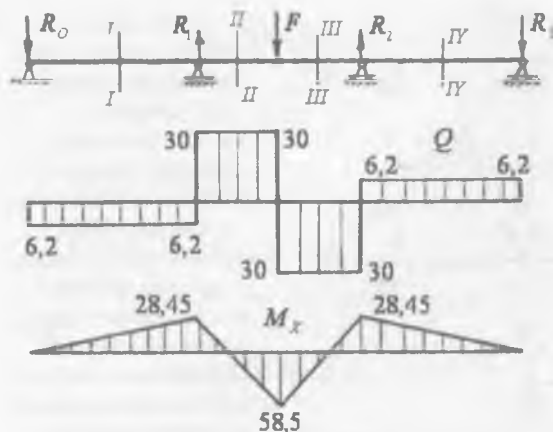
$$R_2 = R_2' + R_2'' = 30 + 6,2 = 36,2 \text{ kN}$$



7.74 – rasm

Uzluksiz balkani oddiy balkalarga ajratish tartibi.

- a) uzluksiz balka;
- b) oraliq sharnirlar o'rnatilgan va noma'lum momentlar bilan yuklangan uzluksiz balka;
- v) uzluksiz balkadan ajratib olingan chap tomon ikki prolyotli balking variantlari va eguvchi moment epyurasi;
- g) uzluksiz balkadan ajratib olingan o'ng tomon ikki prolyotli balking variantlari va eguvchi moment epyurasi;
- d) uzluksiz balkadan ajratib olingan va qiymatlari va yo'nalishlari aniqlashtirilgan M_1 va M_2 momentlar bilan yuklangan ikki tayanchli balkalar.



7.75 – rasm. Uzlüksiz balka uchun ko'ndalang kuch va eguvchi momenti epyuralari

Uzlüksiz balkani oraliqlarga bo'lib ko'ndalang Q va eguvchi moment M tenglamalarini tuzamiz (7.75 – rasm).

I – I qirg'im.

$$0 \leq x_1 \leq 4,6m$$

$$Q_1 = -R_0 = -6,2kN;$$

$$M_{x_1} = -R_0 x_1$$

II – II qirg'im.

$$4,6 \leq x_2 \leq 7,5m$$

$$Q_2 = -R_0 + R_1 = -6,2 + 36,2 = 30kN;$$

$$M_{x_2} = -R_0 x_2 + R_1 (x_2 - 4,6)$$

III – III qirg'im.

$$7,5 \leq x_3 \leq 10,4m$$

$$Q_3 = -R_0 + R_1 - F = -6,2 + 36,2 - 60 = -30kN;$$

$$M_{x_3} = -R_0 x_3 + R_1 (x_3 - 4,6) - F(x_3 - 7,5)$$

IV – IV qirg'im.

$$10,4 \leq x_4 \leq 15m$$

$$Q_4 = -R_0 + R_1 - F + R_2 = -6,2 + 36,2 - 60 + 36,2 = 6,2kN$$

$$M_{x_4} = -R_0 x_4 + R_1 (x_4 - 4,6) - F(x_4 - 7,5) + R_2 (x_4 - 10,4)$$

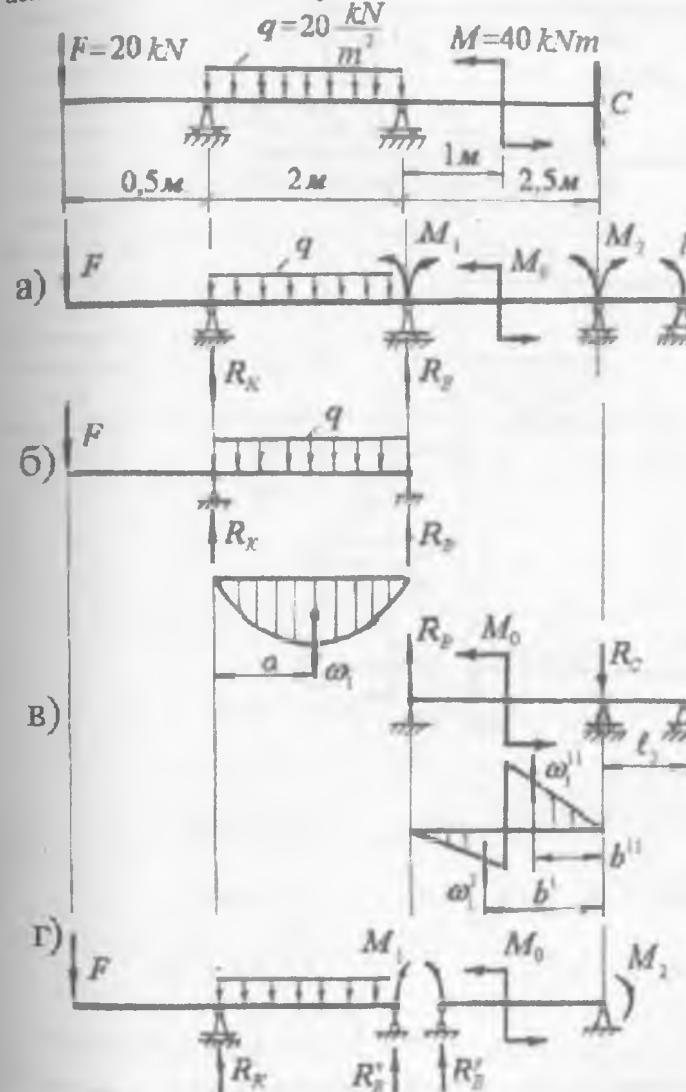
misol-4. Uzlüksiz balka uchun M va Q epyuralari qurilsin (7.76 – rasm)

Yechish. Uzlüksiz balka K va B nuqtalarda qo'zg'aluvchan sharnirli tayanchlarga tayanadi; S nuqtada esa biki mahkamlangan. Biki mahkamlangan tayanch o'rniga bir-biridan $\ell_3 = 0$ masofada joylashgan – ikkita tayanch qabul qilamiz (7.76 – rasm, a).

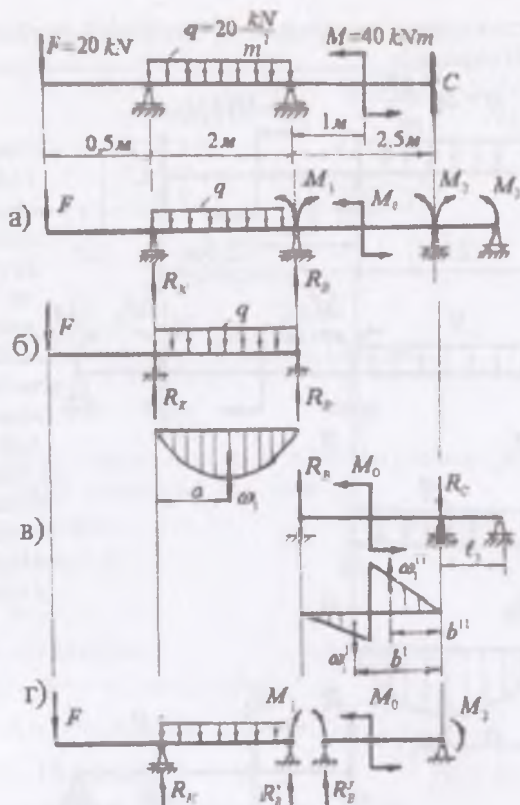
Hosil bo'lgan uzlüksiz balkani ikkita oddiy ikki tayanchli balkalarga ajratamiz (7.76, b, v – rasm). Har qaysi balka uchun reaksiya kuchlarini topib, M – eguvchi moment epyuralarni quramiz.

Birinchi balka: (7.76-a, rasm) M epyurasining oddiy ko'rinishini hosil

qilish va uni og'irlik markazining koordinatalarini hisoblashni osonlashtirish uchun G' kuch ta'sirini olmaymiz.



7.76-rasm. Uzlüksiz balka: a) asosiy sistema; b) – v) uzlüksiz balkadan ajratilgan ikki tayanchli balkalar; g) noma'lum momentlar bilan yuklangan oddiy balkalar.



7.76-rasm.
Uzluksiz
balka:
a) asosiy
sistema,
b) - v)
uzluksiz
balkadan
ajratilgan ikki
tayanchli
balkalar;
g) noma'lum
momentlar
bilan
yuklangan oddiy
balkalar.

Birinchi balka

$$\sum M_B = R_k \cdot \ell_1 - q \frac{\ell_1^2}{2} = 0; \quad R_k = 20 \text{ kN};$$

$$\sum M_k = -R_B \cdot \ell_1 + q \frac{\ell_1^2}{2} = 0; \quad R_B = 20 \text{ kN};$$

$$M_x = R_k \cdot x_1 - q \frac{x_1^2}{2}; \quad 0 \leq x_1 \leq \ell_1$$

$$x_1 = 0; M_x = 0; \quad x_1 = \ell_1; \quad M_x = 0; \quad x_1 = \frac{\ell_1}{2}; \quad M_x = 10 \text{ kNm}$$

Ikkinchi balka: (7.76, b - rasm) ikkinchi balkada faqat B va C tayanchlar qoladi. Demak, ikkinchi balka ikki tayanchli va M_0 - juft kuch momenti bilan yuklangan.

$$\sum M_B = -M_0 + R_C \cdot 2.5 = 0; \quad R_C = 16 \text{ kN}$$

$$\sum M_C = -M_0 + R_B \cdot 2.5 = 0; \quad R_B = 16 \text{ kN}$$

I - I qirgim.

$$M_{x_1} = R_B \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq 1m$$

$$x_1 = 0; M_{x_1} = 0; \quad x_1 = 1m; \quad M_{x_1} = 16\kappa Nm$$

II - II qirgim.

$$M_{x_2} = -R_C \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq 1,5m$$

$$x_2 = 0; M_{x_2} = 0; \quad x_2 = 1,5m; \quad M_{x_2} = -24\kappa Nm$$

Ikkita oddiy balkalardagi kuch yuzalarining topamiz.

$$\omega_q = \frac{2}{3} \cdot 10 \cdot \ell_1 = \frac{2}{3} \cdot 10 \cdot 2 = \frac{40}{3} \kappa Nm^2; \quad a_q = 1m$$

$$\omega_1^I = \frac{1}{2} \cdot 16 \cdot 1 = 8\kappa Nm^2; \quad b^I = \frac{1}{3} \cdot 1 + 1,5 = \frac{5,5}{3} m;$$

$$\omega_1^{II} = \frac{1}{2} \cdot 24 \cdot 1,5 = 18\kappa Nm^2; \quad b^{II} = \frac{2}{3} \cdot 1,5 = 1m;$$

7.76, v - rasmga asosan, uch moment tenglamasini tuzamiz

$$\begin{cases} M_k \ell_1 + 2M_1(\ell_1 + \ell_2) + M_2 \ell_2 = -6 \left(\frac{\omega_q \cdot a_q}{\ell_1} + \frac{\omega_1^I b_1^I + \omega_1^{II} b^{II}}{\ell_2} \right) \\ M_1 \ell_2 + 2M_2(\ell_2 + \ell_3) + M_3 \ell_3 = -6 \left(\frac{\omega_1^I \frac{2}{3} \cdot 1 - \omega^{II} \left(1 + \frac{1,5}{3} \right)}{\ell_2} + \frac{\omega_3 \cdot a_3}{\ell_3} \right) \end{cases}$$

$$M_k = -F \cdot 0,5 = -10\kappa N; \quad M_3 = 0; \quad \omega_3 = 0;$$

Bu erda:

$$a_3 = 0; \quad \ell_3 = 0$$

$$\text{Unda } -10 \cdot 2 + 9M_1 + 2,5M_2 = -6 \left(\frac{40 \cdot 1}{6} + \frac{8 \cdot \frac{5,5}{3} - 18 \cdot 1}{2,5} \right)$$

$$M_1 2,5 + 5M_2 = -6 \left[\frac{16}{7,5} - \frac{18 - 1,5}{2,5} \right] \quad \text{va}$$

$$\left. \begin{aligned} -20 + 9M_1 + 2,5M_2 &= -32 \\ 2,5M_1 + 5M_2 &= 52 \end{aligned} \right\} \text{ yoki } \begin{aligned} 9M_1 + 2,5M_2 &= -12 \\ 2,5M_1 + 5M_2 &= 52 \end{aligned}$$

Ikki noma'lumli, ikkita tenglamalar sistemasi hosil bo'ldi.

Bu erda: $M_1 = -4,9\kappa Nm$ va $M_2 = 12,84\kappa Nm$, hosil bo'ladi.

M_1 va M_2 - momentlarning qiymatlarini va ishoralarini hisobga olib, oddiy ikki tayanchli balkalarning reaksiya kuchlarini topamiz (7.76 g - rasm).

Chap balka $\sum M_k = -F \cdot 0,5 + q \frac{\ell_1^2}{2} + M_1 - R_B^H \cdot \ell_1 = 0; \quad R_B^H = 17,45 \text{ kN}$

$\sum M_B = -F \cdot (0,5 + \ell_1) - q \frac{\ell_1^2}{2} + M_1 - R_k \cdot \ell = 0; \quad R_k = 42,25 \text{ kN}$

O'ng balka $\sum M_B^y = -M_1 - M_0 - M_2 + R_c \cdot \ell_2 = 0; \quad R_c = 23,096 \text{ kN}$

$\sum M_c = -M_1 - M_0 - M_2 + R_B^y \cdot \ell_2 = 0; \quad R_B^y = 23,096 \text{ kN}$

Uzluksiz balking reaksiya kuchlari:

$R_k = 42,55 \text{ kN}; R_c = 23,096 \text{ kN}$

$R_B = R_B^H + R_B^y = 17,45 + 23,096 = 40,545 \text{ kN}$

Uzluksiz balking S qo'zg'almas tayanch nuqtasidagi reaksiya kuchi $R_c = 23,096 \text{ kN}$ va tayanch momenti $M_2 = M_c = 12,84 \text{ kNm}$

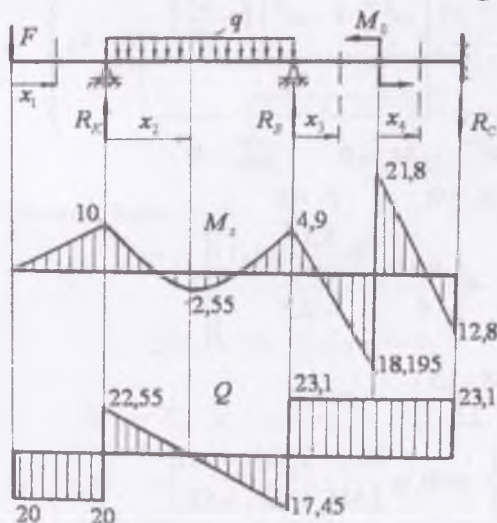
Balkani (7.77-rasm) oraliqlarga bo'lib M va Q tenglamala- rini topamiz.

1 – 1 qirqim. $0 \leq x_1 \leq 0,5 \text{ m}$

$M_{x_1} = -Fx_1; \quad Q_1 = -F = -20 \text{ kN};$

II – II qirqim. $0 \leq x_2 \leq 2 \text{ m}$

$M_{x_2} = -F(0,5 + x_2) + R_k x_2 - q \frac{x_2^2}{2}; \quad Q_2 = -F + R_k - qx_2$



7.77 – rasm. Uzluksiz balka uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyurlari

Q - ko'ndalang kuch abtsissa o'qini kesib o'tish nuqtasida nolga teng bo'ladi. Shu nuqtada balking ikkinchi qirqidagi cho'ziladigan tolalarida $M_{x_2} = M_{\max}$, eguvchi moment eng kata qiymatga erishadi. $-F + R_k - qx_2 = 0$

yoki $x_2 = \frac{R_k - F}{q} = 1,1275 \text{ m}$

unda

$M_{x_2} = M_{\max} = -20 \cdot 1,6275 + 42,55 \cdot 1,1275 - 20 \frac{(1,1275)^2}{2} = 2,71 \text{ kNm}$

III – III qirgim.

$$0 \leq x_3 \leq 1m$$

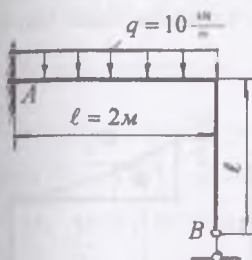
$$M_{x_3} = -F(2,5 + x_3) + R_k(2 + x_3) - q \cdot 2(1 + x_3) + R_B x_3$$

$$Q_3 = -F + R_k - 2q + R_B = 23,096 \text{ kN}$$

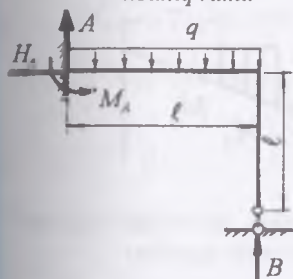
IV – IV qirgim. $0 \leq x_4 \leq 1,5m$

$$M_{x_4} = -F(3,5 + x_4) + R_k(3 + x_4) - q \cdot 2(2 + x_4) + R_B(1 + x_4) - M_0$$

$$Q_4 = -F + R_k - 2q + R_B = 23,096 \text{ kN}$$



7.78-rasm Statik noaniq rama



7.79 – rasm. Statik noaniq masala

misol – 5. Statik noaniq ramaning M , Q va N epyuralari qurilsin:

Yechish. Ramaning A kesimi biki mahkamlangan tayanchga B kesimi qo'zg'aluvchan sharnirli tayanchga tayanadi. Shuning uchun A kesimda uchta, B kesimda bitta reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Sistemada to'rtta noma'lum reaksiya kuchlari hosil bo'lib, ularni topish uchun statikaning uchta muvozanat tenglamalarini tuzish mumkin (7.79 – rasm):

$$\sum x = 0; \quad H_A = 0$$

$$\sum y = 0; \quad A - q\ell + B = 0$$

$$\sum M_A = 0; \quad -M_A + q \frac{\ell^2}{2} - B\ell = 0$$

Sistemadagi noma'lum reaksiyalar soni, statikaning tenglamalari sonidan bittaga ko'p. Sistema bitta ortiqcha bog'lanishga ega. Ortiqcha bog'lanishlari bo'lgan sistemalarda barcha reaksiyalarni statikaning muvozanat tenglamalari yordamida topib bo'lmaydi.

Bunday sistemalar statik noaniq sistemalar deyiladi. Ortiqcha noma'lumlar soni sistemaning noaniqlik daraja-sini bildiradi:

$$S = m - 3 = 4 - 3 = 1$$

m - sistemadagi noma'lum reaksiyalar soni.

Statik noaniq masalani Yechish uchun berilgan sistemadan asosiy sistemaga o'tiladi. Asosiy sistema, bu noma'lum reaksiyani noma'lum bog'lanish kuchi X bilan almashtirilgan holati yoki statik noaniq sistemani statik aniq ko'rinishga keltirilishi (7.80 – rasm). Asosiy sistemaga qo'yilgan noma'lum ortiqcha bog'lanish kuchi- X birlik kuch deyiladi. Berilgan sistemada q va B kuchlari ta'siridan B nuqtaning ko'chishi nolga teng, ya'ni $\Delta_B = 0$ edi. Asosiy sistemada B nuqtaning ko'chishi q va X_1 kuchlaridan nolga teng deb qabul qilinadi:

$$\Delta_B = x_1 \delta_{11} + \Delta_{1q} = 0 \quad \text{yoki} \quad \delta_{11} + \Delta_{1q} = 0$$

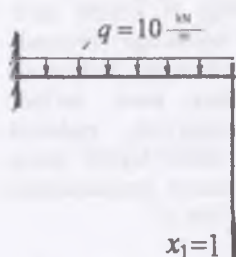
tenglama kanonik tenglama

Sistemaning noaniqlik darajasi qancha bo'lsa kanonik tenglamalar soni ham shuncha bo'ladi.

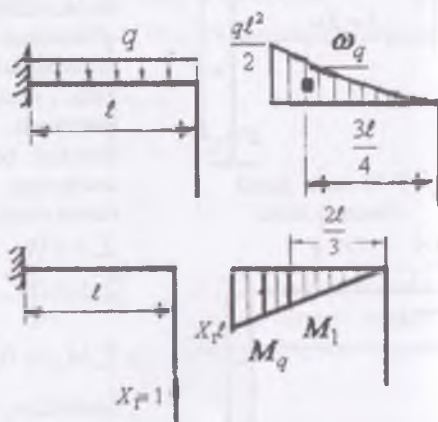
bu erda δ_{11} - asosiy sistema B nuqtasining x_1 kuch yo'nalishida $x_1 = 1$ kuch ta'siridan ko'chishi;

Δ_{1q} - B nuqtaning noma'lum x_1 kuch yo'nalishida q kuch ta'siridan ko'chishi.

δ_{11} va Δ_{1q} ko'chishlarni topish uchun asosiy sistemada noma'lum birlik kuchlardan va tashqi kuch q dan eguvchi moment



7.80 – rasm. Tashqi va birlik kuch bilan yuklangan rama



7.81 – rasm. Tashqi va birlik kuchlari ta'siridan eguvchi moment epyurlari

epyuralari quriladi. δ_{11} va Δ_{1q} - larni Mor – Maksvell yoki Vereshagin formulalari bilan topish mumkin:

$$\text{Mor-Maksvell formulasi: } \delta_{11} = \int_0^l \frac{M_1^2}{EI} dx, \quad \text{va} \quad \Delta_{1q} = \int_0^l \frac{M_q M_1}{EI} dx$$

bu erda: M_1 - asosiy sistema uchun $x_1 = 1$ kuchidan qurilgan eguvchi momentning epyurasi;

M_q - asosiy sistema uchun q kuchidan qurilgan eguvchi moment epyurasi;
 EI - balkaning bikrligi.

$$\delta_{11} = \int_0^l \frac{x \cdot x dx}{EI} = \frac{1}{EI} \int_0^l x^2 dx = \frac{l^3}{3EI} = \frac{8}{3EI};$$

$$\Delta_{1q} = - \int_0^l \frac{q \frac{x^2}{2} \cdot x \cdot dx}{EI} = -q \frac{l^4}{8EI} = -\frac{20}{EI};$$

δ_{11} va Δ_{1q} - larni kanonik tenglamaga qo'yib x_1 noma'lum kuchni

topamiz: $x_1 \cdot \frac{l^3}{3EI} - q \frac{l^4}{8EI} = 0$ yoki $x_1 = \frac{3}{8} q l$; $x_1 = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ kN}$

Vereshagin formulasi: $\delta_{11} = \frac{\omega_1 \cdot M_1}{EI}$ va $\Delta_{1q} = \frac{\omega_q \cdot M_{1q}}{EI}$

bu erda: ω_1 va ω_q - asosiy sistema uchun $x_1 = 1$ va q kuchlardan

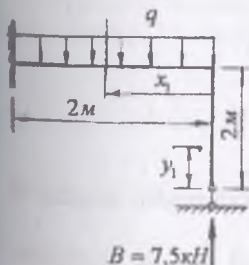
qirilgan M_1 va M_q eguvchi moment epyuralarining yuzasi (7.81 - rasm);

M_1 - (δ_{11} ko'chish uchun) ω_1 yuzaning og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momentining ordinatasi, $M_1 = \frac{2l}{3} X_1 = \frac{2l}{3}$

M_{1q} - (Δ_{1q} ko'chish uchun) - ω_q yuzaning og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momentining ordinatasi, $M_{1q} = \frac{3l}{4} X_1 = \frac{3l}{4}$.

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 2 \right) \left(\frac{2}{3} \cdot 2 \right) = \frac{8}{3EI} \quad \Delta_{1q} = - \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{3} \cdot 20 \cdot 2 \right) \left(\frac{3}{4} \cdot 2 \right) = -\frac{20}{3EI}$$

Kanonik tenglamadan $x_1 \frac{8}{3EI} - \frac{20}{EI} = 0$ yoki $x_1 = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ kN}$



7.82 - rasm. Statik aniq rama

Demak, $x_1 = B = 7,5 \text{ kN}$.

$B = 7,5 \text{ kN}$ kuch yordamida berilgan balka uchun eguvchi moment M_e , ko'ndalang kuch Q va bo'ylama kuch N epyuralarini quramiz

I - I qirg'im (BC oraliq)

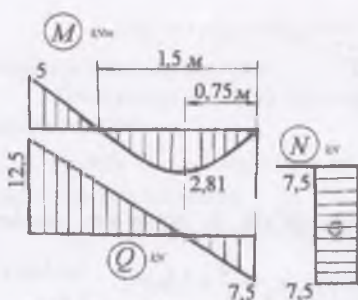
(7.82 - rasm) $0 \leq y_1 \leq 2m$

$$M_x = 0; \quad Q_1 = 0; \quad N_1 = -B = -7,5 \text{ kN}$$

II - II qirg'im (CA oraliq).

$$0 \leq x_1 \leq 2m$$

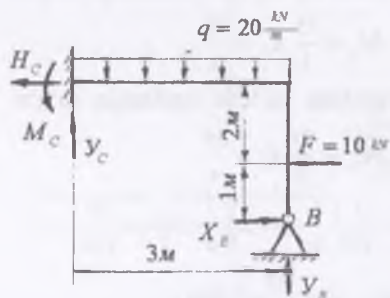
$$M_{x_2} = Bx_1 - q \frac{x_1^2}{2}$$



7.83 – rasm. Eguvchi moment, ko'ndalang va bo'ylama kuch epyuralari.

$$\text{yoki } x_1 = \frac{B}{q} = 0,75m \quad M_2 = 7,5 \cdot 0,75 - 10 \frac{(0,75)^2}{2} = 2,8125 \text{ kNm};$$

$$M_{32} = 0 \text{ nuqtani topamiz: } M_{32} = 7,5x_1 - 10 \frac{x_1^2}{2} = 0; \quad x_1 = 1,5m$$



7.84-rasm Statik noaniq rama

$$\sum M_C = 0 \quad M_C - q \frac{3^2}{2} - 2F + Y_B 3 + X_B 3 = 0$$

$$\sum Y = 0 \quad Y_C - 3q + Y_B = 0$$

$$\sum X = 0 \quad -H_C - F + X_B = 0$$

Noma'lum reaksiya kuchlarining soni muvozanat tenglamalari sonidan 2 taga ko'p. Masala ikki marotaba statik noaniq.

Masalani statik noaniqligini o'chish uchun kuch usuliga asoslangan kanonik tenglamalardan foydalanamiz. Buning uchun berilgan statik noaniq ramaga ekvivalent bo'lgan asosiy sistemani tanlaymiz. Asosiy sistemani tanlash uchun ramadagi ortiqcha bog'lanishlarni yo'qotishimiz kerak. Bunda ortiqcha bog'lanish reaksiyasi yo'nalishidagi ko'chish nolgacha teng bo'lishi shart.

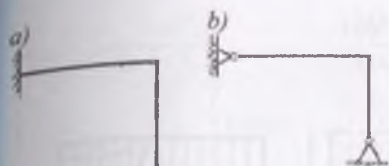
$$Q_2 = -B + qx_2; \quad \text{ba} \quad N_2 = 0$$

SA - oraliqda eguvchi moment M_{32} egri chiziqli Q_2 to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi Q_2 kuch C nuqtada manfiy ishorali, A nuqtada musbat ishorali qiymatga ega. Ko'ndalang kuch abtssisa o'qini kesib o'tish nuqtasida, ya'ni $Q_2 = 0$ nuqtada M_{32} ekstremal qiymatga erishadi:

$$Q_2 = -B + qx_1 = 0$$

misol-6. Berilgan statik noaniq rama uchun M , Q va N epyuralari qurilsin (7.84-rasm).

A tayanch (zadelka) uchta tayanch reaksiyasiga ega. B tayanchda ikkita reaksiya kuchi bor. Demak, ramada beshta reaksiya kuchi mavjud. Ushbu reaksiyalarni topish uchun tekislikdagi kuchlar sistemasining uchta muvozanat tenglamalarini tuzish mumkin.



7.85-rasm. Asosiy sistemalar:
a) qo'zg'almas sharnirli va
b) biki qo'zg'almas tayanchlardagi
ortiqcha bog'lanishlar yo'qotilgan
sxemalar

7.85-rasmda ikki marotaba statik noaniq rama uchun asosiy sistemaning ikkita varianti ko'rsatilgan. Har ikkita variantda ham ikkitadan ortiqcha hisoblangan bog'lanishlar yo'qotilgan.

Ikkita variantdan ish hajmi kam bo'lgan birinchi variantni tanlaymiz (7.85-rasm). Bunda X_1 va X_2 birlik kuchlari va tashqi kuchlar ta'siridan B nuqtaning gorizontal va vertikal ko'chishlari nolga teng bo'lishi kerak.

Asosiy sistema uchun kanonik tenglama tuzamiz:

$$x_1 \delta_{11} + x_2 \delta_{12} + \Delta_{1F} + \Delta_{1q} = 0$$

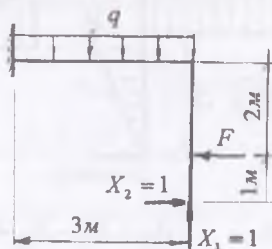
$$x_1 \delta_{21} + x_2 \delta_{22} + \Delta_{2F} + \Delta_{2q} = 0$$

Koeffitsientlarni Mor integralidan

$$\text{topamiz: } \delta_{ik} = \sum \int \frac{\overline{M}_i \cdot \overline{M}_k}{EI} dx$$

va

$$\delta_{ik} = \sum \int \frac{\overline{M}_i \cdot \overline{M}_k}{EI} dx$$



7.86-rasm. Asosiy sistema

Mor integralini Vereshagin qoidasidan foydalanib ehamiz.

$\overline{M}_1$ - birlik kuch X_1 ta'siridan eguvchi moment;

$\overline{M}_2$ - birlik kuch X_2 ta'siridan eguvchi moment;

Kanonik tenglamadagi koeffitsientlarni topish uchun epyuralarini ko'paytirish (7.87-rasm) usulidan foydalanamiz:

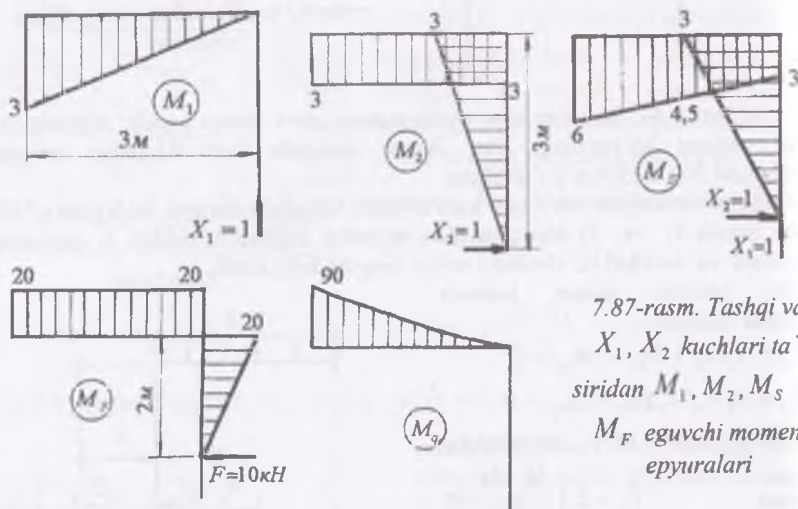
$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \cdot \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3 = \frac{9}{EI}; \quad \delta_{22} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot \frac{2}{3} + 3 \cdot 3 \cdot 3 \right) = \frac{36}{EI}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \right) = \frac{27}{2EI} \quad \Delta_{2q} = \frac{\omega_q \cdot \overline{M}_2}{EI} = -\frac{\frac{1}{3} \cdot 90 \cdot 3 \cdot 3}{EI} = -\frac{270}{EI}$$

$$\delta_s = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3 + 3 \cdot 3 \cdot 4,5 + \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot \left(3 + \frac{2}{3} \cdot 3 \right) \right] = \frac{72}{EI}$$

$$\Delta_{1F} = \frac{\omega_F \cdot \overline{M}_1}{EI} = -\frac{20 \cdot 3 \cdot \frac{3}{2}}{EI} = -\frac{90}{EI}; \quad \Delta_{1q} = \frac{\omega_q \cdot \overline{M}_1}{EI} = -\frac{\frac{1}{3} \cdot 90 \cdot 3 \cdot \frac{3}{4} \cdot 3}{EI} = -\frac{810}{4EI}$$

$$\Delta_{2F} = \frac{\omega_F \cdot M_2}{EI} = -\frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 2 \cdot \frac{7}{3} + 20 \cdot 3 \cdot 3 \right) = -\frac{680}{3EI}$$



7.87-rasm. Tashqi va X_1, X_2 kuchlari ta'siridan M_1, M_2, M_S va M_F eguvchi moment epyuralari

tekshirish:

$$\delta_{11} + \delta_{12} - \delta_{21} + \delta_{22} = \delta_S$$

$$\frac{9}{EI} + \frac{27}{2EI} + \frac{27}{2EI} + \frac{36}{EI} = \frac{72}{EI}; \quad \frac{72}{EI} = \frac{72}{EI}$$

$$\Delta_{1q} + \Delta_{1F} + \Delta_{2F} + \Delta_{2q} = -\frac{202,5}{EI} - \frac{90}{EI} - \frac{680}{3EI} - \frac{270}{EI} = -\frac{789,1}{EI}$$

$$\sum \frac{M_i (M_s + M_F)}{EI} = -\frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 2 \cdot \frac{7}{3} - 20 \cdot 3 \cdot 4,5 - \frac{1}{3} \cdot 90 \cdot 3 \cdot \frac{21}{4} \right) = -\frac{789,17}{EI}$$

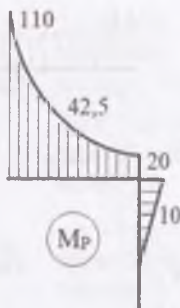
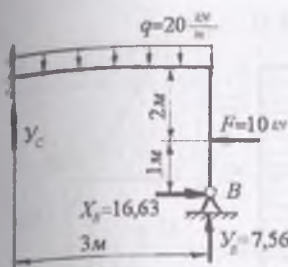
$\delta_{11}; \delta_{12}; \delta_{21}; \delta_{22}; \Delta_{1F}; \Delta_{2F}; \Delta_{1q}; \Delta_{2q}$ koeffitsientlarning topilgan qiymatlarida kanonik tenglamani echib noma'lum reaksiya kuchlarini topamiz $x_1 = 7,56 \kappa N$ va $x_2 = 16,63 \kappa N$.

Superpozitsii usulidan foydalanib yig'indi eguvchi moment M_C epyurasini quramiz.

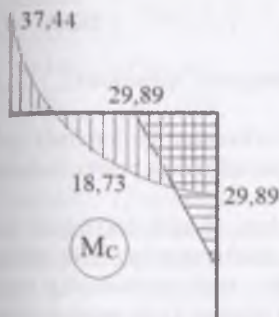
Unda $M_C = M_p + X_1 \overline{M}_1 + X_2 \overline{M}_2$ buerda X_1 va X_2 - kuch usulida hisoblangan noma'lumlar.

$\overline{M}_1, \overline{M}_2$ - birlik kuchlar ta'siridan qurilgan moment epyuralari

Asosiy sistema uchun tashqi kuch ta'siridan eguvchi moment epyurasini quramiz (7.88-rasm). Superpozitsiya usuli bilan hisoblangan eguvchi moment epyurasini quramiz (7.89-rasm).



7.88-rasm..Tashqi kuch bilan yuklangan asosiy sistema va eguvchi moment epyurasi



Eguvchi moment ta'siridan hosil bo'lgan eng katta normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan qo'shtavrlı kesimni tanlaymiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = [\sigma]$$

$$W \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{37,43 \cdot 10^4}{1600} \approx 240 \text{ sm}^3$$

7.89-rasm.Eguvchi moment epyurasi

Sortamet jadvalidan $I_x = 2790 \text{ sm}^4$ inertsia momentli №22 qo'shtavrlı tanlaymiz. Masalani to'g'ri echilganligini aniqlash uchun V nuqtaning vertikal ko'chishini nolga tengligini tekshiramiz

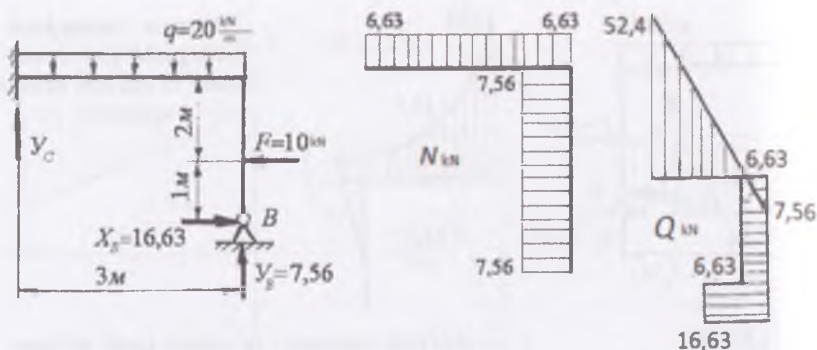
$$\Delta_s = \frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{3} \cdot 37,4445 \cdot 0,93 \left(\frac{3}{4} \cdot 0,93 + 2,07 \right) + \frac{2}{3} \cdot 29,89 \cdot 2,07 \cdot \frac{3}{8} \cdot 2,07 \right) =$$

$$= \frac{0,106728}{EI} = \frac{0,106728 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^4 \cdot 2790} \approx 0,0019 \text{ sm}$$

Hisoblangan Δ_B cheksiz kichik miqdor. Uni xatolik bilan kelib chiqqanligini Δ_B ni hisoblash jarayonidagi yaxlitlash bilan bog'liq deb qabul qilamiz. Shuning uchun Δ_B ko'chish nolga teng deb hisoblaymiz.

Ichki bo'ylama kuch va ko'ndalang kuch epyuralarini quramiz. Buning uchun asosiy sistemaga F, q va hisoblangan X_1 va X_2 kuchlarni keltirib qo'yamiz.

Bo'ylama kuchni aniqlash uchun kesim markazidan bir tomonda qolgan kuchlarni ramaning bo'ylama o'qiga proektsiyalari-ning algebraik yig'indisini topamiz (7.90- rasm).



7.90-rasm. Rama uchun bo'ylama kuch va ko'ndalang kuch epyuralari.

Ko'ndalang kuchni aniqlash uchun kesim markazidan bir tomonda qolgan kuchlarni ramaning bo'ylama o'qiga perpendikulyar tekislikga proektsiyalarining algebraik yig'indisini topamiz.

Ko'ndalang kuch ishorasini aniqlash uchun kesish tekisligini shartli ravishda qo'zg'almas deb qabul qilamiz. Agar kuch ramaning olib qolingani qismini shartli qo'zg'almas tekislikka nisbatan soat strelkasining harakat yo'nalishiga mos yo'nalishda siljitishga intilsa ko'ndalang kuch musbat ishorali, aks holda kuch ramaning olib qolingani qismini shartli qo'zg'almas tekislikka nisbatan soat strelkasining harakat yo'nalishiga teskari yo'nalishda siljitishga intilsa ko'ndalang kuch manfiy ishorali qabul qilinadi.

I – I uchastka. Vertikal stoyka $0 \leq x_1 \leq 1$ m

$$\text{Ko'ndalang kuch} \quad Q_1 = -x_B = -16,63 \text{ kN}$$

$$\text{Bo'ylama kuch} \quad N_1 = -y_B = -7,56 \text{ kN}$$

II – II uchastka. Vertikal stoyka $0 \leq x_2 \leq 2$ m

$$\text{Ko'ndalang kuch} \quad Q_2 = -x_B + F = -6,63 \text{ kN}$$

$$\text{Bo'ylama kuch} \quad N_2 = -y_B = -7,56 \text{ kN}$$

III – III uchastka. Rigel $0 \leq x_3 \leq 3$ m;

$$\text{Ko'ndalang kuch} \quad Q_3 = -y_B + qx_3;$$

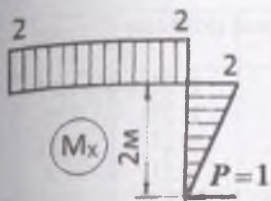
$$\text{Bo'ylama kuch} \quad N_3 = x_3 - F = 6,63 \text{ kN}$$

N epyurasida asosan vertikal stoyka siqiladi, gorizontal qism cho'ziladi.

AC oraliqda ko'ndalang kuch to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi,

ya'ni $Q_3 = -y_B + qx_3 = 0$ va $x_3 = \frac{y_B}{q}$ masofada abstsissani kesib o'tadi. Shu

nuqtada eguvchi moment maksimumga erishadi



7.91-rasm. Rama uchun eguvchi moment epyurasi.

$$\Delta_K = \frac{1}{EI} \left[-\frac{1}{2} \cdot 29,89 \cdot 2 \cdot \frac{2}{3} \cdot 2 - \frac{2}{3} \cdot 29,89 \cdot 2,07 \cdot 2 + \frac{1}{3} \cdot 37,44 \cdot 0,93 \cdot 2 \right] =$$

$$= \frac{99,134}{EI} = \frac{99,134 \cdot 10^8}{2 \cdot 10^8 \cdot 2790} = 1,77 \text{ sm}$$

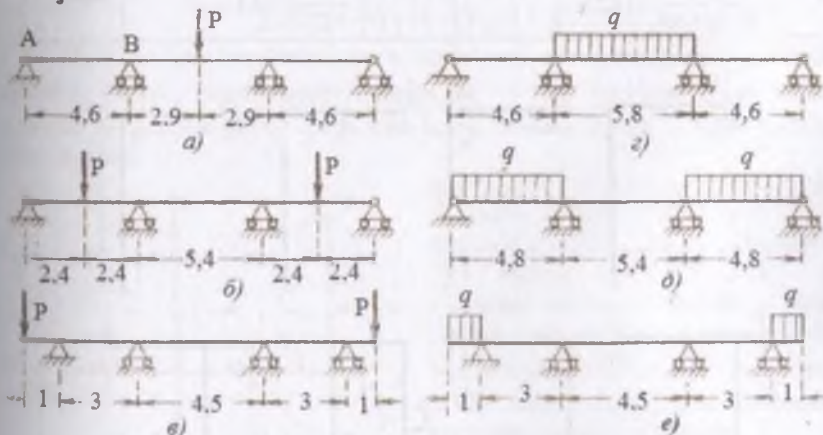
To'planma kuch qo'yilgan K , nuqta ko'chishini topamiz. Buning uchun K nuqtaga F kuch yo'nalishida $P=1$ birlik kuch qo'yamiz. $P=1$ kuch ta'siridan eguvchi moment epyurasini quramiz (7.91-rasm).

Unda Δ_K ko'chish M_C va M_X epyuralarini ko'paytirib quyidagicha topiladi:

Mustaqil ish uchun misollar

misol-7. Qirqilmagan qo'shtavr balkalar 7.92-rasmda ko'rsatilgandek simmetrik yuk bilan yuklangan. $R=60 \text{ kN}$, $q=40 \text{ kN/m}$, Istaigan usulda statik aniqlikni oching, tayanch reaksiyalarni hisoblang, Q va M epyuralarni kuring, $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$ bo'lganda qo'shtavr nomerini tanlang va balkaning o'rta kesimidagi salkilikni hisoblang.

javob:



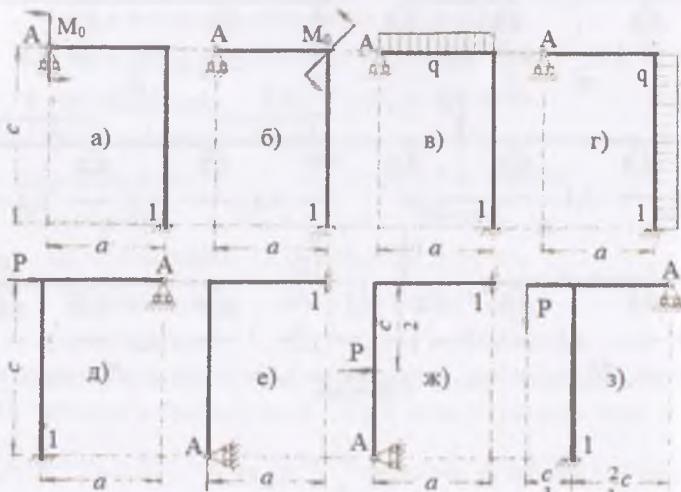
7.93-rasm.

Sxema	a, kN	V, kN	M _{min} , kNm	M _{max} , kNm	Qo'shtavr	y, sm
a	6,2	36,2	-28,5	58,5	N 27	-1,23
b	25,8	34,2	-20,1	61,9	N 27	0,72
v	83,1	-23,1	-60	9,2	N 27	-0,23
g	16,0	13,20	-73,4	94,8	N 33	-1,4
d	87,1	104,9	-42,9	94,9	N 33	0,79
e	47,7	-7,7	-20	3,1	N 18	-0,30

misol-8. 7.94-rasmda ko'rsatilgan ramalarning statik aniqlasligini ko'rsating va $R = 40$ kN, $M = 40$ kNm, $q = 20$ kN/m, $a = 2$ m, $s = 3$ m hol uchun normal kuch, ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini kuring. Ramaning bikrligi o'zgarmas bo'lib, ikkala uchastkada bir xil.

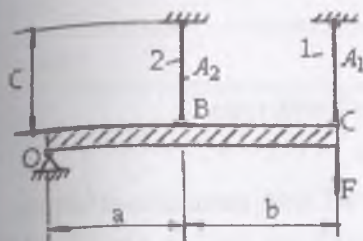
javob:

Sxema	A, kN	M _l , kNm	Sxema	A, kN	M _l , kNm
a	$\frac{3M_0(a+2c)}{2a(a+3c)} = 21,82$	3,64	d	$\frac{3Pc^2}{2a \cdot (a+3c)} = 24,5$	-71
b	$\frac{3M_0c}{a \cdot (a+3c)} = 16,36$	-7,28	e	$\frac{3Pa^2}{2c \cdot (3a+c)} = 8,9$	-53,3
v	$\frac{3qa \cdot (a+4c)}{8(a+3c)} = 19,09$	-1,82	j	$\frac{P((24a+5c))}{16 \cdot (3a+c)} = 17,5$	-7,5
g	$\frac{qc}{2a \cdot (a+3c)} = 12,27$	-65,46	z	$-\frac{9P}{22} = -16,4$	-7,2

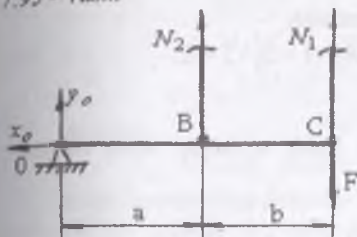


7.94-rasm.

Mor integrali tadbiiq etiladigan misollar



7.95 - rasm



7.96 - rasm

Cho'zilish va siqilish: Berilgan OC biki brus O nuqtada qo'zg'almas sharnirli tayanchga tiraladi va 1 va 2 sterjenlarga osilgan. Sterjenlardagi kuchlanishlar va ularga qo'yilgan kuchning ruxsat etilgan qiymati topilsin. Sterjenlarning materiali po'lat

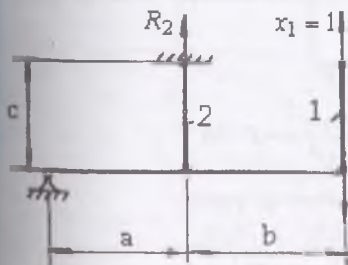
Yechish. Konstruktsiyani barcha o'lchamlari, reaksiya va ichki kuchlari ko'rsatilgan hisoblash sxemasini chizamiz (7.96- rasm).

Masalani shartiga ko'ra N_1 va N_2 ichki kuchlari yordamida F kuchni Ruxsat etilgan qiymati topilishi kerak.

N_1 va N_2 kuchlarni aniqlashda sharnirdagi x_O va y_O reaksiya kuchlarini topish shart emas. Muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum M_O = -N_2 \cdot 1 - N_1 \cdot 2 + F \cdot 2 = 0$$

Hosil bo'lgan tenglamada noma'lumlar soni, muvozanat tenglama sonidan ortiqcha. Demak, masala statik noaniq. N_1 va N_2 kuchlarni topish uchun, masalani aniqmaslik darajasini ochish kerak. Buning uchun – kuch usulidan foydalanamiz.



7.97 - rasm

Kanonik tenglamalarning soni, sistemadagi yo'qotilgan ortiqcha bog'lanishlar soniga teng bo'ladi.

$$\delta_{11} X_1 + \Delta_{1F} = 0$$

Kuch usuli – sistemani aniqmaslik darajasini ochishni umumiy usuli bo'lib, quyidagi tartibda amalga oshiriladi (7.97- rasm).

1) asosly sistemani tanlash – statik noaniq sistemadagi bitta ortiqcha bog'lanishni ta'sirini $x_1 = 1$ birlik kuch ta'siri bilan almashtirish. Sistemani kanonik tenglamasini tuzamiz.

Kanonik tenglamadagi δ_{11} va Δ_{1F} ko'chishlarni Mor integrali yordamida topamiz:

$$\delta = \sum \int_0^l \frac{N \cdot N dx}{AE}.$$

$$\delta_{11} = \int \frac{\bar{N} \cdot \bar{N} dx}{2AE} - \text{birinchi sterjenni } x_1 = 1 \text{ birlik kuchi}$$

ta'siridan shu kuch yo'nalishidagi ko'chishi.

$\bar{N}$ – birinchi va ikkinchi sterjenlardagi $x_1 = 1$ birlik kuchidan hosil bo'lgan ichki bo'ylama kuch. $\bar{N}$ – kuchni aniqlash uchun, asosiy sistemani faqat $x_1 = 1$ birlik kuchi ta'siridan muvozanat tenglamasini tuzamiz.

$$\sum M_o = -\bar{R}_2 \cdot 1 - x_1 \cdot 2 = 0,$$

$$\text{bu erdan } \bar{R}_2 = -2x_1 = -2$$

$\bar{R}_2$ – ikkinchi sterjendagi $x_1 = 1$ birlik kuch ta'siridan hosil bo'lgan bo'ylama kuch.

Unda

$$\delta_{11} = \frac{\bar{R}_2 \cdot \bar{R}_2 \cdot \ell_2}{A_2 E} + \frac{x_1 \cdot x_1 \cdot \ell_1}{A_1 E} = \frac{(-2)(-2) \cdot 1}{AE} + \frac{1}{2AE} = 1,125 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$\Delta_{1F} = \int \frac{N \cdot \bar{N} dx}{AE}$ – birinchi sterjenni tashqi F kuch ta'siridan $x_1 = 1$ birlik kuch yo'nalishidagi ko'chishi.

bu erda $\bar{N}$ – birinchi va ikkinchi sterdenlardagi F kuch ta'siridan hosil bo'lgan bo'ylama kuch. $\bar{N}$ – kuchni topish uchun sistemani faqat F kuch ta'siridan muvozanat tenglamasini tuzamiz.

$\bar{N}$ – birinchi va ikkinchi sterjenlardagi $x_1 = 1$ birlik kuchidan hosil bo'lgan bo'ylama kuchi ($\bar{N} = -2$).

$$\sum M_o = -R_2 \cdot 1 + 2F = 0 \quad \text{va} \quad R_2 = 2F$$

$$\text{Unda } \Delta_{1F} = \frac{R_2 \cdot \bar{N} \cdot \ell_2}{A_2 E} = \frac{2F(-2) \cdot 1}{2 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^8} = -F \cdot 10^{-4}$$

δ_{11} va Δ_{1F} - ko'chishlarni kanonik tenglamaga keltirib qo'yamiz.

$$1,125 \cdot 10^{-4} \cdot x_1 - F \cdot 10^{-4} = 0 \quad \text{va} \quad x_1 = \frac{F}{1,125}, \text{ kN}$$

$$\text{Shunday qilib, } N_1 = x_1 = \frac{F}{1,125}, \text{ kN} \quad \text{kuchni muvozanat sistemani}$$

tenglamasiga keltirib qo'yib N_2 – kuchni topamiz.

$$-N_2 \cdot 1 - 2 \frac{F}{1,125} + 2F = 0 \quad \text{va} \quad N_2 = \frac{0,25F}{1,125}$$

Sterjenlarni mustahkamlik shartidan foydalanib ruxsat etilgan kuchni topamiz:

Birinchi sterjenni mustahkamlik sharti

$$\sigma^I = \frac{N_1}{2A} = \frac{F}{2,25A} = \frac{F}{4,5 \cdot 10^{-4}} \leq [\sigma]$$

bu erdan $F_{px} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^3 = 72 \text{ kN}$

Ikkinchi sterjenni mustahkamlik sharti

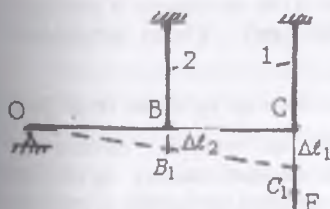
$$\sigma^{II} = \frac{N_2}{A} = \frac{0,25 \cdot F}{2,25 \cdot 10^{-4}} \leq [\sigma]$$

$$F_{px} = \frac{2,25 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^3}{0,25} = 144 \text{ kN}$$

bu erdan:

$$F_{px} = 72 \text{ kN} \quad \text{kuchni qabul qilamiz.}$$

Statik noaniqlikni ochishni – sistemani deformatsiya tenglamasini tuzish usuli. Qo'shimcha – deformatsiya tenglamani tuzish uchun sistemani deformatsiyasini o'rganamiz. F kuch ta'sirida birinchi va ikkinchi sterjenlarda N_1 va N_2 bo'yлама kuchlar hosil bo'ladi. N_1 va N_2 kuchlar ta'sirida birinchi sterjen $\Delta \ell_1$ va ikkinchi sterjen $\Delta \ell_2$ miqdorga uzayadi. Natijada OBC brus O nuqta atrofida aylanadi. B nuqta B_1 holatga va C nuqta C_1 holatga ko'chadi (7.98 – rasm).



7.98 - rasm

Sxemada $\triangle OBB_1 \sim \triangle OCC_1$ hosil bo'ladi.

$$\frac{BB_1}{OB} = \frac{CC_1}{OC}$$

Unda

$$\text{Bu erda: } BB_1 = \Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell_2}{E_2 A_2};$$

$$OB = 1\text{ m}; \quad CC_1 = \Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell_1}{E_1 A_1}$$

va $OC = 2\text{ m}$

$$\frac{N_2 \ell_2}{E_2 A_2} = \frac{N_1 \ell_1}{2 \cdot E_1 A_1} \quad \text{va} \quad \frac{N_2 \cdot 1}{EA} = \frac{N_1 \cdot 1}{2EA}, \quad \text{bu erdan}$$

Sistemani deformatsiyasini o'rganish natijasida $N_2 = N_1 \frac{1}{4}$ – tenglamani hosil qildik. Bu tenglikni sistemani muvozanat tenglamasi bilan birgalikda echib N_1 va N_2 kuchlarni topamiz:

$$-N_2 - 2N_1 + 2F = 0 \text{ va } -\frac{N_1}{4} - 2N_1 + 2F = 0. \quad \text{Unda } N_1 = \frac{8F}{9}$$

Sterjenlardagi bo'yлама kuchlar har xil bo'lsa ham, ulardagi kuchlanishlar bir xil va o'zaro teng $\sigma^I = \sigma = 0,2 \cdot 10^4 F$.

Sterjenlardagi qo'yilishi mumkin bo'lgan chekli yuk F_{ok}^{vek} ta'sirida eng avval ikkinchi sterjenda oquvchanlik chegarasi boshlanadi (plastik deformatsiya hosil bo'ladi). Unda ikkinchi sterjendagi bo'yлама kuch $N_2 = \sigma_{ok} \cdot 2A$ -ga teng bo'ladi.

Konstruktsiyani to'liq yuk ko'tarish qobiliyati yo'qolishi uchun birinchi sterjenda ham oquvchanlik chegarasi boshlanishi yoki plastik deformatsiya hosil bo'lishi kerak. Unda birinchi sterjendagi buylama kuch $N_1 = \sigma_{ok} \cdot A$ -ga teng bo'ladi. Chekli yuk F_{ok}^{vek} -ni topish uchun $\sum M_0 = 0$ muvozanat tenglamasidan foydalanamiz:

$$\sum M_0 = -N_1 \cdot 1 - N_2 \cdot 2 + 2F_{ok} = 0$$

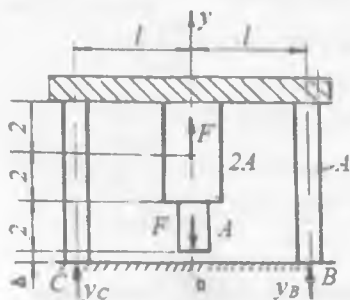
Bu yerdan
$$F_{ok}^{vek} = \frac{5\sigma_{ok} \cdot A}{2} = \frac{5 \cdot 240 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{-4}}{2} = 120 \text{ kN}$$

Ruxsat etilgan kuchni ehtiyotlik koeffitsienti $K = 1,5$ -dan foydalanib topamiz.

$$F_{px} = \frac{F_{ok}}{K} = \frac{120}{1,5} \approx 80,0 \text{ kN}$$

Demak, sistemani mustahkamlik sharti va chekli kuchlanishi bo'yicha ruxsat etilgan kuchlari bir xil ekan.

2 - misol. Qo'zg'almas tayanchga tiraluvchi ikkita sterjenlarga o'rnatilgan brusni o'rtasiga pog'onali sterjen osilgan (7.100-rasm). Chetki sterjenlarni ko'ndalang kesim yuzasi $A = 20 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$;



7.100- rasm

pog'onali brus qo'zg'almas tayanchga $\Delta = 3 \cdot 10^{-5} \text{ m}$ masofa etishmaydi. Pog'onali sterjenni xususiy og'irligini hisobga olmasdan, F kuchni qiymatida Δ - zazor yopilishi topilsin. Berilgan F - kuch ta'siridan pog'onali sterjenni pastki assosida va o'rta pog'onali sterjen uchun buylama kuch epyurasi qurilsin.

Berilgan F - kuch ta'siridan pog'onali sterjenni pastki asosida hosil bo'lgan reaksiya nolga teng bo'lishi uchun, o'rtacha pog'onali sterjenni necha gradusga sovutilishi aniqlansin.

Berilgan $E = 2 \cdot 10^8 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$, $F = 19 \text{ kN}$

Yechish: C va B nuqtalardagi reaksiya kuchlarini topamiz:

$$\sum Y = Y_A - F + F + Y_B = 0$$

$$\sum M_C = F\ell - F\ell - Y_B 2\ell = 0$$

Ikkita tanglamadan $Y_A = Y_B = 0$ hosil bo'ladi. Chetki sterjenlar deformatsiyaga uchraymadi. Δ - zazor faqat pog'onali sterjenni deformatsiyasi natijasida yopiladi. Δ - zazor yopilish shartidan foydalanib F kuchni topamiz:

$$\Delta = \frac{-F \cdot 2}{E2A} + \frac{F \cdot 4}{E2A} + \frac{F \cdot 2}{EA} = \frac{F}{EA}$$

Bu yerda: $\frac{F}{EA}$ pog'onali sterjenni yuqoriga yo'nalgan F kuch ta'siridan hosil bo'lgan deformatsiyasi;

$\frac{F \cdot 4}{E2A} + \frac{F \cdot 2}{E2A}$ - pog'onali sterjenni pastga yo'nalgan F kuch ta'siridan hosil bo'lgan deformatsiyasi.

Unda $F = \Delta EA = 3 \cdot 10^{-5} \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 20 \cdot 10^{-4} = 12 \text{ kN}$

Agar, F kuchlar bir tomonga masalan pastga yo'nalsa C va B nuqtalardagi reaksiyalar $Y_C = Y_B = F$ bo'ladi. F kuchni qo'yidagi tenglamadan topamiz.

$$\Delta = \frac{F \cdot 2}{E2A} + \frac{F \cdot 4}{E2A} + \frac{F \cdot 2}{EA} = \frac{5F}{EA};$$

Yuqoridagi hisoblash natijasiga ko'ra, berilgan F kuch, Δ - zazor yopilishi uchun kerak bo'lgan F kuchdan katta ekanligi aniqlandi. Demak, zazor yopiladi, natijada o'rta va chetki ster-jenlarni asosida Y_C , Y_0 va Y_B - reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Reaksiya kuchlarni sistemani muvozanat tenglamalaridan topamiz (7.100 - rasm):

$$\sum M_C = F\ell - F\ell + Y_0\ell - Y_B 2\ell = 0$$

Muvozanat tenglamalaridan $Y_C = Y_B = \frac{Y_0}{2}$ - ni hosil qilamiz.

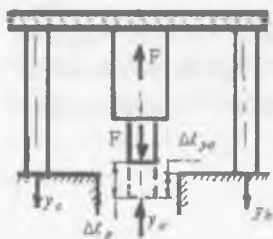
Demak, muvozanat shartlaridan reaksiya kuchlarini topish mumkin emas. Masala statik noaniq.

I. Statik noaniqlikni ochishni - sistemani deformatsiya tenglamasini tuzish usuli.

Pog'onali sterjenni berilgan F kuch ta'siridagi deformatsiyasidan pog'onali sterjenlarni Y_0 - reaksiya ta'siridagi deformatsiyasini ayirmasini Δ - zazorga tenglashtiramiz (7.101- rasm), ya'ni $\Delta\ell_H - \Delta\ell_{y_0} = \Delta$

$$\text{bu erda} \quad \Delta\ell_H = -\frac{F \cdot 2}{EA} + \frac{F \cdot 4}{E2A} + \frac{F \cdot 2}{EA} = \frac{3F}{EA}$$

$$\text{va} \quad \Delta\ell_{y_0} = \frac{Y_0 \cdot 2}{EA} + \frac{Y_0 \cdot 4}{E2A} + \frac{Y_0 \cdot 6}{EA} = \frac{7Y_0}{EA}$$



$$\text{Unda} \quad \frac{3F}{EA} - \frac{7Y_0}{EA} = \Delta \text{ tenglamadan}$$

$$Y_0 = \frac{3F - \Delta EA}{7} = 6.43 \text{ kN}$$

$$Y_c = Y_b = \frac{Y_0}{2} = \frac{6.43}{2} = 3.215 \text{ kN}$$

7.101 - rasm

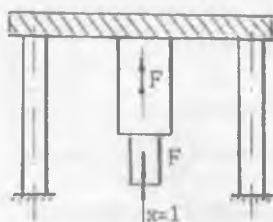
II. Statik noaniqlikni ochishning - kuch usuli

Asosiy sistemani hosil qilish uchun statik noaniq sistemasidan ortiqcha bog'lanishni yo'qotamiz (7.102-rasm, a). Berilgan sxemada O kesimni tayanchdan ozod etib, tayanch ta'sirini $X=1$ birlik kuch ta'siri bilan almashtiramiz. Asosiy sistema - uchun berilgan F kuch va birlik kuchlar ta'siridan bo'ylama kuch epyuralarini quramiz (7.102 - rasm, b va 7.103 - rasm).

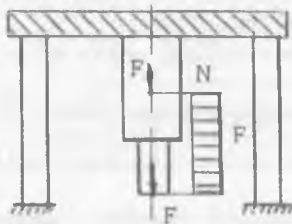
Agar, F kuchlar bir tomonga - pastga yo'nalsa, bo'ylama kuch epyurasi chetki sterjenlarda ham quriladi (7.102 - rasm, b), chunki pastga yo'nalgan F kuchlar chetki sterjenlarni siqadi. Natijada chetki sterjenlarda ham ichki zuriqish kuchlari hosil bo'ladi. Kanonik tenglamani tuzamiz

$$\delta_{11}x_1 + \Delta_{1H} = -\Delta$$

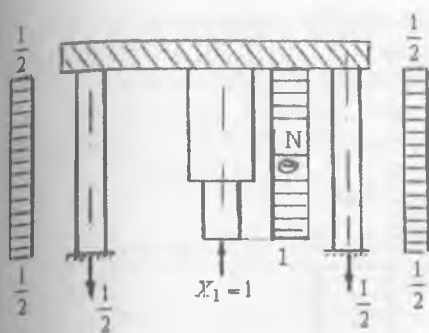
Kanonik tenglamani o'ng tomoniga - zazor $-\Delta$ - kiritildi, chunki pog'onali brusni pastki kesimidagi ko'chish nolga emas, balki zazor Δ - ga teng.



a)



b)



7.103 - rasm

Kanonik tenglamada Δ – zazorni oldingi tomoniga minus ishora qo'yildi.
 $X_1 = 1$ kuchni yo'nalishi pog'onali sterjenni pastki qismi ko'chishining yo'nalishiga teskari.

δ_{II} va Δ_{IF} - ko'chishlarini topishda Vereshagin formulasidan foydalanamiz:

$$\delta = \sum \frac{\omega \cdot y}{AE}$$

buy erda: ω – bo'ylama kuch epyurasining yuzasi

y – bo'ylama kuch epyurasining yuzasi ω – ni og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi, birlik kuch epyurasining ordinatasi;

AE – sterjenni o'rganilayotgan uchastkasining birligi

δ_{II} - ko'chishni topish uchun birlik kuch epyurasini o'zini o'ziga ko'paytiramiz (7.103 - rasm)

$$\delta_{II} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 1}{AE} + \frac{1 \cdot 4 \cdot 1}{2AE} + \frac{1 \cdot 6 \cdot 1}{2AE} + \frac{1 \cdot 6 \cdot 1}{2AE} = \frac{7}{AE} \cdot \frac{7}{20 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^8} = \frac{7}{40} \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Δ_{IF} – ko'chishni topish uchun tashq kuchdan qurilgan epyura yuzasi ω – ni birlik kuch epyurasiga ko'paytiramiz

$$\Delta_{IF} = \frac{F \cdot 2(-1)}{AE} - \frac{F \cdot 2(-1)}{2AE} - \frac{3F}{AE} = -\frac{3 \cdot 19}{20 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^8} = -\frac{57}{40} \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Topilgan δ_{II} va Δ_{IF} - ko'chishlarni qiymatlarini kanonik tenglamaga

$$\text{keltirib qo'yamiz: } \frac{7}{40} \cdot 10^{-4} \cdot x - \frac{57}{40} \cdot 10^{-4} = -3 \cdot 10^{-5}$$

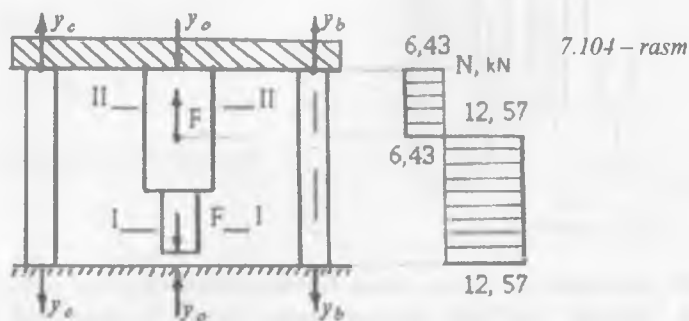
bu erdan $x = 6,43 \text{ kN}$ demak

$$y_c = y_B = \frac{y_a}{2} = \frac{6,43}{2} = 3,215 \text{ kN} \quad x = y_o = 6,43 \text{ kN}$$

va Pog'onali sterjendagi bo'ylama kuchni topamiz:

$I-I$ uchastka $N_1 = F - y_o = 19 - 6.43 = 12.57 \text{ kN}$ (cho'zuvchi)

$II-II$ uchastka $N_2 = F - F - y_o = -6.43 \text{ kN}$ (siquvchi)



7.104 – rasm

Chetki sterjendlardagi kuchlanish.

$$\sigma = \frac{y_o}{A} = \frac{3.215}{20 \cdot 10^{-4}} = 0.16075 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

O'rta pog'onali sterjenni qancha darajaga sovutilganda pastki O kesimdagi reaksiya kuchi $-y_o$ berilgan F kuchi ta'sirida nolga teng bo'ladi.

$$\Delta \ell_F - \Delta \ell_t = \Delta \quad \text{yoki} \quad \frac{3F}{EA} - \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell = \Delta,$$

bu erda $\Delta \ell_F = \frac{3F}{EA}$ – pog'onali sterjenni F kuchlari ta'siridan deformatsiyasi;

$\Delta \ell_t = \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell$ – pog'onali sterjenni temperatura ta'siridan deformatsiyasi;

α – sterjen materialini temperatura ta'siridan chiziqli kengayish koeffitsienti;

Δt – temperaturalar farqi;

$\ell = 6 \text{ m}$ – pog'onali sterjenni uzunligi.

Pog'onali sterjen sovutilsa – qisqaradi. Shuning uchun $\Delta \ell_t$ – deformatsiya minus ishora bilan yozilgan

$$\frac{3 \cdot 19}{2 \cdot 10^8 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} - 125 \cdot 10^{-7} \cdot \Delta t \cdot 6 = 3 \cdot 10^{-5}, \quad \text{va} \quad \Delta t = \frac{\left(\frac{570}{40} - 3\right) \cdot 10^{-5}}{7.5 \cdot 10^{-5}} = 1.5^{\circ}$$

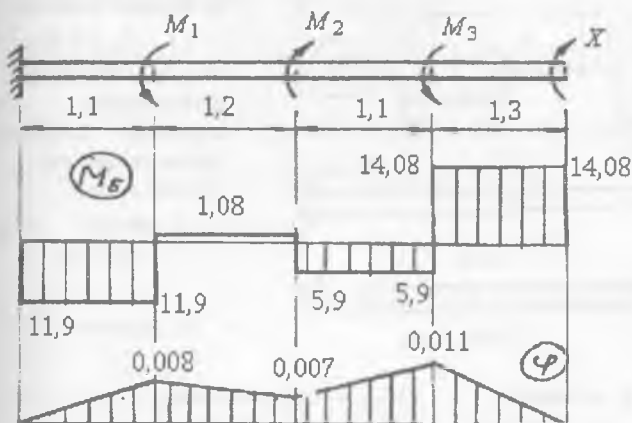
Buralish. Po'lotdan tayyorlangan valga uchta moment $M_1 = 13 \text{ kNm}$, $M_2 = 7 \text{ kNm}$, $M_3 = 20 \text{ kNm}$ qo'yilgan (7.105 – rasm):

Masalani aniqmaslik darajasi ikki xil usul (deformatsiyani taqqoslash va kuch usullari) bilan ochilsin:

x — momentni qaysi qiymatida valni o'ng kesimining buralish burchagi nolga teng bo'ladi;

x — momentni topilgan qiymatida burovchi momentni epyurasi qurilsin;

Val materialini buralishga mustahkamlik shartidan foydalanib, valni diametrini tanlang ($[r] = 50 \text{ MPa}$); buralish burchagi epyurasi qurilsin



7.105 – rasm

Deformatsiyani taqqoslash usuli

Yechish: Masalani shartiga asosan noma'lum x — momentni qiymati shunday tanlanishi kerak-ki, K kesimni O kesimga nisbatan buralish burchagi nolga teng bo'lsin. Buning uchun valga qo'yilgan barcha momentlar va x — moment ta'siridan K kesimni O kesimga nisbatan buralish burchaglarining yig'indisini nolga tenglashtiramiz:

$$\varphi_k = \varphi_{KM1} + \varphi_{KM2} + \varphi_{KM3} + \varphi_{Kx} = 0,$$

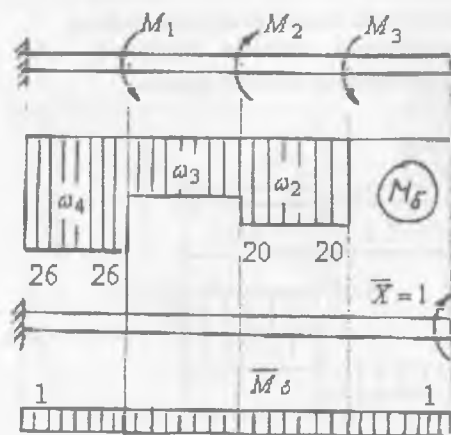
bu erda $\varphi_{KM1} = \frac{-M_1 \cdot 1.1}{GI_\rho}$; $\varphi_{KM2} = \frac{M_2 \cdot 2.3}{GI_\rho}$

$\varphi_{KM3} = \frac{-M_3 \cdot 3.4}{GI_\rho}$; $\varphi_{Kx} = \frac{x \cdot 4.7}{GI_\rho}$ unda

$$\frac{-M_1 \cdot 1.1}{GI_\rho} + \frac{M_2 \cdot 2.3}{GI_\rho} - \frac{M_3 \cdot 3.4}{GI_\rho} + \frac{x \cdot 4.7}{GI_\rho} = 0 \quad \text{bu erdan} \quad x = 14.085 \text{ kNm}$$

Statik aniqlikni olishni kuch usuli. Valdan ortiqcha bog'lanishni tashlab yuboramiz va asosiy sistemani hosil qilamiz. Valni ortiqcha bog'lanishi

deb. K - kesimni buralishiga haqiqiy berayotgan x - momentni qabul qilamiz (7.106 - rasm).



7.106 - rasm

II - II uchastka $M_{2\delta} = -M_3 = -20 \text{ kNm}$
 III - III uchastka $M_{3\delta} = -M_3 + M_2 = -20 + 7 = -13 \text{ kNm}$
 IV - IV uchastka $M_{4\delta} = -M_3 + M_2 - M_1 = -26 \text{ kNm}$

Valni uzunligi bo'ylab $x = 1$ birlik kuch ta'siridan hosil bo'lgan $\bar{M}_\delta = 1$ birlik moment epyurasini quramiz (7.106 - rasm).

Kanonik tenglamadagi koeffitsientlarni har bir oraliq uchun Vereshagin formulasidan topamiz.

I - I uchastka $\varphi_I = \int_0^{1,3} \frac{M_{1\delta} \cdot \bar{M}_\delta}{GI_\rho} dx = 0$

II - II uchastka $\varphi_{II} = \int_0^{1,1} \frac{M_{2\delta} \cdot \bar{M}_\delta}{GI_\rho} = \frac{\omega_2 \cdot \bar{M}_\delta}{GI_\rho}$

bu erda $\omega_2 = 20 \cdot 1,1 = 22 \text{ kNm}^2$ valni ikkinchi uchastkasidagi kuch yuzasi (7.106 - rasm).

$\bar{M}_\delta$ - ikkinchi uchastka kuch yuzasining og'irlik markazi ostida joylashgan birlik moment epyurasining ordinatasi, $\bar{M}_\delta = 1$.

Unda $\varphi_{II} = \frac{22 \cdot 1}{GI_\rho} = -\frac{22}{GI_\rho}$

III - III uchastka $\varphi_{III} = \frac{\omega_3 \cdot \bar{M}_\delta}{GI_\rho} = \frac{-13 \cdot 1,2 \cdot 1}{GI_\rho} = -\frac{15,6}{GI_\rho}$

Masalani shartiga asosan K - kesimni buralish burchagi nolga teng bo'lishi kerak. Ana shu shartni kanonik tenglama ko'rinishida yozamiz.

$$\delta_{II} x + \Delta_{IM} = 0.$$

Asosiy sistemada tashqi momentlardan burovchi momentni aniqlaymiz va epyurasini quramiz (7.106 - rasm).

I - I uchastka $M_{1\delta} = 0$

IV - IV uchastka $\varphi_{IV} = \frac{\omega_4 \cdot \bar{M}_\delta}{GI_\rho} = \frac{-26 \cdot 1,1 \cdot 1}{GI_\rho} = -\frac{28,6}{GI_\rho}$

Unda $\Delta_{IM} = \varphi_I + \varphi_{II} + \varphi_{III} + \varphi_{IV} = \frac{-22}{GI_\rho} - \frac{15,6}{GI_\rho} - \frac{28,6}{GI_\rho} = -\frac{66,2}{GI_\rho}$

δ_{II} - ko'chishni topish uchun Vereshagin usulidan foydalanamiz

I - I uchastka $\varphi^1 = \int_0^{1,3} \frac{\bar{M} \cdot M}{GI_\rho} dx = \frac{\omega \cdot \bar{M}}{GI_\rho}$

bu erda ω - birlik moment epyurasini birinchi uchastkadagi yuzasi;

$\omega = 1 \cdot 1,3 = 1,3$; va $\bar{M} = 1$. Unda $\varphi^1 = \frac{1,3}{GI_\rho}$

II - II uchastka $\varphi^{II} = \frac{1,1}{GI_\rho}$

III - III uchastka $\varphi^{III} = \frac{1,2}{GI_\rho}$

IV - IV uchastka $\varphi^{IV} = \frac{1,1}{GI_\rho}$

Unda $\delta_{II} = \varphi^I + \varphi^{II} + \varphi^{III} + \varphi^{IV} = \frac{1,3}{GI_\rho} + \frac{1,1}{GI_\rho} + \frac{1,2}{GI_\rho} + \frac{1,1}{GI_\rho} = \frac{4,7}{GI_\rho}$

Topilgan koeffitsientlarni kanonik tenglamaga keltirib qo'yamiz:

$\frac{4,7}{GI_\rho} \cdot x - \frac{66,2}{GI_\rho} = 0$, bu erdan $x = -\frac{\Delta_{IM}}{\delta_{II}} = \frac{66,2}{4,7} = 14,085 \text{ kNm}$

Endi berilgan sistema uchun (7.106 - rasm) burovchi moment epyurasini quramiz

I - I uchastka $M_\delta = x = 14,085 \text{ kNm}$

II - II uchastka $M_\delta = x - M_3 = 14,085 - 20 = -5,915 \text{ kNm}$

III - III uchastka $M_\delta = x - M_3 + M_2 = 14,085 - 20 + 7 = 1,085 \text{ kNm}$

IV - IV uchastka

$M_\delta = x - M_3 + M_2 - M_1 = 14,085 - 20 + 7 - 13 = -11,915 \text{ kNm}$

Burovchi moment epyurasidan valni eng xavfli kesimini tanlaymiz: $M_{\delta \max} = 14,085 \text{ kNm}$.

Val diametrini topamiz.

$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_{\delta \max}}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 14,085}{3,14 \cdot 50 \cdot 10^3}} = 0,113 \text{ m}$

$d = 0,12 \text{ m} = 120 \text{ mm}$ qabul qilamiz.

Buralish burchagini Guk qonuniga asosan topamiz.

$$\varphi = \frac{M_{\delta} \cdot \ell}{GI_{\rho}},$$

bu erda $G = 8 \cdot 10^7 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ val materialining siljish moduli;

$$I_{\rho} = \frac{\pi d^4}{32} \quad \text{val}$$

kesimini qutb inertsia momenti.

$$GI_{\rho} = 8 \cdot 10^7 \cdot \frac{3.14 \cdot (0.12)^4}{32} = 1627.8 \text{ kNm}^2$$

Unda,

$$I - I \text{ uchastka } \varphi_1 = \frac{14.085 \cdot x_1}{1627.8}; \quad 0 \leq x_1 \leq 1.3 \text{ m}$$

$$x_1 = 0 \text{ bo'lsa } \varphi_1 = \varphi_k = 0.$$

$$x_1 = 1.3 \text{ m bo'lsa } \varphi_1 = \varphi_B = 0.01125 \text{ rad}$$

$$II - II \text{ uchastka } 0 \leq x_2 \leq 1.1 \text{ m} \quad \varphi_{II} = 0.01125 - \frac{5.915 \cdot x_2}{1627.8}$$

$$x_2 = 0 \text{ bo'lsa } \varphi_{II} = \varphi_B = 0.01125 \text{ rad.}$$

$$x_2 = 1.1 \text{ m bo'lsa } \varphi_{II} = \varphi_C = 7.25 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$III - III \text{ uchastka } 0 \leq x_3 \leq 1.2 \text{ m} \quad \varphi_{III} = 0.00725 + \frac{1.085 \cdot x_3}{1627.8}$$

$$x_3 = 0 \text{ bo'lsa } \varphi_{III} = \varphi_C = 0.00725 \text{ rad.}$$

$$x_3 = 1.2 \text{ m bo'lsa } \varphi_{III} = \varphi_D = 0.00805 \text{ rad}$$

$$IV - IV \text{ uchastka } 0 \leq x_4 \leq 1.1 \text{ m} \quad \varphi_{IV} = 0.00805 - \frac{11.915 \cdot x_4}{1627.8}$$

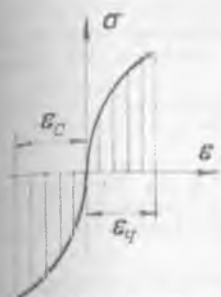
$$x_4 = 0 \text{ bo'lsa } \varphi_{IV} = \varphi_D = 0.00805 \text{ rad.}$$

$$x_4 = 1.1 \text{ m bo'lsa } \varphi_{IV} = \varphi_O = 0.00805 - 0.00805 = 0 \text{ rad}$$

7.10. Materiali GUK qonuniga bo'ysunmaydigan balkalarning egilishi

Yuqorida keltirilgan egilishdagi, mustahkamlikka va bikriklikka hisoblashlar cho'zilish va siqilishda elastiklik moduli bir xil bo'lgan, ya'ni material Guk qonuniga bo'ysunadigan materiallar uchun o'rinlidir. Guk qonuni kuchlanish proporsionallik chegarasidan oshmaganda ahamiyatga ega. Ayrim hollarda mustahkamlikka hisoblash yuqori kuchlanishli plastik deformatsiya sodir bo'lgan sharoitga to'g'ri keladi. Mo'rt materiallar - cho'yan, tosh, beton, ayrim plastmassalarning elastiklik chegarasida ham

kuchlanish bilan deformatsiya orasidagi bog'lanishi to'g'ri chiziqli emas, ayrim materiallarni cho'zilish va siqilishdagi elastiklik modullari bir xil emas.



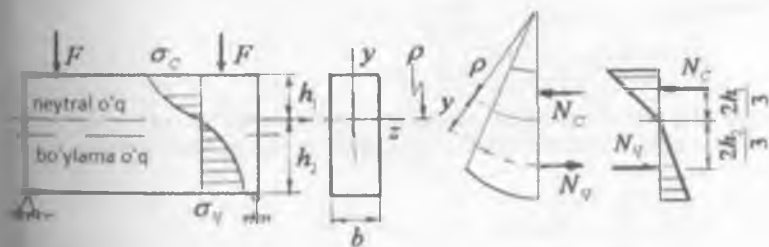
7.107 - rasm

Shuning uchun materiali Guk qonuniga bo'ysunmaydigan balkalarni egilishda mustahkamlikka hisoblash ahamiyatga ega. Yuklanish davrida materiali Guk qonuniga bo'ysunmaydigan ko'ndalang kesim yuzasi to'g'ri to'rtburchakli balkaning egilishdagi normal kuchlanishni aniqlaymiz.

Balka sof egilishda bo'lsin. Agar, kuch yo'nalishida tolalar o'zaro bir-biriga bosim ta'sirini o'tkazmasa, balkaning materiali oddiy cho'zilish va siqilishda bo'ladi. (7.107 - rasm).

ϵ_y bo'ylama uzayishi.

ϵ_c bo'ylama qisqarish diagrammasiga asosan, cho'zilishda kuchlanishning o'sishi deformatsiyaning o'sishidan kam. Bu erda $\epsilon_+ < \epsilon_0$. Bu holat egilishda balka kesimining neytral qatlamini uning egirlik markazi tomon siljitadi.



7.108 - rasm. Balka neytral qatlamining holati va kuchlanishning tarqalish qonuniyati

Balkaning neytral qatlamdan y - masofada joylashgan qatlamning

nisbiy uzayishi $\epsilon = \frac{y}{\rho}$ va $\sigma_+ = \frac{y}{\rho} E$ va $\sigma_c = \frac{y}{\rho} E_c$ (1)

Neytral qatlamdan $-u$ masofada joylashgan tolaning kuchlanishi
7.108 - rasmda balka neytral qatlamining holati va kuchlanishning tarqalish qonuniyati ko'rsatilgan. Neytral qatlamning holati quyidagi formuladan topiladi.

$$h_1 = \frac{h\sqrt{E_c}}{\sqrt{E_u} + \sqrt{E_c}} \quad \text{va} \quad h_2 = \frac{h\sqrt{E_u}}{\sqrt{E_u} + \sqrt{E_c}} \quad (2)$$

Cho'zilish va siqilish sohasining chekka tolalardagi teng ta'sir qiluvchi bo'ylama kuchnich o'zilayotgan va siqilayotgan tolalardagi teng ta'sir qiluvchi bo'ylama cho'zuvchi N_{ch} va siquvchi N_c kuchlarni kuchlanish epyurasidan aniqlaymiz:

$$N_u = \frac{\sigma_u b h_1}{2}; \quad N_c = \frac{\sigma_c b h_2}{2}; \quad (3)$$

N_{ch} va N_c kuchlar balkaning neytral qatlamdan $\frac{1}{3}h_1$ va $\frac{1}{3}h_2$ masofada joylashadi. Ko'ndalang kesim yuzada ichki kuchlar juft kuchga keltirilgani uchun $N_{ch} = N_c$ kuchlar orasidagi masofa $\frac{1}{3}h$, unda juft kuch momenti:

$$M = N_u \frac{2}{3}h \quad \text{va} \quad M = N_c \frac{2}{3}h \quad (3) \text{ bog'lanishlarni hisobga olsak,}$$

$$M = \frac{\sigma_u \cdot b \cdot h_1 \cdot h}{3} = \frac{\sigma_u b h^2}{3} \cdot \frac{\sqrt{E_c}}{\sqrt{E_u} + \sqrt{E_c}} \quad \text{va}$$

$$M = \frac{\sigma_c \cdot b \cdot h_2 \cdot h}{3} = \frac{\sigma_c b h^2}{3} \cdot \frac{\sqrt{E_u}}{\sqrt{E_u} + \sqrt{E_c}}$$

$$\text{Bu erdan} \quad \sigma_u = \frac{3M}{bh^2} \left(1 + \frac{\sqrt{E_u}}{\sqrt{E_c}} \right) \quad (4)$$

$$\text{va} \quad \sigma_c = \frac{3M}{bh^2} \left(1 + \frac{\sqrt{E_c}}{\sqrt{E_u}} \right) \quad (5)$$

Agar E_{ch} va E_c elastiklik modullari berilgan bo'lsa (4) va (5) formulalardan eng katta cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar topiladi.

$$\frac{\sqrt{E_u}}{\sqrt{E_c}} = \frac{h}{h_1} = \frac{h_2}{h_1} = \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_u} \quad \text{ni}$$

$$\text{hisobga olsak,} \quad \sigma_u = \frac{3M}{bh^2} \left(1 + \frac{\varepsilon_c}{\varepsilon_u} \right) \quad (6)$$

$$\text{va} \quad \sigma_c = \frac{3M}{bh^2} \left(1 + \frac{\varepsilon_u}{\varepsilon_c} \right) \quad (7)$$

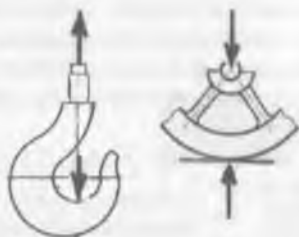
Balka chekka tolalarining nisbiy deformatsiyalari tenzometr bilan aniqlansa, (6) formula o'rinli.

VIII-BOB. EGRI STERJENLAR

Ayrim konstruksiya va mexanizmlardagi elementlarda egriklik markazidan o'tuvchi o'qlar egri bo'ladi.



8.1 – rasm
Zanjirli uzatmaning
bo'g'ini, kryuk va
g'ildirak



Masalan: zanjirning bug'inlari, ilgaklar, arklar va h.k. Bundan tashqari amaliyotda uchraydigan barcha sterjenlar ideal tekis bo'lmasdan, qandaydir darajada notekislik-larga yoki egrikliklarga ega.

Shuning uchun egri o'qli sterjenning kesimida kuchlanishlarning tarqalish qonuniyati, egri sterjenlarni mustahkamlikka hisoblashni bilish kerak.

Egri sterjenlarni mustahkamlikka hisoblashda quyidagi cheklanishlarga rioya qilamiz:

sterjen kesimining simmetriya o'qi bor;

sterjenning o'qi tekis egri bo'lib, simmetriya tekisligida yotadi;

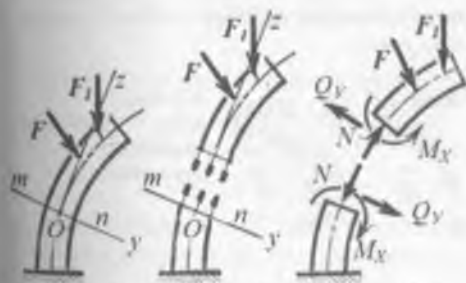
tashqi kuchlar simmetriya tekisligida ta'sir qiladi;

deformatsiyagacha tekis bo'lgan kesim yuzasi sterjenning deformatsiyasidan keyin ham tekisligicha qoladi.

Egri sterjenlarda ichki kuch faktorlari.

Egri sterjenlarning istalgan kesim yuzasida uchta ichki kuch hosil bo'ladi:

N – ichki bo'ylama kuch, Q – ko'ndalang kuch va M – eguvchi moment.



8.2-rasm. Egri sterjenda ichki kuchlarni aniqlash.

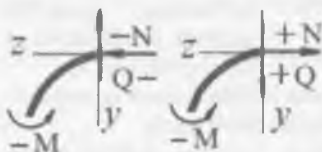
Kesish usuli

N – ichki bo'ylama kuch, Q – ko'ndalang kuch va M – eguvchi momentlarning qiymatlarini kesish usulidan foydalanib anqlanadi.

rasmda kesish usuli ko'rsatilgan. Egri sterjen simmetriya tekisligida yotuvchi F, F_1 kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lsin. Egri sterjenni biror kesimidagi ichki kuchlarni aniqlash uchun uni shu kesimidan $m-n$ tekislik bilan kesamiz (8.2-rasm). Ulardan birinchi bo'lagini qoldirib, qolgan bo'lakka tashlangan qismning ta'sirini zo'riqish kuchlari bilan almashtiramiz. Bu kuchlar tashlangan qismning qolgan qismiga ko'rsatgan ta'sirini almash-tiruvchi va $m-n$

kesim bo'yicha taqsimlangan ichki kuchlarni muvozanatlaydi. Ushbu zo'riqish kuchlarini egri sterjenning bo'ylama va unga perpendikulyar o'qlaridagi tashkil etuvchilarini va kesilgan yuzaning kesim markaziga nisbatan momentlarini aniqlash mumkin. Zo'riqish kuchlarini z o'qiga proektsiyasini ichki bo'ylama kuch N va u o'qiga proektsiyasini Q ko'ndalang deb qabul qilamiz.

Bo'ylama kuch kesimdan bir tomonda qolgan barcha tashqi kuchlarni kesim normaliga (z o'qi) tushirilgan proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng. Agar bo'ylama kuch egri sterjenning qoldirilgan qismini tashlangshan qismidan ajratishga intilsa musbat, yaqinlashtirishga intilsa manfiy ishorali olinadi.



8.3-rasm. Ichki kuch faktorlarining ishorasini tanlashga oid

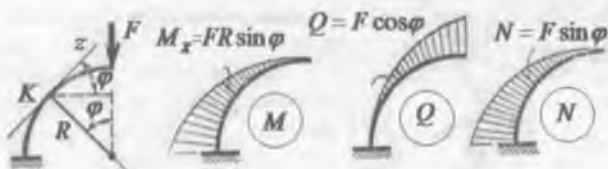
$$N = \sum z(F, F_i) = 0$$

Ko'ndalang kuch kesimdan bir tomonda qolgan barcha tashqi kuchlarni kesimning u o'qiga tushirilgan proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng.

$$Q = \sum y(F, F_i) = 0$$

Agar, ko'ndalang kuch bo'ylama kuchni soat strekasi yurishiga qarab 90° aylantirish natijasida hosil qilinsa musbat, unga teskari tomon aylantirishdan hosil qilinganda manfiy olinadi (8.3- rasm)

Eguvchi moment kesimdan bir tomonda qolgan barcha tashqi kuchlardan kesimning O nuqtasiga (8.3- rasm) nisbatan olingan momentlarining algebraik yig'indisiga teng. Agar eguvchi moment sterjenning egiriligini oshirsa musbat, kamaytirganda manfiy hisoblanadi (8.3- rasm).



8.4-rasm. Ichki kuch faktorlarining epyuralari.

8.1. Ko'ndalang va bo'ylama kuchlar bilan bog'liq bo'lgan kuchlanishlar

Egri sterjenlarda urinma kuchlanishlarning tarqalish qonuniyati to'g'ri chiziqli sterjenlardagi urinma kuchlanishlarni tarqalish qonuniyatiga yaqin bo'lishini ko'rsatadi. Shuning uchun, egri sterjenlarda ham kesimdagi urinma

kuchlanishni Juravskiy formulasi bilan aniqlaymiz: $\tau = \frac{Q S_x}{I_x b} \leq [\tau]$

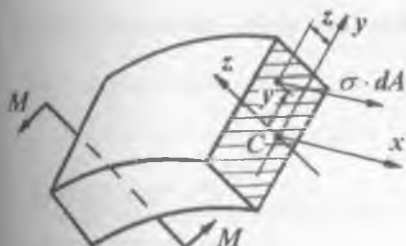


Egri sterjendan ajratilgan element oddiy cho'zilish yoki

siqilishga uchraydi. $\sigma_v = \frac{N}{A}$

8.2. Eguvchi moment bilan bog'liq bo'lgan kuchlanishni aniqlash

Eguvchi moment bilan bog'liq bo'lgan kuchlanishni aniqlash uchun sof egilish holatidan foydalanamiz (8.5-rasm). Egri sterjenning ajratib olingan qismi eguvchi moment va bo'ylama kuch $N = \sigma \cdot dA$ ta'sirida bo'ladi.



8.5-rasm. Sof egilishdagi egri sterjenning yuklanish sxemasi

Kesim neytral qatlamining holati bizga aniq emas va kesimni egrilik markazi O nuqtadan o'tmaydi. Egri sterjenning ajratib olingan qismining koordinata sistemasiga; boshlang'ich nuqtasini esa C nuqtaga joylashtiramiz, Z o'qi kesimning simmetriya o'qi. Eguvchi moment XCZ tekisligida yotadi. M va $\sigma \cdot dA$ ta'sirida muvozanatda bo'lgan sterjen uchun oltita muvozanat shartini yozish mumkin.

Egri sterjenga qo'yilgan kuchlar egrilik tekisligida yotganligi uchun tekislik sistemasining birinchi muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sum x = 0; \quad \int_A \sigma \cdot dA = 0$$

Bu tenglamadan normal kuchlanishni aniqlash mumkin emas, chunki juft momenti va $\sigma \cdot dA$ elementar kuchni o'zaro bog'lanishini ifodalovchi tenglamani tuzib bo'lmaydi.

$$\sum z = 0 \quad \text{va} \quad \sum y = 0$$

Tenglamalarni ham tuzib bo'lmaydi, chunki juft momenti va $\sigma \cdot dA$ elementar kuchni z va y o'qlariga proektsiyalab bo'lmaydi

$$\sum M_x = 0 \quad \text{va} \quad \sum M_z = 0$$

Juft momentining va $\sigma \cdot dA$ elementar kuchni x va z o'qlariga nisbatan momenti ayniyatga aylanadi. Oltinchi muvozanat shart.

$$\sum M_y = M - \int \sigma \cdot dA \cdot z = 0. \quad M = \int_0^A \sigma \cdot dA \cdot z \quad (8.1)$$

Egri sterjenning egilishida normal kuchlanishni aniqlash uchun oltita muvozanat shartlaridan faqat $\sum x = 0$ va $\sum M_y = 0$ tenglamalardan foydalanish mumkin. Lekin, bu tenglamalardan σ - ni sterjen kesimining balandligi bo'ylab o'zgarish qonuniyatini aniqlab bo'lmaydi. Demak, normal kuchlanishni topish noaniq

Shuning uchun egri sterjenning deformatsiyasini o'rganamiz. Sterjenning egilishida ko'ndalang kesimda yuzalar tekisligicha qolib, oldingi holatiga nisbatan α burchakka aylanadi Sterjen C_1C_2 tolasining uzunligi o'zgarmaydi; KB tola esa BB_1 miqdorga uzayishi. KB tolaning uzayishi Guk qonuniga bo'ysunadi, ya'ni (8.6-rasm)

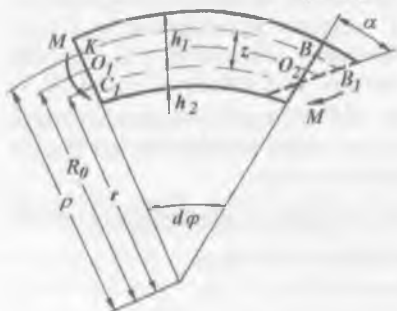
$$\sigma = \varepsilon_{KB} \cdot E \quad (8.2)$$

bu erda: ε_{KB} - neytral qatlamdan z masofada joylashgan KB tolaning nisbiy uzayishi

$$\varepsilon_{KB} = \frac{BB_1}{KB} = \frac{z\alpha}{\rho \cdot d\varphi}$$

unda sof egilishdagi material uchun Guk qonuni quyidagicha yoziladi

$$\sigma = \frac{z\alpha}{\rho \cdot d\varphi} \cdot E \quad (8.3)$$



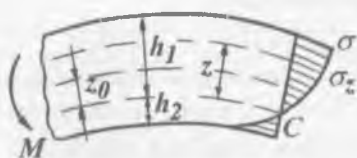
8.6-rasm. Eguvchi moment bilan bog'liq kuchlanishni aniqlash sxemasi

Sterjenning har bir kesimi uchun $\frac{\alpha}{d\varphi}$ va E o'garmas bo'lganligi uchun, σ - ning qiymati Z va ρ masofaga bog'liq bo'ladi.

ρ - sterjenning egirlik radiusi;

$\rho = r + z$ va r - sterjen neytral qatlamining egirlik radiusi.

(8.2) formulaga asosan egri sterjenda kuchlanish giperbola qonuniyati bilan o'zgaradi. Egilishga qadar egri sterjen tashqi tolalarining uzunligi ichki tolalarining uzunligidan katta edi, shuning uchun egri brusning materialining tashqi tolasidagi normal kuchlanish materialning ichki tolasidagi normal kuchlanishdan kichik bo'ladi (8.7-rasm). (8.1) formuladan σ - ning ifodasini, (8.2) formulaga keltirib qo'yamiz.



8.7-rasm. Normal kuchlanishni tarqalish qonuniyati

$$\int_0^A \sigma \cdot dA = \int_0^A E \frac{z\alpha}{\rho \cdot d\varphi} dA = 0 \quad \text{bu}$$

$$\text{erda: } E \frac{\alpha}{d\varphi} \neq 0.$$

$$\text{Shuning uchun } \int_0^A \frac{z}{\rho} dA = 0$$

Lekin $z = \rho - r$, unda: $\int_0^A \frac{\rho - r}{\rho} dA = \int_0^A dA - r \int_0^A \frac{dA}{\rho} = 0$

bu erdan
$$r = \frac{A}{\int_A \frac{dA}{\rho}} \quad (8.3)$$

neytral qatlam tenglamasi.

(8.2) formuladan σ - ning ifodasini (8.1) formulaga keltirib qo'yamiz:

$$M = E \frac{\alpha}{d\varphi} \int_0^A \frac{z}{\rho} \cdot z \cdot dA,$$

bu erda integralni alohida hisoblaymiz.

$$\int_0^A \frac{z}{\rho} \cdot z \cdot dA = \int_0^A \frac{\rho - r}{\rho} \cdot z \cdot dA = \int_0^A z \cdot dA - r \int_0^A \frac{z}{\rho} dA$$

Bu hisoblashga asosan oxirgi integral: $\int_0^A \frac{z}{\rho} dA = 0$;

birinchi $\int_0^A z \cdot dA$ integral esa, sterjen kesim yuzasining neytral o'qqa nisbatan statik

momenti, ya'ni: $S = A \cdot Z$, unda $M = E \frac{\alpha}{d\varphi} \cdot S$ va

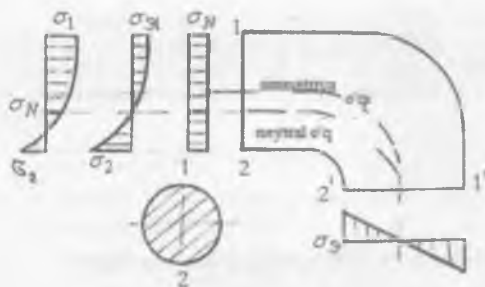
$$\frac{\alpha}{d\varphi} = \frac{M}{ES} \quad (8.4)$$

formulani (8.2) ga keltirib qo'ysak egri sterjenning kesimida eguvchi moment ta'siridagi normal kuchlanish formulasi hosil bo'ladi:

$$\sigma_z = \frac{MZ}{S\rho} \quad (8.5)$$

Shunday qilib, egri sterjenning ko'ndalang kesimida eguvchi moment ta'siridan hosil bo'ladigan normal kuchlanish σ_z kesimning neytral qatlamidan kuchlanishi tekshirilayotgan nuqtagacha bo'lgan masofa Z - ga va sterjenning egrilik radiusi ρ - ga bog'liq ekan. Kesimning neytral qatlamidan eng uzoqda joylashgan chetki nuqtalarida σ_z eng katta qiymatga erishadi (8.7-rasm), ya'ni:

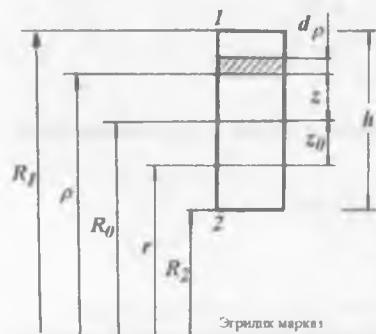
$$Z = Z_{1,2} \text{ va } \rho = \rho_{1,2} \text{ bo'lsa} \quad \sigma_z = \sigma_{\max} = \pm \frac{MZ_{1,2}}{S\rho_{1,2}}$$



8.8 – rasm. Egri sterjenning kesimidagi bo'ylama kuchga, eguvchi momentga bog'liq hamda to'liq kuchlanish

Egri sterjenning ko'ndalang kesimida ichki bo'ylama kuch N ta'sirida ham normal kuchlanish hosil bo'ladi. Unda kesimning to'liq normal kuchlanishi eguvchi moment va bo'ylama kuch ta'sirida hosil bo'lgan normal kuchlanishlar yig'indisidan iborat bo'ladi.

$$\sigma_{1,2} = \frac{N}{A} \pm \frac{MZ_{1,2}}{S\rho_{1,2}} \quad (8.6)$$



8.9 – rasm. To'rtburchak kesimining neytral o'qini aniqlash sxemasi

8.3. Egri sterjenda neytral o'q holatini aniqlash

Egri sterjenlarda (8.6) formula bo'yicha normal kuchlanishni aniqlash uchun neytral o'q holatini aniqlash kerak. Buning uchun neytral qatlamning egriklik radiusi (r) yoki kesimning og'irlik markazi yoki markaziy o'qidan neytral o'qgacha bo'lgan masofa Z_0 - ni aniqlash zarur.

Ko'ndalang kesim yuzasi to'g'ri to'rtburchak bo'lgan egri sterjen neytral o'qining egriklik radiusini topamiz (8.7-rasm). Neytral o'q tenglama-sini yozamiz:

$$r = \frac{A}{\int_0^h \frac{dA}{\rho}}$$

bu erda $dA = b \cdot d\rho$ to'g'ri to'rtburchakli kesimdan ajratilgan elementar yuza:

ρ - sterjenning egriklik markazidan elementar yuzagacha bo'lgan masofa;

$A = bh$ - egri sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi.

Unda
$$r = \frac{bh}{b \int_{R_2}^{R_1} \frac{d\rho}{\rho}} = \frac{h}{\ln \frac{R_1}{R_2}}$$

Rasmdan
$$Z_0 = R_0 - r = R_0 - \frac{h}{\ln \frac{R_1}{R_2}}$$

Taxminiy hisoblashlar uchun Z_0 quyidagicha topilish mumkin:

$$Z_0 = \frac{I_y}{R_0 A} \quad (8.7)$$

To'g'ri to'rtburchak kesimi uchun:
$$Z_0 = \frac{bh^3}{12 R_0 bh} = \frac{h^2}{12 R_0}$$



Doiraviy kesimneytral o'qning egriklik radiusi:

$$r = \frac{D^2}{8 \left(R - \sqrt{R^2 - \frac{D^2}{4}} \right)} \quad \text{va} \quad y_0 = \frac{D^2}{16R}$$

8.4. Egri sterjenlarda mustahkamlik shart

Oldingi mavzulardan aniqki, normal kuchlanish sterjen kesimining neytral o'qidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida hosil bo'ladi. Agar egri sterjenning materiali cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatsa

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{N}{A} \pm \frac{MZ_{1,2}}{S\rho_{1,2}} \leq [\sigma] \quad (8.8)$$

(8.8) formuladagi $\sigma_{\max}$ - ni hisoblashda sterjenning egilishiga e'tibor berilishi kerak, chunki egirligi katta yoki kichik sterjenlar mavjud. Masalan:

$\frac{R_0}{h} \leq 5$, egirligi katta sterjenlar (ilgak, halqa va h.k. $\frac{R_0}{h} \geq 5$ egirligi kichik

sterjen-lar. Bu sterjenlarda $\frac{Z_0}{\rho}$ - nisbatni hisobga olmasa ham bo'ladi.

Shuning uchun egri sterjenning M ta'siridagi normal kuchlanish formulasi to'g'ri sterjenlar uchun topilgan normal kuchlanish formulasidan kam farq qiladi.

$$R_0 = 5h \text{ bo'lsa}$$

$$r = \frac{h}{\ln \frac{R_0 + 0,5h}{R_0 - 0,5h}} = \frac{h}{\ln \frac{5,5}{4,5}} = \frac{h}{0,20067} = 4,9833h$$

$Z_0 = R_0 \cdot r = 5h - 4,9833h = 0,0167$ eku $Z_0 = 0,00334R_0$
ya'ni neytral o'q kesimini og'irlik markazidan
 $Z_1 = 0,5167h, \quad Z_2 = 0,4833h$ birlikka farq qiladi.

Unda:

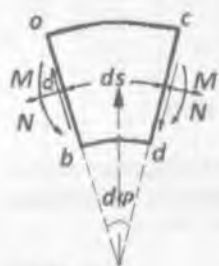
$$\sigma_1 = \frac{MZ_1}{S_y R_1} = \frac{M \cdot 0,5167h}{b_n \cdot 0,0167h \cdot 5,5h} = \frac{0,567M \cdot 6}{0,5511bh^2} = 0,935 \frac{M}{W}$$

$$\sigma_2 = \frac{MZ_2}{S_y R_2} = \frac{M \cdot 0,4833h}{b_n \cdot 0,0167h \cdot 4,5h} = \frac{0,4833M \cdot 6}{0,4809bh^2} = 1,071 \frac{M}{W}$$

$R_0 = 5h$ o'rtacha egrilikdagi sterjenlarda normal kuchlanish to'g'ri sterjenlardagi normal kuchlanishdan 7% gafarq qiladi.

8.5. Egri sterjenlarning deformatsiyasi

Egri sterjen nuqtalarining tashqi kuchlar ta'sirida ko'chishini Kastilyano teoremasidan yoki Mor usulidan foydalanib aniqlash eng qulaydir. Kastilyano teoremasidan foydalanish uchun egri sterjen deformatsiyasi potentsial energiyasining ifodasini aniqlash zarur. Buning uchun bir-biriga cheksiz yaqin ab va cd kesimlar bilan egri sterjendan bir element ajratib olamiz (8.10-rasm). Eng umumiy holda bu elementga eguvchi moment M , normal kuch N va kesib o'tuvchi kuch Q ta'sir qiladi. Bu kuchlar bajaradigan ishlarning ifodasini tuzamiz. Ajratilgan element ob va cd kesimlarining bir-biri bilan tuzgan burchagi $d\varphi$ moment M ta'sirida α ga o'zgaradi; buning natijasida M



8.10-rasm

momentning bajargan ishi $\frac{M \cdot \alpha}{2}$ ga teng bo'ladi. Elementar burchakning orttirmasi α ning qiymatini e'tiborga olsak $\frac{M\delta(d\varphi)}{2} = \frac{M^2 d\varphi}{2SE} = \frac{M^2 dS}{2SE\rho}$ (a) bo'ladi.

Normal zo'riqish elementni sterjenning o'qi bo'yicha cho'zadi, uning bajargan ishi: $\frac{N^2 dS}{2EA}$ (b)

ga teng. Bundan tashqari, normal kuch elementar burchak $d\varphi$ ni α miqdorga o'zgartiradi va bu o'zgarishda M qo'shimcha ish bajaradi, α ning qiymati (8.4)

formuladan topiladi. Demak, eguvchi momentning shu ko'chishda bajargan ishi

$$M \cdot \alpha = \frac{MN}{EA} d\varphi = \frac{MN dS}{EA\rho} \quad (c)$$

quyidagi formula bilan aniqlanadi:

Kesib o'tuvchi kuch Q ning ishi, to'g'ri sterjen uchun qanday bo'lsa, bu holda ham xuddi shunday bo'ladi. Son jihatdan bu ishga teng bo'lgan energiyani va (a), (b), (c) formulalar bilan ifodalanuvchi energiyalarni o'zaro qo'shib, ajratilgan elementda to'plangan energiyani hisoblaymiz:

$$dU = \frac{M^2 dS}{2ES\rho} + \frac{N^2 dS}{2EA} + \frac{MN dS}{EA\rho} + k \frac{Q^2 dS}{2GA}$$

Egri sterjenda to'plangan to'la energiyani hisoblash uchun buni integrallaymiz:

$$U = \int_0^s \left(\frac{M^2}{2ES\rho} + \frac{N^2}{2EA} + \frac{MN}{EA\rho} + k \frac{Q^2}{2GA} \right) dS. \quad (8.9)$$

Amalda deformatsiyani aniqlash masalasi ko'pincha «kichik egrilikli» sterjenlar uchun talab qilinadi

$$U \text{ holda: } U = \int_0^s \left(\frac{M^2}{2EI} + \frac{N^2}{2EA} \right) dS$$

Bu taqribiy formulaning qanchalik aniqligini xususiy hollarni tekshirishda ko'rib o'tamiz. Endi Kastilyano teoremasidan foydalanib, biror kesim markazining shu kesimga qo'yilgan p kuch yo'nalishidagi ko'chishini va ayni kesimning unga qo'yilgan M_0 moment ta'sirida aylanishini aniqlaymiz:

$$\left. \begin{aligned} \delta = \frac{\partial U}{\partial P} &= \int_0^s \left(\frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial P} + \frac{N}{EA} \frac{\partial N}{\partial P} \right) dS; \\ \theta = \frac{\partial U}{\partial M_0} &= \int_0^s \left(\frac{M}{EI} \frac{\partial M}{\partial M_0} + \frac{N}{EA} \frac{\partial N}{\partial M_0} \right) dS. \end{aligned} \right\} \quad (8.10)$$

$\frac{\partial M}{\partial P}, \frac{\partial M}{\partial M_0}$ ni birlik kuch va birlik juftning momenti deb,

$\frac{\partial N}{\partial P}$ va

$\frac{\partial N}{\partial M_0}$ ni birlik kuch va birlik juftdan hosil bo'lgan normal

zo'riqish deb qarasak, ularni tegishli M^0 va N^0 orqali belgilab, (10.10) ni Mor formulasi bilan almashtirishimiz mumkin:

$$\delta = \int_0^s \left(\frac{MM^0}{EI} + \frac{NN^0}{EA} \right) dS. \quad (10.11)$$



8.11-rasm

Bu formulalarni xususiy hollar uchun tadbqiq qilamiz. Misol uchun, markaziy o'qining radiusi R bo'lgan va bir uchi A qistirib tiralgan chorak aylana shaklidagi sterjenni olamiz (8.11-rasm). Uning erkin uchiga vertikal yo'nalgan P kuch qo'yilgan bo'lsin. B nuqtaning vertikal ko'chishini aniqlaymiz. Kuch yo'nalishi ko'chish yo'nalishiga mos kelgani uchun (8.10) formulaning birinchi qismidan bevosita B nuqtaning vertikal ko'chishini aniqlaymiz. Buning uchun oldin M va N ni hamda ularning hosilalarini hisoblaymiz:

$$M = PR \sin \varphi; \quad \frac{\partial M}{\partial P} = R \sin \varphi; \quad N = -P \sin \varphi;$$

$$\frac{\partial N}{\partial P} = -\sin \varphi; \quad dS = R d\varphi.$$

Egri sterjenning hamma kesimlarida M va N bitta tenglama bilan ifodalangani uchun integrallash bitta uchastkada -0 bilan $\frac{\pi}{2}$ chegaralarda olinadi.

Aniqlangan miqdorlarni (8.10) ga qo'yamiz:

$$\delta = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{PR^2 \cdot \sin^2 \varphi d\varphi}{EI} + \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{PR^2 \cdot \sin^2 \varphi d\varphi}{EA} = \left(\frac{PR^2}{EI} + \frac{PR}{EA} \right) \int_0^{\frac{\pi}{2}} \sin^2 \varphi d\varphi =$$

$$= \left(\frac{PR^3}{EI} + \frac{PR \pi}{EA 4} = \frac{\pi PR^3}{4EI} \left(1 + \frac{r_0^2}{R^2} \right) \right);$$

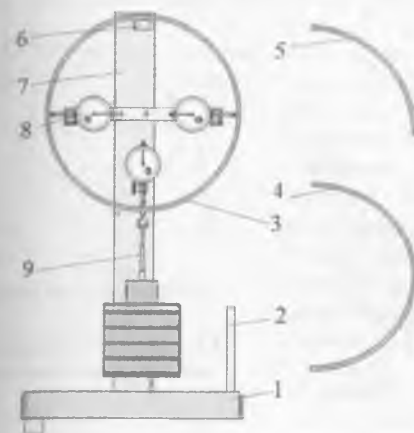
bu erda r_0 – ko'ndalang kesim yuzasining inertsiya radiusi.

Qavs ichidagi ikki haddan birinchisi B nuqtaning pasayishiga eguvchi momentning hissasini ifodalasa, ikkinchi had $\frac{r_0^2}{R^2}$ normal zo'riqishning hissasini ifodalaydi. $\frac{r_0^2}{R^2}$ nisbat, ko'pincha, juda kichik son bo'lgani uchun, uni hisobga olmasa ham bo'ladi.

Egri o'qli sterjenning deformatsiyalanishini tajribada o'rganish

Ishning maqsadi: egriligi kichik bo'lgan aylana, yarim aylana va chorak aylana shaklidagi sterjenlarning deformatsiyalanishini tekshirish.

Tajriba ishi FL 170 uskunasida bajariladi. FL 170 uskunasida bilan ham amaliy tajribalar o'tkazish, ham demonstratsion maqsadda foydalanish mumkin



8.12 – rasm. Uskunaning sxemasi, old tomondan ko'rinishi

- 1-Tayanch plitasi, to'rtta rezina oyoqli;
- 2-Shkivli blok;
- 3-Aylana shaklidagi sterjen;
- 4-Yarim aylana shaklidagi sterjen;
- 5-Chorak aylana shaklidagi sterjen;
- 6-Ikita turli tayanchlar;
- 7-Ustun,
- 8-O'lchov asbobi, qisqich bilan;
- 9-Ilgak, yuk bilan

Asosiy tushunchalar. O'rganilayotgan sterjenlarning egriligi kichik, ya'ni sterjenlarning ko'ndalang kesimi o'lchamlari radiusga nisbatan kichik. Sterjen alohida nuqtasining tashqi kuch ta'sirida ko'chishini aniqlash usullaridan biri virtual ko'chish printsiptidir. Uning mohiyati shundan iboratki sistemaning ixtiyoriy (virtual) ko'chishida $\partial f^{(i)}$ ichki va $\partial f^{(e)}$ tashqi kuchlarning bajargan ishlari yig'indisi nolga teng:

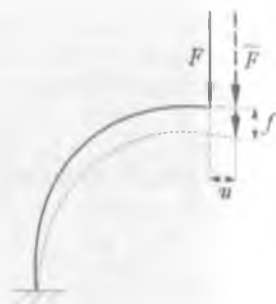
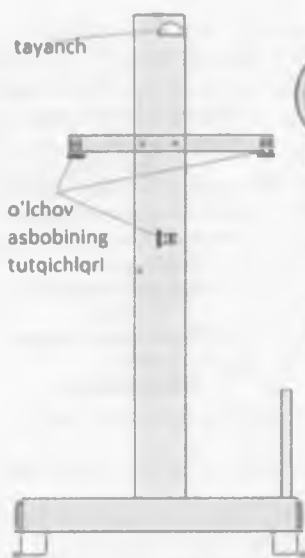
$$\partial f^{(i)} + \partial f^{(e)} = 0 \quad (8.12)$$

Agar qo'shimcha kuch $\bar{F} = 1$ tashqi kuch sifatida tanlansa va haqiqiy siljish virtual ko'chish sifatida olinsa (8.12) dan quyidagi kelib chiqadi:

$$\bar{F}_f = 1 \cdot f = \int \frac{\bar{M}_b \cdot M_b}{E \cdot I_y} ds$$

Turli sterjenlar uchun ko'chishlar quyidagicha aniqlanadi (f – vertikal ko'chish, u – gorizontal ko'chish).

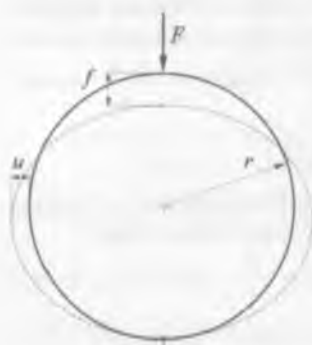
Shkivli blok (chorak aylana shaklidagi sterjen birlashtiriladigan) o'chov asbobi o'rnatilgan ustunga nisbatan vertikal va gorizontal yo'nalishda siljigani sababli tuzatish koeffitsientini kiritish kerak bo'ladi.



Virtual ko'chish printsipl

8.13 – rasm. O'lchov asbobining tutqichlari va o'lchov asbobi

FL 170 uskunasi uchun ular quyidagicha: $k_f = 1,45$ $k_U = 1,80$



Aylana shaklidagi sterjen

$$f = \frac{2F \cdot r^3}{E \cdot I_y} \cdot \left(\frac{\pi}{8} - \frac{1}{\pi} \right)$$

(u ko'chish aniqlanmagan)



Yarim aylana shaklidagi sterjen

$$f = \frac{\pi \cdot F \cdot r^3}{2E \cdot I_y}$$

$$u = \frac{2 \cdot F \cdot r^3}{E \cdot I_y}$$



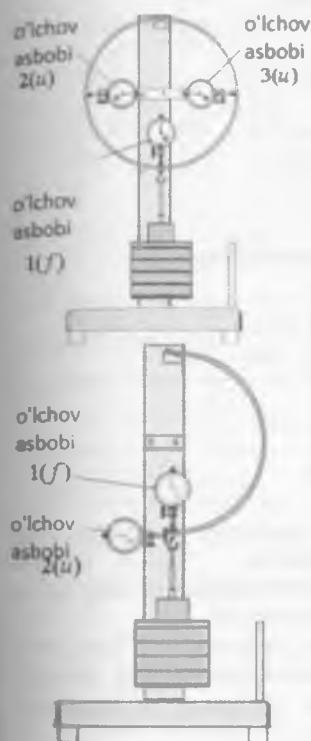
Chorak aylana shaklidagi balka

$$f = \frac{\pi \cdot F \cdot r^3}{4E \cdot I_y} k_f$$

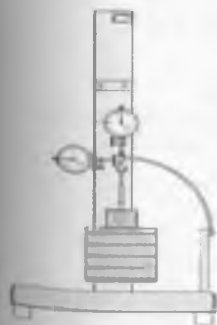
$$u = \frac{F \cdot r^3}{2 \cdot E \cdot I_y} k_u$$

Tajribalar. Tanlangan tajriba sinovi to'liq emas, lekin individual tajribalarni o'tkazishda foydalanishga mo'ljallangan. Tajribalar namuna sifatida keltirilgan. Qurilmaga individual komponentlarning o'rnatilishi, eksperimental

ko'nikmalar va sharoitlardan bog'liq ravishda boshqa tajribalarni ham o'tkazish, hamda qonuniyatlar aniqroq ko'rsatilishi mumkin.



Yarim aylana shaklidagi sterjenda tajriba o'tkazish uskunasi



Yarim doiraviy tayanchni ustunga mahkamlang. O'lchov asbobi tutqichlarini mahkamlang.

- Yuk tutqich uchun ilgakni aylana shaklidagi sterjenga o'rning.

- Aylana shaklidagi sterjenni tayanchlarga o'rning. Vertikal yo'nalishdagi ko'chishni (w ni) aniqlovchi 1 o'lchov asbobini o'rning. O'lchov asbobi ilgak bilan kontaktda bo'lsin.
- Gorizontal yo'nalishdagi ko'chishni (u ni) aniqlovchi o'lchov asboblari 2 va 3 ni o'rning.

Yarim aylana shaklidagi sterjen

Silliq tayanchni ustunga o'rning. O'lchov asbobi tutqichlarini mahkamlang, vertikal yo'nalishdagi ko'chishni (f ni) aniqlovchi 1 o'lchov asbobini o'rning: 1 o'lchov asbobidan o'lchov golovkchasini oling; 1-o'lchov asbobini tutqichga o'rning, 1-o'lchov asbobiga o'lchov diskini o'rning, gorizontal yo'nalishdagi ko'chishni (u ni) aniqlovchi 2 o'lchov asbobini tutqichga o'rning.

Ilgakni yarim aylana shaklidagi sterjenga o'rning. Yarim aylana shaklidagi sterjenni silliq tayanchga o'rning.

Chorak aylana shaklidagi sterjen. O'lchov asbobi tutqichlarini mahkamlang. Vertikal yo'nalishdagi ko'chishni (f ni) aniqlovchi 1 o'lchov asbobini o'rning, 1o'lchov asbobidan o'lchov golovkchasini oling; 1 o'lchov asbobini tutqichga o'rning; 1 o'lchov asbobiga o'lchov diskini o'rning

8.14-chizma. Chorak aylana shaklidagi sterjenda tajriba uskunasi

Gorizontal yo'nalishdagi ko'chishni (u) aniqlovchi 2 o'lchov asbobi tutqichga o'rnatilgan. Ilgakni chorak aylana shaklidagi sterjenga o'rnatilgan. Yarim aylana shaklidagi sterjenni shkiqli blokka mahkamlang

Tajribani o'tkazish. O'lchov asboblari to'g'rilang va qiymatlarini yozib boring

MA'LUMOT

Maksimal yuklanish:

Aylana: 100N

Yarim aylana: 70N

Chorak aylana: 100N

Balka uchun hisoblash va o'lchash natijalarini taqqoslash

F kuch, N	f o'lch, mm	f_{his} , mm	Farq, %	U o'lch, mm	U_{his} , mm	Farq, %
5						
10						
20						

Deformatsiyalarni hisoblash birinchi tartibli nazariyaga asoslangan, ya'ni deformatsiyalanmaydigan sistemalar olingan. Ikkinchi tartibli nazariya deformatsiyalanuvchi sistemalardagi kuchlar hisobga olinmagan. Shuning uchun hisoblashlardagi natijalarning qiymati o'lchanganlaridan kichik.

Kuchning qiymati ortishi bilan sistemaning deformatsiyasi ham oshib boradi. Lekin bu hisoblashlar orqali topiluvchi deformatsiyalarga ta'sir qilmaydi. Shuning uchun kuchning qiymati ortishi bilan o'lchangan va hisoblagan deformatsiyalar orasidagi farq qattalashib boradi

Texnik ma'lumotlar

O'lchamlari

Bo'yi x Eni x Balandligi 350x 150 x 660

Umumiy og'irligitaqr. 17kG

Tutqich 1x1 N

Yuklar to'plami 2x2 N, 1x5 N, 1x10 N, 4x20 N

Sterjenlar

Shakli aylana, yarim aylana

Ko'ndalang kesimi $b=20$ mm, $h=5$ mm

Material St.37, nikel

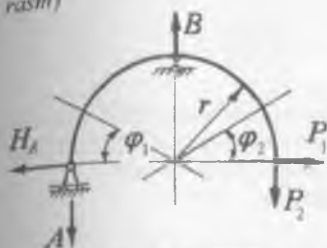
Elastiklik moduli taqr. 200.000N/mm^2

Inertsia momenti $I = \frac{bh^3}{12} = 280,33 \text{ mm}^4$

Neytral o'qi $r = 150\text{mm}$

misol-1. Egri sterjenni xavfli kesim normal kuchlanishini toping (8.15 -

rasm)



8.15 - rasm

Berilgan:

$$P = 1100 \text{ N}; \quad d = 5,0 \text{ sm}$$

$$r = 16 \text{ sm};$$

$$P_1 = P_2 = P$$

Yechish: Egri sterjen A va B tayanchlarga tayanadi. Reaksiya kuchlarini topamiz:

$$\sum x = 0; \quad -H_A + P_1 = 0$$

$$\text{yoki } H_A = P_1 = 1100 \text{ N}; \quad \sum M_A = 0$$

$$P_2 \cdot 2r - Br = 0$$

$$\text{bu erdan } B = 2P_2 = 2200 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0; \quad H_A \cdot r - A \cdot r + P \cdot r - P_1 r = 0$$

bu erdan $A = \frac{H_A \cdot r}{r} = H_A = 1100 \text{ N}.$

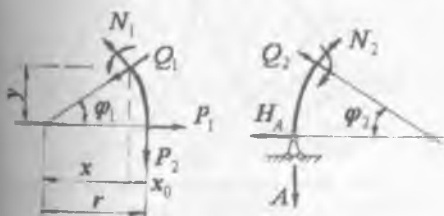
$$\text{Tekshirish: } \sum y = -A - B - P = 0$$

$$1 - 1 \text{ qirgim.} \quad 0 \leq \varphi_1 \leq 90^\circ$$

Eguvchi moment tenglamasini tuzamiz: $M_1 = P_2 x_0 - P_1 y.$

$$\text{Bu erda } x_0 = r - x = r - r \cdot \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi); \quad y = r \cdot \sin \varphi$$

$$\text{Unda } M_1 = P_2 r(1 - \cos \varphi_1) - P_1 r \sin \varphi_1$$



8.16 - rasm

$$Q_1 = P_2 \sin \varphi_1 - P_1 \cos \varphi_1 \quad \text{va} \quad N_1 = P_2 \cos \varphi_1 - P_1 \sin \varphi_1$$

Ko'ndalang kuch Q va bo'ylama kuch N tenglamalarini tuzamiz.

Buning uchun P_1 va P_2 tashqi kuchlarni egri sterjenni kesilgan ko'ndalang kesim yuzasiga urinma va perpendikulyar joylashgan tekisliklarga proektsiyalaymiz

Hisoblashni quyidagi jadvalda bajarish qulay

Burchak	Eguvchi moment	Ko'ndalang kuch	Bo'ylama kuch
0	0	- 1,1	- 1,1
30	- 0,0644	- 0,4026	- 1,5026
45	- 0,0704	0	- 1,54
60	- 0,0644	0,4026	- 1,5026
90	0	1,1	- 1,1

II – II qirgim.

$$0 \leq \varphi_2 \leq 90^\circ$$

$$M_2 = Ar(1 - \cos \varphi_2) - H_A \cdot r \cdot \sin \varphi_2,$$

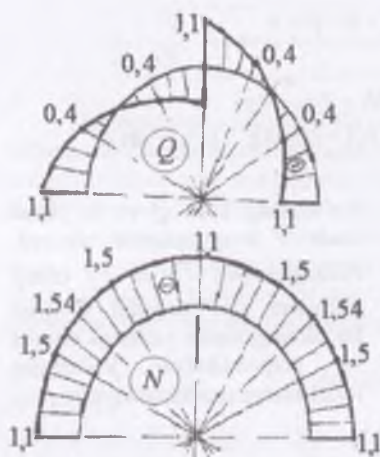
$$Q_2 = -H_A \cdot \cos \varphi_2 + A \cdot \sin \varphi_2$$

$$N_2 = -A \cos \varphi_2 - H_A \cdot \sin \varphi_2$$

Eguvchi moment epyurasini egri sterjenning cho'ziladigan tolalari tomoniga quriladi. Q va N kuchlarni musbat ishorali qiymati sterjenning tashqi tomoniga, manfiy ishorali qiymatini ichki tomoniga joylashtiramiz (8.16 – rasm).

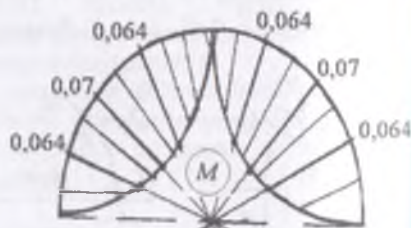
Hisoblashni jadvalda bajaramiz.

Burchak	Moment	Ko'ndalang kuch	Bo'ylama kuch
0	0	- 1,1	- 1,1
30	- 0,0644	- 0,4026	- 1,5026
45	- 0,0704	0	- 1,54
60	- 0,0644	0,4026	- 1,5026
90	0	1,1	- 1,1



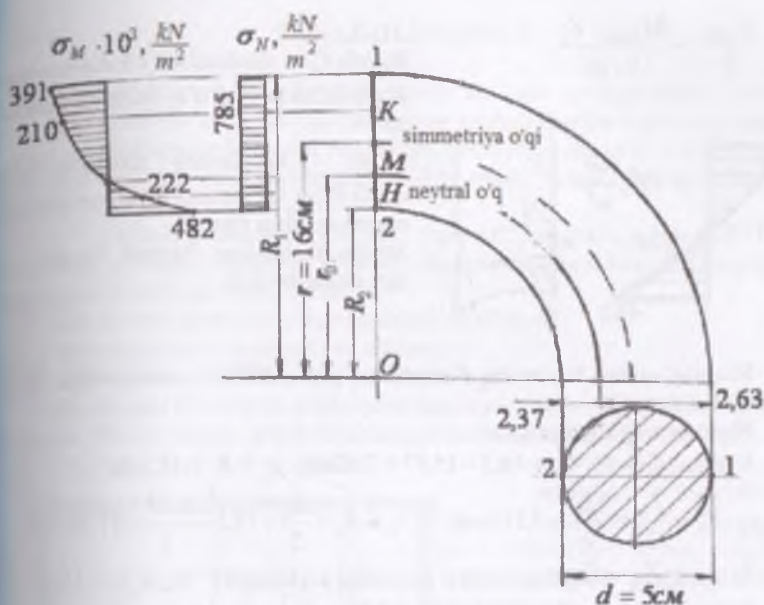
Sterjenning xavfli kesimi $\varphi = 45^\circ$ da joylashadi:

$$M_{\max} = 0,07 \text{ kNm}; \quad N_{\max} = 1,54 \text{ kNm}$$



8.16 – rasm. Egri sterjen uchun ko'ndalang kuch, eguvchi moment va bo'ylama kuch epyurlari.

Xavfli kesimidagi normal kuchlanishni topish uchun quyidagi sxemani chizamiz (8.17 – rasm).



8.17 - rasmi

Sxemadan

$$R_1 = r + \frac{d}{2} = 16 + 2,5 = 18,5 \text{ sm}; \quad R_2 = r - \frac{d}{2} = 16 - 2,5 = 13,5 \text{ sm}$$

R_1 va R_2 - egrilik markazi O nuqtadan 1 va 2 nuqtalargacha bo'lgan masofa, sm:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 25}{4} = 19,625 \text{ sm}^2 \quad \text{- sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi.}$$

Neytral o'qning egrilik radiusini topamiz:

$$r_0 = \frac{d}{\frac{R_1}{R_2} - 1} = \frac{5}{\frac{18,5}{13,5} - 1} = \frac{5}{0,315} = 15,87 \text{ sm}$$

Simmetriya o'qi - u - bilan neytral o'q orasidagi masofa:

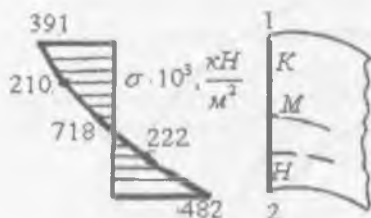
$$Z_0 = r - r_0 = 16 - 15,87 = 0,13 \text{ sm}$$

Kesimning neytral o'qga nisbatan statik momenti:

$$S = F \cdot Z_0 = 19,625 \cdot 0,13 \approx 2,55 \text{ sm}^3$$

Xavfli kesimning M va N ta'siridan hosil bo'lgan to'liq normal kuchlanishini quyidagi formuladan topamiz:

$$\sigma = \frac{N_{\max}}{F} - \frac{M_{\max} \cdot Z_i}{S \cdot \rho_i}$$



Bu erda Z_i - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta bilan neytral o'q orasidagi masofa, sm

ρ_i - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta bilan sterjenning egrilik markazi Q nuqta orasidagi masofa. Sterjen kesimining diametri bo'ylab σ egri chiziq bo'ladi.

Shuning uchun kesimning diametri bo'ylab $IKMN2$ nuqtalaridagi to'liq kuchlanishni topamiz.

Nuqtalarning koordinatalari:

$$1 \text{ nuqta } Z_1 = R_1 - r_0 = 18,5 - 15,87 = 2,63 \text{ sm}; \quad \rho_1 = R_1 = 18,5 \text{ sm}$$

$$K \text{ nuqta } Z_k = \frac{Z_1}{2} = \frac{2,63}{2} = 1,315 \text{ sm}; \quad \rho_k = R_1 - \frac{Z_1}{2} = 18,5 - \frac{2,63}{2} = 17,185 \text{ sm}$$

$$M \text{ nuqta } Z_M = 0 \text{ (nuqta neytral o'q ustiga joylashgan)} \quad \rho_M = r_0 = 15,87 \text{ sm}$$

$$2 \text{ nuqta } Z_2 = r_0 - R_2 = 15,87 - 13,5 = 2,37 \text{ sm}; \quad \rho_2 = R_2 = 13,5 \text{ sm}$$

$$H \text{ nuqta } Z_H = \frac{Z_2}{2} = 1,185 \text{ sm}; \quad \rho_H = r_0 - \frac{Z_2}{2} = 15,87 - 1,185 = 14,685 \text{ sm}$$

Nuqtalarning kuchlanishlarini topamiz:

$$\sigma_1 = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,07 \cdot 10^2 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{2,55 \cdot 10^{-6} \cdot 18,5 \cdot 10^{-2}} = -391 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$\sigma_k = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,07 \cdot 10^2 \cdot 1,315 \cdot 10^{-2}}{2,55 \cdot 10^{-6} \cdot 17,185 \cdot 10^{-2}} = -210,84 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$\sigma_M = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} = -784,7 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$\sigma_A = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,07 \cdot 10^2 \cdot 1,185 \cdot 10^{-2}}{2,55 \cdot 10^{-6} \cdot 14,685 \cdot 10^{-2}} = -222,3 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$\sigma_2 = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,07 \cdot 10^2 \cdot 2,37 \cdot 10^{-2}}{2,55 \cdot 10^{-6} \cdot 13,5 \cdot 10^{-2}} = -482,7 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$$

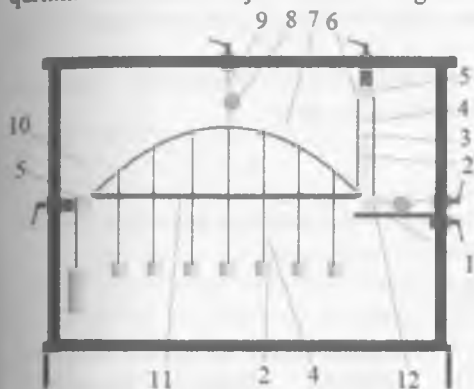
PARABOLIK ARKA

Geometrik o'qi egri chiziqdan iborat bo'lgan va tayanchlari vertikal yo'nalgan yuklar ta'sirida vertikal yo'nalgan reaksiyalardan tashqari gorizontal yo'nalgan reaksiyalar ham hosil bo'ladigan konstruksiyalar arka deb ataladi. Bu gorizontal reaksiya reaksiya kuchi deb ataladi. Arkalar balkaga qaraganda iqtisodiy jihatdan afzal hisoblanadi.

Ishning maqsadi: Qurilma omborlar, ko'priklar, fermalar va shu kabilardagi yuklangan parabolik arkalarni eksperimental usul bilan tekshirishga va quyidagilarni topishga imkon beradi:

yuk ko'tara olish qobiliyatini hisoblash va o'lchash;
deformatsiyalarni hisoblash va o'lchash;
to'plangan kuch yoki chiziqli yuklanishning ta'siri.

Tajriba ishi SE 110.16 qurilmasida bajariladi. Parabolik arka eksperimental qurilmasi SE 112 montaj ramasi bilan birgalikda foydalanishga mo'ljallangan.



8.35- rasm. SE 110.16

qurilmasi: 1-Tayanch

plitasi; 2-Yuk, 5N;

3-Yuk, 1N; 4-Yuk ilgich,
og'irligi 1N; 5- Qo'zg'almas

tayanch; 6- Tros, 630mm;

7-Arka, po'lat, 6 x 20mm,
latun -960mm; nikel -262mm;

8-O'lchov asbobi, 0...20 mm

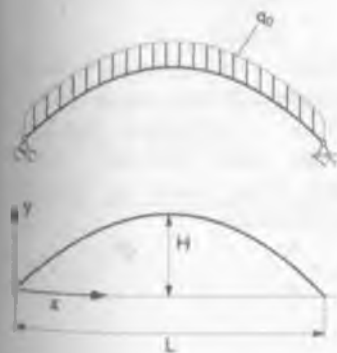
; 9- Kalta tutqich, o'lchov

asbobi uchun;

10- Turli uzunlikdagi

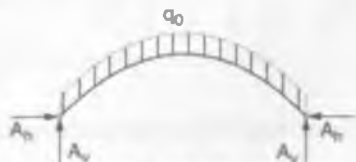
tyagalar;

11-Tros, 1250mm; 12- Qo'zg'aluvchan sharnir



Asosiy tushunchalar.

Parabolik arkalar ko'priklar, to'sinlar va panjaralar qurilishida asosiy element sifatida qatnashadi.



8.36-rasm. Arkaning yuklanishi

Parabolik arkalarining xarakterli xususiyati shundan iboratki, ularning uchlari mahkamlangan holda tekis taqsimlangan kuch ta'sirida ko'ndalang yo'nalishda qirquvchi paydo bo'lmasdan, normal kuch va eguvchi momentlar yuzaga keladi. Shunday qilib arka bloklarini bir-biriga nisbatan ixtiyoriy joylashtirish mumkin. Bunga yaqqol misol sifatida ming yillardan buyon mavjud bo'lgan ko'priklarni ko'rsatish mumkin. Parabolik arkaning balandligi x va uzunligi y orasidagi munosabat quyidagicha aniqlanadi:

$$y(x) = 4H \left[\frac{x}{L} - \frac{x^2}{L^2} \right] \text{ bu erda } L \text{ umumiy uzunlik, } H \text{ eng katta balandlik (}$$

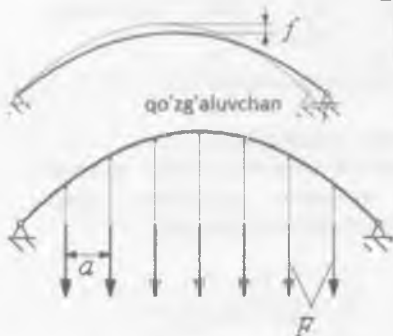
$x = \frac{L}{2}$ bo'lganda). Arka uchlardagi og'ish burchagi 45° bo'lganda H balandlik uzunlikning to'rtidan bir qismiga teng bo'ladi. Uchlarda eguvchi moment yo'qoladi va faqat normal kuch ta'sir qiladi, reaksiya kuchi normal kuchga teng bo'ladi. Shuning uchun uning vertikal va gorizontal tuzuvchilari o'zaro teng bo'lishi kerak.

Tekis taqsimlangan vertikal yuklanishda tayanchdagi reaksiya kuchining vertikal tuzuvchisi quyidagicha aniqlanadi

$$\sum F_v = q_0 L - 2A_v = 0 \quad \text{va} \quad A_v = \frac{q_0 L}{2}$$

Reaksiya kuchining gorizontal tuzuvchisi A_h reaksiya kuchining vertikal tuzuvchisiga teng bo'lishi kerak.

$$\text{Bundan} \quad A_h = A_v = \frac{q_0 L}{2}$$



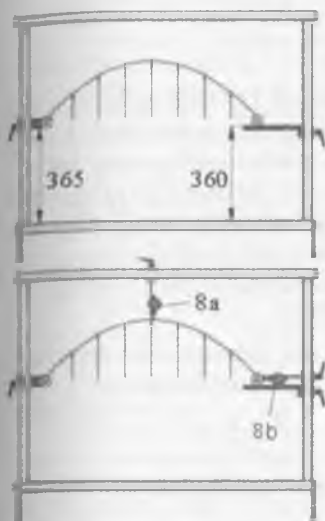
Uchlari erkin bo'lganda o'rtadagi egilishni quyidagi formuladan aniqlash mumkin

$$f = \frac{5q_0 L^4}{384EI}$$

Tekis taqsimlangan kuch eksperimentlarda teng maso-falarda joylashgan to'plangan kuchlar yordamida hosil qilinadi. Agar qiymati F ga teng to'plangan kuchlar orasidagi

masofa a ga teng bo'lsa, taqsimlangan kuch $q_0 = \frac{F}{a}$

Arkaning qurilishi



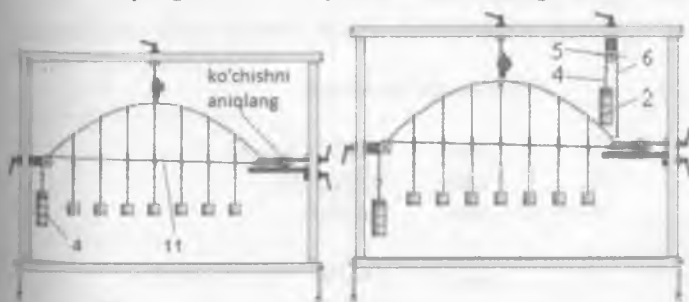
(1) tayanch plitani ramaning vertikal tomoniga 360 mm balandlikka o'rnatib. (5) qo'zg'almas tayanchni qarama-qarshi tomonga 365 mm balandlikka o'rnatib.

arkaning uchiga (12) qo'zg'aluvchan tayanchni o'rnatib. arkaning boshqa uchini qo'zg'almas tayanchga biriktiring va qo'zg'aluvchan shamirni tayanch plitaga joylashtiring.

(10) tyagalarni bir xil masofalarda joylashtiring; vintlarni o'tkazib mahkamlang. Tyagalar kichik masofalarda harakatlanishi mumkin. (8) o'lchov asboblari tutqichlariga o'rnatib. (8a) vertikal ko'chishni o'lchovchi asboblarni ramaning yuqori qismiga o'rnatib. Qo'zg'aluvchan tayanchning gorizontaal ko'chishni o'lchovchi (8b) asboblarni tayanch plitaga o'rnatib.

Tajribani o'tkazish. (8a,b) o'lchov asboblari yuklanishsiz arkaga o'rnatib nol holatga keltiring.

• Arkaga 7 x 6N kuchlarni qo'ying. Bunday yuklanish (4) yuk ilgich va (2) yuklarni tyagaga ilish bilan hosil qilinadi. O'lchov asboblariidan vertikal va gorizontaal ko'chishlarni aniqlang. Gorizontaal reaksiyani aniqlash uchun ikkita uzun (11) trosni qo'zg'aluvchan shamirning o'qiga ildiring, ikkinchi uchini qo'zg'almas tayanch shkivining ustidan o'tkazing.





• Troslar uchiga (4) yuklarning tutqichini ildiring; (2) yukni qo'zg'aluvchan sharnimning gorizontaal ko'chishi dastlabki 0 holatga kelguncha oshirib boring. Trosqa osilgan yukning qiymati A_h gorizontaal reaksiya kuchiga teng bo'ladi. Vertikal reaksiyani aniqlash uchun ikkita kaltaroq (6) trosni qo'zg'aluvchan sharnimning o'qiga ildiring, ikkinchi uchini ramaning yuqori qismiga o'rnatilgan (5) shkivdan oshiring. (4) yuk tutqichni trosarga ildiring (2) yukni o'ng tomondagi shkiv yuqoriga ko'tarilib boshlaguncha oshirib boring. Bu yuk A_v vertikal reaksiya kuchiga teng bo'ladi.

Tajribani baholash. Yuklangan balkada birinchi shart bajarilishi uchun 2x11N yuk kerak bo'ladi, shuning uchun gorizontaal reaksiya

$$A_h = A_v = \frac{7F}{2} = \frac{7 \cdot 6}{2} = 22 \text{ N}$$

Hisoblash natijasi eksperimental va hisoblash natijalari bir xil

Maksimal egilish $f = 8,5 \text{ mm}$

$$\text{Taqsimlangan kuch } q_0 = \frac{F}{a} = \frac{6}{120} = 0,05 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

Uzunlik $L = 960 \text{ mm}$ va inertsia momenti $I = 360 \text{ mm}^4$ bo'lganda hisoblash orqali topilgan egilish

$$f = \frac{5q_0 L^4}{384EI} = \frac{5 \cdot 0,05 \cdot 960^4}{384 \cdot 210000 \cdot 360} = 7,31 \text{ mm}$$

Bu qiymat tajribada aniqlanganida kichik. Bunga sabab shkivlarning elastikligi

Texnik ma'lumotlar

Uzunligi:	960	mm	O'lchov asbobi	
Balandligi:	262	mm	Diapazoni:	
Ko'ndalang kesimi	20mm x 6	mm	Shkalasi:	
Inertsia momenti	360	mm ⁴	Yuklar to'plami	16x1 N
Elastiklik moduli:	210000	N/mm ²		19x5 N

IX-BOB. MURAKKAB QARSHILIKLAR

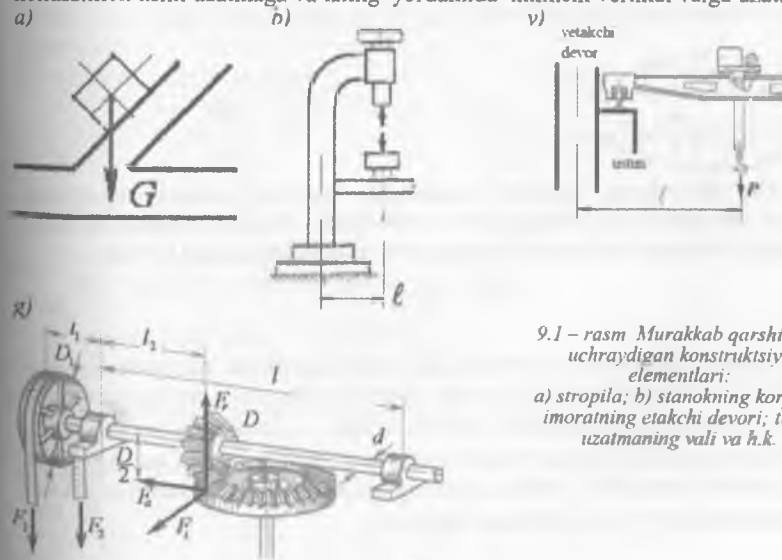
Texnikada ishlaydigan hamma detallar ham oddiy deformatsiyalar, ya'ni cho'zilish va siqilish, siljish, buralish yoki egilish deformatsiyalariga uchramasdan. balki bir paytda shu oddiy deformatsiyalarning kamida ikkitasi ta'sirida bo'lishi mumkin. Bunday holda konstruksiya qismi murakkab deformatsiyaga duch keladi. Shuning uchun, mashina yoki inshoot qismlarining ko'ndalang kesimida bir vaqtda ikkita va undan ortiq ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi. Natijada kesim yuzasida shunday murakkab kuchlanganlik holati kelib chiqadiki, kuchlarning mustaqillik alomatiga asosan bu kuchlanganlik holati oddiy kuchlanganliklar yig'indisidan iborat deb qarash mumkin. Kuchlarning mustaqillik alomatini murakkab deformatsiyaga tadbiiq etish uchun, elementning deformatsiyasi kichik va uning materiali Guk qonuniga bo'ysunishi kerak. Quyidagi rasmlarda murakkab qarshilik holatidagi ayrim konstruksiya elementlari ko'rsatilgan.

9.1-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 tekislikda egiladi. Murakkab - qiyshiq egilish hosil bo'ladi.

9.1-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.

9.1-rasm, v.da, ko'prikl 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.

9.1- rasm, g.da tasmali uzatma harakatni elektrodvigateldan olib val orqali konussimon tishli uzatmaga va uning yordamida ikkinchi vertikal valga uzatadi



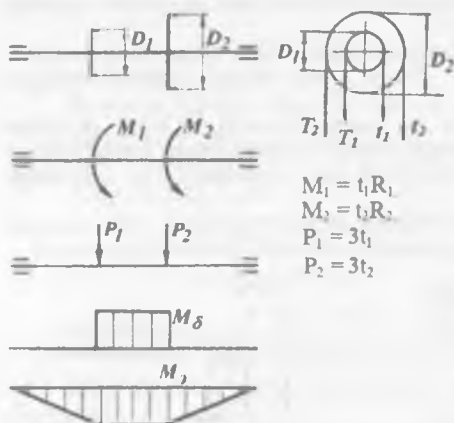
9.1 - rasm Murakkab qarshilikka uchraydigan konstruksiya elementlari:

a) stropila; b) stanokning korpusi; imoratning etakchi devori; tishli uzatmaning vali va h.k.

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

9.1. Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta'siri

Buralishga ishlaydigan sterjen val deyiladi. Val mashina, stanok va mexanizmlarning harakatga keltiruvchi asosiy elementi bo'lib, ko'pincha buralish bilan egilish deformatsiyalarining ta'siri natijasida ishlaydi. Shkivga o'rnatilgan remenlarning taranglik kuchlarining valga bosimi (R) (9.2-rasm) ta'sirida egilish deformatsiyasi, remenni etaklovchi va etaklanuvchi qismlarining taranglik kuchlari val kesimining markaziga nisbatan momentlari (M_1, M_2) ta'sirida buralish deformatsiyasi hosil bo'ladi.



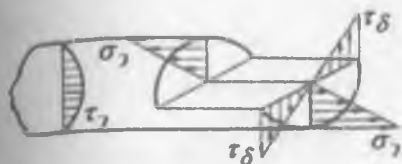
$$\begin{aligned} M_1 &= t_1 R_1 \\ M_2 &= t_2 R_2 \\ P_1 &= 3t_1 \\ P_2 &= 3t_2 \end{aligned}$$

9.2-rasm. Tasmali uzatma, M_1, M_2 aylantiruvchi momentlar, R_1, R_2 tasmalarni valar-ga bosim kuchlari, M_b burovchi va M_t eguvchi momentlari bilan yuklangan val

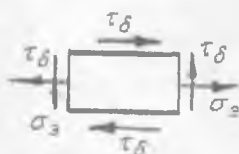
Demak, valning kesimida buralishdagi burovchi moment; egilishdagi eguvchi moment va ko'ndalang kuch hosil bo'ladi. Buruvchi moment ta'sirida, valning ko'ndalang kesimda buralishdagi urinma kuchlanishi hosil bo'ladi:

$$\tau_{\theta} = \frac{M_{\theta}}{W_{\rho}} \quad (9.1)$$

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. τ_{θ} kuchlanish val kesimining markazida eng katta qiymatga erishadi. Lekin valni hisoblashda, bu kuchlanishning ta'siri sezilarli emas (9.3 - rasm). Shuning uchun ko'ndalang kuch Q ta'siridagi urinma kuchlanish τ_{θ} ni e'tiborga olmaymiz.



9.3 – rasm. Valning kesimidagi kuchlanishlar.



9.4-rasm. Val sirtidan ajratilgan material tekis kuchlanganlik holatida

Eguvchi moment ta'sirida valning ko'ndalang kesimda egilishdagi normal kuchlanish hosil bo'ladi.

$$\sigma_z = \frac{M_x}{W_x} \quad (9.2)$$

Normal kuchlanish val kesimining chetki nuqtalarida eng katta qiymatga erishadi va kesim markazida nolga teng.

Demak, val kesimining chetki nuqtasida $\tau_\delta = \tau_{\delta \max}$ va $\sigma_z = \sigma_{z \max}$ bo'lib, bu nuqta atrofida ajratilgan elementar yuza xavfli holatda va tekis kuchlanganlik holatida (9.4-rasm). Ajratilgan elementning old qismi va unga parallel bo'lgan orqa tomoni har qanday kuchlanishlar ta'siridan ozod. Shuning uchun bu yuza bosh yuza va bu yuzadagi bosh normal kuchlanish nolga teng. Uchta bosh kuchlanishlardan bittasi nolga teng bo'lgan holatdagi elementning kuchlanganlik holati tekis kuchlanganlik. Murakkab kuchlanganlik holatidagi valning mustahkamligi, mustahkamlik nazariyalari asosida tekshiriladi. Po'latdan tayyorlangan valning mustahkamligi III va IV mustahkamlik nazariyalari bo'yicha tekshiriladi.

III nazariya $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (9.3)$

Agar $\sigma_z = \frac{M_z}{W}$ ba $\tau_\delta = \frac{M_\delta}{W_\rho} = \frac{M_\delta}{2W}$ kuchlanishlarni III nazariyaga

keltirib qo'ysak: $\frac{\sqrt{M_z^2 + M_\delta^2}}{W} \leq [\sigma] \quad (9.4)$

bu erda $\sqrt{M_z^2 + M_\delta^2} = M$ keltirilgan moment.

Mustahkamlik shart $\frac{M_{ket}}{W} \leq [\sigma]. \quad (9.5):$

Bal kesimining o'lchamlari quyidagicha topiladi $W = \frac{M_{ket}}{[\sigma]}$ yoki agar

$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ bo'lsa, valning diametri:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{kes}}}{\pi \cdot [\sigma]}} \quad (9.6)$$

IV nazariya $\sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_6^2} \leq [\sigma]$ va σ, τ_6 larni hisobga olsak,

$$\frac{\sqrt{M_3^2 + 0,75M_6^2}}{W} \leq [\sigma] \quad \text{va} \quad W = \frac{\sqrt{M_3^2 + 0,75M_6^2}}{[\sigma]} = \frac{M_{\text{kes}}}{[\sigma]} \quad (9.7)$$

9.2. QIYSHIQ EGILISH

Amaliyotda shunday konstruktsiya qismlari uchraydiki, bu holatda elementga qo'yilgan tashqi kuchning ta'sir chizig'i elementning bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, uning ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inertiya o'qlari tekisligidan o'tmaydi. Bunday sterjenning egilishi tashqi kuchning ta'sir qilish tekisligida yotmaydi. Qiyshiq egilish sodir bo'ladi. Masalan, bino tomidagi tunuka ostiga qoqiladigan taxtalar qiyshiq egilishga ishlaydi (9.5-rasm, a). F kuch "bosh inertiya o'qiga nisbatan φ burchak ostida joylashgan. F kuchning x va y o'qlaridagi ajratuvchilarini topamiz $F_y = F \cos \varphi$ va $F_x = F \cdot \sin \varphi$

Ixtiyoriy Z masofada joylashgan bosh inertiya o'qlari (X_I va Y_I) ga nisbatan F_x va F_y kuchlarining eguvchi momentlari quyidagicha yoziladi:

$$M_{yI} = -F_x \cdot z = -F \cdot z \cdot \sin \varphi$$

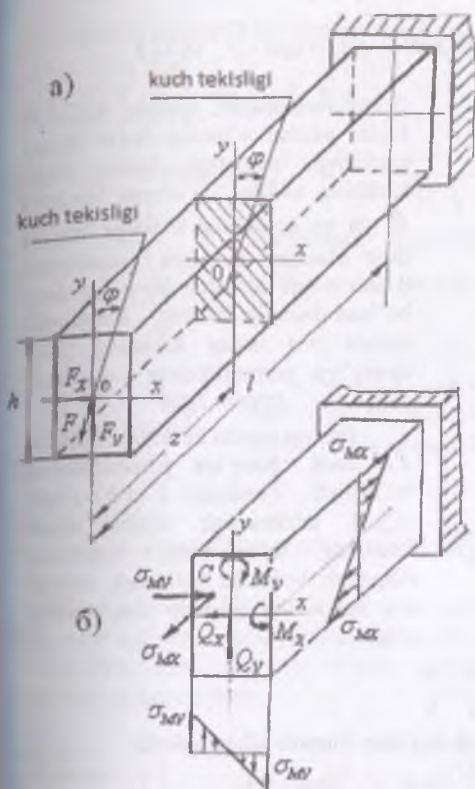
$$M_{xI} = -F_y \cdot z = -F \cdot z \cdot \cos \varphi$$

$M = F \cdot z$ 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 eguvchi moment paydo bo'ladi va bu momentlar sterjenni ikkita bosh inertiya tekisliklarida egadi. Sterjenning kesim yuzasidan tanlangan ixtiyoriy S nuqta kuchlanishining formulasini yozamiz:

$$\sigma_c = -\frac{M_y \cdot X_c}{I_y} - \frac{M_x \cdot Y_c}{I_x} = -M \left(\frac{\cos \varphi \cdot X_c}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot Y_c}{I_x} \right) \quad (9.8)$$

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 bo'ladi. Tekis ko'ndalang egilishdagidek, qiyshiq egilishda ham normal kuchlanishning qiymati, asosan y va x koordinatalariga bog'liq.



9.5-rasm. Qiyshiq egilish:

- a) brusni yuklanishi;
b) kesimdagi kuchlanishlar.

Qiyshiq egilishda kesimning aylanishida neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan tolasi eng katta deformatsiyaga uchraydi. Shuning uchun, qiyshiq egilishda xavfli holatdagi nuqtani aniqlash uchun, avvalo sterjening 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

$$O = -M \left(\frac{\cos \varphi \cdot X_o}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot Y_o}{I_x} \right) \quad M \neq 0 \text{ bo'lmagani uchun}$$

$$\frac{\cos \varphi \cdot X_o}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot Y_o}{I_x} = 0 \quad (9.9)$$

bu erda: X_o va Y_o normal kuchlanishi nolga teng bo'lgan holatga to'g'ri keluvchi nuqtaning koordinatalari.

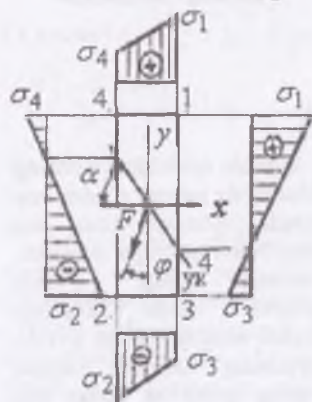
(9.9) formulaga asosan, neytral o'q koordinata boshidan o'tuvchi to'g'ri chiziq. Neytral o'q u - o'qiga α burchak ostida joylashgan (9.6 - rasm). (9.9)

formulad
$$\left[\frac{X_o}{Y_o} \right] = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{I_y}{I_x} \quad (9.10)$$

hosil qilamiz. 9.6 - rasmdan
$$\left[\frac{X_o}{Y_o} \right] = \operatorname{tg} \alpha$$

(9.10) formulani quyidagicha yozamiz:

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi \frac{I_y}{I_z} \quad (9.11) \quad \text{yoki} \quad \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{I_z}{I_y} \quad (9.12)$$



9.6 – rasm. Brus kesimining tomonlarida kuchlanishlarni tarqalish qonuniyati

(9.11) formuladan, qiyshiq egilishda kesim neytral o'qining holati tashqi kuchning qiymatiga emas, balki kuchning uo'qiga og'ishgan burchagi φ ga va kesimning shakliga bog'liq ekan. Masalan: inertiya 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 diagonali bo'yicha joylashsa, 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:

$$\sigma = \pm M \left(\frac{\cos \varphi \cdot x}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot y}{I_z} \right) \quad (9.13)$$

Kesimning neytral o'qda joylashgan I va II nuqtalarida kuchlanish maksimal qiymatga, neytral o'q ustidagi barcha nuqtalarida nolga teng va neytral o'qqa yaqin joylashgan nuqtalarda (3 va 4) minimal bo'ladi. Kesimni turli nuqtalari uchun topilgan kuchlanishlarning qiymatlari yordamida qiyshiq egilishdagi kuchlanish epyurasini qurish mumkin. (9.13) formulada ko'pincha

$$\frac{I_y}{x_{\max}} = W_y \quad \text{va} \quad \frac{I_z}{y_{\max}} = W_z \quad \text{ifoda bilan almashtiriladi}$$

$$\sigma = \pm M \left(\frac{\cos \varphi}{W_y} + \frac{\sin \varphi}{W_z} \right) \quad (9.14)$$

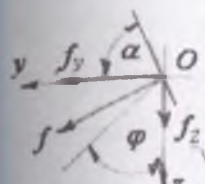
Qiyshiq egilishda mustahkamlik sharti.

$$\sigma_{\max} = M_{\max} \left(\frac{\cos \varphi}{W_y} + \frac{\sin \varphi}{W_z} \right) \leq [\sigma] \quad (9.15)$$

Qiyshiq egilishda ko'chishni aniqlash. Kuchlarning mustaqillik alomatiga

$$\text{asosan: } f_z = \frac{F_z \ell^3}{3EI_y} \quad \text{va} \quad f_y = \frac{F_y \ell^3}{3EI_z} \quad (9.16)$$

$$\text{Unda to'liq ko'chish } f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2} = \frac{F \ell^3}{3E} \sqrt{\frac{\cos^2 \varphi}{I_y^2} + \frac{\sin^2 \varphi}{I_z^2}}$$



Qiyshiq egilishda ko'chish

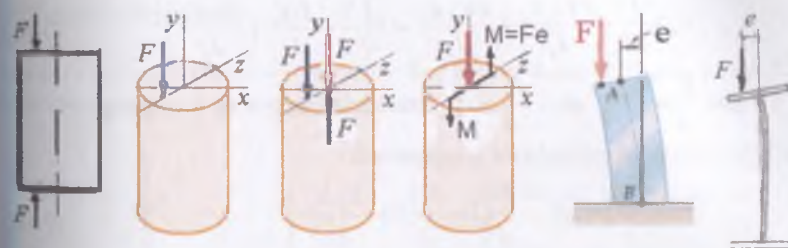
Yuqoridagi formulalardan ko'rinishicha ster-jenning egilishi uning bikrligiga bog'liq $\frac{f_y}{f_z} = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{I_y}{I_z}$ va

$$f = \frac{f_y}{\sin \varphi} = \frac{f_z}{\sin \alpha}$$

hosil qilamiz. Agar $\alpha = \varphi$ bo'lsa, sterjenning egilishi neytral o'qqa perpendikulyar tekislikda sodirbo'ladi

9.3 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

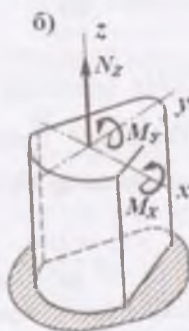
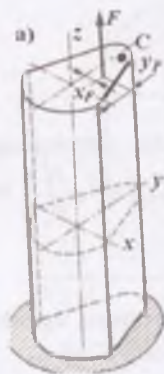


Brusni markazlashmagan siqilishiga oid

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 (9.7-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 moment ta'sirida egilishga uchraydi. Brus M_y eguvchi momenti ta'sirida OY o'q atrofida OX tekisligida egiladi.

$M_x = Fy$ momenti ta'siridan brus OY tekisligida OX o'q atrofida egiladi (9.7 – rasm).



9.7 – rasm . Markazlashmagan cho'zilish va siqilish: a) brusni yuklanish sxemasi; b) kesimdagi ichki kuch faktorlar

C nuqta brusning cho'ziladigan tolalarida joylashgan. Shuning uchun normal kuchlanish – musbat ishorali. Unda S nuqtadagi kuchlanish quyidagicha

$$\sigma_s = \frac{F}{A} + \frac{FY_F \cdot Y_c}{I_x} + \frac{FX_F \cdot X_c}{I_y} = F \left(\frac{1}{A} + \frac{Y_F Y_c}{I_x} + \frac{X_F X_c}{I_y} \right) \quad (9.17)$$

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 hisobgaolsak:

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{Y_F Y_c}{i_x^2} + \frac{X_F X_c}{i_y^2} \right) \quad (9.18)$$

(9.18) formuladan brus istalgan nuqtasining kuchlanishini topish mumkin. Buning uchun nuqtaning koordinatalari X va Y ishoralarini hisobga olish kerak. Masalan: kesimdan ixtiyoriy tanlangan koordinatalari X_B va Y_B bo'lgan

B nuqta brusning siqiladigan tolalarida joylashsa nuqtadagi kuchlanishning ishorasi manfiy bo'ladi.

$$\sigma_B = -\frac{F}{A} \left(1 - \frac{Y_F Y_B}{i_x^2} - \frac{X_F X_B}{i_y^2} \right)$$

Demak, markazlashmagan siqilishda ham oddiy ko'ndalang yoki qiyshiq egilishdagi kabi normal kuchlanish nuqtaning qaysi chorakida yoki qaysi tolalarida joylashganligiga bog'liq ekan. 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

$$1 + \frac{X_F X_o}{I_y^2} + \frac{Y_F Y_o}{I_x^2} = 0 \quad (9.19)$$

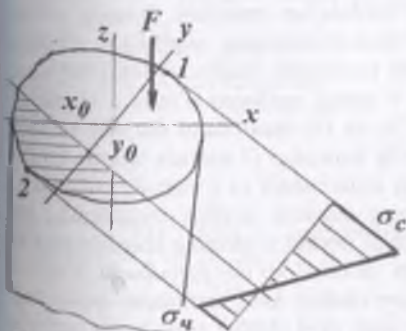
(9.19) tenglama neytral o'q tenglamasi. Neytral o'q koordinata boshidan o'tmaydigan to'g'ri chiziq. Bu tenglamadan XOY koordinata boshidan neytral o'qgacha bo'lgan masofalar X_o va Y_o larni topish mumkin.

$Y_o = 0$ bo'lsa, (9.19) dan $1 + \frac{X_F X_o}{I_y^2} = 0$ ifodani olamiz.

Shuningdek, $X_o = 0$ bo'lsa $1 + \frac{Y_F Y_o}{I_x^2} = 0$ hosil bo'ladi.

Bu tenglamalarni echib $X_o = -\frac{I_y^2}{X_F}$ va $Y_o = -\frac{I_x^2}{Y_F}$ (9.20)

neytral o'q koordinata o'qlarining kesishidan hosil bo'lgan kesmalarni topamiz.



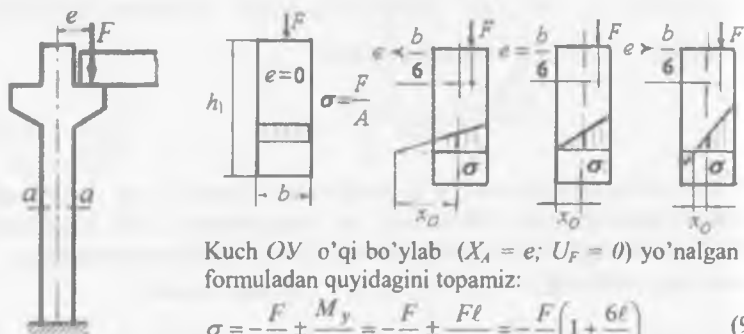
9.8-rasm. Kesim yuzada normal kuchlanishni tarqalish qonuniyati

Demak, neytral o'q X va Y o'qlarini X_o va Y_o masofalardan kesib o'tadi (8.8-rasm). Neytral o'q kesim yuzasini ikki qismga, cho'ziladigan va siqiladigan tolalarga ajratadi. Agar kesimning konturiga neytral o'qga parallel urinmalar o'tkazsak, brus kesimining neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan nuqtalarini (1 va 2) aniqlaymiz. Kesimdagi eng katta cho'zuvchi va siquvchi normal kuchlanishlar 1 va 2 nuqtalarda hosil bo'ladi 1 nuqta brusning cho'zilgan tolasida joylashganligi

uchun (9.8-rasm) normal kuchlanish musbat, 2 nuqtada manfiy. Normal kuchlanish kesim yuzasida to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi va kesimning konturida eng katta qiymatga erishadi

$$\sigma_{12} = \pm \frac{F}{A} \left(1 \pm \frac{X_F \cdot X_{12}}{I_F^2} \pm \frac{Y_F \cdot Y_{12}}{I_Y^2} \right)$$

Kesim yuzasi to'g'ri to'rtburchakdan iborat bo'lgan brusning markazlashmagan siqilishida, kesimning neytral o'qini turli hollarda o'zgartirib ko'ramiz (8.7-rasm).



Kuch OY o'qi bo'ylab ($X_A = e$; $U_F = 0$) yo'nalgan (9.18) formuladan quyidagini topamiz:

$$\sigma = -\frac{F}{A} \pm \frac{M_y}{W_y} = -\frac{F}{A} \pm \frac{F\ell}{hb^2} = -\frac{F}{A} \left(1 + \frac{6\ell}{b} \right) \quad (9.21)$$

Bu formuladan ko'rinib turibdiki, $e = 0$ bo'lganda kesimning barcha nuqtalarida bir xil kuchlanish paydo bo'ladi (9.9-rasm).

Kesim yadrosi. Texnikada va qurilishda uchraydigan ayrim materiallar (beton, kirpich, yog'och, cho'yan, shisha) cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsata olmaydi. Bunday materiallarning kesim yuzasida ikki xil ishorali kuchlanish hosil bo'lishi noqulaydir, ya'ni maqsadga muvofiq emas. Masalan: mo'rt materiallar siqilishga nisbatan cho'zilishda tez emiriladi. Shuning uchun mo'rt materialdan tayyorlangan brus markazlashmagan siqilishga uchrasa, ko'ndalang kesim yuzasida bir xil ishorali kuchlanish (siquvchi) hosil bo'lgani ma'qul. Buning uchun kesimning neytral o'qining egallagan o'rmini o'zgartirish kerak. Masalan: (9.20) formulaga asosan X_o va U_o masofalarni shunday tanlash mumkinki, bu holatda neytral o'q kesimning konturiga D nuqtada urinma bo'lib qoladi. Unda G' kuch kesimning markaziga yaqinlashadi va 2 nuqtada joylashadi. Xuddi shunday 3,4,5 nuqtalarni kesimning markazi atrofida aylantirsak, bu nuqtalarga mos ravishda 3,4,5 chiziqlar, ya'ni neytral o'qlarning holatlari to'g'ri keladi. Neytral o'qlar kesimning sirtiga urinma bo'lib joylashadi. *Neytral o'qlarning bu holatlariga to'g'ri keladigan cheksiz kuch nuqtalarni kesimning markazi atrofida aylantirilishida hosil bo'lgan egri chiziqli soxa-kесim yadrosi deyiladi.* Kesim yadrosi ichiga qo'yilgan har qanday tashqi kuch kesim yuzasida bir xil ishorali kuchlanishni yuzaga keltiradi. Masalan: Tomonlari b va h bo'lgan to'g'ri to'rtburchakli kesim uchun kesim yadrosini topamiz. Buning uchun

kesinning tomonlariga urinmalar o'tkazamiz (9.9 – rasm), I-I urinmani XOY koordinata sistemasidagi koordinatalari:

$$X_o = -\frac{i_y^2}{x_a} \quad \text{va} \quad Y_o = -\frac{i_x^2}{y_a}$$

formulalaridan foydalanib kesim yadrosini koordinatalarini topamiz:

$$X_F = X_a = -\frac{i_y^2}{\infty} \quad \text{va} \quad Y_F = Y_a = -\frac{i_x^2}{h} = -\frac{2I_x}{hF} = -\frac{2bh^3}{12bh^2} = -\frac{h}{6}$$

$$X_a = Y_a = \pm \frac{i_x^2}{R} = \pm \frac{I_x}{FR} = \pm \frac{\pi \cdot R^4}{4\pi \cdot R^2 R} = \pm \frac{R}{4}$$

Shunday qilib, I-I urinmaga to'g'ri keluvchi kesim yadrosini I nuqtasi OU o'qida OX o'qidan $Y_a = -\frac{h}{6}$ masofada joylashadi.

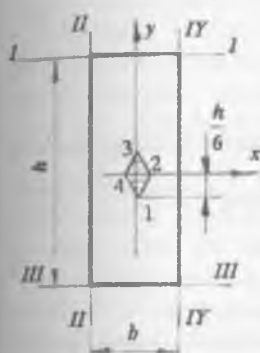
III-III urinmaga to'g'ri keladigan kesim yadrosining 3 nuqtasi ham OY o'qida OX o'qidan

$Y_a = \frac{h}{6}$ masofada joylashadi. II-II va IV-IV

urinmalar uchun $Y_w = 0$ va $X_a = \pm \frac{h}{6}$ hosil bo'ladi.

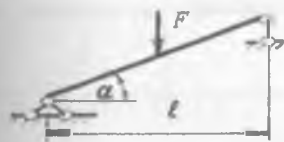
1, 2, 3, 4 nuqtalarni to'g'ri chiziqlar bilan tutashtirsak, romb hosil bo'ladi (9.10 – rasm). Doiraviy kesim uchun kesim yadrosi doiraning markazi atrofida joylashgan va radiusi

$r = \frac{R}{4}$ bo'lgan doira bo'ladi.



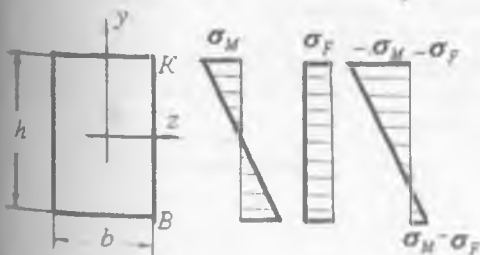
9.10 – rasm. Kesim yadrosini aniqlash sxemasi

9.4. Egilish bilan cho'zilish yoki siqilishning birgalikdagi ta'siri



Tashqi F kuch bilan yuklangan balka sharnirli tayanchga tayangan va gorizontalga nisbatan α burchakda joylashgan F kuchni balka kesimining bo'ylama o'qiga va normalga proektsiyalaymiz

$$F_y = F \cos \alpha \quad \text{va} \quad F_x = F \sin \alpha$$



9.11 – rasm. Kuchlanishlar

F_x kuch ta'sirida balka oddiy ko'ndalang egilishda bo'ladi. Natijada balkaning ko'ndalang kesimida egilishdagi, ya'ni eguvchi moment ta'siridagi normal kuchlanish hosil bo'ladi. F_x kuch ta'sirida balka siqiladi va balkaning ko'ndalang kesim yuzasida teng tarqalgan siquvchi normal kuchlanish hosil bo'ladi:

$$\sigma_F = -\frac{F}{A}.$$

Balka kesimining chetki nuqtalaridagi to'liq kuchlanish

$$\sigma = \pm \frac{M}{W_z} \pm \frac{F}{A} \quad \text{ёku} \quad \sigma_k = -\frac{M}{W_z} - \frac{F}{A} \quad \text{ёa} \quad \sigma_B = \frac{M}{W_z} - \frac{F}{A}$$

SAVOLLAR

1. Murakkab qarshiliklar nima?
2. Murakkab qarshiliklar turlarini ayting?
3. Valni buralish bilan egilishda 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?

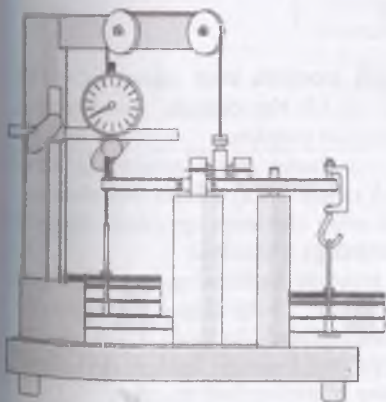
Kuchlanganlik holatini tajribada tekshirish

Ishning maqsadi: sof egilish yoki sof buralish yoki ularning kombinatsiyasini namunada tekshirish

Didaktik maqsad. Materiallar qarshiligi fanidagi turli mustahkamlik nazariyalariga mos ruxsat etilgan kuchlanishlar WP 130 sinov uskunasi yordamida aniqlanishi mumkin. Tadqiqotchiga materiallar qarshiligining bu nazariy va tushunarsiz qismi tajriba orqali tushunarli bo'ladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishlardan materialdagi kombinatsiyalashgan normal va urinma kuchlardan hosil bo'lgan kuchlanishni topishda foydalaniladi. Chunki materialning xususiyatlarini faqat bir o'qli kuchlanganlik holatida (uzilishdagi mustahkamlik chegarasi, oquvchanlik chegarsi) aniqlash mumkin, unga mos ruxsat etilgan kuchlanishlar ikki yoki uch o'qli kuchlanganlik holatida aniqlanishi zarur.

Normal va urinma kuchlanishlar ruxsat etilgan kuchlanishlar kriteriyasini isbotlash uchun namunaning aynan bitta nuqtasida qaralishi kerak. Urinma kuchlar bu erga ta'sir qilmaydi, chunki ular maksimum qiymatga o'rta kesimda erishadi. Bu sinov uskunasi namunaning kuchlanganlik-deformatsiyalanganlik holati egilish va buralishdan iborat bo'ladi. Ular sodda mexanik vositalar yordamida amalga oshiriladi. Sinov uskunasi sof egilish yoki sof buralish yoki ularning kombinatsiyasini namunada tekshirish uchun mo'ljallangan. Tajriba WP130 sinov qurilmasida bajariladi.

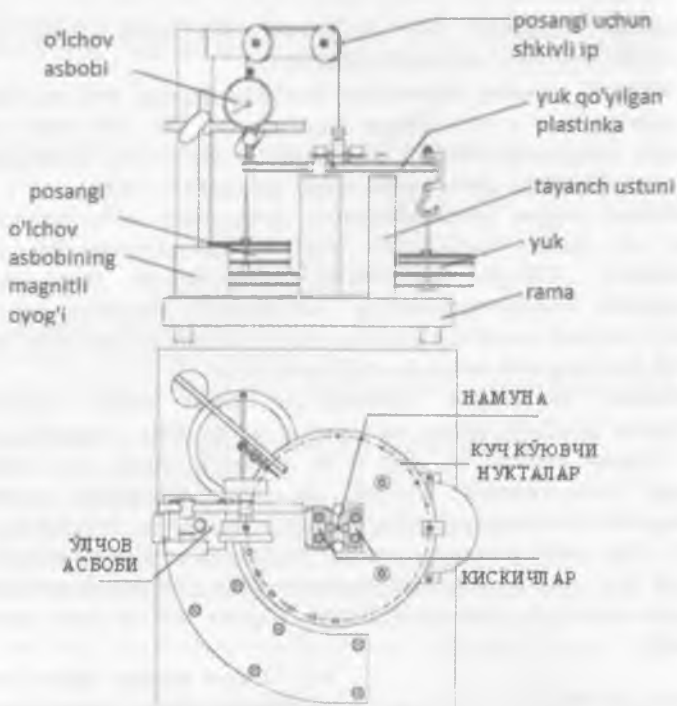


WP130 qurilmasi

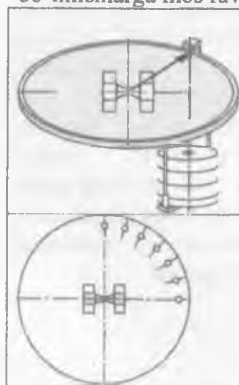
WP130 sinov uskunasi sodda ko'rinishda va aniq ishlaydi. Sodda ko'rinishdagi namunalardan foydalaniladi.

Namunaning bir uchi qo'z-g'almas ramaga ikkinchi uchi esa doiraviy plastinkaga mahkamlanadi. Yuk doiraviy plastinkaning chetiga talab qilingan ixtiyoriy burchak bilan qo'yilishi mumkin. Bu esa namunada hohlagan ko'p o'qli kuchlanganlik holatini yuzaga keltiradi. Namunaning deforma-tsiyasi o'lchov asbobida ko'rinib turadi. Tadqiqotchi deformatsiyani o'lchashda qaysi mexanik vosita-lardan foydalanish va sinovlarni qanday o'tkazishni o'rganadi

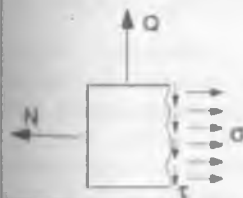
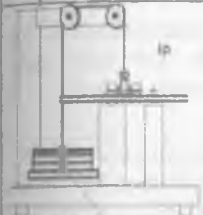
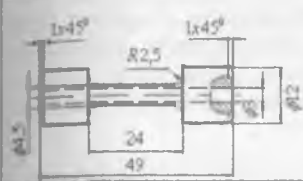
Sinov uskunasi ko'rinishi



Sinov uskunasi funksiyasi. Kuch momenti kuch elkasi va yuklar yordamida hosil qilinadi. Kuch momenti 0 va 3.0 Nm oraliqda yuk diskidagi bo'linishlarga mos ravishda 0.1 Nm dan o'zgarishi mumkin.



Doiraviy plastinkadan kuch momentini hosil qilishda kuch richag (elka) sifatida foydalaniladi. Yuk plastinkaning chetlariga qo'yiladi. Namuna esa uning markaziga o'rnatiladi. Eguvchi va burovchi kuchlarning kombinatsiyasi kuch qo'yiluvchi belgi-langan nuqtalardan foydalanib hosil qilinadi. Bu holda 0° sof eguvchi momentga, 90° sof burovchi kuchga ekvivalent. Kuch 15° bilan siljitib borilishi mumkin. Deformatsiya kuch qo'yilgan nuqtada diametrial qarama-qarshi nuqtada o'lchanadi. Bu esa deformatsiya eng katta qiymatga erishgan nuqtada o'lchanishiga imkon beradi. Bu holda



plastinkaning kuchlanmagan qismida deformatsiya o'lanib xatolik mukamallashtiriladi

Namunaning ko'ndalang kesimi doiraviy bo'lib, u friksion qisqichlar yordamida mahkamlanadi

Namunaga plastinkaning xususiy og'irligi va yuk og'irligi kompensatsiyalangan bo'lib ular ta'sirida yuzaga keluvchi ko'ndalang kuchlar ta'sir qilmaydi. Statik aniqlikni ta'minlash va qisqichlardagi oldindan kuchlanganlikdan qochish maqsadida kuch plastinkasi posangiga egiluvchan ip orqali bog'langan.

Nazariy ma'lumotlar

Bir o'qli kuchlanganlik holati, ya'ni sof cho'zilish yoki siqilishda oquvchanlik holatidagi kuchlanishni aniqlash kerak. Bu cho'zilish yoki siqilish kuchlanishiga mos keladi. Chegaraviy kuchlanish cho'zilish yoki siqilishda oson aniqlanishi mumkin

Normal va urinmakuchlanishlar yuzaga keluvchi ko'p o'qli kuchlanganlik holati normal va ko'ndalang yoki eguvchi kuchlar ta'sirida yuzaga keladi. Kuchlanishlarning bunday kombina-tsiyasi emirilishga olib kelishi mumkin. Faqat bir o'qli kuchlanganlik holatida ya'ni cho'zilishga sinashda materialning mustahkamligi aniqlanishi mumkin. Xuddi shunday ruxsat etilgan kuchlanish ko'p o'qli kuchlanganlik holatida ham aniqlanishi mumkin. Turli vaqtlarda har xil mustahkamlik nazariyalari taklif etildi va ularga mos ruxsat etilgan kuchlanishlar aniqlandi. Ularning asosiy uchtasi quyidagilar:



Бosh kuchlanishning maksimum kriteriysi (RENKIN)

$$\sigma_r = \frac{1}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_y - \sigma_x)^2 + 4\tau^2}$$

Bunga ko'ra material eng katta normal kuchlanish ta'sirida emiriladi. Bu holat mo'rt uzilishda foydalaniladi. Uzilish tekisligi kuch yo'nalishiga perpendikulyar. Tajribalar shuni ko'rsatadiki bu kriteriya **mo'rt materiallar**, misol uchun cho'yan uchun yaxshi ishlaydi. Urinma kuchlanishning maksimum kriteriysi (MOR)

$$\sigma_r = 2\tau_{max} = \sqrt{(\sigma_y - \sigma_x)^2 + 4\tau^2}$$

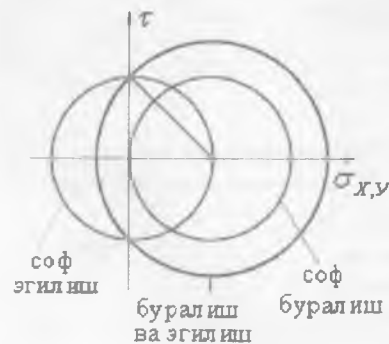
Unga ko'ra materialda urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishganda emirilish sodir bo'ladi. siljishdagi yorilish paydo bo'ladi.

Eng katta urinma kuchlanish eng katta bosh kuchlanish yo'nalishiga 45° burchak ostida yuzaga keladi, yorilish tekisligi asosiy kuch yo'nalishiga 45° ostida paydo bo'ladi. Bu kriteriya asosan **mustahkam, plastik materiallar**, masalan mis, yumshoq po'lat va alyuminiy kabi materiallar uchun o'rinli.

Siljish deformatsiyasi energiyasining maksimum kriteriysi (MIZES va GENKA nazariyalari)

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2}$$

Bu kriteriyaga ko'ra elastik energiya biror qiymatdan oshgandan so'ng material emiriladi. Agar jismga kuch ta'sir qilsa u deformatsiyalanadi. Bu deformatsiya hosil bo'lishi uchun tashqi kuch elastik energiyaga teng ish bajarishi kerak. Deformatsiya hajmning o'zgarishi va shaklning o'zgarishi bo'lishi mumkin.



Elastik energiya kriteriysiga ko'ra emirilish shakl o'zgarishi deforma-tsiyasi juda katta bo'lganda yuzaga keladi. Bu kriteriy materialning turidan bog'liq bo'lmagan holda dinamik va o'zgaruvchan kuchlar ta'siridagi jismlar uchun o'rinli

Ruxsat etilgan kuchlanishlar bosh kuchlanishlar va urinma kuchlanishlar orqali ifodalanadi. Bu ikki kuchlanish orasidagi bog'lanishni Mor doirasi yordamida grafik ko'rinishda ifodalash mumkin. Bunda urinma kuchlanish

480

normal kuchlanish orqali ifodalanagan.

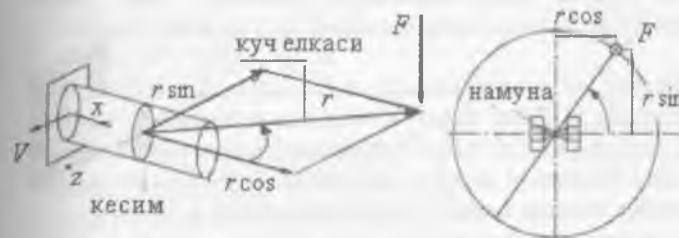
- Sof egilishda kuchlanish doirasi koordinata o'qidan o'ng tomonda joylashadi. Urinma kuchlanish ikkinchi bosh kuchlanish yo'nalishida nolga teng bo'ladi. Sof burilishda ikkita bosh kuchlanish ham nolga teng bo'ladi. Kuchlanish doirasining markazi koordinata boshida joylashgan bo'ladi.

-**Egilish bilan burilishning bir paytda sodir bo'lishi** kuchlanish doirasi ikkita sof kuchlanganlik holatlaridagi doiralar oralig'ida bo'ladi.

Eguvchi va burovchi kuchlanishlar kombinatsiyasi. Quyida egilish va burilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish va tashqi kuch orasidagi bog'lanish ifodalangan. Namuna sifatida biki materialdan foydalaniladi va siljish deformatsiyasi kriteriysi o'rinli bo'ladi

$$\sigma_r = 2\tau_{max} = \sqrt{(\sigma_y - \sigma_x)^2 + 4\tau^2}$$

Egilishda namuna o'qiga perpendikulyar yo'nalishda normal kuchlanishlar bo'lmaydi Bunda $\sigma_y = 0$ va $\sigma_r = 2\tau_{max} = \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2}$



Eguvchi va burovchi kuchlar ta'siridagi namuna Namunani 130 sinov uskunasi o'rnatish

Namunaning uchidagi maksimal normal kuchlanish eguvchi moment va geometrik inertsia momenti orqali quyidagicha ifodalanadi

$$\sigma_r = \frac{M_b \cdot d}{I_b \cdot 2}$$

Maksimal urinma kuchlanish namunaning uchida yuzaga keladi

$$\tau = \frac{M_t \cdot d}{I_t \cdot 2}$$

Doiraviy ko'ndalang kesim uchun geometrik inertsia momentlari

$$I_b = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad I_t = \frac{\pi \cdot d^4}{32} = 2I_b$$

Tashqi eguvchi moment M_b , burovchi moment M_t , burchak φ va F kuch orqali ifodalanadi: $M_b = F \cdot r \cdot \cos \varphi$ va $M_t = F \cdot r \cdot \sin \varphi$

Agar eguvchi va burovchi momentlarning ifodalarini e'tiborga olsak

$$\sigma_r = \frac{F \cdot r \cdot d}{2 \cdot I_b} \sqrt{\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi}$$

Ruxsat etilgan kuchlanish burchakdan bog'liq emas

$$\sigma_t = \frac{F \cdot r \cdot d}{2 \cdot I_b} = \text{const} \tan t$$

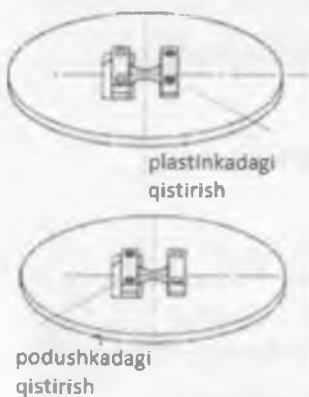
Bu tajribalar uchun shuni anglatadiki, F kuchning qiymati materialni emirilishiga olib keladi, hamda eguvchi va burovchi momentlardan bog'liq emas. Bu mulohaza urinma kuchlanish kriteriysidan foydalanganda o'rinli. Boshqa kriteriyalar qo'llanilganda eguvchi moment va burovchi momentdan bog'liq bo'ladi.

Sinov tajribasi. Oquvchanlik chegarasi namunalardan foydalangan holda yuklanish elastiklik chegarasidan oshganda aniqlanadi. Bunda namunada plastik deformatsiyalanish sodir bo'ladi. Ketma-ket tajribalar o'tkazilishida materialda puxta-lanish yuzaga kelib, oquvchanlik chegarasi juda katta kuchlanishlarda yuzaga keladi. Bu xatolikni kamaytirish uchun ikkita usul mavjud.

- Har bir sinovda yangi namunadan foydalanish kerak. Bunda namunalar aynan bir xil materialdan tayyorlangan va o'lchamlari ham bir xil bo'lishi shart.

- Turli kriteriyalar bo'yicha tekshirishda bitta namunadan foydalaniladi, faqat yangi namunada tajribalar teskari yo'nalishda takrorlanadi. Ularning birida sinov sof eguvchi moment bilan boshlanib sof burovchi moment bilan tugasa, boshqasida sof burovchi moment bilan boshlanib sof eguvchi moment bilan tugaydi. Ikkita sinovdagi farqlar o'lchanib puxtalanish yo'qotiladi.

Doiraviy diskning chorak qismidagi 7 ta 15° dan o'zgarib boruvchi nuqtaga burovchi va eguvchi kuchlar kombinatsiyasini qo'yishimiz mumkin. Har bir kesimdagi yuklanish o'lchanayotganda diskdagi yukni qo'shib yoki kamaytirib ruxsat etilgan kuchlanish aniqlanadi.



Oquvchanlik chegarasini aniq topish uchun sinov davomida qoldiq deformatsiya uzluksiz o'lchanib borilishi kerak. Deformatsiya va kuchlanish orasidagi proportsionallik chiziqlimas holga (oquvchanlik chegarasi) o'tishi bilan sinov to'xtatilishi kerak.

Puxtalanish effektidan imkon boricha qochish uchun plastik deforma-tsiyalanmagan bo'lishi kerak. Plastinkadan o'lchov asbobi magnitli tutqich bilan birga oling.

- Yukni ham oling. Posangi ilgagini chiqarib plastinkani tayanch ustuniga o'rning.

- Namunani plastinkadagi qisqichlarga o'rning va qisqich vintlarini ehtiyotkorlik bilan mahkamlang. Posangini ildiring (qo'shimcha yuklarsiz).

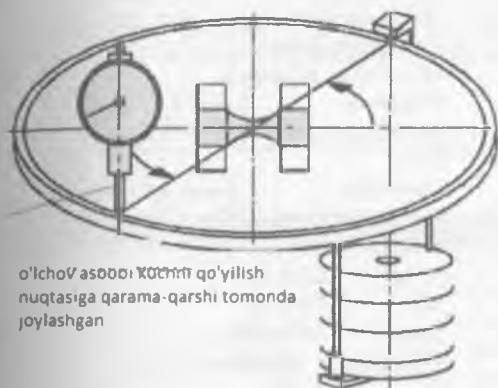


- Namunaning boshqa uchini ustunchadagi tutqichga o'rnatish.

Muhim! Qisqichlar qimirlamay qolguncha namunani silji-ting. Plastinka aniq gorizontaal holda tursin. Plastinka tayanch ustunlari ustki yuzasiga parallel bo'lsin. Qisqichlar va namuna toza hamda moylanmagan bo'lsin. Qisqichlarni to'g'ri mahkamlang

O'lchashlarni olib borish. Oquvchanlik chegarasi kamida 3 ta turli burchaklarda ikki martadan aniqlanadi. Puxatlanish ham ikkita sinov natijalariga ko'ra etarli darajada yo'qotiladi. Yuk og'irligini posangi bilan kompensatsiyalang. Namunalar uchun quyidagilar olinadi

- Po'lat: 14 N
- Mis: 8 N
- Latun: 11 N
- Alyuminiy: 12 N



O'lchov asbobini yuk qo'yilgan nuqtaga diametrik qarama-qarshi nuqtaga o'rnatish va nolg'a keltirish. Buning uchun plastinkaning kuch qo'yilgan nuqtasini barmoq bilan sekin ko'taring. O'lchov asbobi yuksizlanishdan so'ng nolni ko'rsatsin

- Yukni 1 N dan oshirib boring (po'lat uchun 2N). Yukni va ilgakni plastinkadan olib yuklanishni qaytadan takrorlang. O'lchov asbobidagi deformatsiyani har bir yuklanish uchun 1-ishchi varaqqa yozib boring. Yuk olingandan keyingi qoldiq deformatsiyani o'lchov asbobidan aniqlang (o'lchov asbobidagi ko'rsatkich nolga qaytmaydi) va yozib qo'ying. Shundan so'ng plastinkani barmoq bilan sekin yuksizlantirish. Bu siljib ketish va ishqalanishning oldini oladi.

Proportsional xarakteristikalarining emirilishi qoldiq deformatsiya 10/100 mm dan oshganda paydo bo'ladi va sinov to'xtatilishi kerak. Oquvchanlik chegarasi grafikdan qoldiq deformatsiya 10/100 bo'lgan nuqtadagi qiymatga teng bo'ladi Bunda kuchlanishning oshib borishi bilan puxatlanish oshib borishini ko'rish mumkin.

Oquvchanlik chegarasi yuk biror nutaga qo'yilib yukni oshirib borish bilan aniqlanadi. 90°da (sof buralish) o'lchab bo'lgach, yangi xuddi shunday

materialdan yasalgan namunada 90° dan 0° ga tomon o'zgaruvchi teskari yo'nalishda sinovni davom ettirish kerak

Baholash. Oquvchanlik chegarasi barchaklarda aniqlanadi va ikkala yo'nalishdagi qiymatlar sof egilish (0°) dagi qiymatiga bo'linadi. Bu qiymatlar grafikda belgilanadi. Agar natijalarning grafiklari gorizontal bo'lsa uning uchun urinma kuchlanish gipotezasi o'rinli. Agar oquvchanlik chegarasi sof buralishdagidan ikki marta katta bo'lsa normal kuchlanish gipotezasi o'rinli.

Texnik ma'lumotlar

O'lchamlari	Namunalar:
Bo'yi 390 mm	Uzunligi 49 mm
Eni 325 mm	Qisish diametri 12 mm
Balandigi 325 mm	Qisish uzunligi 11.5 mm
Og'irligi 17 kG	Ko'ndalang kesim
Kuch uskunasi	Mis, Latun, Alyuminiy
Kuch momentlari 0...3.0 Nm	Diametrlar 3 mm; 4,5 mm
Bo'linish oralig'i 0.1 Nm	Ko'ndalang kesim yuzi 8.8 mm ²
Yo'nalishi: sof egilish va	Po'lot
sof buralish oraligida	Diametrlar 3 mm; 4,0 mm
Kuch elkasi 100 mm	Ko'ndalang kesim yuzi 5.5 mm ²
Yuklar 1N, 2N, 4N, 8N	Namuna materiali
Maksimum - 30 N	Po'lat S 235 JR
O'lchov asbobida deformatsiyani	Mis Cu-ETP
o'lchash:	Latun CuZn39Pb3
O'lchash diapazoni 0...10 mm	Alyuminiy AlMgSi 0,5 F22

NOSIMMETRIK EGILISH

Ishning maqsadi. Turli profilli balkalarni nosimmetrik egilishini tajribada tekshirish

Tajriba ishi FL-160 qurilmasida bajariladi.

Balka namunalarning bir uchi qattiq qolonkaga (6) qistiriladi. Siqish richagi (8) balkalarning siqilgan holatda buralishiga va kerakli holatga keltirishga imkon beradi. Burchak holatini transportirdan (7) ko'rish mumkin. Kuch nuqtasi yuklash diski (4) yordamida balka namunasining ochiq uchiga qo'yiladi. Bir joyga to'plangan kuchlanishlar tarozi to'plami yordamida tartibga solinadi.

Kuchlanishni qo'yish nuqtasi kuchlanish richagi yordamida balka liniyasi o'qidan ± 25 mm ko'chirilishi mumkin, bu bilan zarurat tug'ilganda, masalan, siljitish markazini tadqiqot qilganda, kuchni ekstsentrik holatda o'rnatish va kombinatsiyalangan buralish -egilish kuchlanishini ta'minlash mumkin.

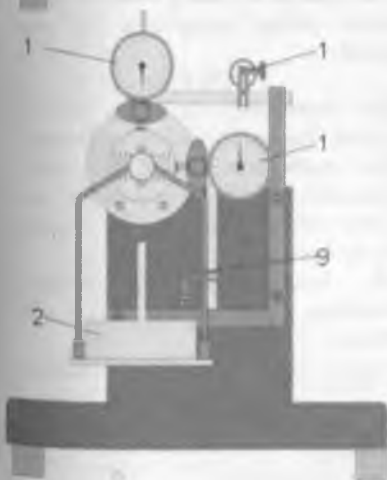
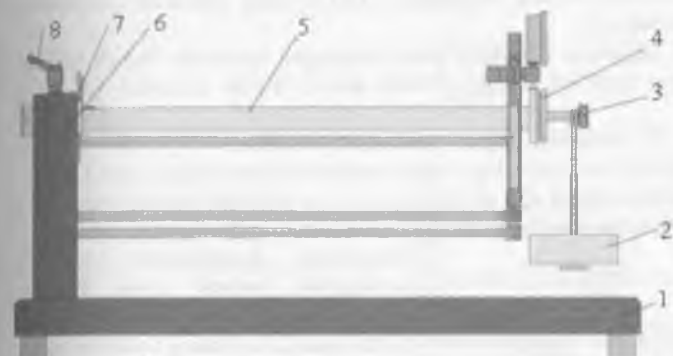
Balkaning ochiq uchini vertikal va gorizontal siljishi rejimlar selektori ikki datchigi (11,12) yordamida o'lchanadi.

Aniq balanslash strelkali tipdagi sterjenlarning indiikatorini rostlashni (9,11) yo'li bilan amalga oshirish mumkin.

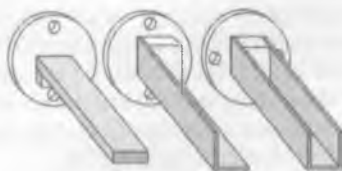
Diskni yuklash (4) 90°ga burilgan holda mahkamlash orqali amalga oshirishsh mumkin

Balka namunasini o'rnatish. Uskunaning 9.12-rasmda ko'rsatilgan komponentlari va tarkibi

- To'plamning ikkala o'lchash uskunasini (10,12) dastak yordamida sterjenlardan echib oling.



- 1 - tayanch sxema;
 - 2 - yug'irlik yuki;
 - 3 - uzatish richagi;
 - 4 - kuchlanish disk;
 - 5 - balka namunasi (U, L, I);
 - 6 - siqish kolonkasi;
 - 7 - transportirli siqish disk;
 - 8 - siqish richagi;
 - 9 - gorizontal sozlagich;
 - 10 - soat tipdagi indikator, gorizontal
 - 11 - vertikal sozlagich;
 - 12 - soat tipdagi indikator, vertikal
- Balka profillari



9.12 -rasm. FL-160 tuzilish

- Olti burchakli SW klyuchi (5) yordamida vint va ortish tokchasini (4) burang va diskni yuklanishdan echib oling.

- Richagning bo'sh qisqichini (8) va I-simon balkani siqib turadigan diskdan (7) torting.

- Balkaning istalgan namunasini (5) siqish flanetsiga (7) qo'ying

- Balka namunasining to'g'ri holatda o'rnatilganligiga e'tibor bering.

- Qisqich richagini (8) qotirib qo'ying

- Olti burchakli SW klyuch (5) yordamida balka namunasidagi flanets (4) kuchlanishini ikki tomondan ham vint bilan burang.

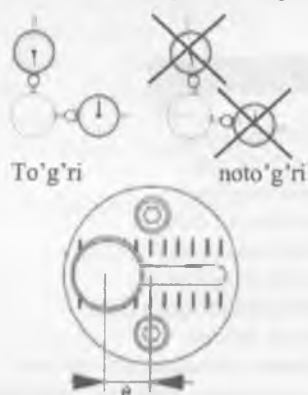
- Eksstentsritetning gorizontal rostlanishiga e'tibor qarating.

- Datchiklarning ikkala to'plamini (10,12) ham dastaklar yordamida sterjenga mahkamlang.

Tajribani bajarish. 1. Balkani talab etilayotgan burchakka burish uchun, siqish richagining uchi (8) ochiq bo'lishi kerak. Siqish richagini yangidan mahkamlang.

2. Dastak va rostlagich (9,11) yordamida datchiklar to'plamini (10,12) tekislang. Soat tipidagi indikatorning o'qlari markaziy balkani kesib o'tishi kerak.

3. Kuchlanish richagini soat srelkasiga qarshi yo'nalishda burab, richagni (3) istalgan eksstentsritetga o'rnatib va uni soat strelkasi bo'yicha burang.



9.13-rasm. O'lchov asbobini tekislash.

4. Dastlabki kuchlanishni balkaga sozlanishini bartaraf eting. Buning uchun maksimal kuchlanishni iloji bo'lsa ilgak (2) o'rnatib va kuchlanish ilgagini richag uzatgichiga (3) olib qo'ying

TAVSIYA

Balka namunasini va siqish flanetsi ortiqcha yuklansa deformatsiyalanadi. Balka namunasini 20N dan ortiq yuklamang. Ilgak kuchlanishi va og'irlik balansi birgalikda 20 N dan ortiq bo'lmasligi kerak.

Ilgak kuchlanishini (2) yuklash richagining uzatgichidan (3) olib tashlang;

To'plam datchigini (10,12) sanang

(kuchlanishsiz)

Kuchlanish ilgagida talab etilayotgan kuchlanishni (2) o'rnatib va yuklanish ilgagini richag uzatgichiga (3) olib qo'ying

Soat tipidagi (kuchlanishli) indikatorni (10,12) hisoblang

Yuklanish ilgagini (2) kuchlanish richagidan (3) oling.

O'lchangan qiymatlardan quyidagilar aniqlanadi:

Kuchlanish ta'siridagi egilish:

yuklanishli o'lchangan qiymatni;

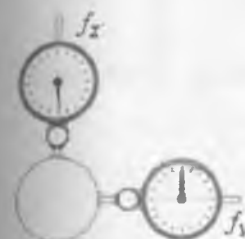
yuklanishsiz o'lchangan qiymatni.

O'lchangan qiymatlar va xatolarni tuzatish

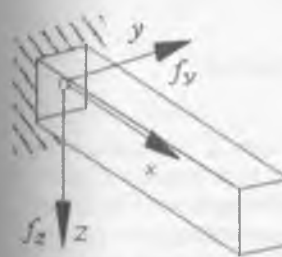
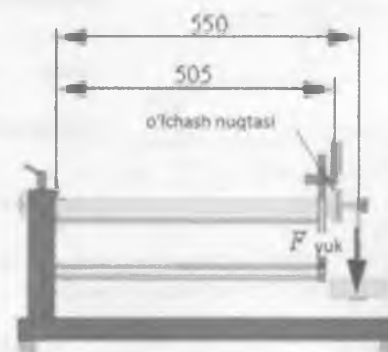
Kuchni qo'yilish nuqtasi datchikni o'lchash nuqtasiga mos tushmaganligi sababli, kuch quyidagi formula yordamida qo'shimcha tarzda qayta o'zgartirilishi

$$\text{kerak: } F_{\text{corr}} = \frac{550}{505} \cdot F = 1,09F$$

20N kuchlanish 21,8N nuqtasidagi bog'lamning ekvivalentli kuchlanishiga mos keladi.



9.14-rasm. Vertikal siljish f_z va gorizontal siljish f_y



9.15-rasm. koordinata sistemasi

To'g'ri chiziqli egilish. Kuch ta'siridagi egilish biror bosh inertsia o'qi (z, y) tekisligiga mos tushadi. Birorta bosh inertsia o'qi tekisligida egilish (salqilik) maksimal qiymatga va unga perpendikulyar tekislikda minimal qiymatga tenglashadi. Ikkala bosh inertsia tekisligida, ya'ni markazdan qochma inertsia I_{xy} tekisligida to'g'ri chiziqli tekis egilish sodir bo'lmaydi.

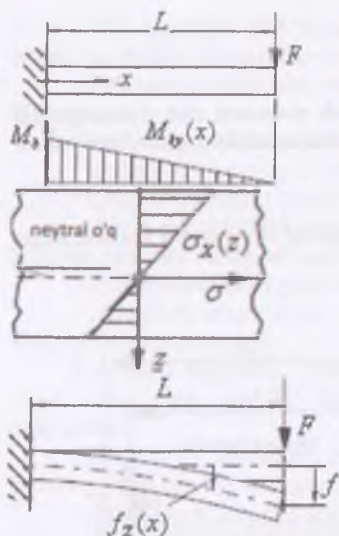
K oordinata sistemasining yo'nalishlarini tanlangan:

x - balkaning bo'ylama o'qi;

y - gorizontal bo'yicha balka o'qiga perpendikulyar bo'lgan o'q;

z - kuch tekisligi, x bilan vertikal bo'yicha balka o'qiga perpendikulyar bo'lgan o'q.

Balkani eguvchi moment bilan yuklash, uni egilishini ta'minlash uchun kerak. To'planma kuch bilan yuklangan balkaning erkin uchi



tomondan qaragandagi kesimdagı eguvchi moment quyidagicha topildi:

$$M_{by}(x) = F(L - x)$$

Eguvchi moment $x = 0$ nuqtada, ya'ni tayanch kesimda maksimumga erishadi

Balka kesimining balandligi bo'ylab

$$\sigma_x = \frac{M_{by}(x)}{I_y} \cdot z \quad \text{normal kuchlanish to'g'ri}$$

qonuniyat bilan o'zgaradi.

Balka egilgan o'qining differentsial

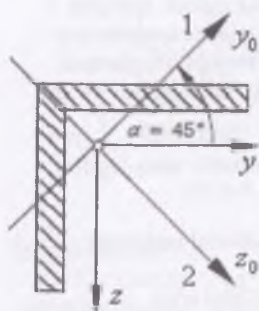
$$\text{tenglamasi} \quad \frac{d^2 f_z(x)}{dx^2} = -\frac{1}{EI_y} M_{by}(x)$$

9.16- rasm.

Eguvchi moment qiymatini e'tiborga olib, hosil bo'lgan tenglikni berilgan chegaraviy shartlarda integrallasak

$$f_z(x) = \frac{FL^3}{EI_y} \left(1 - \frac{3x}{2L} + \frac{x^3}{2L^3}\right) \quad \text{hosil bo'ladi.}$$

$$x = L \text{ da } f_z = \frac{FL^3}{3EI_y} \quad \text{balkaning eng katta salqiligi hosil bo'ladi}$$



9.17-rasm. Bosh inertiya o'qlari.

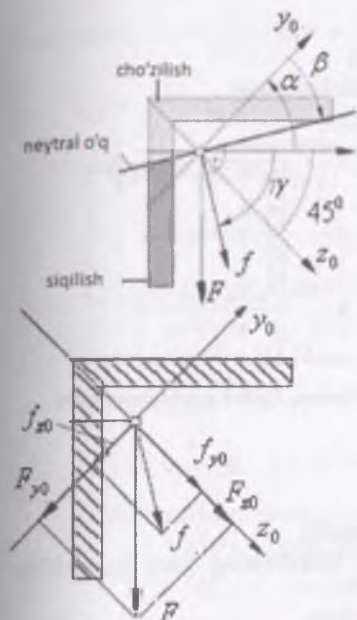
tashkil etuvchilarga ajratiladi

Qiyshiq egilish. Agar F kuchning ta'sir chizig'i birorta ham bosh inertiya o'qlari (z, y) ning yo'nalishiga mos bo'lmasa, qiyshiq egilish sodir bo'ladi. Qiyshiq egilish balkaga ta'sir etayotgan kuchning ta'sir chizig'iga burchak ostida hosil bo'ladi. Demak, qiyshiq egilish va kuchning ta'sir chiziqlari ustma-ust tushmaydi. Balka z o'qi yo'nalishida F kuch bilan yuklansa, y o'qi tekisligida M_{by} eguvchi momenti hosil bo'ladi.

Ushbu M_{by} momenti z_0, y_0 o'qlaridagi

$$M_{by_0} = M_{by} \cos \alpha \text{ va } M_{bz_0} = M_{by} \sin \alpha$$

Normal kuchlanish
$$\sigma_x = \frac{M_{by}}{I_{y_0}} z_0 + \frac{M_{bz_0}}{I_{z_0}} y_0$$



9.18 - rasm. Egilish

σ_x - normal kuchlanishni nolga tenglashtirib y_0 o'qiga nisbatan soat strelkasining yo'nalishiga teskari aylanishda β burchak ostida hosil bo'lgan neytral o'q tenglamasi keltirib

chiqariladi:
$$\tan \beta = \frac{I_{z_0}}{I_{y_0}} \tan \alpha$$

Egilishga hisoblashda kuchni z_0, y_0 o'qlaridagi tashkil qiluvchilariga ajratiladi

$$F_{y_0} = F \cdot \cos \alpha \text{ va } F_{z_0} = F \cdot \sin \alpha$$

Salqiliklar:
$$f_{y_0} = \frac{FL^3}{3EI_{y_0}} \cos \alpha$$

va
$$f_{z_0} = \frac{FL^3}{3EI_{z_0}} \sin \alpha$$

To'liq salqilik
$$f = \sqrt{f_{z_0}^2 + f_{y_0}^2}$$

$$\beta = \arctan \frac{f_{y_0}}{f_{z_0}} \text{ va } \gamma = \arctan \frac{f_z}{f_y}$$

Egilish markazi. Ayrim kesim yuzalardagi urinma kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchisi, kesimning og'irlik markazidan o'tmaydi. Masalan: shveller, teng yonli yoki teng yonli bo'lmagan burchaklar, ochik profilni doiraviy kesimlar va x.k Bunday elementlarda ichki kuchlar kesimni og'irlik markaziga nisbatan burovchi momentni (M_ϕ) hosil qiladi. Moment M_ϕ ta'sirida element kesimni og'irlik markazidan o'tgan o'q atrofida buraladi. Demak, konstruktsiya egilishdan tashqari buralish deformatsiyasiga ham uchraydi. Buralishni muvozanatlashtirish uchun ichki kuchlarni og'irlik markaziga nisbatan momentini nol qiymatga olib kelish kerak. Buning uchun, kesimni og'irlik markazidan tashqarida biror nuqta tanlanishi kerak-ki, bu nuqtaga nisbatan tashqi va ichki urinma kuchlarning momentlari nolga teng bo'lishi kerak. Bu nuqtaga egilish markazi deyiladi

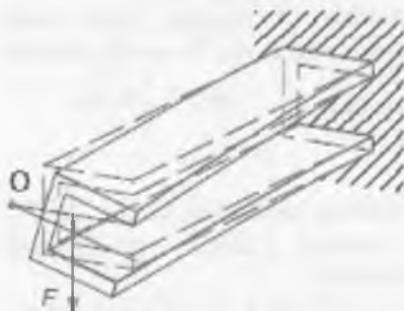
Tyanch deb olinadigan O nuqtadagi moment
$$M_\phi = \frac{b^2 h^2 s}{4I_\phi} Q_z$$

Egilish markaziga qo'yilgan F kuch ham ushbu nuqtaga nisbatan $M_s = F \cdot a$ - momentni hosil qiladi.

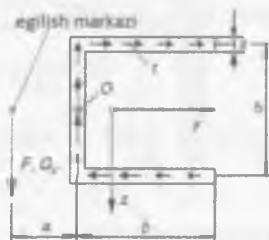
Ikkita tenglamalardan
$$a = \frac{b^2 h^2 s}{4I_y}$$

Tajribalar. Tajribalarning ta'lim maqsadlari:

-balkalar kesimlarining geometrik tavsiflarini aniqlash;



9.19-rasm Yupqa devorli balkani deformatsiyalanishi



9.20-rasm. Egilish markazining holati

-yassi kesimlar gipetezasini tekshirish (Bernulli);
-ikki tavrli, burchkli, shvellerli kesishuv balkalarining yassi ko'ndalang egilishi;

-burchakli kesimli balkalarining qiyshiq egilishi;
-kesim neytral o'qiing holatini belgilash;
-to'planma kuchni eksstsentrik qo'yishusulida buralish bilan egilishni sinovdan o'tkazish;

-shvellerli kesim balkasidagi egilish markazini aniqlash;
-balkanig kesimida ko'ndalang kuch ta'siridan kuchlanish-larni taqsimlanish xarakteri bilan tanishish;
-hisobiy va tajriba natijalarini taqqoslash.

To'g'ri chiziqli sof egilish. Hisoblash:

Birinchi qadam kutilayotgan balka salqiligini hisoblashdan iborat. To'g'ri burchak kesimli alyuminiy namunasi (o'lchamlari texnik ma'lumotlarda keltirilgan)

Qurilmaning gorizontolholati uchun hisobiy salqilik

$$f_z = \frac{1,09FL^3}{3EI_z} = \frac{1,09 \cdot 20 \cdot (500)^3}{3 \cdot 70000 \cdot 2083} = 6,23mm$$

Qurilmaning vertikalholati uchun hisobiy salqilik

$$f_y = \frac{1,09FL^3}{3EI_y} = \frac{1,09 \cdot 20 \cdot (500)^3}{3 \cdot 70000 \cdot 13020} = 1,00mm$$

Demak balkaning vertikal holatida birlilik katta

Qiyshiq egilish. Foydalaniladigan L-balka alyuminiydan tayyorlangan. Dastlab balka namunasining kutilayotgan deformatsiyasi hisoblanadi. Qo'shilgan balkaga yuklanish 10N.

Salqiliklar: $f_{y0} = \frac{FL^3}{3EI_{y0}} \cos \alpha = \frac{1,09 \cdot 10 \cdot (500)^3}{3 \cdot 70000 \cdot 13030} \cos 45^\circ = 0,35 \text{ mm}$

va $f_{z0} = \frac{FL^3}{3EI_{z0}} \sin \alpha = \frac{1,09 \cdot 10 \cdot (500)^3}{3 \cdot 70000 \cdot 3370} \sin 45^\circ = 1,36 \text{ mm}$

$$f = \sqrt{f_{z0}^2 + f_{y0}^2} = \sqrt{(0,35)^2 + (1,36)^2} = 1,41 \text{ mm}$$

$$\beta = \arctan \frac{f_{y0}}{f_{z0}} = \arctan \frac{0,35}{1,36} = 14,50^\circ$$

$$\gamma = \beta + 45^\circ = 14,50^\circ + 45^\circ = 59,50^\circ$$

Tajriba natijalari: L- balka 10 N kuch bilan yuklanganda salqiliklar $f_z = 1,26 \text{ mm}$ va $f_y = 0,62 \text{ mm}$ -ni tashkil etadi.

To'liq salqilik $f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2} = \sqrt{(1,26)^2 + (0,62)^2} = 1,40 \text{ mm}$

Tegishli burchak $\gamma = \arctan \frac{f_z}{f_y} = \arctan \frac{1,26}{0,62} = 63,80^\circ$

Egilish markazi. Birinchi navbatda berilgan profil uchun egilish markazini

hisoblaymiz: $a = \frac{b^2 h^2 s}{4I_y} = \frac{23,5^2 \cdot 220^2 \cdot 3}{4 \cdot 19970} = 10,03 \text{ mm}$

O nuqtadan og'irlik markazigacha $y_s = 7,97 \text{ mm}$, unda eksstresitet $e = a + y_s = 10,03 + 7,97 = 18,00 \text{ mm}$



Keyingi tajriba ushbu qiymatlarni tekshirishga qaratilgan. Balkani zaruri shunday-ki, u boshqa tomonda ochiq. Yuklash richagi markazgacha o'rnatiladi ($e = 0 \text{ mm}$)

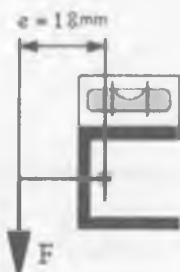
Urovanni kerakli vaziyatda joylashtiriladi

Balkani eksstresitetisiz yuklash.

Balkaga 20 N yuk o'rnatiladi va u ochiq tomonga aylanadi



Balka $e = 25 \text{ mm}$ ekstsentsresitet bilan yuklanadi. Yuk chap tomonga harakatlan-tiriladi. Balka qarama-qarshi tomonga aylanadi

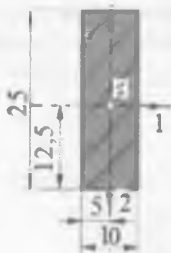


Balka $e = 18 \text{ mm}$ ekstsentsresitet bilan yuklanadi. Yuklash richagini egilish markaziga $e = 18 \text{ mm}$ o'matamiz. Balka aylanmaydi va gorizontal vaziyatda qoladi. Shunday qilib ushbu tajriba egilish markazi nazariyasini isbotlaydi.

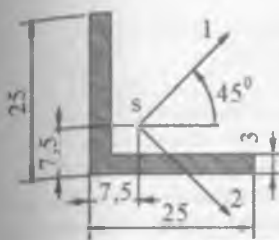
Texnik ma'lumotlar.

Gabarit o'lchamlar:	
uzunligi x eni x balandligi	700 x 350 x 400 (mm)
Og'irligi	25 kG
Yuk -	2,5 N, plastinali 2,5 N va 5 N
Strelkalik indikator	
O'lchash diapazoni	0...10 mm
Burchak o'lchagich	
O'lchash diapazoni	0...360°
Texnik ko'rsatkichlar	
Balkalarni materiali – alyumin qorishmasi	
Balkaning konsol uzunligi	500 mm
Yuk qo'yish ekstsentsretitening diapazoni	0...25 mm
Ruxsat etilgan yuk	20 N

Bikr mahkamlangan qismi balkani xohlagan yo'nalishda aylanadi



Material alyumin AlMgSi0,5 F22
 Elastiklik moduli -70000 N: mm²
 Ko'ndalang kesim 25 mm x 10 mm
 A – yuza 250 mm²
 Inertsia momenti $I_1 = 13020 \text{ mm}^4$
 $I_2 = 2083 \text{ mm}^4$



Material alyumin AlMgSi0,5 F22

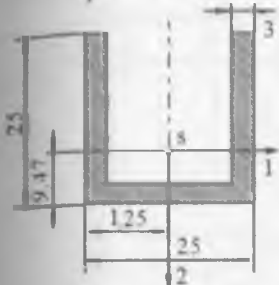
Elastiklik moduli -70000 N: mm²

Ko'ndalang kesim 25 x 25x 3

A - pf 141 mm²

Inertsia momenti

$$I_1 = 13030 \text{ mm}^4 \quad I_2 = 3370 \text{ mm}^4$$



Material Alyumin AlMgSi0,5 F22

Elastiklik moduli -70000 N: mm²

Ko'ndalang kesim 25 mm x 10 mm

A - yuza 207 mm²

Inertsia momenti

$$I_1 = 19970 \text{ mm}^4 \quad I_2 = 12890 \text{ mm}^4$$

misol-1. Berilgan $P = 15 \text{ kN}$; $\ell = 2 \text{ m}$; $h : b = 2,5$ Balka kesimining o'lchamlari aniqlansin va xavfli nuqtalardagi kuchlanishlar topilsin. Balkaning tayanch kesimidagi M_x va M_y eguvchi momentlarni aniqlaymiz va epyurasini quramiz. $M_x = 2R = 30 \text{ kNm}$; va $M_y = R = 15 \text{ kNm}$.

Balkaning mustahkamlik shartini yozamiz

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad \text{va} \quad \frac{6M_x}{bh^2} + \frac{6M_y}{b^2h} \leq [\sigma]$$

Agar $h = 2,5 b$ ni va M_x va M_y momentlarning qiymatlarini hisobga olsak, mustahkamlik shartidan kesimning eni b -ni topamiz:

$$b = \sqrt[3]{\frac{405}{6,25 \cdot 8 \cdot 10^3}} \approx 0,2 \text{ m}$$

Kesimning balandligi $h = 2,5 \cdot 0,2 = 0,5 \text{ m}$.

Neytral o'qning holatini aniqlaymiz: $|\text{tg} \varphi| = \left| \frac{M_y}{M_x} \cdot \frac{I_x}{I_y} \right| = \text{tg} \beta \frac{I_x}{I_y}$

Bu erda $I_x = \frac{bh^3}{12}$ va $I_y = \frac{b^3h}{12}$ kesimning X va Y o'qlariga nisbatan inertsia momentlari;

$$I_x = \frac{0,2 \cdot (0,5)^3}{12} = 2,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^4;$$

$$I_y = \frac{0,5 \cdot (0,2)^3}{12} = 3,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2,1 \cdot 10^{-3}}{3,4 \cdot 10^{-4}} \cdot 0,5 = 4,242 \quad \text{yoki} \quad \varphi = 76^{\circ}$$

Agar kuchni ta'sir chizig'i I – III choraklardan o'tsa, neytral o'q II – IV choraklardan o'tishi kerak; agar kuchni ta'sir chiziqi II – IV choraklardan o'tsa neytral chiziq I – III choraklardan o'tishi kerak. Kesimning C va K nuqtalari neytral o'qdan eng uzoqda joylashganligi uchun normal kuchlanish katta qiymatga erishadi. Ikkita nuqtadan C nuqta eng xavfli holatda, chunki bu nuqtada cho'zuvchi kuchlanish hosil bo'ladi. S nuqta koordinatlari.

$$x_c = \frac{b}{2} = 0,1m, \quad y_c = \frac{h}{2} = 0,25m$$

$$\sigma_c = \frac{M_x}{I_x} \cdot y_c + \frac{M_y}{I_y} \cdot x_c \quad \text{va} \quad \sigma_c = -7982 \frac{kN}{m^2}$$

Balka erkin uchining (A nuqta) to'liq salqiliginı topamiz

$$\begin{aligned} f &= \sqrt{f_x^2 + f_y^2} = \sqrt{\left(\frac{P\ell^3}{3EI_y} \right)^2 + \left(\frac{P\ell^3}{3EI_x} \right)^2} = \frac{P\ell^3}{3E} \sqrt{\frac{1}{(8I_y)^2} + \frac{1}{(I_x)^2}} = \\ &= \frac{15 \cdot 8}{3 \cdot 2 \cdot 10^8} \sqrt{\frac{1}{(8 \cdot 0,00034)^2} + \frac{1}{(0,0021)^2}} = 33,34 \cdot 10^{-5} m. \end{aligned}$$

misol –2. Po'latdan tayyorlangan val minutiga $n = 900$ marotaba aylanadi va etaklanuvchi shkiqlari bilan $N_2 = 10kV$ va $N_3 = 20kVt$ quvvat uzatadi. Valning diametri topilsin. Berilgan:

$$D_1 = 0,6m; D_2 = 0,2m; D_3 = 0,4m; a = 1m; \alpha_1 = 0^{\circ}; \alpha_2 = 60^{\circ}; \alpha_3 = 180^{\circ}$$

Yechish: Etaklovchi shkiqning uzatayotgan quvvati etaklanuvchi shkiqlar quvvatlarining yig'indisiga teng bo'ladi:

$$N_1 = N_2 + N_3 = 10 + 20 = 30kVt$$

Shkiqlardagi aylantiruvchi momentlarnı topamiz.

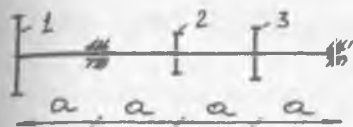
$$M_1 = 9736 \frac{N_1}{n} = 9736 \frac{30}{900} = 324,5Nm$$

$$M_2 = 9736 \frac{N_2}{n} = 9736 \frac{10}{900} = 108,2Nm$$

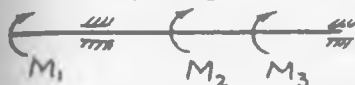
$$M_3 = 9736 \frac{N_3}{n} = 9736 \frac{20}{900} = 216,3Nm$$

Aylantiruvchi momentlarning yo'nalishlari etaklovchi remenlarning tortishish kuchlarining yo'nalishlari bilan mos. Shkiqlardagi momentlar etaklanuvchi remenning tortishish kuchlari bilan quyidagicha bog'lanishda

Berilgan sxema



Shkivlardagi aylantiruvchi momentlar bilan yuklangan val



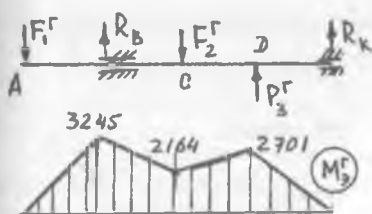
Burovchi moment epyurasi



Valni vertikal tekislikda yuklanish sxemasi va eguvchm moment epyurasi



Valni gorizontaal tekislikda yuklanish sxemasi va eguvchm moment epyurasi



9.22 – rasm. Valni buralish bilan egilishga hisoblash

$$M_1 = M_2 = t \cdot \frac{D}{2}$$

$$t_1 = \frac{2M_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 324,5}{0,6} = 1081,6N$$

$$t_2 = \frac{2M_2}{D_2} = \frac{2 \cdot 108,2}{0,2} = 1081N$$

$$t_3 = \frac{2M_3}{D_3} = \frac{2 \cdot 216,3}{0,4} = 1081N$$

buerdan etaklovchi va etaklanuvchi remenlarning tortishish kuchlarining valga nisbatan bosim kuchini aniqlaymiz:

$$P_1 = 3t_1 = 3 \cdot 1081,67 = 3245N;$$

$$P_2 = 3t_2 = 3 \cdot 1081 = 3243N;$$

$$P_3 = 3t_3 = 3 \cdot 1081 = 3245N;$$

Remenlar shkivga turli burchaklar ostida joylashtirilgani uchun, tortishish kuchlarining valga nisbatan bosimi ham shu burchak ostida yo'naladi.

R_1 , R_2 va R_3 kuchlarning vertikal

$$P_1^B = 0; P_3^B = 0$$

$$P_2^B = P_2 \cdot \sin 60^\circ = 2805,8N$$

va gorizontaal tekislikda ajratuvchilarni topamiz:

$$P_1^r = P_1 = 3245N;$$

$$P_2^r = -P_2 = -3245N;$$

$$P_2^r = P_2 \cdot \cos 60^\circ = 1621,5N$$

Vertikal tekislikda eguvchi moment epyurasini quramiz:

$$R_k = \frac{P_2^B \cdot 1}{3} = \frac{2805,81}{3} = 936,3N \quad \text{va}$$

$$R_B = \frac{2 \cdot 2805,8}{3} = 1870,5N$$

Tekshirish:

$$\sum y = -1870,5 + 2805,8 - 936,3 = 0$$

Eguvchi moment M_3^B - ni aniqlaymiz

$$0 \leq x_1 \leq 1m \text{ oraliq} \quad M_u^B = -R_B \cdot x_1 \text{ va}$$

$$0 \leq x_2 \leq 2m \text{ oraliq} \quad M_s^B = -R_k \cdot x_2$$

Gorizontal tekislikda eguvchi moment epyurasini quramiz

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

$$P_1^r \cdot 1 - P_2^r \cdot 1 + P_3^r \cdot 2 - R_k \cdot 3 = 0;$$

$$P_1^r \cdot 4 - R_B^r \cdot 3 + P_2^r \cdot 2 - P_3 \cdot 1 = 0;$$

$$R_k = 2701H; \quad R_B = 4326,7N$$

Eguvchi moment M_3^r - ni aniqlaymiz:

$$0 \leq x_1 \leq 1m \text{ oraliq} \quad M_3^r = -P_1 x_1$$

$$0 \leq x_2 \leq 1m \text{ oraliq} \quad M_3^r = -P_1^r (1 + x_2) + P_B x_2$$

$$0 \leq x_3 \leq 1m \text{ oraliq} \quad M_3^r = -P_1^r (1 + x_3) + P_B (1 + x_3) - P_2^r x_3$$

$$0 \leq x_4 \leq 1m \text{ oraliq} \quad M_3^r = -R_k \cdot x_4$$

To'liq eguvchi momentni M_3^B va M_3^r momentlarning yig'indisi sifatida topamiz. $M_x^2 = (M_3^B)^2 + (M_3^r)^2$

$$M_{xA} = 0; \quad M_{xB} = \sqrt{0 + (M_3^r)^2} = 3245Nm;$$

$$M_{xc} = \sqrt{(2164)^2 + (1870,8)^2} = 2862Nm;$$

$$M_{xo} = \sqrt{(2701)^2 + (935,3)^2} = 2862Nm; \quad M_{ox} = 0.$$

Eguvchi va burovchi moment epyuralariga asosan V tayanch kesimi xavfli holatda bo'ladi.

III – mustahkamlik nazariyasiga asosan, keltirilgan momentni topamiz:

$$M_{\text{rez}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(3245)^2 + (324,5)^2} = 3261,2Nm$$

$$\tau_{\text{rez}} = \frac{M_{\text{rez}}}{W} \leq [\tau] \quad \text{yoki} \quad \frac{32M_{\text{rez}}}{\pi \cdot d^3} = [\tau] \quad \text{bu erdan}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{\text{rez}}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3261,2}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^7}} = 0,0746 = 74,6mm$$

Vallarni hisoblash

Vallarning o'lchamlari dastlabki hisoblashda topiladi va to'liq hisoblashda aniqlashtiriladi.

Dastlabki hisoblash. Etaklovchi val kirish qismining diametri $[r_k] = 25$ mPa. ruxsat etilgan kuchlanish va etaklanuvchi val chiqish qismining diametri kamaytirilgan $[r_k] = 20$ mPa ruxsat etilgan kuchlanish bo'yicha faqat buralishga

hisoblanadi
$$d_s = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (9.22)$$

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

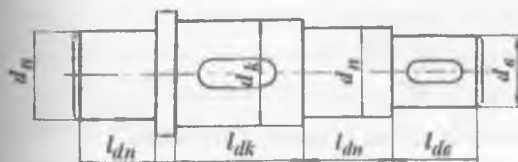
$$d_s = d_k + (5 \cdots 10) \text{ mm}.$$

Valni ishchi chizmasi uchun pog'onalar uzunligini quyidagicha qabul qilamiz: val oxirining uzunligi $\ell_{ds} = (1,5 \cdots 2) d_s$; podshipnik o'rnatiladigan pog'onani uzunligi tanlangan podshipnik xalqasining eniga teng ($\ell_{dn} = B$), val o'rta pog'onasining uzunligi $\ell_m = \ell_{cm} = (1,2 \cdots 1,5) \cdot d_k$ - tishli g'ildirak stupitsasining uzunligiga teng.

Hisoblangan o'lchamlar valni to'liq hisoblash va reduktorni komponentkasida aniqlashtiriladi

Burtik uzunligi $\ell_s = 5 \cdots 10 \text{ mm}$; reduktor devoridan o'tadigan val pog'onasining uzunligi $\ell_{tK} = \ell_{au} + \ell_n + \ell_s + \ell_g$

bu erda ℓ_{au} - 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



Valni eskizli sxemasi

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

Mustahkamlikka valni diametri

$$d \geq \sqrt{\frac{M_{\max}}{0,2[\sigma]}}$$

$[\sigma] = (60 \dots 90) \text{ mPa}$ – egilishga ruxsat etilgan kuchlanish

Bikrlikka hisoblash: $\varphi_{\max} \leq [\varphi]$ $f \leq [f]$

bu erda: φ - valni buralish burchagi;

f – eng katta salqilik

Val statik mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanish bo'yicha hisoblanadi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{\max}} \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_k^2} \leq \frac{\sigma_l}{n_s} \quad (9.23)$$

Toliqishga ruxsat etilgan kuchlanish $\sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma_{-1}]$

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 chegarasi;

ψ_{σ} va ψ_{τ} – materialni kuchlanishlarga sezgiriligini hisobga oluvchi koeffitsientlar

$$\psi_{\sigma} = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad \text{va} \quad \psi_{\tau} = \frac{2 \cdot \tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

σ_0 va τ_0 – materialni tsikl takrorlanmaydigan vaqtdagi chidamlilik chegaralari.

$$\text{Umumiy chidamlilik koeffitsienti} \quad n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \leq [n_{-1}]$$

$[n_{-1}]$ – chidamlilikga ruxsat etilgan ehtiyotlik koeffitsienti

Valning xafli kesimidagi kuchlanishni aniqlash. Normal kuchlanish simmetrik tsiklda o'zgaradi, bunda kuchlanish amplitudasi egilishdagi kuchlanishga teng bo'ladi:

$$\sigma_a = \sigma_s = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{netto}}} \quad (9.24)$$

Urinma kuchlanish pulsatsiyali tsiklda o'zgaradi, kuchlanish buralishdagi kuchlanishning yarmiga teng bo'ladi:

$$\tau_a = \frac{\tau_s}{2} = \frac{M_s}{2 \cdot W_{\text{netto}}}$$

$$\text{Ekvivalent kuchlanish} \quad \sigma_{\text{ЭК}} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \leq [\sigma] \quad (9.25)$$

Vallarni hisoblashda qo'llaniladigan ruxsat etilgan kuchlanishlar:

- toliqish chegaralari $\sigma_{-1} \approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_s$; $\tau_{-1} \approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_s$

$$\tau_u \approx (0,55 \dots 0,65) \sigma_u$$

- ruxsat etilgan kontakt kuchlanishlar:

$$\text{po'lot g'ildirak uchun } [\sigma_K] = 2,6HB \frac{N}{mm^2};$$

$$\text{qora cho'yon } [\sigma_K] = 1,5HB \frac{N}{mm^2};$$

po'lot va cho'yon g'ildirak bilan ilashadigan plastmassa g'ildirak

$$[\sigma_K] = 45 \dots 57 \frac{H}{mm^2} \text{ (tekstolit)}$$

Vallarni bikriklikka 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'minlani-shi lozim. Buning uchun val xavfli kesimlarining salqiligi va aylanish burchagi ruxsat etilgan qiymatidan oshib ketmasligi talab etiladi.

Tishli uzatma vallari uchun ruxsat etilgan salqilik $|y| = 0,001 \cdot m, (mm)$ va val kesimining aylanish burchagi

$$\theta \leq 0,001 rad; \text{ stanoklarda } |y| = (0,0002 \dots 0,0003) \cdot L, (mm) \text{ va}$$

$\theta \leq 0,001 rad$ qabul qilinadi (L —val tayanchlari orasidagi masofa), konussimon

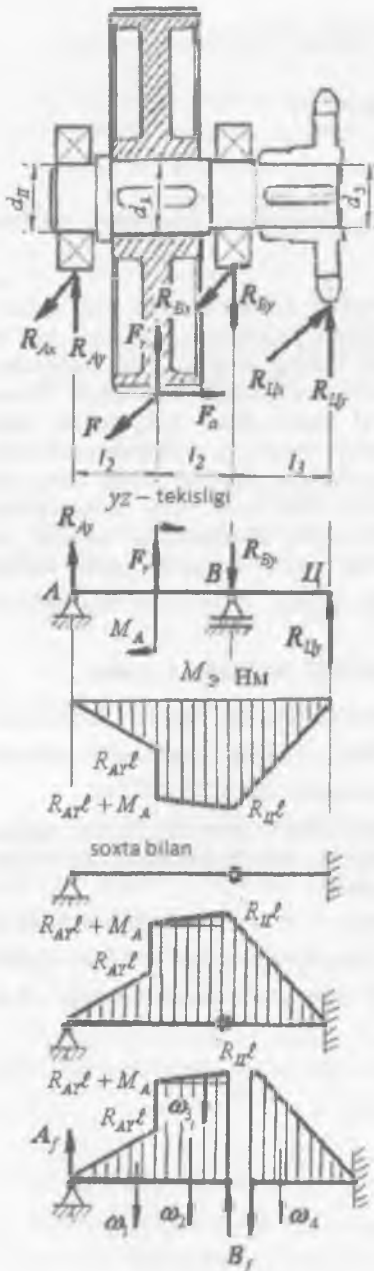
podshipnik o'rmda $\theta \leq 0,0016 rad$, rolikli podshipnik o'rmda

$\theta \leq 0,0025 rad$ bir qatorli va sferik podshipniklarda $\theta \leq 0,005 rad$

Bir pog'onali tsilindrik tishli reduktor tishli g'ildirak va zanjirli uzatma yulduzchasi o'rnatilgan kesimlarning salqiligi va aylanish burchagini (8.23-rasm) 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 $-\theta$ ni alohida-alohida hisoblaymiz.

9.23 - rasm. Valni yuklanish sxemasi va salqilikni aniqlash metodikasiga oid



Keyin, umumiy salqilik

$y = \sqrt{y_r^2 + y_b^2}$ va kesimni aylanish

burchag $\theta = \sqrt{\theta_r^2 + \theta_b^2}$ ni aniqlaymiz.

1. Barcha kuchlar valning o'qiga keltiriladi

2. Valning tayanchlaridagi reaksiya kuchlari topiladi:

$$R_{Ay} = \frac{1}{2} (F_{Ly} - F_r - F_a \frac{d_t}{2\ell})$$

$$R_{By} = \frac{1}{2} (3F_{Ly} + F_r - F_a \frac{d_t}{2\ell})$$

3. Eguvchi moment epyuralarini 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 balkaning uzunligi bo'ylab tarqalgan kuch deb qabul qilamiz.

Soxta kuch yuzasini oddiy kuch yuzalarga ajratamiz -

6. Soxta kuch yuzalarini hisoblaymiz

$$\omega_1 = \frac{\ell^2}{4} (F_{Ly} - F_r - F_a \frac{d_t}{2\ell})$$

$$\omega_2 = \frac{\ell}{2} (F_{Ly}\ell - F_r\ell + F_a \frac{d_t}{2}) ;$$

$$\omega_3 = \frac{\ell}{4} (F_{Ly}\ell + F_r\ell - F_a \frac{d_t}{2}) ;$$

$$\omega_4 = F_{Ly} \frac{\ell^2}{2}$$

7. Soxta balka uchun $y_B = M_f^R = 0$ shartidan foydalanib, uni ikkita

oddiy balkalarga ajratamiz va A_f, B_f reaksiya kuchlarini hisoblaymiz

8. A va B tayanch kesimlarining aylanish burchagi :

$$\theta_A = \frac{1}{EI_n} \left(\frac{7}{12} F_{lb} \ell^2 - \frac{1}{12} F_v \ell^2 + \frac{1}{12} F_a d_k \ell \right)$$

$$\theta_B = \frac{1}{EI_n} \left(\frac{2}{3} F_{lb} \ell^2 - \frac{1}{4} F_v \ell^2 - \frac{1}{24} F_a d_k \ell \right)$$

C va H nuqtalarning salqiliklari $y_C = \frac{B_f}{EI_K}$ va $y_H = \frac{M_f^u}{EI}$

$$y_C = \frac{1}{EI_K} \left(\frac{1}{2} F_{lb} \ell^3 + \frac{1}{8} F_a d_k \ell^2 \right)$$

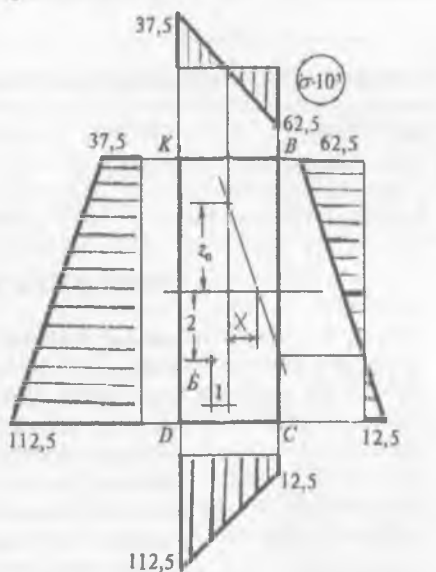
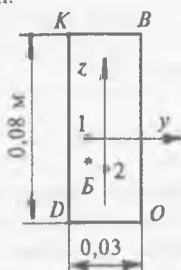
misol-3. Uzunligi $\ell = 1,5m$ bo'lgan po'lat sterjen $F=60 kN$ kuch ta'sirida cho'ziladi. To'g'ri burchakli kesimning K, C, B, D nuqtalarining kuchlanishlari topilsin.

Yechish: Kesim B nuqtasining koordinatalari

$$y_B = -1sm,$$

$$Z_B = -2sm$$

Sterjen ko'ndalang kesim yuzasining geometrik tavsiflarini topamiz:



$$\text{Kesim yuzasi } A = 3 \cdot 8 = 24cm^2 = 2,4 \cdot 10^{-3} m^2$$

Inertiya radiuslari:

$$i_y^2 = \frac{0,03(0,08)^3}{12 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3}} = 0,0534 \cdot 10^{-2} m^2;$$

$$i_z^2 = \frac{0,08(0,03)^3}{12 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3}} = 0,075 \cdot 10^{-3} m^2;$$

Normal kuchlanish:
$$\sigma = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{y_F y}{i_z^2} + \frac{z_F z}{i_y^2} \right)$$

Kesim neytral o'qining tenglamasi.
$$1 + \frac{y_F \cdot y_0}{i_z^2} + \frac{z_F \cdot z_0}{i_y^2} = 0;$$

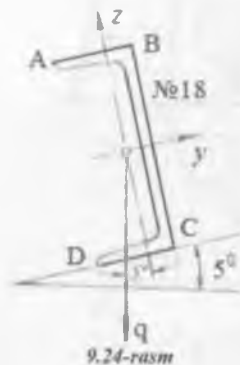
agar $Z_0 = 0$ bo'lsa $y_0 = -\frac{i_z^2}{y_F} = \frac{0,075 \cdot 10^{-3}}{0,01} = 7,5 \cdot 10^{-3} m$

agar $y_0 = 0$ bo'lsa $Z_0 = -\frac{i_y^2}{z_F} = \frac{0,0534 \cdot 10^{-2}}{0,02} = 2,67 \cdot 10^{-3} m$

Demak, neytral o'q kesimning ZOY koordinata o'qlarining musbat chorakidan y_0 va Z_0 masofalarda kesib o'tar ekan.

Kesimning KBCD nuqtalaridagi normal kuchlanishlari $\frac{kN}{m^2}$			
$z_k = 0,04m;$	$z_B = 0,04m;$	$z_c = 0,04m;$	$z_d = 0,04m;$
$y_k = -0,015m$	$y_B = -0,015m$	$y_c = -0,015m$	$y_d = -0,015m$
$\sigma_k = 37,5 \cdot 10^3$	$\sigma_B = -62,5 \cdot 10^3$	$\sigma_c = 12,5 \cdot 10^3$	$\sigma_d = 112,5 \cdot 10^3$

Mustaqil ish uchun misollar



misol-4. Uchlari sharnirli tiralgan 4 m uzunlikdagi balkaga $q=5 \text{ kN/m}$ intensivlikdagi teng tarqalgan yuk ta'sir qiladi. Balkaning ko'ndalang kesimi № 18 li shveller. Shvellerning devori yuklanish ta'sir ta'sir qiladigan tekislikka $\alpha=5^\circ$ qiya (9.24-rasmga qarang). Balkaning xavfli kesimidagi A, B, C va D nuqtalardagi normal kuchlanishlarni aniqlang va AB, BC va DC chiziqlar bo'yicha shu kuchlanishlar epyuralarini yasang. Balkaning eng katta egilish qiymati va yo'nalishini ham toping. Shvellerning buralishi hisobga olinmaydi.

javob: $\sigma_A = -309 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$, $\sigma_V = -1019 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$;
 $\sigma_S = 626 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$; $\sigma_D = +1336 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$;
 $f = 1,14 \text{ sm}$; $\alpha = 47^\circ 57'$ (devor tekisligiga).



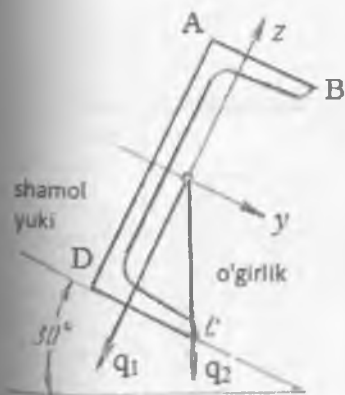
rasm-5. Uchlari sharnirli tiralgan qo'shtavr balka qulochi $l = 5$ m o'rtasiga to'plangan kuch $R = 8000$ N qo'yilgan. Qo'shtavr devori tekisligi yuk ta'sir qiladigan tekislik bilan $\alpha = 20$ burchak tashkil qiladi (rasmga qarang). Yo'l qo'yilgan kuchlanish

$[\sigma] = 16 \cdot 10^7$ N/m² bo'lganda balka kesimini tanlang **echimi:** Bu holda mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishni oladi:

$$M_{\max} = \frac{8000 \cdot 500}{4 \cdot 16 \cdot 10^3} + \frac{21,38}{23,1} = 0,319 + 0,925 = 1,244 > 1$$

9.25-rasm

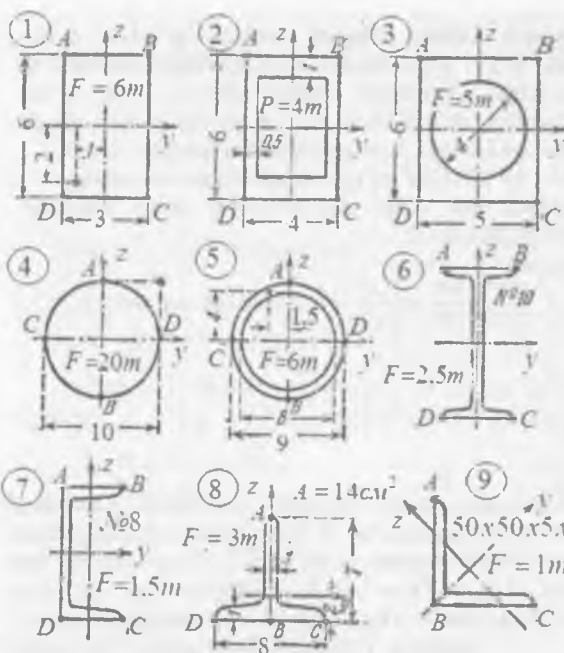
Mustahkamlik sharti qoniqarli bo'lmaydi, maksimal kuchlanish yo'l qo'yiladigan kuchlanishdan 24,4 % katta chiqadi. Shuning uchun qo'shtavrmning nomerini kattalashtirish kerak. Endi № 22 li qo'shtavrmni olib ko'ramiz, unda $W_u = 232$ sm³ va $W_z = 28,6$ sm³. Endi quyidagi xosil bo'ladi: O'ta kuchlanish 0,1 % ga yo'l qo'yish mumkin. Demak, № 22 li qo'shtavrmni tanlaymiz.



9.26-rasm

misol-6. Tomning stropila tiraklari bir-biridan 3 m narida bo'lib, gorizontga 30 burchak ostida qiya. Ularga № 20 li shvellardan 2 m nari joylashgan. Tom tekisligiga perpendikulyar yo'nalgan shamol yuklanishining intensivligi $q = 750$ N/m, tomning vertikal ta'sir qiladigan o'z og'irligi intensivligi $q_2 = 500$ N/m (rasmga qarang). Xavfli kesimda A, V, S va D nuqtalardagi normal kuchlanishlarni aniqlang va AV, AD va DC chiziqlari bo'yicha bu kuchlanishlar epyuralarini yasang. Shvellarning buralishi hisobga olinmaydi.

javob: $\sigma_a = -273 \cdot 10^5$ N/m²; $\sigma_v = +105 \cdot 10^5$ N/m²; $\sigma_s = +446 \cdot 10^5$ N/m²; $\sigma_D = +67 \cdot 10^5$ N/m².

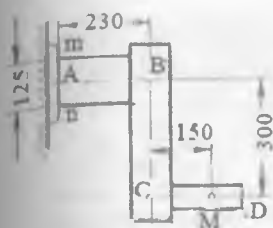


misol-7. Uzunligi $l=1,5m$. bulgan kesim rasmda kundalang yuzasi kursatilgan (ulchamlari sm.da) sterjen F kuch ta'sirida kesimning yulduzcha bilan belgilangan nuqtalarida chuziladi. Kesim neytral ukining vaziyati, A,B,C,D nuqtalardagi kuchlanishlar hisoblansin, epyuralari qurilsin, sterjen proleuning salqilik topilsin.

9.27-rasm

javoblar:

№	Neytral o'q nuqtalarining koordinatalari		Kesimning nuktalaridagi kuchlanishlar, kG/sm^2					salqilik, $1/sm$
	a_u	a_z	σ_A	σ_V	σ_S	σ_D	σ_{max}	
1	+0,75	+2,67	+375	-625	+125	+1125	1125	0,49
2	+0,96	-1,56	+1672	+281	-1005	+386	1672	0,57
3	-1,15	+1,48	-919	+331	+1493	+243	1493	0,45
4	-1,25	-1,25	+1273	-764	-764	+1273	1695	0,41
5	+6,04	-2,27	+1342	-443	+784	+115	1403	0,30
6	-0,54	-3,30	-532	+1580	+949	-1164	1580	0,55
7	-0,53	-2,49	+23	+1283	+747	-514	1283	0,45
8	+0,77	+2,17	-280	+412	-700	+1524	1524	0,41
9	-0,63	+1,05	+1415	-454	+10	-	1415	0,54

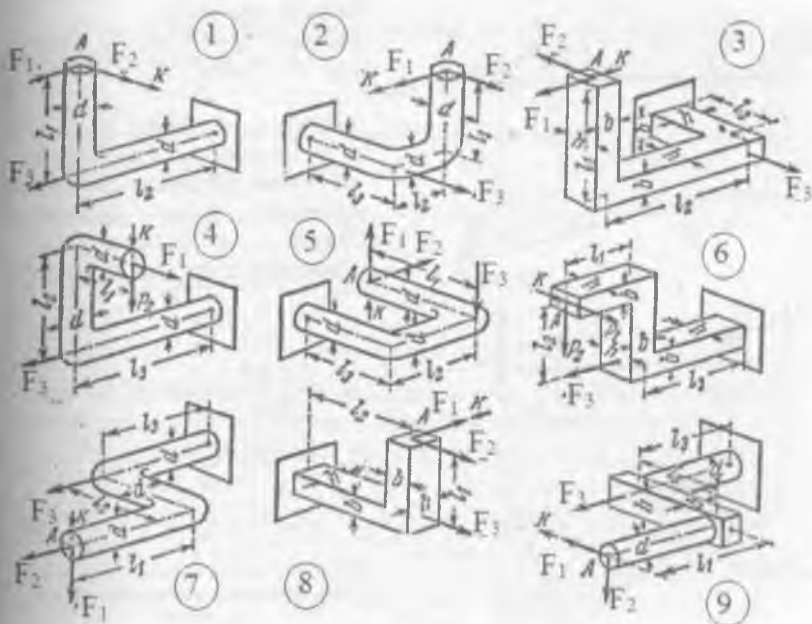


9.28-rasm

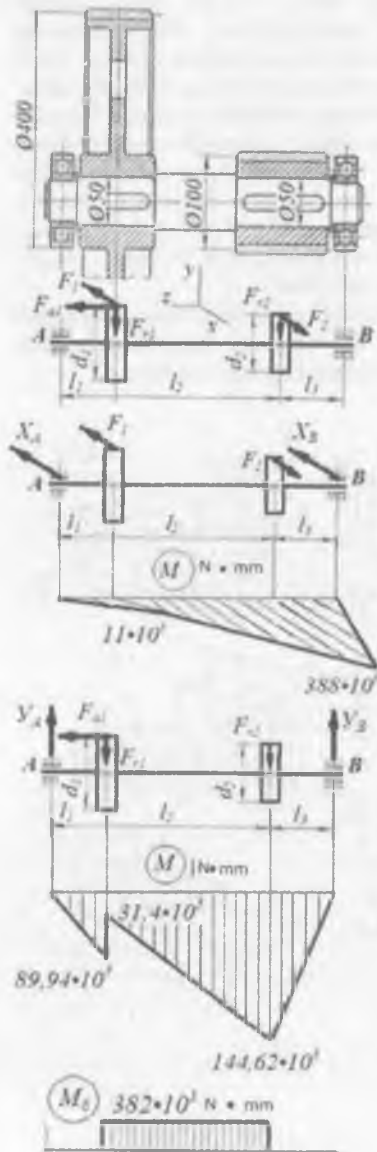
misol-8.8 Po'lat tirsakli sterjen ABC rasmda ko'rsatilgandek mahkamlangan. AB kesimining dumaloq ko'ndalang kesimi diametri 125 mm. 2 kN kuch M nuqtada chizma tekisligiga perpendikulyar qo'yilgan. Ko'ndalang kuchlarning urinma kuchlanishlarini xisobga olmay, eng xavfli nuqtadagi bosh kuchlanishlarni hamda uchinchi va to'rtinchi mustahkamlik nazariyalari bo'yicha xisobiy kuchlanishlarni aniqlang.

javob: $\sigma_1 = 451 \text{ N/sm}^2$; $\sigma_2 = 54 \text{ N/sm}^2$; $\sigma_{h \text{ III}} = 505 \text{ N/sm}^2$; $\sigma_{h \text{ IV}} = 480 \text{ N/sm}^2$.

misol-8.9 Pulot kolen vallar uchun burovchi va eguvchi momen epyuralari kurilsin, uchinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha eng katta kuchlanishlar topsin. A kesim markazining K strelka yunalishdagi kuchishi xisoblansin.



9.29-rasm



misol. Tsilindrik tishli reduktor oraliq valining mustahkamligi tekshirilsin. Valni aylanish

chastotasi $n = 300 \frac{\text{ayl}}{\text{min}}$ da

$N = 12 \text{ kVt}$ quvvatni uzatadi. Val St.45 markali po'lotdan tayyorlangan, oquvchanlik chegarasidagi kuchlanish

$$\sigma_{OK} = 240 \frac{N}{\text{mm}^2}.$$

Mustahkamlik eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasi bo'yicha tekshirilsin.

Berilgan: $l_1 = 60 \text{ mm}$, $l_2 = 180 \text{ mm}$, $l_3 = 70 \text{ mm}$,

$d_2 = 100 \text{ mm}$, $d_1 = 400 \text{ mm}$.

Yechish. rasm, a-da val va tishli g'ildiraklar sxemasi, 9.30-rasm, b-da yuklanish sxemasi ko'rsatilgan. Val uzatayotgan momentni topamiz:

$$M = \frac{N}{\omega}$$

$$M = \frac{12 \cdot 10^3}{31,4} = 382 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\text{buerda, } \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ r/s}$$

9.30-rasm. Uzatma valining yuklanish sxemasi va eguvchi momentlarining epyuralari

Valga o'rnatilgan tishli g'ildirak va shesternyadagi aylantiruvchi momentlar tekis aylanma harakatda o'zaro teng va qarama-qarshi tomonga yo'nalgan, ya'ni $M = M_1 = M_2$

Tishli g'ildiraklardagi kuchlarni topamiz:

$$\text{Doiraviy kuch } F_1 = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 382 \cdot 10^3}{400} = 1,91 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 382 \cdot 10^3}{100} = 7,64 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\text{Radial kuch } F_{r1} = F_1 \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 1,91 \cdot 10^3 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12^\circ 50'} = 713 \text{ N}$$

$$F_{r2} = F_2 \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 7,64 \cdot 10^3 \frac{\tan 20^\circ}{\cos 12^\circ 50'} = 2852 \text{ N}$$

Bo'ylama kuch faqat tishli g'ildirakda hosil bo'ladi, chunki unda tishlar qiyshiq joylashgan

$$F_{a1} = F_1 \tan \beta = 1,91 \cdot 10^3 \cdot \tan 12^\circ 50' = 434 \text{ N}$$

Valni yuklanish sxemasini tuzamiz (9.30 -rasm, b). F_1 va F_2 kuchlarni o'ziga parallel holda S va K nuqtalarga ko'chiramiz va ushbu kuchlarni C va

K nuqtalarga nisbatan momentlariga teng juft momentlari $M_1 = \frac{F_1 d_1}{2}$ va

$M_2 = \frac{F_2 d_2}{2}$ larni qo'shib qo'yamiz:

C nuqtaga $m_1 = \frac{F_{a1} d_1}{2}$ momentlarni qo'yamiz.

Val tayanchlarini A va B nuqtalarni x va y o'qlari bo'yicha chiziqli ko'chishlarini cheklaydigan fazoviy sharnirli tayanchlar deb qabul qilamiz.

Valni gorizonttal tekislikda muvozanatini (9.30 -rasm, v) tekshiramiz:

$$\sum M_A = 0 \text{ va } F_1 l_1 - F_2 (l_1 + l_2) + x_B (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$\text{buerdan } x_B = \frac{-F_1 l_1 + F_2 (l_1 + l_2)}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{-1910 \cdot 60 + 7640 \cdot 240}{60 + 180 + 70} = 5545 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0 \text{ va } -F_1 (l_2 + l_3) + F_2 l_3 - x_A (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$\text{buerdan } x_A = \frac{-F_1 (l_2 + l_3) + F_2 l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{-1910 \cdot 250 + 7640 \cdot 70}{60 + 180 + 70} = 185 \text{ N}$$

$$\text{tekshirish: } F_1 - F_2 + x_A + x_B = 0$$

Valni gorizonttal tekislikda muvozanatini (9.30 -rasm, g) tekshiramiz:

$$\sum M_A = 0 \text{ va } -F_{r1} l_1 + F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r2} (l_1 + l_2) + y_B (l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$y_B = \frac{F_{r1}l_1 - F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{r1}((l_1 + l_2))}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{713 \cdot 60 - 434 \cdot \frac{400}{2} + 2852 \cdot 240}{60 + 180 + 70} = 2066 N$$

$$\sum M_B = 0 \quad \text{va} \quad F_{r1}(l_2 + l_3) + F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{r2}l_3 - y_A(l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$y_A = \frac{F_{r1}(l_2 + l_3) + F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{r2}l_3}{l_1 + l_2 + l_3} = \frac{713 \cdot 250 + 434 \cdot \frac{400}{2} + 2852 \cdot 70}{60 + 180 + 70} = 1499 N$$

$$\text{tekshirish: } -F_{r1} - F_{r2} + y_A + y_B = 0$$

Valning K kesimi xavfli hisoblanadi. Keltirilgan momentni topamiz:

$$M_{\text{kes}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

$$M_{KE\Omega} = \sqrt{(388192)^2 + (144620)^2 + (382000)^2} = 563,5 \cdot 10^3 N \cdot mm$$

Eng katta kuchlanishni hisoblaymiz:

$$\sigma_{\text{KKB}} = \frac{M_{KE\Omega}}{W} = \frac{563,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{563,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot (50)^3}{32}} = 46 \frac{N}{mm^2}$$

misol. -rasm^{da} ko'rsatilgan brusning diametri topilsin. Ruxsat etilgan

$$\text{kuchlanish } [\sigma] = 1600 \frac{kg}{sm^2}$$

Ichki kuchlarning epyuralari. Masalaning shartini bajarish uchun konstruksiyaning xavfli kesimini aniqlashimiz kerak. Buning uchun ichki kuchlarning epyuralarini qurishimiz kerak.

Berilgan sistema fazoviy, chunki yuk va konstruksiyaning sxemasi bitta tekislikda joylashmagan. Bunday sistemaning kesimida oltita ichki kuchlar hosil bo'lishi mumkin.

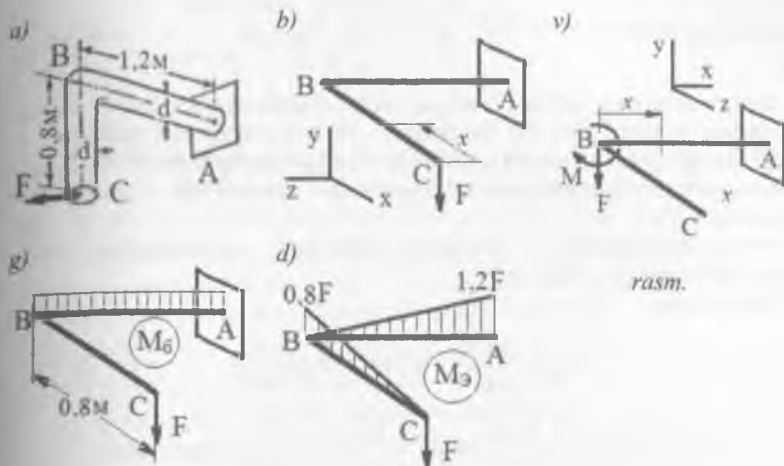
Barcha kesimlarda ichki bo'ylama kuch $N = 0$ ko'ndalang kuchlar Q_z va Q_y larning ta'siri kichik bo'lganligi uchun ularni e'tiborga olmaymiz. Shuning uchun M_z va M_y eguvchi momentlari va $M_x = M_\sigma$ burovchi moment epyuralarini quramiz.

rasm, b da konstruksiyaning har bir uchastkasi uchun koordinata o'qlari ko'rsatilgan; x o'qi uchastkaning bo'ylama o'qi bilan mos tushadi, y va z ko'ndalang keasimning o'qlari hisoblanadi.

CB-oraliq. Eguvchi momentlar M_x , M_z va M_y siniq sterjen qir qilish tekisligidan bir tomonda qolgan kuchlarni kesilgan kesim markazidan o'tgan o'qlarga nisbatan kuch momentlarining yig'indisiga teng

$$0 \leq x \leq 0,8m \quad M_x = 0 \quad M_y = 0 \quad \text{va} \quad M_z = -F \cdot x$$

BA-oraliq. $0 \leq x \leq 1,2M$ $M_x = 0,8F$ $M_y = 0$ va
 $M_z = -F \cdot x$



rasm.

Ushbu tenglamalar bo'yicha M_x va M_z epyuralari qurilgan.

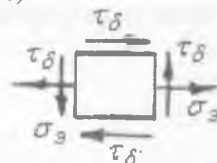
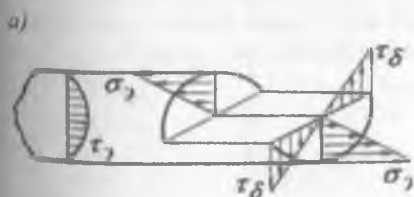
CB oraliqda faqat eguvchi moment $M_3 = 0,8F$ hosil bo'ladi.

BA oraliqda burovchi moment $M_x = M_6$ va eguvchi moment $M_3 = M_z$ hosil bo'ladi. Siniq sterjenning tayanch kesimida burovchi moment $M_6 = 0,8F$ va eguvchi moment $M_3 = 1,2F$ eng katta qiymatga erishadi.

Bu kesimda burovchi moment ta'siridan buralishdagi urinma kuchlanish $\tau_6 = \frac{M_6}{W_\rho}$ hosil bo'ladi. Urinma kuchlanish sterjen kesimining chetki nuqtalarida

(rasm,a) maksimumga erishadi

$$\tau_6 = \frac{M_6}{W_\rho} = \frac{0,8F}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} = \frac{12,8F}{\pi \cdot d^3}$$



rasm

AB oraliqning tayanch kesimida eguvchi moment ta'siridan hosil bo'lgan normal kuchlanish $\sigma_x = \frac{M_x}{W_x}$ sterjen kesimining chetki nuqtalarida

maksimumga erishadi.
$$\sigma_3 = \frac{M_2}{W} = \frac{1,2F}{\pi \cdot d^3} = \frac{38,4F}{32}$$

Demak kesimning sirtidan ajratilgan material zarrachasi normal va urinma kuchlanishlar ta'sirida, shuning bu material tekis kuchlanganlik holatida (*rasm, b*). Chunki sterjen tayanch kesimining sirtidan ajratilgan kubik shaklidagi material zarrachasining o'zaro perpendikulyar uchta yuzasida ham kuchlanishlar ta'sir qilmaydi.

Tekis kuchlanganlik holatidagi kubikning mustahkamligi bosh kuchlanishlar bo'yicha tekshiriladi.

III nazariya $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[\sigma_{\max} \pm \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2} \right]$$

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[\frac{38,4F}{\pi \cdot d^3} \pm \sqrt{\left(\frac{38,4F}{\pi \cdot d^3} \right)^2 + 4 \left(\frac{12,8F}{\pi \cdot d^3} \right)^2} \right] = \frac{F}{2\pi \cdot d^3} [38,4 \pm 46,6]$$

$$\sigma_1 = \frac{F}{2\pi \cdot d^3} [38,4 + 46,6] = \frac{85F}{2\pi \cdot d^3}$$

$$\sigma_3 = \frac{F}{2\pi \cdot d^3} [38,4 - 46,6] = -\frac{8,2F}{2\pi \cdot d^3}$$

Agar kuchlanishlarni III nazariyaga keltirib qo'ysak:

$$\frac{85F}{2\pi \cdot d^3} + \frac{8,2F}{2\pi \cdot d^3} \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad \frac{46,6F}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma] \quad \text{ba} \quad d = \sqrt[3]{\frac{46,6F}{\pi \cdot [\sigma]}}$$

X- BOB. SIQILGAN STERJENLARNI USTUVORLIKKA HISOBLASH

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 (*10.1 - rasm*).

ustuvor
muvozanat



noustuvor
muvozanat

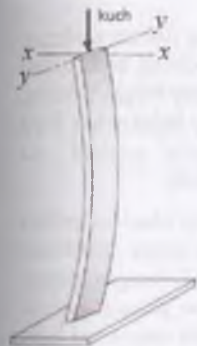


Botiq sirtida joylashgan shar istalgan holatga og'dirilganda ham o'zining dastlabki vaziyatiga qaytadi. Shuning uchun shar botiq sirtida ustuvor muvozanatda.

10.1 – 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 (10.2-rasm). Sterjenning ustuvor muvozanat holati buziladi.

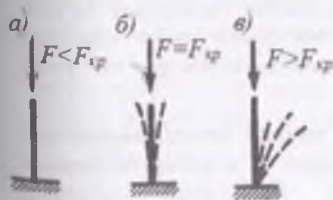


10.2 – rasm. Sterjenni ustuvor va noustuvor holati

Agar, kuchni shu qiymatida ushlab turilsa, sterjenda muvozanat holat yuzaga keladi va sterjenning yangi ustuvor muvozanati sodir bo'ladi. Agar siquvchi kuch kattalashtirilsa, sterjenning noustuvorligi oshadi va yana kuchning qiymati ohsa 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.

Sterjen to'g'ri chiziqli holatidan chetga chiqishi noustuvordir. Noustuvor sterjen bo'yлама egilish holatida bo'ladi. Bo'yлама 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 konstruktsiyaning elementida deformatsiyaning xarakteri o'zgaradi, konstruktsiya ishdan chiqadi. Shuning uchun ustuvorlikga hisoblash konstruktsiyani boshlang'ich shaklida, ya'ni kritik kuchdan kichik yuklanishda ishlashini ta'minlash kerak.



Ustuvor va
noustuvor
holatlarga
oid misollar

Ustuvorlikga hisoblash sterjenni o'lchamlari, materialining xarakteristi-kasi va unga ta'sir qiluvchi kuchni shunday tanlash kerak-ki, bo'ylama egilish xavfli bo'lmasin.



Ustuvorlikka noto'g'ri hisoblash oqibatida, juda ko'p konstruksiyalarning emirilishi sodir bo'lgan. Masalan: 1907 y AQSh da Shimoliy Lavrentiyya 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 vagondan iborat bo'lgan passajir poezdi o'tgan. Parovoz ko'priqdan o'tib bo'lib, lekin daryoga qulagan 6ta 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.

$$\sigma_k = \frac{F}{A} \quad (10.1)$$

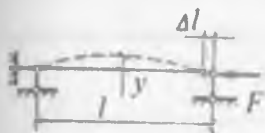
10.1. Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi

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 (10.3– rasm). Siqilayotgan sterjenning

deformatsiyasi elastik bo'lib, kritik kuch ta'siridan sterjenning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan kuchlanish sterjen materialining proporsionallik chegarasidagi kuchlanishdan katta bo'lmaydi. Bunda sterjen egilgan o'qining

differentsial tenglamasi $\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} = -\frac{Fy}{EI}$



Agar, $K^2 = \frac{F}{EI}$ belgilash kiritsak

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + K^2 \cdot y = 0 \quad (10.2)$$

10.3 – rasm. Eyler formulasini aniqlash sxemasi

Bu tenglama matematik mayatnik harakatining differentsial tenglamasiga o'xshaydi. (10.2) differentsial tenglamaning integrali quyidagicha yoziladi:

$$y = a \cdot \sin Kx + b \cdot \cos Kx \quad (10.3)$$

bu erda: a, b – integrallash doimiyliklari, sterjen uchlarini tayanish shartlaridan topiladi.

Masalan: 1) birinchi shart $X = 0$ bo'lganida, $U = U_s = 0$ va $b = 0$ bo'ladi. Unda sterjen egilgan o'qining tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$y = a \cdot \sin Kx \quad (10.4)$$

Bu tenglamadan aniq-ki, sterjenni egilgan o'qi sinusoida ekan, ya'ni sterjen sinusoida bo'yicha egiladi

2) ikkinchi shart: $x = \ell$ da $y = y_B = 0$ bo'ladi. Bu erda $a \neq 0$, demak $\sin K\ell = 0$, bu hol uchun $K\ell = \pi, 2\pi, \dots, n\pi$ ekanligini topamiz.

Agar, $K = \frac{n\pi}{2}$ yoki $K^2 = \frac{n^2 \pi^2}{\ell^2}$ ni hisobga olsak,

$$F_k = -\frac{n^2 \pi^2 EI_{\min}}{\ell^2} \quad (10.5)$$

n – har qanday butun son.

Bu formulani (1744 y.) birinchi marotaba L.Eyler olganligidan, uni 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 kuchga aytiladi. Ustuvorlik yo'qolishida sterjen kichik bikrlilik tekisligida egiladi, ya'ni uning ko'ndalang kesimi inertsia momenti momenti minimal bo'lgan bosh o'qi atrofida aylanadi. Shuning uchun Eyler formulasida $I_{\min}$ qatnashadi.

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.

$$\text{Unda } F_k = \frac{\pi^2 EI}{\ell^2} \quad (10.6)$$

G'_k kuchni bu qiymatiga sterjenni yarim to'liqlinli sinusoida shaklidagi egilishi to'g'ri keladi. $y = a \cdot \sin \frac{\pi x}{\ell}$ (10.7)

Agar $n = 2$ va $n = 3$ bo'lsa, sterjenni egilishi ikkita va uchta yarim to'liqlinli sinusoidal chiziq bo'ladi: (10.4 - rasm) va u noustuvor

$$K = \frac{2\pi}{\ell}; \quad y = a \cdot \sin \frac{2\pi x}{\ell}; \quad F_k = \frac{4\pi^2 EI}{\ell^2}$$

$$K = \frac{3\pi}{\ell}; \quad y = a \sin \frac{3\pi x}{\ell}; \quad F_k = \frac{9\pi^2 EI}{\ell^2}$$



10.4 – rasm. sterjenni ikki va uch yarim to'liqlinli (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.

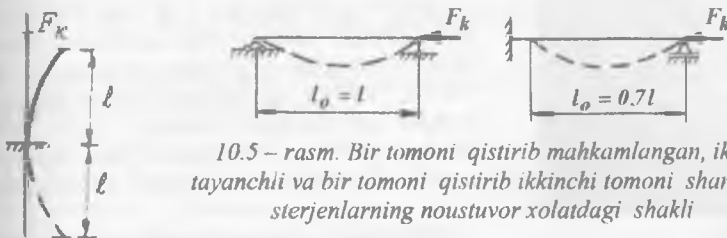
Shunday qilib, siqilishga va cho'zilishga ishlaydigan sterjenlar orasida keskin farq bor. Chegaraviy cho'zuvchi kuch bevosita materialning mustahkamlik xarakteristikalariga bog'liq bo'lganligidan turli sort po'latlar uchun turlicha. Lekin, elastiklik chegaradagi siqilishda boshqa holni ko'ramiz. Chegaraviy 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 uchlari mahkamlanish shartini kritik kuchning qiymatiga ta'sirini aniqlash uchun, har xil tayanchlarga tayangan sterjenlarning bo'ylama egilishdagi deformatsiyalarini ikkita sharnirli tayanchga tayangan sterjenning deformatsiyasi bilan taqqoslaymiz.



10.5 – rasm. Bir tomoni qistirib mahkamlangan, ikki tayanchli va bir tomoni qistirib ikkinchi tomoni sharnirli sterjenlarning noustuvor xolatdagi shakli

Masalan, bir uchi qistirib mahkamlab qo'yilgan sterjen 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) uzunligiga teng ekan, ya'ni:

$$\ell_0 = 2\ell.$$

$$\text{Eyler formulasi: } F_k = \frac{\pi^2 EI}{\ell_0^2} \quad \text{yoki} \quad F_k = \frac{\pi^2 EI}{(2\ell)^2} = \frac{\pi^2 EI}{4\ell^2}$$

Sterjen uchlarning mahkamlanish shartlariga ko'ra, kritik kuchning formulalarini

$$\text{yozamiz. } F_k = \frac{\pi^2 EI}{(\mu\ell)^2} \quad (10.8)$$

Bu erda μ - keltirilgan uzunlik koeffitsienti;

$$\ell_0 = \mu \cdot \ell - \text{keltirilgan uzunlik.}$$

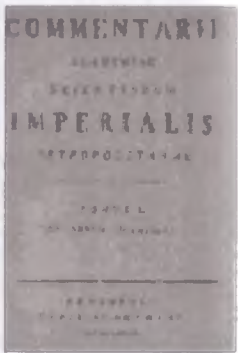
LEONARD EYLER (1707 – 1783)

Leonard Eyler 5 aprel 1707 yil Bazel shahrida to'g'ilgan 18 sentyabr 1783yil Peterburgda vafot etgan. 1720 – 1723 yillar Bazel universiteti talabasi, 1727 yil L.Eyler Peterburg keladi. 1733 yil oliy matematika kafedrasining (Peterburg akademiyasi) akademigi. 1741 – 1766 yillar Berlinda faoliyat ko'rsatadi. 1766 yildan boshlab umrining oxirigacha Peterburg akademiyasida ishlaydi. 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 » (2 tom, 980 bet, 1736 y.), « Dengiz naukasi, yoki korablarni qurish va ularni boshqarish to'g'risidagi traktata » (2 tom, 978 bet, 1749 y.), «Maksimum yoki minimumga ega bo'lgan egri chiziqlarni aniqlash usuli» (480 bet, Jeneva, 1744 y.), «Qattiq jism harakatining nazariyasi» (520 bet, Rostok, 1765 y.) va boshqalar.

Differentsial va integral hisoblashni va variatsion hisoblash usulini to'g'ri baholab mexanika masalalariga adekvat bo'lgan muammolarni hal qilish mumkinligini aytgan. Harakat qonunlarini o'rganishda L.Eylerga asosan - oldin nuqta harakati, keyin qattiq jism harakati o'rganiladi.

LEONARD EYLERning faoliyatiga tegishli materiallar		
 Siqilgan sterjenda kritik kuch-nitopgan	1733 yildan Rossiya Fanlar Akademiyasining akademigi	 Peterburg Fanlar Akademiyasi ilmiy ishlari.
	 Peterburg Fanlar Akademiyasi-ning binosi Mustahkamlik ilmida, elastik sistemaning muvozanatlashgan ustuvorligini izlanish usulining muallifi	

L.Eyler – o'zgaruvchan kesimli sterjenni bo'ylama egilishi, ikki uchi sharnirli bog'lanishda bo'lgan sterjenni xususiy og'irligi ta'siridan egilish masalasi echilgan. Korablni muvozanat va ustuvorlik nazariyasi ishlab chiqilgan. Natijada mexanik sistemaning ustuvorlik nazariyasi yaratildi. L.Eylerni «Oy harakatining yangi nazariyasi» koinot mexanikasida muhim o'rin egallaydi. Bu masalada L.Eyler Oy harakatini «Uch jism» masalasiga keltiradi va Dekart koordinatasini tadbqiq etadi. Mexanikani integrall printsiptini – kam harakat printsipti deb aniq va tushunarli qilib bayon etadi.

Elastik sterjendagi katta ko'chishlarni aniqlash usuli. Arralovchi mashina, o't o'chiruvchi nasos qurilmalari bo'yicha ekspert, Moskva kolokolini ko'tarishda, Niva daryosidagi bir arkali ko'prikn mahkamlashda, dengiz qirg'oqlari qurilishining maslahatchisi bo'lgan.

10.2. Eyler formulasini ishlatish chegarasini aniqlash

Siquvchi kuchni kritik qiymatida ko'ndalang kesimda hosil bo'lgan normal kuchlanish kritik kuchlanish deyiladi.

Kritik kuchni aniqlash uchun Eyler formulasi sterjen materialining Guk qonuni kuchga ega bo'lgan chegarada keltirib chiqarilgan edi. Shuning uchun Eyler formulasi yordamida topilgan kritik kuchlanishni materialning proporsionallik chegarasidagi kuchlanishdan kata bo'lgan hollarda foydalanib

bo'lmaydi, ya'ni $\sigma_{kp} \leq \sigma_n$. Unda $\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_n$ 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. Eyler formulasidan kritik kuchlanishni aniqlaymiz:

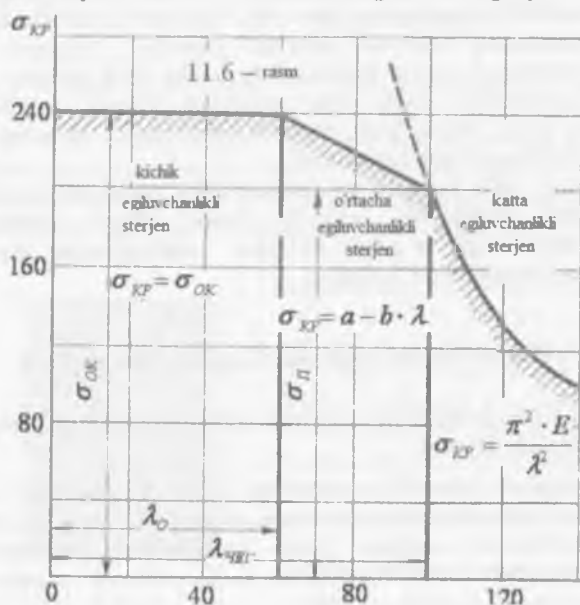
$$\sigma_k = \frac{Fk}{A} = \frac{\pi^2 EI}{A \ell^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\mu \ell}{i}\right)^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (10.9)$$

buerda: $i^2 = \frac{I}{A}$ - inertiya radiusi.

Yasinskiy ta'rifidan $\lambda = \mu \frac{\ell}{i}$ - sterjenning egiluvchanligi

λ - siqilgan sterjenni o'lchov birliksiz xarakteristikasi, sterjen ustuvorligini yo'qolishiga qarshilik ko'rsatadi, bir vaqtda sterjen uzunligiga va ko'nda-lang

kesim birligini ifodalaydi. $\lambda \geq \lambda_{qER}$, ya'ni chegaraviy egiluvchanlik tushunchasi asosida Eyler formulasini ishlatish chegarasini belgilaymiz.



10.6-rasm. Kritik kuchlanish va egiluvchanlik orasidagi bogʻlanishning grafikasi

Eyler formulasi sterjen uchun hisoblangan egiluvchanlik chegaraviy egiluvchanlikka teng yoki undan katta boʻlsa ishlatiladi

(10.9) formuladan aniq-ki, σ_k sterjenning egiluvchanligiga bogʻliq. Ingichka va uzun sterjenlarda kritik kuchlanish kichik boʻladi. Mustahkamlik chegarasi $\sigma_B = 40 \text{ MPa}$ boʻlgan st.3 poʻlat uchun $\lambda = 150$ va $E = 2 \cdot 10^5$

MPa boʻlsa:
$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(150)^2} = 87,7 \text{ MPa} \leq 160 \text{ MPa}$$

$\lambda = 50$ boʻlsa:
$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(50)^2} = 300 \text{ MPa} > [\sigma] = 160 \text{ MPa}$$

Siqilayotgan sterjendagi kuchlanish kritik kuchlanishdan kichik kuchlanishda emirilish sodir boʻladi. Agar $\sigma_k = \sigma_n$ deb olinsa, (10.10)

formuladan egiluvchanlikni chegaraviy qiymatini topamiz:
$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}}$$

Agar $\lambda = \lambda_0$ bo'lsa, Eyler formulasidan foydalanish mumkin. St.3 po'lat

uchun: $\sigma_n = 200 \text{ mPa}$. $\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{200}} \approx 100$

St.5 po'lat uchun $\lambda_0 = 90$. Shunday qilib, egiluvchanligi $\lambda = 100$ sterjenlar uchun Eyler formulasi ishlatilishi mumkin (10.6 – 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 (plastik material) yoki mustahkamlik chegarasidagi kuchlanishga (mo'rt material) teng qilib olinadi (10.6 – 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 quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_k = a - b\lambda$$

10.3. Siqilgan sterjenning kundalang kesimdagi ratsional shakli

Siqilgan sterjenlar uchun Eyler formulasini qo'llab, kritik kuchni topganda sterjen uchlarning 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 birligi kichik bo'lgan

Ayrim materiallar uchun a, b, c koeffitsientlar:

Material	λ	a	b	c
St.2, St.3	100	3100	11,4	-
St.5	100	4640	32,6	-
Stal 40	90	3210	11,6	-
Kremniy. stal	100	5890	38,2	-
Sosna	110	193	1,94	-
cho'yan	80	7760	120	0,53

Cho'yan uchun
Yasinskiy formulasi:

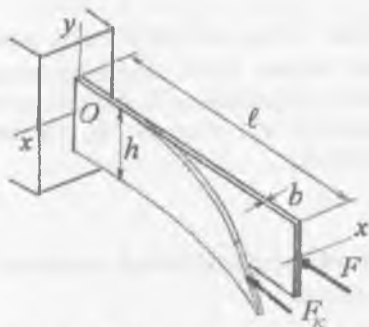
$$\sigma_k = a - b\lambda + c\lambda^2$$

tekislikda yo'qoladi, chunki bu tekislikda egilishga mos keluvchi kritik kuch eng kichik bo'ladi (10.7 – rasm).

$$I_y = I_{\min} = \frac{hb^3}{12} \quad \text{va} \quad I_x = \frac{h^3b}{12} \cdot \text{Egish } X \text{ o'qi} \quad \text{tekisligida bo'ladi}$$

$$F_{1k} = \frac{\pi^2 EI_x}{(\mu_1 \ell)^2} \quad \text{va} \quad F_{2k} = \frac{\pi^2 EI_y}{(\mu_2 \ell)^2} \quad \text{deb qabul qilaylik. } I_x > I_y, \text{ bo'lganligi}$$

uchun $F_{1k} > F_{2k}$. Sterjen ikkala bosh inertsia 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 inertsia tekisligida bir xil ustuvorlikni yo'qotishini ta'minlash uchun $I_x = I_y$ tenglikni hosil qilamiz.



10.7 - rasm. Noustuvor holat

Buninguchun a - masofa shunday tanlanishi kerak-ki,

$$2I_{x1} = 2 \left[I_{y1} + A \left(\frac{a}{2} \right)^2 \right] \quad \text{shart}$$

bajarilsin. 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 inertsia tekisligida ustuvorlikni bir xil yo'qotadi. $i_{\min}$ - minimal inertsia radiusining eng katta qiymatga olib keladigan yuza ratsional kesim bo'ladi.

O'lchov birligisiz tavsifnoma tanlaymiz:

$$\zeta = \frac{i_{\min}}{\sqrt{A}} \quad (10.13)$$

Kesimning ratsionalligini ζ - ning qiymati yordamida aniqlaymiz:

kvadrat - 0,289; doira - 0,283; to'rtburchakli - 0,204

shveller 0,41 - 0,29

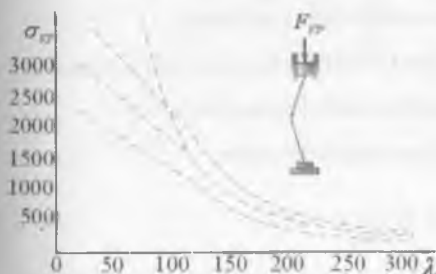
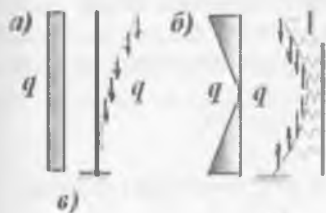
qo'shtavr 0,41 - 0,27

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

FELIKS STANISLAVOVICH YASINSKIY
(1856 – 1899)



F.S. Yasinskiy 1877 yil Peterburg yo'llar aloqasi injenerlar institutni tamomlaydi. 1894 yildan shu institut professori.

Berilgan yuklanish sxemalarida o'rsatilgan sterjenlarni bo'ylama – ko'ndalang egilish va ustuvorligining amaliy echimini

topdi. $\sigma = 1028 \frac{kg}{sm^2}$ yuqori poyasda emirilishga sabab bo'lgan

kuchlanish $\sigma = 1007 \frac{kg}{sm^2}$ Yasinskiy

hisoblagan kritik kuchlanish.(1875) Kiev ko'prigini qulab tushgandan ko'rinishi Yasinskiy yuqori ochiq poyasli ko'prik ustuvorligini ta'minlash usulini yaratdi. Ko'plab sinash asosida empirik formula

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}$$

yaratildi

10.4. Siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka amaliy hisoblash.

Siqilgan sterjenlarni mustahkamlikda hisoblash o'lchamlarini 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:

$$\sigma = \frac{N}{A_{\delta}} < \frac{F_k}{A_{\delta}} = \sigma_k \quad (10.14)$$

bu erda: N - siquvchi kuch;

A_δ - sterjenning zaiflashgan kesim yuzasi.

Kritik kuchlanish materialning oquvchanlik chegarasidan plastik material uchun yoki mustahkamlik chegarasidan mo'rt materiallar uchun, xavfli bo'lishi mumkin. Shuning uchun sterjenni ustuvorlikka amaliy hisoblashda kritik kuchlanishni hosil bo'lishini cheklash kerak, ya'ni ustuvorlikka ehtiyotlik shartini

ta'minlash kerak:
$$\sigma_y = \frac{F_k}{A_\delta} = [\sigma]_y \quad (10.15)$$

Ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]_y$ ustuvorlikka ehtiyotlik koefitsienti (n_y) orqali topiladi:

$$[\sigma]_y = \frac{\sigma_k}{n_y} \quad (10.16)$$

Unda
$$\sigma_y = \frac{F_k}{A_\delta \cdot \varphi} \leq [\sigma] \quad (10.17)$$

Bu shart orqali sterjenning ko'ndalang kesimi tanlanishi mumkin.

Ustuvorlikka ehtiyotlik koefitsienti n_y mustahkamlikka ehtiyotlik koefitsienti 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 $n_y = 5 \dots 5,5$

$[\sigma]$ - sterjenni mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanishi;

φ - mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanishni kamaytirish koefitsienti.

Koeffitsient - φ - materialning egiluvchanligiga bog'liq topiladi. Yog'och uchun koeffitsent φ quyidagi formuladan

topiladi: $\lambda = 75$ bo'lsa,
$$\varphi = 1 - 0,5 \left(\frac{\lambda}{100} \right)^2$$

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 koeffitsent φ

interpolyatsiya usuli bilan topiladi:
$$\varphi_1 = \varphi' - \frac{\varphi' - \varphi''}{10} \cdot K$$

Topilgan φ yordamida kuchlanish aniqlanadi va uni 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:

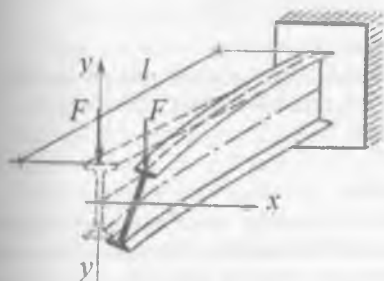
$$n_y = \frac{F_{sp}}{F} \leq [n_y].$$

Ruxsat etilgan yuk hisoblanadi $[F] = \frac{F_{sp}}{[n_y]}$

Loyihaviy hisoblash – sterjen ko'ndalang kesimining talab etilgan o'lchamlari aniqlanadi. Bunda Eyer formulasi yordamida ko'ndalang kesimining minimal inertsia momenti:

$$I_{min} \geq \frac{F \cdot [n_y] \cdot (\mu \cdot l)^2}{\pi^2 E}$$

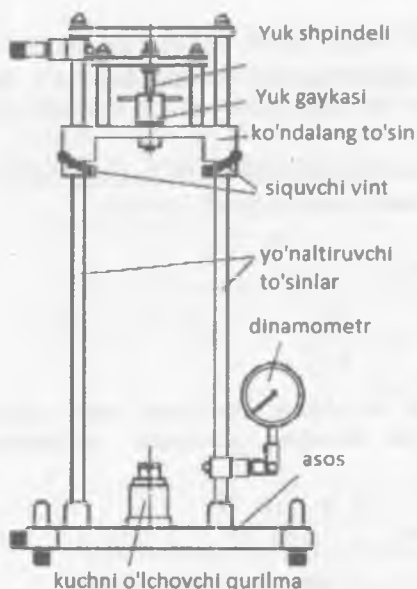
Egiluvchan elementlarning ustuvorligi.



Egiluvchan elementni ustuvorlikni yo'qotishi markaziy siqilgan sterjenlarni ustuvorlikni yo'qotishiga o'xshaydi. Bunda oldin balka kuchning ta'sir chizig'i yo'nalishida egiladi, kuch kritik qiymatiga erishishi bilan ustuvorlikni yo'qotilishi boshlanadi.

Kritik kuchni aniqlash usuliga o'xshash kritik momentni hisoblash mumkin:

$$\sigma_y = \frac{M_k}{W \cdot \varphi} \leq [\sigma]$$



Sterjenlarning ustuvorlikni yo'qotishini tajribada o'rganish [33]

Ustuvorlikni yo'qotilishini WR 120 qurilmasi bilan namoyish etish mumkin. Ustuvorlik nazariyasiga oid misollar texnik misollardan sanaladi.

Ustuvorlik nazariyasi texnika va texnologiyaning deyarli barcha sohasida muhim rol o'ynaydi. Bunga oid misollar: qurilish va metall konstruksiyalaridagi to'sin va tayanchlar, dvigatel konstruksiyasidagi klapnlar va shatunlar, gidravlik tsilindrlardagi shtoklar. Bosimga bog'liq barcha qismlar ustuvorlikka ta'sirchan bo'ladi. Shuning uchun WR 120 uskuni samarali hisoblanadi. Asosiy ta'limiy maqsadlarga quyidagilar kiradi:

-Eylarning ustuvorlik nazariyasini tekshirish

- Turli xil montaj sharoitlarini sterjenlarning ustuvorligini yo'qotishiga ta'sirini tekshirish

- Sterjen uzunligi va diamterining ta'siri.

-Material parametrlarining ta'siri

Sinov qurilmasining joylashish tartibi

Sinov uskunasi asosan asos, yo'naltiruvchi ustunlar va ko'ndalang to'sindan iborat. Asos sterjenli namuna uchun ostki montaj, sinov kuchini o'ldiruvchi qurilmasi va turli xil bosimni qabul qiladigan o'rnatish yacheykasidan iborat. Ko'ndalang ustunning balandligini yo'naltiruvchi ustunlar bo'ylab o'zgartirish mumkin. Bu sterjen namunalarning turli xil uzunliklarida ustuvorlikni yo'qotilishini tekshirish imkonini beradi. Ko'ndalang ustun sinov kuchini qabul qiladigan yuk gaykasidan iborat. Yuk gaykasidan foydalanib kuchni namunaga uzatish mumkin. Yuk gaykasi va siqish detali sterjenlarni buralish kuchlanishi ta'siridan saqlaydi.

Uskuna ham vertikal, ham gorizontal holatda ishlatilishi mumkin. Uskunani gorizontal holatda ishlatish uchun yo'raltiruvchi ustunlarning biriga asos oyoqlari o'rnatiladi. Kuch indikator kuzatishga oson bo'lishi uchun 90°burchak ostida o'zgartirilishi mumkin.

Kuchni o'ldirish. Sinov qurilmasi gidravlik kuch yordamida o'ldiradi. Sinov kuchi differentsial porshen orqali halqa tsilindri ichida bosim hosil qiladi. Bu bosim indikator yordamida o'ldiriladi. Gidravlik uzatma tufayli o'ldiruv masofasi juda kichik (maks. 0.3 mm).

Sterjenlar namunalari GUNTsterjen namunalariining ikkita jamlanmasi bilan ta'minlaydi. Uskunadan tajriba davomida o'ta samarali foydalanish uchun sterjen namunalari WR 120 uskunasiqarab moslanadi. Standart jamlanmadan iborat sterjen namunalariini montajlar (tayanch turi), uzunlik va materialning ta'sirlariga bog'liq sinovlarni olib borishda ishlatish mumkin

Texnik ma'lumotlar

O'lchamlari

Uzunligi: 620 mm; Kengligi: 450 mm; Balandligi: 1150 mm

Og'irligi: 35 kg

Maks. sinov kuchi: 2000 N

Maks. yon tomonlama yuk: 20 N

Maks. yon tomonlama o'zgarish: 20 mm

Max. sterjneli namuna uzunligi: 700 mm

Maks. yuk shpindel chizig'i: 10 mm

Sterjenli namuna chuqurchasi: 20 mm .

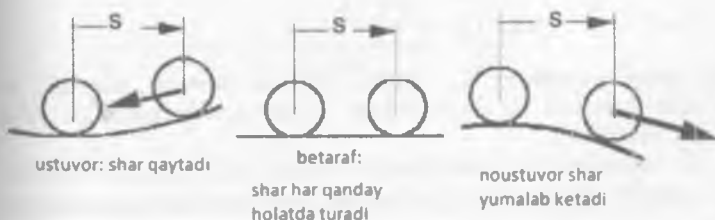
Kuchni o'lchash qurilmasi

O'lchov ko'lami 100...2500 N

Qiymatlar < 100 N ko'rsatilmagan, chunki bu ko'lamda o'lchovning aniqligi juda past

Ustuvorlik nazariyasining kelib chiqishi. Taranglik kuchlariga bog'lik bo'lgan sterjenlardagi maksimum yuk faqat materialning taranglik kuchi bilan chegaralansa, bosimga bog'liq sterjenlar mos siquvchi kuchga erishishdan ancha avval ishlamay qolishi mumkin. Ular to'satdan yon tomonga egiladi, hattoki yuk markazda bo'lsa ham. Egilish xavfi qisqa va baquvvat sterjenlarga qaraganda ingichka, uzun va birmuncha yupqa sterjenlarda ko'proq bo'ladi. To'satdan egilish noustuvorlikka xos va shuning uchun ham bosim ostidagi egilish ustuvor holat sanaladi.

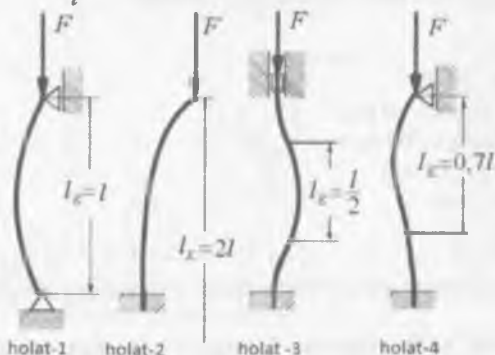
Birinchidan, ustuvorlik atamasi aniqroq tushuntirilishi kerak. Mexanikada sistemaning holati kichik tasodifiy ta'sirlardan so'ng oldingi asl holatiga qaytsagina u ustuvor hisoblanadi. Noustuvor sistemalarda esa aksincha, bir daqiqalik tasodifiy ta'siming o'zi sistemani bir maromda asl muvozanat holati-dan chiqarishga etadi. Ustuvorlikning yana bir holati betaraf deb tasniflangan (10.8-rasm). Bu erda, sistema muvozanat holatining har qanchasida ham bir xil turaveradi. Mazkur muvozanat holatlari quyidagi 10.8-rasmda tasvirlangan.



10.8-rasm:
Ustuvorlik
holatini to'p
misolida tasvir
lanishi

Eyler formulasi. Siquvchi kuch o'zining chegaraviy kritik qiymatiga erishganda sterjen to'satdan egiladi. Shuning uchun ham sterjen ishdan chiqishining o'ta xavfli bu holatidan uzoqroq bo'lish kerak. Sterjen egilishi boshlanishi bilanoq, u emirilguncha shaklini yo'qotadi. Ustuvorlikni yo'qolishiga olb keluvchi F_{KP} kritik kuch sterjenning uzunligi, diamteri va materialga bog'liq bo'ladi. Egiluvchanlikni aniqlash uchun uning koeffitsienti λ ni kiritamiz.

$$\lambda = \frac{l_k}{i}$$



10.9-rasm. Ustuvorlik yo'qolishi uchun Eyler vaziyatlari.

Bu erda l_k sterjenga xos uzunlik hisoblanadi, sterjenning haqiqiy uzunligini va montaj shartlarini e'tbarga oladi. Misol uchun, sterjenni noustuvor qismining uzunligi uning haqiqiy uzunligidan farq qiladi. Egiluvchanlik uchun egilish uzunligi sterjenning haqiqiy uzunligidan kaltaroq bo'ladi. Sterjen tayanchilarining to'rt xil montajida l_k va l uzunliklar bir-biridan sezilarli farq qiladi.

Egiluvchanlik formulasida sterjen diamterini inertsiya radiusi orqali ifodalanadi.

$$i = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

Kritik kuchga materialning ta'siri bo'ylama bikklik EA orqali e'tiborga olinadi. Bu erda E materialning elastiklik moduli va A ko'ndalang-kesim yuza. Kritik kuchga turli xil omillarning ta'siri "Eyler formulasida" umumlashtiriladi:

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 EI_y}{l^2} \text{ yoki } F_{KP} = \frac{\pi^2 E A}{\lambda^2}$$

Ta'sir qiluvchi omillar. E modul, inertsiya momenti, uzunlik va montajning turlari kabi turli xil qiymatlarning egilish xususiyatiga ta'siri Eyler formulasi orqali tekshiriladi.

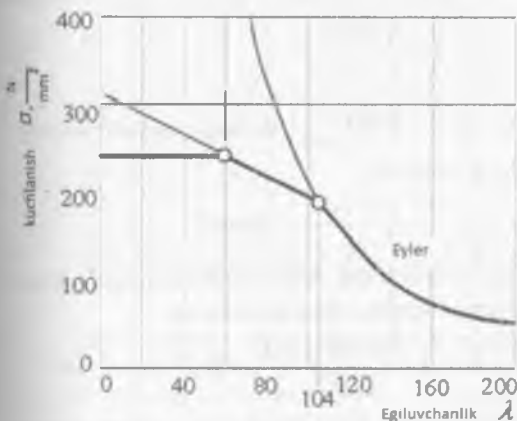
E - modul material bikkligining o'lchovidir. Bikk material ustuvorlik yo'qolishiga qarshilik ko'rsata oladi. Iloji boricha yuqori modulga ega materiallar

ishlatilishi kerak. Mustahkamlik chegarasi $370 \frac{N}{mm^2}$ bo'lgan St.37 markali konstruktiv po'lotga ($E = 210 \frac{kN}{mm^2}$) nisbatan mustahkamlik chegarasi $1270 \frac{N}{mm^2}$ bo'lgan TiAl6Zr5 titan ($E = 105 \frac{kN}{mm^2}$) foydalanishi mumkin.

Inertsia momenti. Ko'ndalang kesim turlicha bo'lgan sterjenlarda inertsia momentlari ham turlicha bo'lishi mumkin va bu omil deformatsiyaga ta'sir etadi. Sterjen minimal inertsia momenti tekisligida ustuvorlikni yo'qotadi. Devorining qalinligi kichik g'ovak sterjenlar monolit sterjenlarga nisbatan qulay bo'lishi mumkin. Masalan, ingichka truba (diametri 52x2) ning kesim yuzasi diametri 20 mm bo'lgan monolit sterjen kesim yuzasi bilan bir xil ($314 mm^2$). Undan tashqari, ikkita simmetrik kesimli yuzalarda (doira, kvadrat) ikkita inertsia o'qlari tekisligida ham inertsia momentlari bir xil.

Uzunlik. Sterjenning haqiqiy uzunligi va montaj turi (tayanch turi) noustuvor qismning uzunligini aniqlaydi. Eyler formulasida uzunlik ikkinchi tartibda qatnashadi.

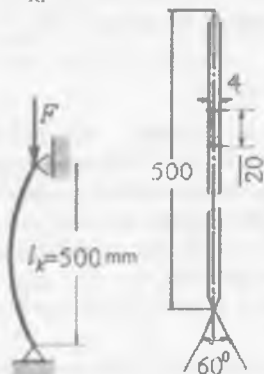
Kuchlanish. Kritik kuchni aniqlash uchun Eyler formulasi sterjen materialining Guk qonuni kuchiga ega bo'lgan chegarada keltirib chiqarilgan edi. Shuning uchun Eyler formulasi yordamida topilgan kritik kuchlanishni materialning proportsionallik chegarasidagi kuchlanishdan katta bo'lgan hollarda foydalanib bo'lmaydi, ya'ni $\sigma_{kp} \leq \sigma_{II}$.



10.10-rasm. Kritik kuchlanish va egiluvchanlik orasidagi bog'lanish

Unda $\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_{II}$ hosil bo'ladi. Buerdan $\lambda \geq \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{II}}}$, ya'ni chegaraviy egiluvchanlik materialni fizik-mexanik xossasiga bog'liq, lekin sterjen

o'lchamlariga bog'liq emas. St.37 konstruktiv po'lot uchun $\sigma_n = 192 \frac{N}{mm^2}$ va $\lambda_{KP} = 104$



Sinov 1-holatdagi Eyler holatiga ko'ra har ikkala chetdagi sharnirli montajli sterjen o'q kuchiga sekin asta bog'liq bo'lib boradi. Ma'lum bir yukdan yuqorida u yonlamasiga bukiladi. Bu holatda sterjenli namunaning egilishi sterjenning o'rtasida o'lchanadi va jadvalga birgalikdagi kuch bilan qayd etiladi. Kuch/Deformatsiya grafigi mazkur o'lchangan qiymatlardan foydalanilgan holda to'ldirib boriladi.

Sinovning natijalari egilish nazariyasining qiymatlari bilan taqqoslanadi. Bu sinovda WR 120 qurilmasini boshqarish va egilish sinovini qay tariqa olib borish namoyish etiladi.

Po'latdan yasalgan S2 sterjenli namunasi (o'lchami 20 mm x 4 mm x 500 mm) qo'llanilishi kerak. U har ikkala chekkasidan o'tkirlanadi. Har ikkala chet ideal sharnirli montaj hosil qilish uchun sinov mashinasining V shaklda o'yilgan turtish bo'laklariga moslab qo'yilgan bo'ladi.

Kritik kuch va deformatsiyani baholash. Sinovni olib borishdan avval taxmin qilingan egilish kuchini hisoblab chiqish to'g'ri. Bu ayniqsa xususiyati noma'lum boshqa materiallardan tayyorlangan sterjenli namunalarga nisbatan to'g'ri deb hisoblanadi. Egilish kuchini quyidagi formulaga qarab aniqlash

mumkin (Eyler formulasi).

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 EI_v}{l_k^2}$$

Po'lat uchun elastiklik modeli $E = 210000 \frac{N}{mm^2}$ Inertsia moment kvadrat kesmali qism uchun quyidagicha hisoblanadi:

$$I_v = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 \cdot 4^3}{12} = 106,6 mm^4$$

Sterjenning uzunligi $l = 500 mm$. 1-Eyler holati uchun egilish uzunligi l_k sifatida olinadi. Bu nazariy egilish kuchida quyidagicha natijani beradi:

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 EI_v}{l_k^2} = \frac{\pi^2 210000 \cdot 106,6}{500^2} = 883 N$$

Egilish elastik chegaradan tashqarida sodir bo'lmasligini ta'minlash lozim. aks holda sterjen doimo egilib yaroqsiz holga kelib qoladi. Maksimal chetga chiqish egilish bilan siqilishni materialning elastiklik chegarasidan oshib ketganda sodir bo'ladi. $\sigma_p = 300 N/mm^2$ po'lat namuna uchun mos keluvchi

salqilikni quyidagicha hisoblash mumkin:
$$f = \frac{\left(\sigma_p - \frac{F_k}{A} \right) l_y}{F_k z_{\max}}$$

$A = 20, 4 = 8 \text{ mm}^2$, $F_k = 883 \text{ N}$ va $Z_{\max} = 2 \text{ mm}$ bo'lsa, sterjenning o'rtasidagi salqilik uchun natijalar quyidagicha bo'ladi:

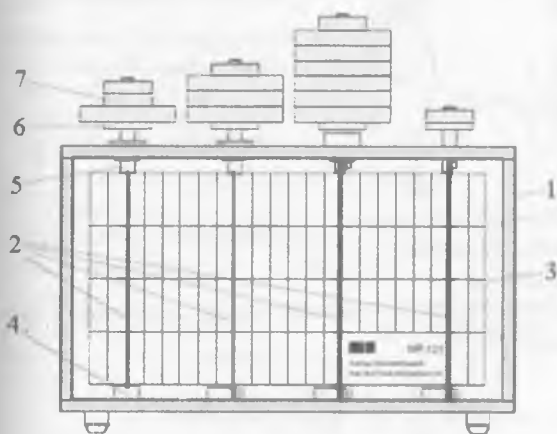
$$f_{\max} = \frac{\left(300 - \frac{883}{80} \right) \cdot 106,6}{883 \cdot 2} = 17,44 \text{ mm}$$

3-xavfsizlik omili bilan $17,44 \text{ mm}/3 = 5,81 \text{ mm} = 6 \text{ mm}$ dan oshib ketmasligi kerak. Salqilik test davomida indikatore kuzatib borilishi kerak.

Eylarning ustuvorlik nazariyasini tajribada tekshirish. Ishning maqsadi: balkaning o'q bo'ylab qo'yilgan kuch ta'sirida egilishining turli hollarini tekshirish

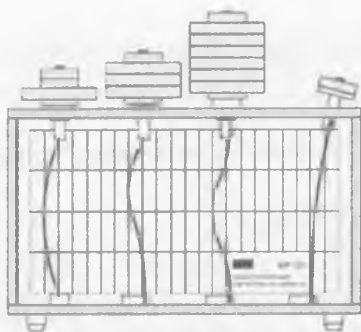
Tajriba ishi WR 121 ko'rgazmali uskunasi bajariladi [33].

Uskuna (1) rama va undagi o'q bo'ylab qo'yilgan kuch ostida egilishga ishlovchi 4 ta sterjendan iborat (2). Ramaga egilishning miqdorini ko'rsatuvchi shkalalarga ajratilgan oq devor (3) ham o'rnatilgan



10.11-rasm. Ko'rgazmali uskunaning qismlari

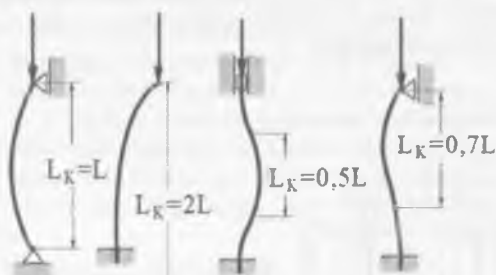
Sterjenlarning uchlari o'q bo'ylab qo'yilgan kuch ta'sirida egilishining barcha turlarini namoyish qilishga moslashtirib tayyorlangan. Pastki(4) uchi ramaga nisbatan qo'zg'almas qilib o'rnatilgan, yuqori (5) uchi esa vertikal yo'nalish bo'yicha (2-holda esa gorizontaal yo'nalishda ham) to'g'rilanishi mumkin, hamda ularga yuk qo'yiluvchi tutqichlar ham o'rnatilgan (6).



Sterjenlarning uchlari qisqichlar yordamida mahkamlangan. Bo'ylama kuch ta'sirida egiluvchi (2) sterjenlar zanglamaydigan po'latdan yasalgan bo'lib, o'lchamlari 0.5x12x180 mm. Kuch 5N va 1N li (7) yuklar yordamida sterjenga turli qiymatlarda qo'yilishi mumkin.

10.12-chizmada bo'ylama egilishining turlari keltirilgan.

Kritik kuchning qiymati bo'ylama egilish uzunligiga bog'liq. Bo'ylama egilish shakli va uzunligi esa sterjenning uchlardagi mahkamlanish turiga bog'liq. O'q bo'ylab qo'yilgan kuchning F_{kp} kritik qiymati turli hollar uchun Eyler formulasi yordamida hisoblanadi.



10.13-rasm. Turli hollar uchun bo'ylama egilish shakllari va uzunliklari keltirilgan

$$1\text{-hol uchun } F_{krit} = \frac{\pi^2 EI_y}{L^2}$$

$$2\text{-hol uchun } F_{krit} = \frac{\pi^2 EI_y}{4L^2}$$

$$3\text{-hol uchun } F_{krit} = \frac{4\pi^2 EI_y}{L^2}$$

$$4\text{-hol uchun: } F_{krit} = \frac{\pi^2 EI_y}{(0,7L)^2}$$

O'lchamlari 0.5x12mm bo'lgan ko'ndalang kesimi to'rtburchakli sterjen uchun I_y inertsia momenti

$$I_y = \frac{bh^3}{12} = \frac{12 \cdot 0,5^3}{12} = 0,125 \text{ mm}^4$$

Uzunlik $L = 180 \text{ mm}$ bo'lganda kritik kuch

$$1\text{-hol uchun: } F_{krit} = \frac{\pi^2 EI_y}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 0,125}{180^2} = 8,0 \text{ N}$$

$$2\text{-hol uchun: } F_{krit} = \frac{\pi^2 EI_y}{4L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 0,125}{4 \cdot 180^2} = 2,0 \text{ N}$$

$$3\text{-hol uchun: } F_{krit} = \frac{4\pi^2 EI_y}{L^2} = \frac{4\pi^2 \cdot 210000 \cdot 0,125}{180^2} = 32,0 \text{ N}$$

$$4\text{-hol uchun: } F_{\text{kr}} = \frac{\pi^2 EI_y}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \cdot 0,125}{(0,7180)^2} = 16,3 \text{ N}$$

Kritik kuchlarning o'zaro nisbatlari 1:1/4:4:2.04 kabi bo'lishi kerak.

Uzunlikva qattqlikning berilgan qiymatlari uchun kritik kuch faqat uchlarning mahkamlanishidan bog'liq bo'ladi.

Tajribani o'tkazish. Tajribani o'tkazish davomida yuklanish ketma-ket oshirib boriladi. Hisoblashlarda aniqlangan natijalariga yaqinlashgach ustuvorlikni emirilishi, ya'ni bo'ylama egilish nuqtasini aniq ko'rish uchun kuchni kichiq qiymatlar (1N yuklar) bilan oshirib borish kerak. Yuqori tayanchdagi vertikal sozlagich yuklanish oshib ketgan holda ham buzilmaydi.

Tajribalarda aniqlangan kritik kuchlar hisoblashlar natijasida aniqlangan kritik kuchlardan kichik bo'ladi. Buning sababi kichik boshlang'ich deformatsiyadir. Har bir sterjen oldindan egilishga ega bo'ladi. Hisoblashlarda esa bu egilishlarni hisobga olishning imkoni yo'q.

Kritik kuchni aniqlashda yuk tutqichlarning 1N ga teng og'irligini hisobga olish kerakligini eslab qolish kerak.

Texnik ma'lumotlar

Sterjenning uzunligi: 180mm

Sterjenning ko'ndalang kesimi: $0.5 \times 12 \text{ mm}^2$

Sterjen materiali: Po'lat 1.4310

Hollar: Mahkamlanish:

1- hol Sharnirli /Sharnirli

2- hol Qistirilgan/Erkin

3- hol Qistirilgan/ Qistirilgan

4- hol Qistirilgan

Siquvchi kuchlar: taqriban 2...32N

Yuklar to'plami $10 \times 5 \text{ N}$ va $5 \times 1 \text{ N}$

O'lchamlari:

Uzunligi x eni x balandligi: $380 \times 110 \times 270 \text{ mm}$

Vazni: taqriban 10kg

10.5. Bo'ylama va ko'ndalang egilish

Cho'zilis yoki siqilisni egilish bilan birgalikdagi ta'sirida bo'lgan sterjenning ko'ndalang kesimidagi to'liq kuchlanishni, kuchlarning mustaqillik printsipiga asosan cho'zilis yoki siqilishdagi va egilishdagi kuchlanishlarning yig'indisiga teng qabul qilingan:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma] \quad (10.18)$$

Bu erda M-faqat ko'ndalang kuch ta'siridagi eguvchi sterjendagi bo'ylama siquvchi kuch sterjenning egilgan o'qini har bir nuqtasiga nisbatan qo'shimcha moment hosil qiladi. Natijada sterjenning ko'ndalang kesim yuzasida qo'shimcha

kuchlanish kelib chiqadi. Xavfli kesimdagi eng katta kuchlanish quyidagicha topiladi:

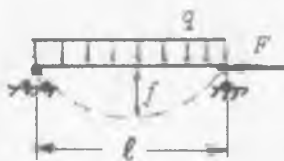
$$\sigma_{\max} = \left| \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} + \frac{F \cdot f}{W} \right| \quad (10.19)$$

f - bo'ylama va ko'ndalang kuchlar ta'siridagi sterjenning eng katta salqiligi.

Bo'ylama kuch cho'zuvchi bo'lsa, f ning qiymati kichik, agar bo'ylama kuch siquvchi bo'lsa, salqilik sezilarli va katta. Bo'ylama va ko'ndalang egilishda to'liq kuchlanishni kuchlarni mustaqillik printsipligiga asosan topib bo'lmaydi, chunki f bu alomatga bo'ysunmaydi.

Ingichka va uzun sterjenlarda f ning qiymatini hisobga olmaslik, konstruktsiyaning xavfli holatiga olib kelishi mumkin. Shuning uchun bo'ylama va ko'ndalang egilishga uchrayotgan sterjenning maksimal salqiligini (f) topamiz. Bo'ylama va ko'ndalang egilish ta'siridagi sterjen elastik chiziqning differentsial tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$EI y'' = M_0 - Fy \quad (10.20)$$



bu erda: $M_0 = q \frac{\ell}{2} x - q \frac{x^2}{2}$ ko'ndalang kuch ta'siridagi eguvchi moment.

$$(10.20) \text{ tenglamani } M_0 = Ehy''$$

- ni hisobga olib quyidagi ko'rinishga olib kelamiz:

$$EI y'' = EI \cdot y_0'' - Fy \quad (10.21)$$

(10.21) tenglamaning $x = \frac{\ell}{2}$ nuqta uchun ayrim cheklashlar orqali umumiy echimini yozamiz:

$$f = f_0 \frac{1}{1 - \frac{F}{F_k}} = f_0 \cdot c \quad (10.22)$$

Sterjenning bo'ylama va ko'ndalang egilishdagi eng katta salqiligi (10.22) formuladan ko'rinishicha, siquvchi kuch kritik qiymatga erishsa, salqilik f nazariy jixatdan cheksiz bo'ladi.

$$f_0 = \frac{5q\ell^4}{384EI} - \text{sterjenning ko'ndalang taqsimlangan kuch ta'siridagi eng}$$

katta salqiligi. Endi, bo'ylama va ko'ndalang egilish uchun to'liq kuchlanish formulasini yozamiz.

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} + \frac{F \cdot f_0 \cdot c}{W} = \frac{F}{A} + \frac{M_0 + F \cdot f_0 \cdot c}{W} = \frac{F}{A} + \frac{M_{\max}}{W} \quad (10.23)$$

Bu erda: $M_{\max} = M_0 + Ff_0c = \frac{q\ell^2}{8} + Ff_0c$ yoki

$$M_{\max} = \frac{q\ell^2}{8} + F \frac{5q\ell^4}{384EI} C = q \frac{\ell^2}{8} \left(1 + \frac{5F\ell^2}{48EI} C \right)$$

Qavsni quyidagicha o'zgartiramiz: $\frac{5\pi^2 F\ell^2}{48\pi^2 EI} = \frac{1,028F}{F_k}$

Unda
$$M_{\max} = q \frac{\ell^2}{8} \left(1 + \frac{1,028F}{F_k} C \right) = q \frac{\ell^2}{8} \left(1 + \frac{F}{F_k} \cdot \frac{F_k}{F_k - k} \right) = q \frac{\ell^2}{8} \left(1 + \frac{F}{F_k - F} \right) =$$

$$= q \frac{\ell^2}{8} \cdot \frac{F_k}{F_k - F} = q \frac{\ell^2}{8} C = M_0 \cdot C$$

Kuchlanish:
$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} C = \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} \cdot \frac{F_k}{F_k - F} \quad (10.24)$$

Agar, $\frac{F}{F_k}$ nisbat kichik bo'lsa, (10.24) formuladagi S koeffitsientning qiymati

birga yaqin bo'ladi
$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} = \frac{F}{A} + \frac{q\ell^2}{8W} \quad (10.25)$$

Nosimmetrik kuchlar bilan yuklangan sterjenlarning to'liq ko'chishini (10.24) formula bilan amalda hisoblasak, xatolik 5-7 % bo'ladi. Agar, $F = F_k$ bo'lsa, σ - ning qiymati cheksiz katta bo'ladi, sterjen emiriladi. Yuqoridagi formulalardan ko'rinishicha, salqilik va kuchlanish kuchlar bilan chiziqli bog'lanishda emas. Agar, kuch n - marotaba oshsa, kuchlanish undan ko'proq ortadi. Mustahkamlik shart bajarilmaydi. Shuning uchun, bo'yлама va ko'ndalang egilishdagi sterjenning mustahkamligi chekli yuk bo'yicha ta'minlanishi kerak, ya'ni kuch K_0 marotaba oshsa, sterjendagi eng katta kuchlanish oquvchanlik chegarasiga erishadi.:

$$\frac{K_0 F}{A} + \frac{M_0 K}{W} \cdot \frac{1}{1 - \frac{K_0 F}{F_k}} = \sigma_{ok}$$

Bu erda $K_0 F$ va $K_0 M$ - chekli yuk. Yuqoridagi tenglikni quyidagicha

yozarniz:
$$\frac{F}{A} + \frac{q\ell^2}{8W} \cdot \frac{1}{1 - \frac{K_0 F}{F_k}} = \frac{\sigma_{ok}}{K_0}$$

Bu erda $\frac{\sigma_{ok}}{K_o} = [\sigma]$ siqilishga ruxsat etilgan kuchlanish

Sterjenning mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\frac{F'}{A} + \frac{q\ell^2}{8W'} \cdot \frac{1}{1 - \frac{K_o F}{F_k}} = [\sigma]$$

Bu erda

$$C_o = \frac{1}{1 - \frac{K_o F}{F_k}} = \frac{F_k}{F - K_o F}$$

bo'ylama kuchning kuchlanishga ta'sirini ifodalovchi koeffitsient.

Sterjenning salqiligini cheklash uchun bikrlilik shartini yozamiz:

$$f_{\max} = f_o \frac{1}{1 - \frac{K_o F}{F_k}} = f_o \frac{F_k}{F_k - K_f F} \leq [f]$$

$[f]$ - ruxsat etilgan salqilik:

K_f - salqilikning extiyotlik koeffitsienti

SAVOLLAR

1. Ustuvorlik nima?
2. Eyler formulasini yozing?
3. Balka uchlarini tiralish shartlarini Eyler formulasiga ta'siri bormi?
4. Kritik kuchlanish qanday formula bilan topiladi?
5. Egiluvchanlik nima?
6. Eyler formulasi qanday egiluvchanlikda ishlatiladi?
7. Ustuvorlik shartni yozing?

misol- 1. Kesimi teng yonli bo'lmagan ikki burchakni o'zaro birlashtirishdan tarkib topgan ferma sterjenidagi siquvchi kuchning ruxsat etilgan miqdori aniqlansin. Sterjen st.3 markali po'latdan tayyorlangan (10.8 - rasm). 140x90x6 teng tomonsiz burchak uchun: $I_{y\delta} = 120\text{sm}^4$; $I_{x\delta} = 364\text{sm}^4$

$$x_o = 2,03\text{sm}; \quad A = 18\text{sm}^2$$

Yechish: Ruxsat etilgan kuchni sterjenning ustuvorlik shartidan foydalanib yozamiz:

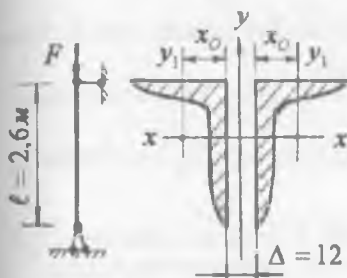
$$\sigma_v = \frac{F}{\varphi A} \leq [\sigma], \quad \text{unda} \quad [N] = \varphi A [\sigma]$$

φ - koeffitsient miqdorini topish uchun sterjenning egiluvchanligini aniqlash kerak. Bu esa o'z navbatida sterjen kesimini minimal inertsia momenti va inertsia radiusini topishni talab etadi.

$$I_x = 2I_{x\delta} = 2 \cdot 364 = 728 \text{ sm}^4$$

$$I_y = 2[I_{y\delta} + (x_0 + 0,5 \cdot \Delta)^2 \cdot A] = 2[120 + (2,03 + 0,5 \cdot 1,2)^2 \cdot 18] = 489 \text{ sm}^4$$

Shunday qilib, $I_y < I_x$ va minimal inertsia radiusi



$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{489}{2 \cdot 18}} = 3,68 \text{ sm}$$

10.8 - rasm

Sterjenning egiluvchanligini aniqlaymiz:

$$\lambda = \mu \frac{l}{i_{\min}} = 1 \cdot \frac{260}{3,68} = 70,65$$

$$\text{Jadvaldan: } \lambda = 70 \quad \varphi' = 0,81$$

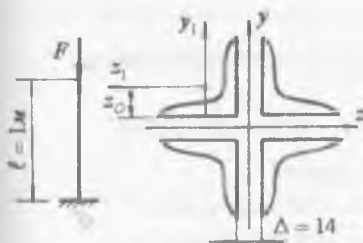
$$\lambda = 80 \quad \varphi'' = 0,75$$

Qiymatlarni interpolatsiyalab $\lambda = 70,65$ egiluvchanlikka to'g'ri keladigan koeffitsient φ -ning qiymatini topamiz.

$$\varphi = 0,81 - \frac{0,81 - 0,75}{10} \cdot 0,65 = 0,806$$

Siquvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati

$$[N] = 0,806 \cdot 2 \cdot 18 \cdot 1600 = 46425,6 \text{ kN} = 464,256 \text{ kN}$$



10.9 - rasm

misol - 2. Kesimni to'rtta

90 x 90 x 2 teng tomonli burchakdan tashkil topgan st.3 markali po'latdan tayyorlangan ustunning ustuvorlikka extiyotlik koeffitsienti $[n_y] = 2$

uchun siquvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati topilsin (10.9 - rasm).

90 x 90 x 2 teng tomonli burchak uchun

$$Z_0 = 2,55 \text{ sm}; \quad I_y = 118 \text{ sm}^4; \quad A = 15,6 \text{ sm}^2$$

Yechish: Kesimning inertsia momentini topamiz:

$$I_x = I_y = 4[I_{x_1} + a^2 \cdot A] = 4[118 + (3,25)^2 \cdot 15,6] = 1131,1 \text{ sm}^4$$

Bu erda $a = Z_0 + 0,5 \cdot \Delta = 2,55 + 0,5 \cdot 1,4 = 3,25 \text{ sm}$

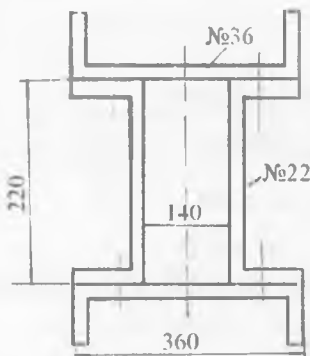
$$\text{Inertiya radiusi } i_x = i_y = i_{\min} = \sqrt{\frac{I_x}{\sum A}} = \sqrt{\frac{1131,1}{4 \cdot 15,6}} = 4,25 \text{ sm}$$

$$\text{Ustunning egiluvchanligi } \lambda = \mu \frac{\ell}{i_{\min}} = \frac{2 \cdot 100}{4,25} = 47,05$$

$\lambda < \lambda_{\text{EYER}}$ bo'lgani uchun kritik kuchni Euler formulasidan topib bo'lmaydi. Kritik kuchni Yasinskiy formulasidan aniqlaymiz.

$$F_{kp} = \sigma_{kp} \cdot A = (a - b\lambda) \sum A = (3100 - 11,4 \cdot 47,05) \cdot 4 \cdot 15,6 = 159970,5 \text{ kg}$$

$$\text{Ustunga ta'sir etuvchi ruxsat etilgan kuch } [F] = \frac{F_{kp}}{[n_y]} = \frac{159,97}{2} = 79,985 \text{ kN}$$



10.10 – rasm

Kolonnaning kesim yuzasini topamiz:

$$A = 2(53,4 + 26,7) = 160,2 \text{ sm}^2$$

Kesimning minimal inertiya momentini parallel o'qlarga nisbatan inertiya momenti formulasidan topamiz:

$$I_x = 2 \left[513 + \left(\frac{22}{2} + 2,68 \right)^2 \cdot 53,4 \right] + 2 \cdot 2110 = 25232,808 \text{ sm}^4$$

$$I_y = 2 \cdot 10820 + 2 \left[151 + (7 + 2,21)^2 \cdot 26,7 \right] = 26471,607 \text{ sm}^4$$

$$I_x = I_{\min} = 25232,808 \text{ sm}^4$$

Kesimning minimal inertiya radiusini topamiz

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{25232,808}{160,2}} = 12,55 \text{ sm}$$

misol– 3. Quyidagi ikkita 36 va 22 profilli shvellerlar birikmasidan tayyorlangan kolonnani sxemasi ko'rsatilgan birikmani ikkita uchlari ham sharnirli tayanchda. Ustuvorlik va mustahkamlik shartlaridan foydalanib kolonnaga qo'yilishi mumkin bo'lgan siquvchi kuchni toping. Material St.3.

$$[\sigma] = 160 \text{ MPa}, \quad \ell = 9 \text{ m}; \quad \mu = 1$$

Yechish: Kesimdagi shvellerlarni tavsiflarini yozib olamiz. Kesimning o'lchamlarini masshtabda ifodalaymiz.

Kolonning egiluvchanligi: $\lambda = \mu \frac{\ell}{i_{\min}} = 1 \cdot \frac{900}{12,55} = 71,713$

Jadvaldan foydalanib φ -ni qiymatini topamiz:

$\lambda = 70; \quad \varphi = 0,81$

$\lambda = 80; \quad \varphi' = 0,75 \quad \varphi = 0,81 - \frac{0,81 - 0,75}{10} \cdot 1,713 = 0,7997$

Ruxsat etilgan siquvchi kuchni topamiz:

$[F] = \varphi[\sigma] \cdot A = 0,7997 \cdot 1600 \cdot 160,2 = 206979 \text{ kg}$

Kolonning kesimi to'rtta parchin mix o'rni bilan zaiflashtirilgan.

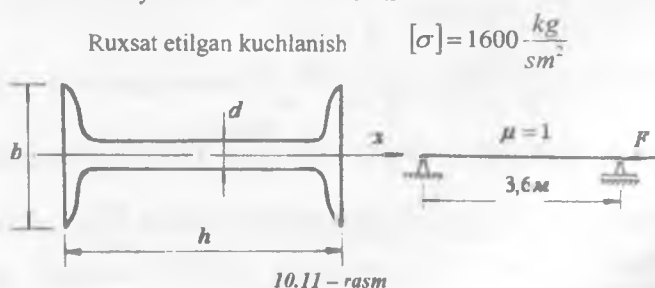
$A_H = A - 4d(0,95 + 0,75) = 160,2 - 4 \cdot 2 \cdot 1,7 = 146,6 \text{ sm}^2$

Kolonning mustahkamlik sharti $\sigma_{\max} = \frac{F}{A_H} \leq [\sigma]$ dan ruxsat etilgan siquvchi

kuchni topamiz.

$F \leq [\sigma] \cdot A_H = 1600 \cdot 146,6 = 234560 \text{ kg}$

misol – 4. Po'latdan tayyorlangan sterjen $G' = 28 \text{ t}$ kuch bilan siqilayapti. Sterjenning uzunligi $\ell = 3,6 \text{ m}$ va ikkita sharnirli tayanchga tayanadi. Sterjenning ustuvorlik shartidan foydalanib kesimi tanlansin.



Yechish: 1 hisoblash sterjenning hisoblangan kesim

yuzasini topamiz: $A = \frac{F}{\varphi[\sigma]} = \frac{28000}{\varphi \cdot 1600} = \frac{17,5}{\varphi}; \quad \varphi = 0,5;$

$A = \frac{17,5}{0,5} = 35 \text{ sm}^2$

Kesim yuzasi $A = 35 \text{ sm}^2$ bo'lgan qo'shtavrni katalogdan tanlaymiz.

Qo'shtavr 24: $A = 34,8 \text{ sm}^2$ va $I_y = 198 \text{ sm}^4$

Kesimning minimal inertsia radiusi: $i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{198}{34,8}} = 2,385 \text{ sm}$

$$\text{Sterjenning egiluvchanligi: } \lambda = \mu \frac{\ell}{i_{\min}} = 1 \cdot \frac{360}{2,385} = 150,94$$

Jadvaldan st.3 materiali uchun φ - ni qiymatini topamiz:

$$\lambda = 150; \quad \varphi' = 0,32$$

$$\lambda = 160; \quad \varphi'' = 0,29$$

$$\text{Interpolyatsiya usuli bilan } \varphi_1 = 0,32 - \frac{0,32 - 0,29}{10} \cdot 0,94 = 0,317$$

$$\text{va } \varphi_2 = \frac{\varphi + \varphi_1}{2} = \frac{0,5 + 0,317}{2} = 0,4085 \text{ - ni topdik } \varphi > \varphi_2$$

$$\text{II - hisoblash } A = \frac{17,5}{0,4085} = 42,84 \text{ cm}^2.$$

Kesim yuza 27 a qo'shtavrni kesim yuzasiga yaqin:

$$A = 43,2 \text{ sm}^2; \quad I_y = I_{\min} = 337 \text{ sm}^4.$$

$$\text{Sterjenning egiluvchanligi } \lambda = \frac{360}{\sqrt{\frac{337}{43,2}}} = \frac{360}{2,793} = 128,89$$

$$\text{Jadvaldan } \lambda = 120; \quad \varphi' = 0,45$$

$$\lambda = 130; \quad \varphi'' = 0,4$$

$$\text{Unda } \varphi_3 = 0,45 - \frac{0,45 - 0,4}{10} \cdot 8,89 = 0,406.$$

$$\text{Haqiqiy kuchlanishni topamiz: } \sigma_x = \frac{28000}{43,2} = 648,15 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}. \quad \text{Ruxsat}$$

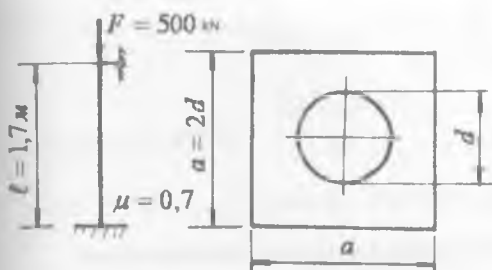
$$\text{etilgan kuchlanish: } [\sigma]_y = \varphi_3 \cdot [\sigma] = 0,406 \cdot 1600 = 649,6 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}; \quad \sigma_x < [\sigma]_y$$

Shuning uchun 27 a qo'shtavrli kesimni tanlaymiz. Sterjenning egiluvchanligi 100.

Kritik kuchni Eyler formulasi yordamida topamiz:

$$F_{kp} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{\ell^2} = \frac{(3,14)^2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 337}{(360)^2} \approx 52006 \text{ kg}$$

$$\text{Koeffitsient: } K_y = \frac{F_k}{F} = \frac{52006}{28000} \approx 1,86$$



10.12 – rasm

misol – 5. Po'latdan tayyorlangan sterjen G' kuch bilan siqilayapti:

1) $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$ kuchlanishdan foydalanib sterjen ko'ndalang kesimining geometrik o'lchamlarini toping;

2) kritik kuch aniqlansin

Yechish: Sterjen ko'ndalang kesimining yuzasi:

$$A = a \cdot a - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2d \cdot 2d - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 3,215d^2$$

Minimal inertsia moment

$$I_{\min} = I = \frac{a^4}{12} - \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{(2d)^4}{12} - \frac{\pi \cdot d^4}{64} = 5,27d^4$$

va inertsia radiusi $i_{\min} = \sqrt{\frac{5,27d^4}{3,215d^2}} = \sqrt{\frac{5,27(0,0441)^2}{3,215}} = 0,0564 \text{ m}$

1 – hisoblash ($\varphi = 0,5$): $A \geq \frac{P}{\varphi[\sigma]} = \frac{500}{0,5 \cdot 160 \cdot 10^3} = 0,00625 \text{ m}^2$

bo'ladi, unda $d = \sqrt{\frac{0,00625}{3,215}} = \sqrt{0,001944} = 0,0441 \text{ m}$, sterjenning egiluvchanligi

$\lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,0564} = 21,1$ jadvaldan po'lat material uchun:

$\lambda = 20$ $\varphi = 0,96$
 $\lambda = 30$ $\varphi = 0,94$ topamiz. interpolatsiya usuli bilan

$\lambda = 21,1$ egiluvchanlik uchun φ – ning qiymatini topamiz.

$$\varphi_1 = 0,96 - \frac{0,96 - 0,94}{10} \cdot 1,1 = 0,9578;$$

2 hisoblash $\varphi_2 = \frac{\varphi + \varphi_1}{2} = \frac{0,5 + 0,9578}{2} = 0,7289;$

$$A \geq \frac{P}{\varphi_2[\sigma]} = \frac{500}{0,7289 \cdot 160 \cdot 10^3} = 0,042872 \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{F_1}{3,215}} = \sqrt{\frac{0,0042872}{3,215}} \approx 0,036m;$$

$$l_{\min} = \sqrt{\frac{5,27d^4}{3,215d^2}} = \sqrt{\frac{5,27 \cdot 0,001296}{3,215}} = 0,046.$$

$$\text{Sterjenning egiluvchanligi } \lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,046} = 25,87$$

Jadvaldan sterjenning materialiga va egiluvchanligiga qarab

$$\begin{array}{ll} \lambda = 20 & \varphi = 0,96 \\ \lambda = 30 & \varphi = 0,94 \end{array} \quad \text{- ni topamiz,}$$

$$\varphi_3 = 0,96 - \frac{0,96 - 0,94}{10} \cdot 5,87 = 0,94826,$$

topilgan $A = 0,0042872 m^2$ kesim yuzasi va $\varphi_3 = 0,94826$ qiymatda ustuvorlikni ta'minlashi kerak bo'lgan ruxsat etilgan kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_y = \frac{P}{\varphi_3 \cdot F} = \frac{500}{0,948 \cdot 0,0043} = 122,6 \cdot 10^3 \frac{kN}{m^2} < [\sigma]$$

Demak, sterjen tashqi siquvchi kuch bilan to'liq yuklanmagan φ -ni yangi qiymatini topamiz:

III– hisoblash: Sterjen o'lchami $d = 0,03 m$ qabul qilamiz.

Unda $A = 3,215d^2 = 3,215(0,03)^2 = 0,00289m^2$ va kesimning inertsia radiusi:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{5,27d^2}{3,215}} = \sqrt{\frac{5,27 \cdot (0,03)^2}{3,215}} = 0,0384m$$

$$\text{sterjenning egiluvchanligi } \lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,0384} = 30,98$$

jadvaldan po'lat sterjen uchun

$$\lambda = 30 \quad \partial a \quad \varphi_4 = 0,94 \quad \partial a \quad \lambda = 40 \quad \partial a \quad \varphi_4'' = 0,92$$

$$\text{Interpolyatsiya usuli bilan } \varphi_4 = 0,94 - \frac{0,94 - 0,92}{10} \cdot 0,98 = 0,938$$

$$\text{IV – hisoblash } \varphi_5 = \frac{\varphi_3 + \varphi_4}{2} = \frac{0,9482 + 0,938}{2} = 0,943$$

Ustuvorlik shartidan sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi

$$A = \frac{P}{\varphi_5 [\sigma]} = \frac{500}{0,943 \cdot 160 \cdot 10^3} = 0,00331 m^2 \quad \text{va o'lchami}$$

$$d = \sqrt{\frac{A}{3,215}} = \sqrt{\frac{0,00331}{3,215}} = 0,032m.$$

ko'ndalang kesimning inertsia radiusi

$$i = \sqrt{\frac{5,27d^2}{3,215}} = \sqrt{\frac{5,27(0,32)^2}{3,215}} = 0,0411m$$

sterjenning egiluvchanligi $\lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,0411} = 29,02$

$$\lambda = 20 \quad \partial a \quad \varphi_6' = 0,96 \quad \text{va} \quad \lambda = 30 \quad \partial a \quad \varphi_6'' = 0,94$$

interpolyatsiya usuli bilan $\varphi_6 = 0,96 - \frac{0,96 - 0,92}{10} \cdot 9,02 = 0,942$

$\varphi_6 = 0,942$ qiymatda ustuvorlikka ruxsat etilgan

kuchlanish $[\sigma]_v = \varphi_6 [\sigma] = 0,942 \cdot 160 = 150,72 MPa$ bo'lib,

$$\sigma_y = \frac{F}{\varphi_6 \cdot A} = \frac{500}{0,942 \cdot 0,00331} = 160,358 MPa, \text{ tenglashadi:}$$

σ_y -ni qiymati oddiy cho'zilish va siqilishga ruxsat etilgan kuchlanishidan 0,22 % katta bo'lib. $[\sigma]_v$ dan esa 9,638 mPa farq qiladi. Shuning uchun

sterjenning o'lchami $d = 0,033 m$ olib ko'ramiz.

V - hisoblash

$$d = 0,033m \quad \text{va} \quad A = 3,215d^2 = 3,215(0,033)^2 = 0,0035m^2$$

Sterjen kesimining inertsia radiusi

$$i = \sqrt{\frac{5,27d^2}{3,215}} = \sqrt{\frac{5,27(0,033)^2}{3,215}} = 0,04225m \quad \text{va egiluvchanligi}$$

$$\lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,04225} = 28,16 \text{ qiymatida jadvaldan } \varphi \text{ -ni yangi qiymatini topamiz:}$$

$$\varphi_7 = 0,96 - \frac{0,96 - 0,94}{10} \cdot 8,16 = 0,9437$$

ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish

$$[\sigma]_v = \varphi_7 [\sigma] = 0,9437 \cdot 160 = 151 MPa$$

$$\sigma_y = \frac{F}{\varphi_7 \cdot A} = \frac{500}{0,9437 \cdot 0,0035} = 151,379 MPa < 160 MPa$$

po'lat materiali uchun egiluvchanlik ($\lambda_{me} = 100$) dan kichik bo'lsa, kritik kuchni topish uchun empirik formuladan foydalanamiz:

$$F_{kp} = A(a - b\lambda) = 0,0035(310 \cdot 10^3 - 1,14 \cdot 10^3 \cdot 28,18) = 972,65 kN$$

ustuvorlik koeffitsienti $n_y = \frac{F_{kp}}{F} = \frac{072,65}{500} = 1,95$ sterjenga qo'yilishi mumkin

bo'lgan kuchni ruxsat etilgan qiymati

$$[F] = \varphi_7 [\sigma] = 0,9437 \cdot 0,0035 \cdot 160 \cdot 10^3 = 528,472 kN.$$

misol-6. Ikki tomoni sharnirli tayanchdagi sterjen, kesimining og'irlik markaziga quyilgan F kuch ta'sirida. Sterjenni materiali – St.3; uzunligi $l = 4 \text{ m}$; kesimi - № 30 – qushtavr. Ruxsat etilgan yuk hisoblansin.

Yechish. Ruxsat etilgan yukni topamiz $[F] = \varphi[\sigma]_y A$.

№30–qushtavr: $I_{\min} = I_y = 337 \text{ sm}^4$; $i_{\min} = 2,69 \text{ sm}$; $A = 46,5 \text{ sm}^2$

$$\text{Sterjenni egiluvchanligi } \lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}} = \frac{1 \cdot 400}{2,69} = 148$$

$$\text{Interpolyatsiya usuli bilan } \varphi = 0,36 - \frac{0,36 - 0,32}{10} 8 = 0,328$$

$$\text{Buerda: } \lambda = 140 \text{ da } \varphi^I = 0,36 \text{ va } \lambda = 150 \text{ da } \varphi^{II} = 0,32$$

$$\text{Unda } [F] = 0,328 \cdot 160 \cdot 46,5 \cdot 10^2 = 244 \text{ kN}$$

Egiluvchanlik $\lambda > 100$, kritik kuchni Eyler formulasidan topamiz:

$$F_{kp} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu \cdot l)^2} = \frac{(3,14)^2 \cdot 2 \cdot 10^2 \cdot 337 \cdot 10^4}{(1 \cdot 4000)^2} = 418 \text{ kN}$$

$$\text{Ustuvorlikka ehtiyotlik ko'effitsienti: } n_y = \frac{F_{kp}}{[F]} = \frac{418}{244} = 1,71$$

misol. -7. Fermaning sterjenlarida $F = 352 \text{ kN}$ siquvchi kuch hosil bo'ladi. Sterjenni kesimi ikkita teng tomonli burchakdan tashkil topgan bo'lib tavr shaklida joylashtirilgan. Sterjenni materiali St.3, uzunligi $l = 5310 \text{ mm}$, ikki tomoni sharnirli tayanchda. Sterjen kesimining o'lchamlari topilsin.

Yechish. Hisoblashni buylama egilish ko'effitsienti asosida

$$\text{olib boriladi. } A = \frac{F}{\varphi[\sigma]_y} = \frac{352 \cdot 10^3}{0,6 \cdot 160} = 3670 \text{ mm}^2 = 36,7 \text{ sm}^2$$

Dastlabki hisoblashda $\varphi = \varphi_I = 0,6$ qabul qildik. Bitta teng tomonli burchakni talab etilgan kesim yuzasi

$$A = \frac{A_1}{2} = \frac{36,7}{2} = 18,4 \text{ sm}^2$$

$100 \times 100 \times 10 \text{ (mm)}$ burchakda $A_1 = 19,2 \text{ sm}^2$, $i_{\min} = i_x = 3,05 \text{ sm}$.

Sterjenni egiluvchanligi $\lambda = \frac{1 \cdot 531}{3,05} = 174$ da interpolyatsiya usuli bilan φ -ni

hisoblaymiz: $\lambda = 170$ da $\varphi^I = 0,26$ va $\lambda = 180$ da $\varphi^{II} = 0,23$ va

$$\varphi_T = 0,26 - \frac{0,26 - 0,23}{10} 4 = 0,248$$

φ_I va φ_T - ko'effitsientlar orasidagi farq katta.

Ikkinchi hisoblash $\varphi_2 = \frac{\varphi_1 + \varphi_T}{2} = \frac{0,6 + 0,248}{2} = 0,424$

$$A = \frac{3,52 \cdot 10^3}{0,424 \cdot 160} = 5190 \text{ mm}^2 = 51,9 \text{ sm}^2; \quad A_1 = \frac{51,9}{2} \approx 26 \text{ sm}^2$$

Burchak $125 \times 125 \times 12$ (mm) da $A_1 = 28,9 \text{ sm}^2$, $i_x = 3,82 \text{ sm}$

Sterjenni egiluvchanligi $\lambda = \frac{1 \cdot 531}{3,82} = 139$ $\varphi_T = 0,36$

Uchinchi hisoblash $\varphi_3 = \frac{\varphi_2 + \varphi_T}{2} = \frac{0,424 + 0,36}{2} = 0,392$

$$A = \frac{352 \cdot 10^3}{0,392 \cdot 160} = 5620 \text{ mm}^2 = 56,2 \text{ sm}^2; \quad A_1 = \frac{56,2}{2} \approx 28,1 \text{ sm}^2$$

Agar $125 \times 125 \times 12$ (mm) burchakni qabul qilsak

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{352 \cdot 10^3}{2 \cdot 2890} = 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{va} \quad [\sigma]_y = \varphi_1 [\sigma] = 0,36 \cdot 160 = 57,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2},$$

ya'ni sterjen 5,57 % zo'riqishda bo'ladi. $140 \times 140 \times 9$ (mm) burchakni tanlaymiz:
 $A_1 = 24,7 \text{ sm}^2$; $i_x = 4,34 \text{ sm}$.

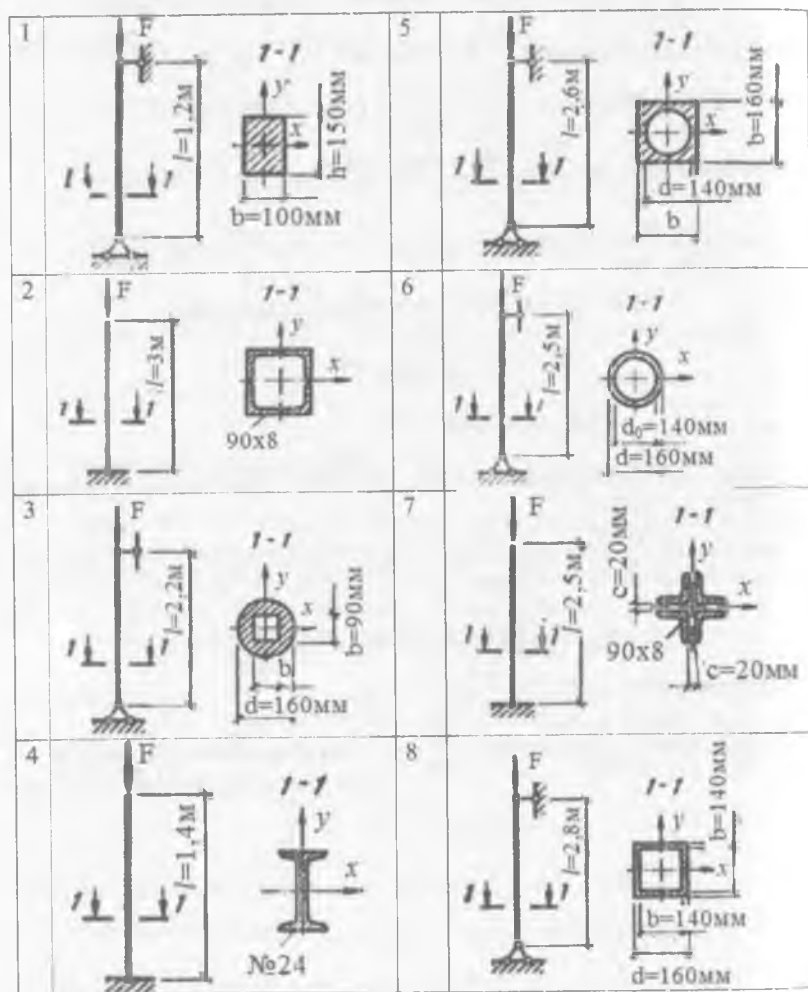
$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{352 \cdot 10^3}{2 \cdot 2470} = 71,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \lambda = \frac{1 \cdot 531}{4,34} = 122 \quad \varphi_T = 0,44$$

$$[\sigma]_y = \varphi_T [\sigma] = 0,44 \cdot 160 = 70,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Kritik kuchlanish

$$\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{(3,14)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{(122)^2} = 139 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad n_y = \frac{\sigma_{kp}}{\sigma} = \frac{139}{71,2} = 1,95$$

misol-8. St.3 markali po'lotdan tayyorlangan sterjenlarning ustuvorlik sharti asosida ruxsat etilgan siquvchi kuchning qiymati topilsin. Mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$.



XI - BOB. DINAMIK KUCHLANISHLAR

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 turdi.

Dinamik yuk ta'siridagi element Dalamber 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 inertsia kuchining qiymati dPi , zarrachaning massasi m - ni uning tezlanishi a ko'paytmasiga teng va tezlanishga teskari tomonga yo'naladi: $dPi = dm \cdot a$ (11.1)

Elementar zarracha massasi $dm = \frac{dG}{g}$ ni hisobga olsak,

$$dPi = \frac{dG}{g} \cdot a = \frac{\gamma \cdot dv}{g} \cdot a \text{ hosil bo'ladi.}$$

$dG = \gamma \cdot dv$ zarrachaning xususiy og'irligi;

g - erkin tushish tezlanishi, $9,81 \text{ m./sek}^2$

γ - materialning solishtirma og'irligi; kn/m^3

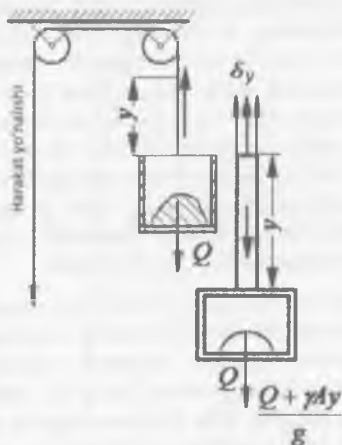
dv - elementar zarrachaning hajmi, m^3

Sterjenli sistemalarni hisoblashda, hajmiy inertsia kuchlari, sterjenning o'qi bo'ylab tarqalgan inertsia kuchlari bilan almashtiriladi. Elementar uzunlik dx

bo'ylab tarqalgan inertsia kuchi $dPi = \frac{\gamma \cdot A \cdot dx}{g} \cdot a$ formula bilan topiladi

Ichki yonuv dvigatellarining qismlari, tebranma harakatda qatnashuvchi konstruktsiyalar. zarb ta'sirida ishlaydigan mexanizmlar dinamik yuklar ta'sirida bo'ladi.

11.1. Berilgan tezlanishli harakatda kuchlanishni aniqlash



11.1 – rasm. Trosni yuklanish sxemasi

1. Trosni hisoblash. a - tezlanish bilan yuqoriga harakat qilayotgan, og'irligi Q bo'lgan yuk po'latdan tayyorlangan trosga osilgan. Trosni ixtiyoriy u uzunligidan kesib, pastki qismining muvozanat holatini o'rganamiz (11.1- rasm). Tros o'zining xususiy og'irligi γAy , Q yuk va yukni yuqoriga a tezlanish bilan harakat qilishda hosil bo'lgan qo'shimcha inertiya kuchi $\frac{Q + \gamma Ay}{g} a$ ta'sirida bo'ladi. Trosning

ixtiyoriy tanlangan ko'ndalang kesimidagi dinamik kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_g = \frac{N_g}{A} = \frac{1}{A} \left(Q + \gamma Ay + \frac{Q + \gamma Ay}{g} \cdot a \right) = \frac{Q + \gamma Ay}{A} \left(1 + \frac{a}{g} \right)$$

$\frac{Q + \gamma Ay}{A}$ trosning harakatlanmayotgan, ya'ni yukni qo'zg'almas bo'lgan holatiga to'g'ri keluvchi statik kuchlanishni ifodalaydi.

$$\sigma_g = \sigma_{cm} \left(1 + \frac{a}{g} \right) = K_g \cdot \sigma_{cm} \quad (11.2)$$

$K_g = 1 + \frac{a}{g}$ dinamik koeffitsient deyiladi.

Shunday qilib, yukni tekis tezlanishda harakatlantirsak, dinamik kuchlanish statik miqdordan katta bo'lar ekan.

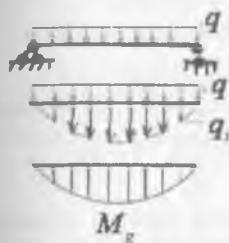
Sistemaning mustahkamlik sharti

$$\sigma_{g \max} = \sigma_{cm \max} \cdot K_g \leq [\sigma]$$

dan quyidagini hosil qilamiz $\sigma_{cm \max} = \frac{[\sigma]}{K_g} \quad (11.3)$

Dinamik koeffitsientni 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 , hosil bo'ladi. Balka, taqsimlangan kuch q ta'siridan tashqari, inertsia kuchidan ham egiladi. Balka taqsimlangan kuch intensivligi $- q$ ta'sirida egilganligi uchun, uni



11.2 –rasm

ko'tarishda har bir kesimi turli tezlanish bilan ko'chadi. Shuning uchun balkaning uzunligi bo'ylab inertsia kuchining intensivligi o'zgaruvchan bo'ladi. Xususiyl 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 , balkaning uzunligi bo'ylab teng tarqalgandeb qaraladi.

Unda dinamik taqsimlangan $q_g = q + \frac{q}{g}a$ kuch ta'siridagi eguvchi

moment
$$M_g = \frac{q_g \cdot \ell^2}{8} = \left(q + \frac{q}{g}a \right) \frac{\ell^2}{8} = \frac{q\ell^2}{8} \left(1 + \frac{a}{g} \right) = M_c \cdot K_g \text{ va}$$

xavfli kesimdagi dinamik kuchlanish

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W} = \frac{M_c}{W} \cdot K_g = \sigma_c \cdot K_g \quad (11.4)$$

va mustahkamlik sharti

$$\sigma_{g \max} = \sigma_{c \max} \cdot K_g = K_g \cdot \frac{q\ell^2}{gW} \leq [\sigma] \quad (11.5)$$

formulalar bilan topiladi. Lokomotivni ikkita g'ildiragini birlashtiruvchi sparnik (tirsakli-sharnirli o'q) dagi eng katta eguvchi moment ham shu usul bilan

aniqlanishi mumkin:
$$M_{\max} = \frac{q_g \ell^2}{8} = \frac{\gamma A \ell^2}{8} \left(1 + \frac{\omega^2 r}{g} \right)$$



11.3 –rasm

Aylanuvchan halqasimon elementda kuchlanish. O'zgarmas kesimli tez aylanayotgan halqaning kuchlanishini topamiz. Halqaning aylanishida, ajratilgan ds uzun likdagi 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:

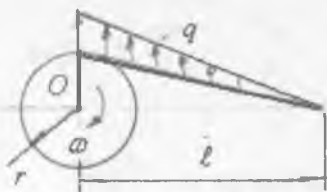
$$qds = \frac{\gamma A}{g} \frac{\omega^2 D}{2} ds = \omega_n \frac{\gamma A}{g} ds$$

q - halqaning bir birlik uzunligidagi inertsia kuchining intensivligi.

Halqaning cho'zuvchi kuchi $P = \frac{Dq}{2}$ ni hisobga olsak, dinamik

$$\text{kuchlanishni topamiz: } \sigma_g = \frac{P}{A} = \frac{Dq}{2A} = \frac{D}{2A} \cdot \frac{\gamma A}{g} \cdot \frac{\omega^2 D}{2} = \frac{\gamma \omega^2 D^2}{4g} \quad (11.6)$$

4. Shatunni hisoblash. O'zgarmas burchak tezlikda shatunni A nuqtasida markazga intiluvchi, B nuqtada faqat tangentsial tezlanish hosil bo'ladi. AB (11.4-rasm) shatunni hamma nuqtasida (A va B nuqtalardan tashqari) markazga intiluvchi va tangentsial kuchlanishlar hosil bo'ladi. OA krivoship AB shatunga perpendikulyar bo'lgan holatda, markazdan qochuvchi inertsia kuchlari



11.4 - rasm. Shatunda dinamik kuch

shatun o'giga perpendikulyar 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:

$$M_{\max} = \frac{q_l l^2}{9\sqrt{3}}, \text{ bu erda } q_l = \frac{\gamma}{g} \omega^2 r.$$

$$\text{Dinamik kuchlanish } \sigma_n = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{q_l^2}{9\sqrt{3}W} = \frac{\gamma A \omega^2 \cdot r \cdot l^2}{g 9\sqrt{3}W} \quad (11.7)$$

11.2. Tebranma harakatda kuchlanishni aniqlash

Ayrim konstruksiya qismlarini ishlash jarayonida tezlanish yo'nalishi va ishorasini o'zgartiradi. Bu holatda kuchlanish va deformatsiyalar ham har davrda ishorasini o'zgartiradi. Masalan: aylanuvchi yuk osilgan mexanizm bilan jixozlangan balka.



11.5 - rasm

Yukni aylanishida inertsia kuchi hosil bo'ladi. Inertsia kuchi balkada har daqiqi ishorasini o'zgartiruvchi kuchlanish va deformatsiyani keltirib chiqaradi. Balka yukning aylanish davriga teng davr bilan tebranadi. Bunday tebranish majburiy tebranish deyiladi.

Agar, erkin va majburiy tebranishlar davrlari tenglashsa, vaqt oralig'ida tebranish amplitudasi juda tez o'sadi va rezonans hodisasi sodir bo'ladi. Rezonans emirilishga sabab bo'ladi. Shuning uchun rezonans hodisasini cheklash lozim. Buning uchun erkin va majburiy tebranishlar davrlari mos tushmasligi kerak. Konstruktsiyani loyixalashda (uyg'otuvchi kuchni) majburiy tebranishni davri berilganligi uchun, erkin tebranishning parametrlari - davr, chastota va amplitudalarini tanlash kerak.

Konstruktsiyaning tebranma harakati elastik muvozanat holatida davom etadi. Konstruktsiyaning statik deformatsiyasi inertsia kuchi ta'sirida hosil bo'lgan dinamik deformatsiyaga qo'shiladi.



11.6 – rasm

Dinamik deformatsiya tebranma harakatni turiga va amplitudasiga bog'liq. Cho'zuvchi yoki siquvchi kuch ta'siridagi prujinani bo'ylama tebranishi; xususiyo og'irligi ta'siridan tebranayotgan balkani harakati oddiydir. Bu holatda sistemaning deformatsiyasi bitta tekislikdagi (koordinata) yoki yo'nalishdagi qiymat bilan o'lchanadi (11.6 – rasm). Bunday tebranma harakat erkinlik darajasi birga teng bo'lgan tebranma harakat deyiladi.

Unda balkaning xavfli kesimidagi eng katta salqiligi quyidagicha topiladi:

$$\delta_n = \delta_c + A_m = \delta_c \left(1 + \frac{A_T}{\delta_c} \right) = K_g \cdot \delta_c \quad (11.8)$$

Balkaning deformatsiyasi elastik bo'lganligi uchun, kuchlanish deformatsiyaga proporsionaldir: $\sigma_g = K_g \cdot \sigma_c = \left(1 + \frac{A_T}{\delta_c} \right) \cdot \sigma_c \quad (11.9)$

Erkin tebranayotgan Q yuk harakatining differentsial tenglamasi

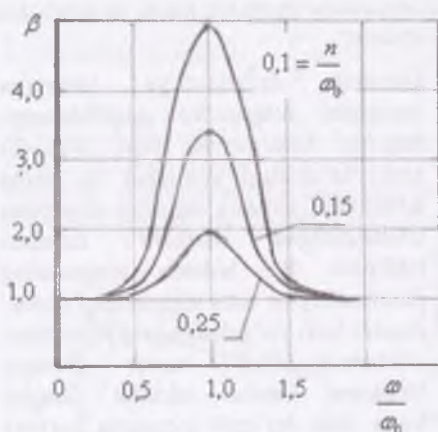
$$\frac{Q}{g} x'' + cx = 0 \text{ ni echib, erkin tebranish chastotasi}$$

$$\omega_o = \sqrt{\frac{g \cdot c}{Q}} = \sqrt{\frac{g}{\delta_Q}} \quad \text{va davri} \quad t_o = \frac{2\pi}{\omega_o} \text{ topiladi.}$$

Xususiy hol: Egilishdadinamik deformatsiya : ikki tayanchli balka uchun $\delta_Q = f = \frac{Q\ell^3}{48EI}$ va konsol uchun $\delta_Q = f = \frac{Q\ell^3}{3EI}$

Majburiy tebranishni uyg'otuvchi kuchi S aylanish davrida sinusoidal chiziq bilan o'zgaradi. Bu holatda K_g - ning ifodasi ham o'zgaradi:

$$K_g = 1 + \frac{A}{\delta_c} = 1 + \frac{\delta_H}{\delta_c} \cdot \beta \quad (11.10)$$



11.7 – rasm.

$\delta_H = \frac{H}{Q} \delta_Q$ - eng katta uyg'otuvchi

kuch $S_{\text{max}} = A$ ta'siridagi deformatsiya:

$\beta = \frac{A}{\delta_H}$ - tebranishning o'sish

koeffitsienti. β ni qiymati $\frac{\omega}{\omega_0}$ -

nisbatga va tebranishning so'nish

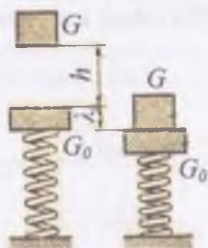
koeffitsientiga (n) bog'liq. Agar $\frac{\omega}{\omega_0}$

$= 1$ va tebranishning so'nish koeffitsienti kichiklashsa, tebranish amplitudasi va β ni qiymati kattalashadi.

Demak, dinamik deformatsiya va kuchlanish lar juda tez o'sadi.

Konstruktsiyani xavfli holatini cheklash uchun, unga tebranishning so'ndiradigan turli moslamalarini o'rnatish mumkin.

11.3. 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.

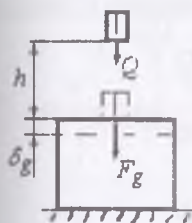
1) zarbning kinetik energiyasi zarblanuvchi element deformatsiyasini potentsial energiyasiga aylanadi, ya'ni

$$T = I_d \quad (11.11)$$

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:

$$T = A_g = (h + \delta_g) Q \quad (11.12)$$



11.8 - rasm. Zarb ta'siri

Zarblanuvchi element deformatsiyasining potentsial energiyasini topish uchun, statik deformatsiyaning potentsial energiyasidan foydalanamiz:

$$N_c = \frac{1}{2} Q \cdot \delta_c \quad (11.13)$$

bu erda: $\delta_c = \frac{Q}{C}$ yoki $Q = c \cdot \delta_c$. C - elementning

bikrlik koeffitsienti, elementning shakli, o'lchamlari va materiali, deformatsiyasi turiga bog'lik.

$$\text{Unda} \quad N_c = \frac{1}{2} Q \delta_c = \frac{c}{2} \cdot \delta_c^2$$

Zarblanuvchi elementning deformatsiyasi elastik bo'lsa, dinamik kuchlanish materialning proporsionallik 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 I_g larning ifodalarini (11.11) formulaga

keltirib qo'ysak, $Q = (h + \delta_g) = \frac{Q}{2\delta_c} \delta_g^2$ yoki $\delta_g^2 = 2\delta_c \delta_g - 2h\delta_c = 0$

hosil bo'ladi bu erdan $\delta_g = \delta_c \pm \sqrt{\delta_c^2 + 2h\delta_c}$

$$\text{va} \quad \delta_g = \delta_c \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] = K_g \delta_c \quad (11.14)$$

Guk qonuniga asosan kuchlanish va kuch deformatsiyasiga proporsional,

$$\text{unda} \quad \sigma_d = \sigma_c \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] \quad (11.15)$$

$$F_d = Q \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] \quad (11.16)$$

$$\text{bu erda: } K_g - \text{dinamik koeffitsient } K_g = \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] \quad (11.17)$$

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 .

$$\frac{2h}{\delta_c} = \frac{h \cdot Q}{Q\delta_c} = \frac{T_0}{U_c} \quad \text{ni hisobga olsak, dinamik koeffitsient}$$

$$\text{quyidagicha topiladi } K_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{T_0}{U_c}} \quad (11.18)$$

bu erda T_0 - zarb ta'siri boshlangan vaqtidagi 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

$$\text{birni hisobga olmasak ham bo'ladi, ya'ni } K_g = 1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} \quad (11.19)$$

bu erda xatolik 5% dan katta bo'lmaydi.

$$\text{Unda, } \delta_g = \delta_c \left(1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} \right) \quad \text{va} \quad \sigma_g = \sigma_c \left(1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} \right)$$

Agar, $\frac{2h}{\delta_c}$ qiymatni juda katta deb qabul qilsak, K_g -ni quyidagi formula

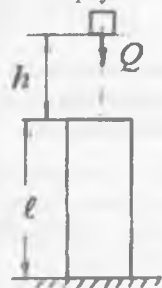
$$\text{bilan topamiz: } K_g = \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} = \sqrt{\frac{T_o}{U_c}} \quad (11.20)$$

Bu erda $\sigma_g = \sigma_c \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}}$ kuchlanishni hisoblashda qo'yilgan xatolik 10 %

oshib ketmasligi kerak $\frac{2h}{\delta_c} > 110$

Zarbni xususiy hollari.

1). **Cho'zillish yoki siqilish** . Dinamik koeffitsientni taqribiy formula yordamida topaylik.



11.9 - rasm. Zarb ta'sirida siqilish

$$K_g = \sqrt{\frac{T_o}{U_c}} \quad \text{bu erda}$$

$$U_c = \frac{Q\delta_c}{2} = \frac{Q^2\ell}{2EA} = \frac{\sigma_c^2 AE}{2E}; \quad \sigma = \frac{Q}{A}$$

Dinamik kuchlanish:

$$\sigma_g = K_g \sigma_c = \sqrt{\frac{2T_o E}{\sigma_c^2 A \ell}} \cdot \sigma_c = \sqrt{\frac{2T_o E}{A \ell}} \quad (11.21)$$

Demak, statik kuchdagidek dinamik kuch ta'sirida ham dinamik kuchlanish siqilayotgan sterjenning ko'ndalang kesim yuzasiga bog'liq ekan. Statik kuch sterjenning o'lchamiga bog'liq emas. Dinamik kuch va dinamik kuchlanish,

zarbni ta'sir qilish davomiga, sterjenning materialiga va uzunligiga bog'liq. Dinamik kuch ta'siridagi elementning mustahkamlik shartini yozamiz.

$$\sigma_g \leq [\sigma_g] \quad (11.22)$$

bu erda $[\sigma_g] = \frac{\sigma_{OK}}{K_g}$ ruxsat etilgan dinamik kuchlanish.

$K_g = 1,5 \dots 2,0$ – zarb ta'siriga ehtiyotlik koeffitsienti

2) **Egillish.** Egilishda statik deformatsiya, balka uchlarini mahkamlanish shartiga va tashqi kuch bilan yuklanish sxemasiga bog'liq. Masalan: ikkita sharnirli tayanchga tayangan balka uzunligining o'rtasida Q yuk ta'sirida (11.10-rasm)

$$f_c = \delta_c = \frac{Q\ell^3}{48EI}; \quad \sigma_c = \frac{Q\ell}{4 \cdot W} \quad \text{va} \quad U_c = \frac{Qf_c}{2} = \frac{Q^2\ell^3}{96EI}$$

Dinamik kuchlanish $\sigma_g = K_g \sigma_c = \frac{Q\ell}{4W} \sqrt{\frac{96T_o EI}{Q^2\ell^3}} = \sqrt{\frac{6T_o EI}{W^2\ell^3}}$

Agar, $I = i^2 A$ va $W = \frac{I}{Y_{\max}} = \frac{i^2 A}{Y_{\max}}$ bo'lsa:

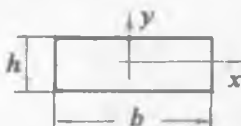


11.10 – rasm. Zarb ta'sirida egilish

$$\frac{I}{W^2} = \frac{i^2 A}{\left(\frac{i^2 A}{Y_{\max}}\right)^2} = \left(\frac{Y_{\max}}{i^2}\right)^2 \cdot \frac{1}{A}$$

Unda dinamik kuchlanish:

$$\sigma_g = \frac{y_{\max}}{i} \sqrt{\frac{6TE}{Al}} \quad (11.23)$$



Formuladan, egilishda dinamik kuchlanish balka materialining elastik moduliga, kesimning o'lchamlari va shakliga, balkani tayanish shartiga bog'liq.

Masalan: to'g'ri burchakli kesim: $\frac{y_{\max}}{i} = \frac{\frac{h}{2}}{\sqrt{\frac{bh^3}{12bh}}} = \sqrt{3}$ va $\sigma_g = \sqrt{\frac{18T_o E}{Al}}$

Doiraviy kesim $\frac{y_{\max}}{i} = \frac{\frac{d}{2}}{\sqrt{\frac{\pi \cdot d^4 \cdot 4}{64 \cdot \pi \cdot d^2}}} = 2$ va $\sigma_g = \sqrt{\frac{24T_o E}{Al}}$

Dinamik koeffitsientni aniqlash uchun taqribiy formula tadbiq etilmasa, dinamik kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_g = \frac{Q\ell}{4W} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{96T_o EI}{Q^2\ell^3}} \right] \leq [\sigma_g] \quad (11.24)$$

3. **Buralish.** Aylanayotgan valni bir uchining harakatini qisqa vaqt oralig'ida cheklab qo'ysak, (tormozlansa), ikkinchi uchiga maxovikni ta'siri T qo'yilsa, valda zarb ta'siridagi burovchi moment hosil bo'ladi. Dinamik buralish

burchagi $\delta_g = \varphi_g = K_g \varphi_c$ va kuchlanish $\tau_g = \tau_c \cdot K_g = \tau_c \sqrt{\frac{T_o}{U_c}}$. Bu

erda $\varphi_c = \frac{M\ell}{GI_p}$ $\delta_g = \varphi_g = K_g \varphi_c = K_g \frac{M\ell}{GI_p}$ $U_c = \frac{M \cdot \varphi_c}{2} = \frac{M^2 \ell}{2GI_p}$,

unda $\tau_g = \tau_c \cdot K_g = \tau_c \sqrt{\frac{T_o}{U_c}} = \frac{M}{W_p} \sqrt{\frac{2T_o GI_p}{M^2 \ell}} = \sqrt{\frac{2T_o GI_p}{W_p^2 \ell}}$,

$$\frac{I_p}{W_p^2} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\pi \cdot d^3}{16}\right)^2} = \frac{8}{\pi \cdot d^2} = \frac{2}{\pi \cdot d^2} = \frac{2}{A}$$

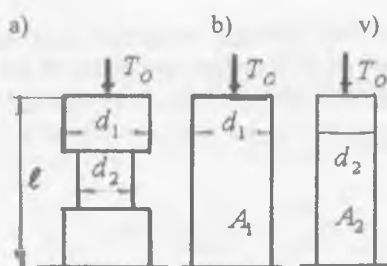
Dinamik kuchlanish $\tau_g = 2 \sqrt{\frac{T_o G}{A \ell}}$

Dinamik deformatsiya: $\varphi_g = \frac{M\ell}{GI_p} \sqrt{\frac{2T_o GI_p}{M^2 \ell}} = \sqrt{\frac{2T_o \ell}{GI_p}}$

11.4. O'zgaruvchan kesimli sterjenlarda zarb ta'siridagi kuchlanish.

Bo'yлама zarb ta'sirida kuchlanishni kamaytirish uchun sterjenning hajmini kattalashtirish kerak, ekanligini oldingi paragrafda ko'rib o'tdik. Bu nazariya, agar sterjenning hajmi uning uzunligi bo'ylab o'zgarmas bo'lsa - o'rinli. Sterjenning uzunligi bo'ylab ko'ndalang kesim yuzasi o'zgaruvchan bo'lsa, amaliyotda yuqoridagi nazariyalarda o'zgarish bo'lishi mumkin. Masalan: uzunligi bo'ylab $d_1 > d_2$ diametrli kesimning eng katta kuchlanishi d_2 diametrli kesimda hosil bo'ladi. Eng katta kuchlanish sterjenning zaiflashgan kesimi diametriga va uning siquvchanligiga bog'liq. Bu holda sterjenning kuchlanishi ikki xil usul bilan kamaytirilishi mumkin:

1) sterjenni zaiflashgan kesim d_1 diametr bilan tayyorlash: bunda sterjenning kesim yuzasi kattalashadi; siqiluvchanligi kamayadi: inertsia kuchi bir oz ortadi.



11.11- rasm. Zarb ta'sirida:
a) pog'onali brus; o'zgaras kesimli
har xil diametrli
b) - v) bruslar

Kesim yuzasi katalashishi hisobiga kuchlanish kamayadi. Agar sterjen zaiflashgan kesimni taqozo qilsa bu variant kerak emas.

2) Sterjenning mustahkamligini oshirish uchun, uni siqiluvchanligi orttirilishi kerak. Siqiluvchanlik, asosan sterjenning uzunligi bo'ylab d_2 diametr bilan tayyorlash evaziga orttiriladi. Unda dinamik kuch F_g kamayadi, kuchlanish ham kamayadi.

Bu nazariyalarni hisob usuli bilan tekshiramiz 11.11 - rasmda ko'rsatilgan uchta sterjenga ham bir xil $T_0 = Qh$ zarb ta'siri qo'yib quyidagini belgilaylik

$$\frac{A_2}{A_1} = q \quad \text{va} \quad \frac{\ell_2}{\ell_1} = P$$

Kuchlanishni taqribiy formula yordamida topamiz:

$$\text{a-sxema uchun (11.11 - rasm)} \quad \sigma_g = \sigma_c \sqrt{\frac{2h}{\Delta \ell}} = \frac{Q}{A_2} \sqrt{\frac{2h}{\Delta \ell}} = \sqrt{\frac{2T_0 Q}{A_2^2 \Delta \ell}}$$

$$\text{Bu erda} \quad \Delta \ell = \frac{Q \ell_2}{EA_2} + \frac{Q(\ell_1 - \ell_2)}{EA_1} = \frac{Q \ell_1}{EA_2} [P + q(1 - P)]$$

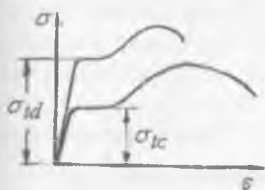
$$\text{Unda} \quad \sigma_g = \sqrt{\frac{2T_0 Q}{A_2^2 \frac{Q \ell_1}{EA_2} [P + q(1 - P)]}} \quad (11.25)$$

$$\text{O'zgaras kesimli (} \delta \quad \text{va} \quad b) \text{ sterjenlar uchun} \quad \sigma_\delta = \sqrt{\frac{2T_0 E}{A_1 \ell_1}}$$

$$\text{va} \quad \sigma_B = \sqrt{\frac{2T_0 E}{A_2 \ell_1}} \quad \text{va} \quad [P + q(1 - P)] < q < 1, \text{ demak } \sigma_a > \sigma_b > \sigma_\delta$$

Shunday qilib, (a) sxemada - diametrni 20% kichiklashtirilishi, kuchlanishni 50% ga kattalashtiradi, agar sterjenning uzunligi bo'ylab bir xil d_2 diametrda tayyorlansa, kuchlanish 20% ga yaqin kamaytiriladi. O'zgaruvchan kesimli sterjenlarga bo'ylama zarb ta'sirida ishlaydigan boltlarni misol qilish mumkin. Bolt zarb ta'sirini emirilmadan o'tkazib yuborishi uchun, uni uzunligi

bo'ylab diametrini rezbaning ichki diametriga teng qilib tayyorlash kerak. Buning uchun boltning sirti yo'niladi yoki unda ichki kanal hosil qilinadi. Ko'pincha sterjening uzunligi kattalashtirilishi evaziga ham kuchlanish kamaytiriladi.



11.12 – rasm. Dinamik siqilish va cho'zilish diagrammasi

Zarbga sinash. Tajribalar natijasiga ko'ra, bir xil materialdan tayyorlangan namunalar statik va dinamik kuchlarga har xil qarshilik o'rasatishi aniqlangan. Masalan: namunalarni cho'zilishga katta tezlikda sinashda olingan diagramma statik kuch ta'siridagi diagrammadan farq qiladi (11.12 – rasm).

1) dinamik kuch ta'sirida materialning oquvchanlik va mustahkamlik chegaralari kattalashadi;

2) emirilishdagi qoldiq deformatsiyasi kamayadi;

3) diagramma σ_o qi tomonga siljiydi;

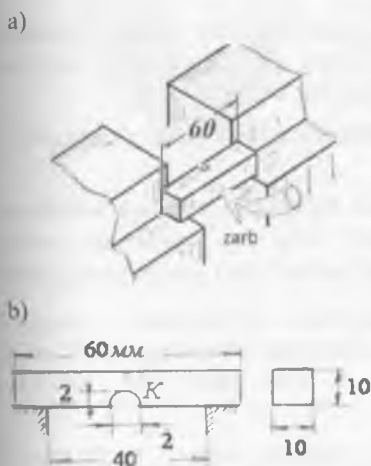
4) oquvchanlik vaqti kamayadi;

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.

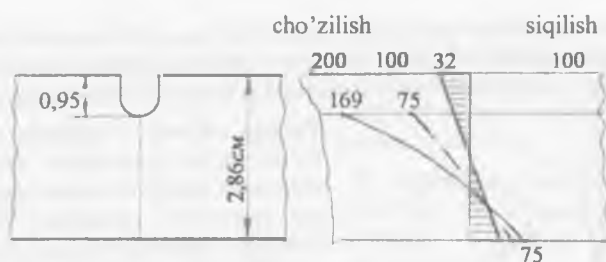
Materialni zarbga sinash uchun maxsus namuna tayyorlanadi. (11.13–rasm). Materialni og'irroq vaziyatda ishlatish uchun namunada o'lchamlari 2 mm bo'lgan kanal tayyorlanadi. Mayatnik tipidagi koperda namunaga K nuqtadan zarb beriladi.

Mayatnik h_1 balandlikdan tushib namunani emiradi va ortiqcha qolgan energiya hisobiga $h_2 \leq h_1$ balandlikka ko'tariladi.

Mayatnikning bajargan ishi $W_{uu} = G(h - h_2)$ - ning bir qismi namunani emirishga sarflanadi. Ishning bir qismi ishqalanishga, havoning qarshiligini engishga sarflanadi.



11.13 – rasm. Zarbga sinash namunalari



11.14 – rasm. Zarb ta'sirida materialni mexanik xarakteristikasi

Materialni zarb ta'siriga qarshilik ko'rsatib bilish qobiliyatini zarbga qovushqoqlik tavsiflari aniqlaydi:

$$a = \frac{W_1}{A} = \frac{W - \Delta W}{A} \quad (11.26)$$

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 (11.14 – rasm) da ko'rsatilgan.

(a) diagramma namunani kanalcha bo'lmagan paytdagi kuchlanish epyurasi. (b) diagramma namunani zarb ta'siridan egilishdagi normal kuchlanish (σ_1) epyurasi. Punktir chiziqli epyura kanal yonida kuchlanishni mahalliy to'plami hosil bo'lmagan paytdagi kuchlanishni tarqalish qonuniyati. Diagrammadan ko'rinishicha, namunani balandligini 0,95 sm ga kamaytirganda, kuchlanishning-mahalliy to'plami bilan 5,22 marotaba kattalashadi.

Kanalchanning 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.

Sharpi zarbli tekshirish usulida materiallarni tekshirish

Sharpi zarbli tekshirish usuli materiallarni tekshirishning muhim usullaridan biridir. Sinov qurilmasining fundamental tamoyillari va sino jarayoni standartlashtirilgan. Sinov namunasi tushayotgan mayatnik yuki energiyasi ta'sirida egiladi. Namunaning bu yukga ko'rsatadigan qarshiligi namuna materialining zarb sinoviga bardoshligi tushuniladi.

Sinov qurilmasining o'qitishdagi avfzalligi shundaki, konstruktiv tuzilishining oddiyligi va tajriba jarayonini tushunishning osonligi.

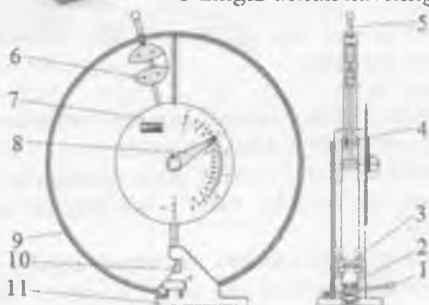
Tajriba asosan metall namunalarni sinashga mo'ljallangan bo'lsada plastik namunalarni ham sinash mumkin. Materialning kichik emirilishlarga sezgirligining xarakteristik qiymati va baholash kriteriyasi tajribadan olinadi. Bu sinov usuli sanoatda sifat nazoratida ham qo'llaniladi, chunki bu usulda material yoki uning tashkil qiluvchilari asosiy ko'rsatkichlarini oson va tez aniqlash imkonini beradi.

Sharpi zarbli sinovi usuli, materiallar texnologiyasidagi boshqa fundamental tamoyillar kabi metallar va mashinalar texnologiyasida muhim o'rin tutadi.

ESALATMA



Doimo xavfsizlik yo'riqnomasiga amal qiling! Tebranma bolg'a va emiriluvchi namunalar xavf manbai hisoblanadi. Biz qat'iy ravishda **WR400.50 Zarbli sinov asbobi himoya g'ilofidan foydalanishni tavsiya qilamiz.** Bu himoya g'ilofisiz qurilmadan foydalanish o'zingiz uchun xavfliligini unutmang



11.15-rasm. WR 400 Mayatnikli zarbli tekshirish qurilmasi asosiy komponentlari

- 1.Dastak
- 2.Tormoz
- 3.Tishsimon kristall namuna
- 4.Saqlagich ilgak
- 5.Bolg'a uchun tirgak
- 6.Og'ir diskli bolg'a
- 7.Shkala
- 8.Maksimum indikator
- 9.Himoya chambaragi
- 10.Namuna uchun ustun
- 11.Blok tagligi

Ishlatish uchun atrof muhit holati va saqlash shart-sharoitlari

Himoyalangan, namlik va iflosliklardan holi xona.

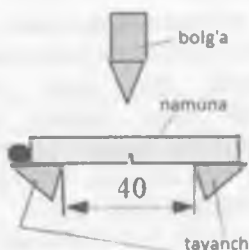
Gorizontal tekis va xavfsiz tayanch

O'rnatilishi. Mayatnikli zarbli sinov asbobi tekis joyga qo'yilishi lozim. Sinov tajribasini boshlashdan oldin sinov qurilmasi namunasiz holda

bolg'a erkin aylanayotganini va asbob ko'rsatkichi bir tekis harakatlanayotganini tekshiring



Ba'zi bir havodagi va aylanuvchi qismlardagi ishqalanishlar hisobga olmaslik darajasida.



11.16-rasmda tayanchda turgan namunaga bolg'aning zarb berishi ko'rsatilgan. Tayanchlar orasidagi namuna bolg'a bilan urilganda namuna maydalanishi, sinishi egilishi va tayanchlar orasiga tiqilib qolishi mumkin.



11.16-rasm. Namuna qo'yilgan zarbli sinov qurilmasining yuqoridan ko'rinishi

Namuna - Turli shaklli va qirqimli hamda turli materiallardan tashkil topgan namunalar WP 400 etkazib berish komplektiga kiritilgan.

Ish tamoyili - Asosiy ish tamoyili quyida bayon qilingan, bu bayon barcha jihatlarini qamrab olmagan. Qo'shimcha nazariy ma'lumotlar uchun maxsus adabiyotlarga murojat qiling

Sharpi sinovi usuli to'g'risida umumiy ma'lumot. Jismlar deformatsiyasi turli mexanik kuchlanishlarda turlicha bo'lishi mumkin. Shuning uchun deformatsiya xususiyatini bilish materialni tanlash va baholashda muhim kriteriy hisoblanadi. Ko'pchilik hollarda hajmiy-markazlashtirilgan kubik strukturali materiallarda past temperaturada mo'rt emirilmasligi ko'riladi. Hosil bo'lgan kuchlanish ta'siridagi deformatsiya mo'rt emirilishga olib kelmasligi mumkin. Kritik kuch o'zining chegaraviy xavfli qiymatiga mo'rt emirilishga olib keladi. Plastik materiallar bilan boshqacha holatlar yuz beradi.

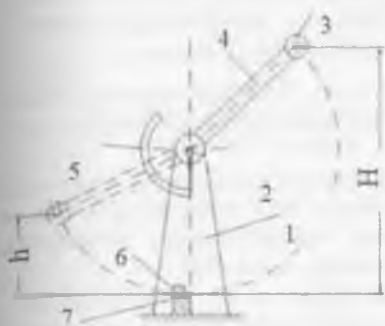
Sharpi usulida ikki tomoni tayanchga tiriluvchi yacheykali namuna zaiflashgan kesimda bolg'a ta'sirini oladi va deformatsiyalanadi, tayanch tekisligida egiladi. Zarbning ishi nyuton-metrdan o'lchanadi va Djoulga ifodalanadi ($1 \text{ Nm} = 1 \text{ Dj}$).

Sharpi usulida tajriba natijalari materialning xossasi bo'yicha xulosa beradi. Bunday xulosa berish uchun sharoiti va geometrik ekvivalent bo'lgan namunalarda

tajriba bajarilsagina mumkin. Shuning uchun faqat ISO profiligidagi va to'g'ri burchak yacheykali GUNT profilli namunalarda tajribalar o'tkaziladi. Plastiklik va mo'rtlik yuklanish sharoiti, temperatura va zarb tezligi hamda kuchlanishga bog'liq.

Sharpi sinovi ish tamoyili.

Sharpi sinovi mayatnikli zarbli sinov qurilmasida DIN EN ISO 148-1 andozasi asosida amalga oshiriladi.



11.17-rasm. Mayatnikli zarbli sinov qurilmasi. 1-rama; 2-in-dikator; 3-bolg'a; 4-sterjen; 5-shkala; 6-taglik; 7-tayanch

N - Mayatnikli bolg'a harakati boshlang'ich balandligi

h - Zarbdan keyingi mayatnikli bolg'aning to'qnashuvdan keyingi ko'tarilish balandligi.

Mayatnikka dastakli biriktirilgan bolg'a balandlikdan qo'yib yuborilgandan keyin aylana yoyi bo'ylab harakatlanib harakat tracktoriyasining eng quyi nuqtasida o'zining kinetik energiyasini namunaga beradi.

Namunadagi qirqim sohasida zarb barcha o'qlar yo'nalishida mexanik kuchlanishni hosil qiladi.

Tushayotgan bolg'a o'zi bilan birga shkala ko'rsatkichini ham harakatlantiradi, ko'rsatkich zarb ta'sirida bajarilgan maksimum ishni ko'rsatadi. Zarb to'qnashuvi namuna shakliga ham bog'liq bo'lgani uchun namuna shakli ham va belgilab qo'yilishi zarur.

$$W_{nb(MCOV)} = m \cdot g \cdot (H - h) \quad (11.1)$$



Qirqimli brusga berilgan zarb kuchi bajargan ishining va nominal ko'ndalang kesimi yuzasiga nisbati materialning zarbga chidamliligi deyiladi:

$$S_{nam} = \frac{W_{zar}}{A_0} \quad (11.2)$$

Zarb sinovi namunasi mustahkamligi namuna shakliga juda kuchli bog'liq. Shuning uchun bir materialdan tayyorlangan va turli shaklli namunalar uchun olingan natijalarni bir biri bilan solishtirib bo'lmaydi.

Emirilish turlari. Quyidagi rasmlarda (11.8-11.9-rasmlar) bir xil materialdan tayyorlangan bir xil o'lchamli har xil haroratlarda zarb sinovi natijasida paydo bo'lgan uch tipdagi sirt emirilishi keltirilgan.

Mo'rt emirilish. Mo'rt emirilish bo'lishi uchun, sirpanish qarshiligi siljituvchi



11.8-rasm. Mo'rt emirilish

Shuning uchun, ham u donador bo'ladi. Emirilish sohasida sezilarli bo'lmagan surilish (sujenie) paydo bo'ladi. Bu materialda plastik emirilish -10°S dan past temperaturada sodir bo'ladi.

Plastik emirilish Agar cho'zilish kuchlanishi mustahkamlik chegarasiga etgunicha uzish kuchlanishi siljish qarshiligidan katta bo'lsa namuna chiziqli deformatsiyalanadi. Deformatsiya natijasidagi mustahkamlanish qovushqoqlik kuchlanishiga nisbatan qarshilikning tezroq oshishiga olib keladi.



11.9-rasm. Plastik emirilish



11.10-rasm. Aralash emirilish

Agar cho'zilish kuchi qovushqoqlik kuchidan kichik bo'lsa emirilish siljuvchan bo'ladi. Sirtida yacheykali emirilish kuzatiladi. Bunday turdagi emirilish plastik emirilishda sodir bo'ladi. Plastik emirilish shu darajada ustunki material qovushqoqdek tuyuladi. Aylanasimon shaklli emirilish sohalari vujudga keladi. Plastik emirilishlar 120°C dan yuqori haroratlarda sodir bo'ladi.

Aralash emirilish. Agar ajralish va plastik emirilishlar bir vaqtda sodir bo'lsa bunday emirilish aralash emirilish deyiladi. Bu hol namuna markazida siljish yoki ajralish emirilishi va chetlarida (qirralarida) plastik emirilishlar bilan sodir bo'lishi bilan xarakterlanadi. Aralash emirilish -10°C dan $+120^{\circ}\text{C}$ harorat oralig'ida sodir bo'ladi.

Deformatsiya tezligining ta'siri. Siljish va ko'chish devormatsiyasi sodir bo'lishi uchun mexanik kuchlanish ta'sir vaqti etarli bo'lishi kerak. Shuning uchun deformatsiya darajasi ma'lum miqdorda devormatsiya tezligiga ham bog'liq bo'ladi. Deformatsiya tezligi ortganda mexanik kuchlanish o'zining kritik qiymatiga ya'ni mustahkamlik chegarasiga tezroq etadi va material kuchsiz deformatsiya ta'sirida ham emirilishi mumkin.

$$V = \sqrt{2gH} \quad (11.3)$$

Didaktik ma'lumotlar va tajriba tavsifi. Barcha tajribalar talabalar uchun mo'ljallangan o'quv tajribalari. Tajriba qurilmasi bilan ikki-uch talabadan iborat kichik guruhlar bo'lib ishlash foydali.

To'g'ri natijalar olish va barcha funktsiyalarini tushunush uchun barcha tajribalar o'qituvchi tomonidan ko'rsatilishi yoki birga o'tkazilishi lozim. WR 400 Mayatnikli zarbli sinov qurilmasi bilan quyidagi standart tajribalarni o'tkazish mumkin:

1-Tajriba: Zarb kuchi bajargan ishining qirqim shakliga bog'liqligi

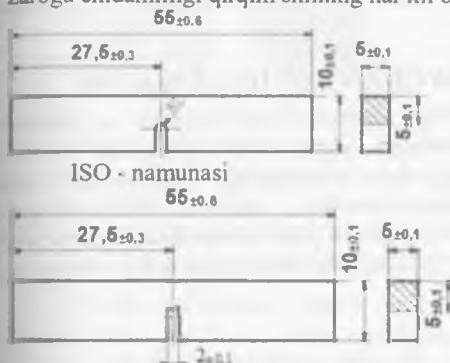
2-Tajriba: Zarb kuchi bajargan ishining material turiga bog'liqligi

3-Tajriba: Namuna ko'ndalang kesimi yuzasi 100% ga oshirilishining ta'siri

4-Tajriba: Zarb kuchi bajargan ishining qirqim burchagiga bog'liqligi.

Zarb kuchi bajargan ishning qirqim shakliga bog'liqligi

Tajriba maqsadi: Bu tajribada zarb kuchi bajargan ishiga va namunaning zarbga chidamliligi qirqim shlining har xil bolishiga qanday bog'liqligi aniqlanadi.



ISO - namunasi

55 ± 0.6

27.5 ± 0.3

10 ± 0.1

6 ± 0.1

6 ± 0.1

GUNT - namunasi

ISO-U namuna Ikkala namuna ham 1 St 30 materialidan tayyorlangan

Tajribani bajarish

Bolg'ani blokirovkalash

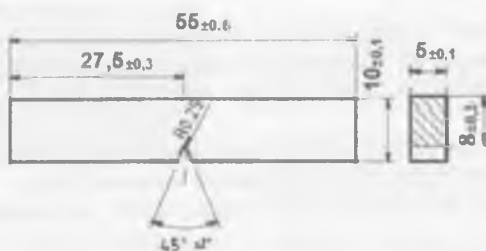
– Bolg'a ilgagini yuqoriga ko'taring va bolg'ani yana zarb yo'nalishi boylab o'q chegaralovchisiga qadar, xavfsilik ilgagigacha harakatlantirib keling;

– Bo'lgani blokirovka qiling va blokirovka ilgagi bolg'ani o'z joyida mahkam tutishiga e'tibor qiling.

Namunani taglikka qo'ying. Namunaning zarb beriladigan nuqtasi belgilanishi va tutgichga mahkamlanishi zarur. Bolg'ani bo'shating

Tajriba shartlari:

Topshiriqda zarb kuchi bajargan ishining namuna qirqimi shakliga bog'liqligi o'rganilgani uchun turli qirqim shaklli va bir xil materiallardan tayyorlangan, ko'ndalang kesim yuzasi bir xil bo'lgan namunalarda tajriba o'tkazish zarur. Bu tajriba uchun quyidagi namunalar to'plami tanlangan: GUNT- R5 namuna



**Zarb kuchi bajargan
ishning qirqim
burchagiga bog'liqligi**
Mazkur tajribada zarb
kuchi bajargan ishi va
zarbga chidamliligiga
qirqim burchagining

11.11-rasm. ISO-V namuna, qirqim burchagi 45°

45° dan 90° gacha 100% ga o'rtilishining ta'siri aniqlanadi.

Tajriba shartlari. Tajriba topshirig'ida zarb kuchi bajargan ishiga qirqim burchagiga bog'liqligini aniqlash uchun bir xil materialdan tayyorlangan namunalar taniab olinishi zarur.

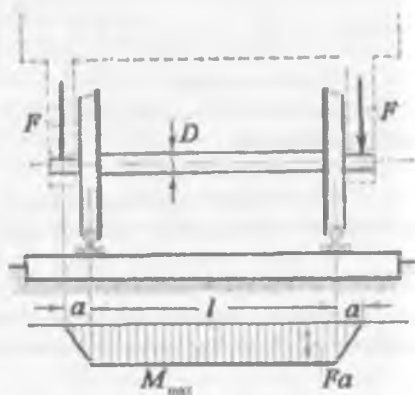
XII – BOB. O'ZGARUVCHAN KUCHLANISHLAR

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.



Ichki yonuv dvigateli – krivoship-porshen guruhi



Poezd g'ildiragining o'qi uchun eguvchi moment epyurasi

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 asmi 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, boshqamikrodarzlar 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.



Tsiklik 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.

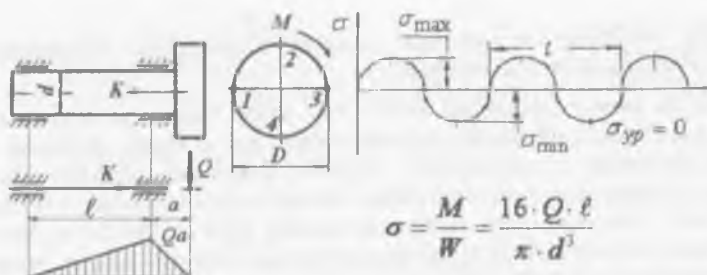
O'zgaruvchan yuklar ta'siridagi emirilishni bunday mexanizmi, darz rivojlanishi bilan detalning kesimi zaifla-shishi va detalni mustahkamligi kamayib borayotganligini to'g'ri tushuntiradi. Darzning asosidagi material hajmiy kuchlanganlik holati-mahalliy tavsifga ega, chunki darz va kuchlanganlik holati 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 mikro-darzlar ta'siridan emirilishi tushuniladi.

12.1. Kuchlanish tsikllarining turlari

Bir uchiga shkiv o'rnatilgan valni sirtidagi 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 (12.1 - rasm) neytral o'qustida 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 qarama-qarshi ishorali.

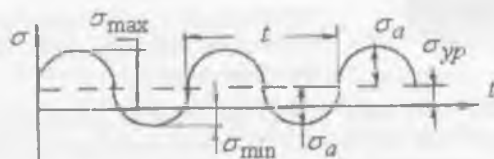
Agar, valning aylanishini hisobga olsak, vaqt oralig'ida, ya'ni ma'lum davrda (T) bu nuqtalarning o'rni almashib turadi. Demak, K nuqtaning holati 1,2,3 va 4 nuqtalar holati bilan mos tushishi mumkin. Natijada, K nuqtaning kuchlanishi vaqt oralig'ida qiymatini va ishorasini o'zgartiradi.



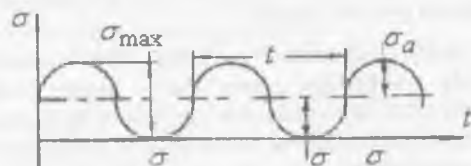
12.1-rasm. Valning kesimida hosil bo'lgan eguvchi moment va tsiklik o'zgarib turuvchi normal kuchlanish

Bir davr ichida kuchlanishning o'zgarishiga kuchlanish tsikli deyiladi.

a)



b)



12.2 - rasm. Tsikl turlari:

a) nosimmetrik; b) pulsatsiyali

boshlanadigan tsikli bo'ladi. Agar kuchlanishlarni ($\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$) maksimal va minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali bo'lsa, o'zgaras kuchlanishlar deyiladi. 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 tsikl tavsiji*

deyiladi, ya'ni: $\eta = -\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$

Tsiklning o'rtacha kuchlanishi:

$$\sigma_{od} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

Tsikl kuchlanishining amplitudasi: $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$

12.2. Simmetrik siklda chidamlilik chegarasini aniqlash

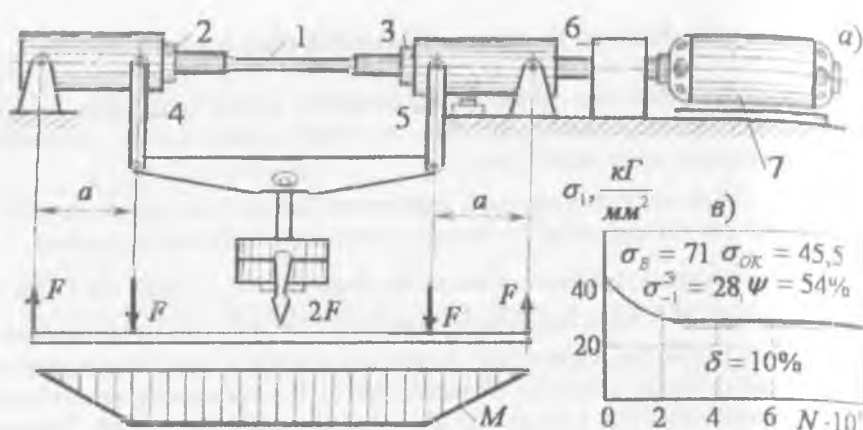
Materialda darz paydo bo'lib emirilishi uchun faqat uning toliqishi kifoya qilmasdan, balki eng katta kuchlanish material ning chidamlilik chegarasidan oshib ketishi kerak.

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 unitajribada aniqlash mumkin. Buning uchun bir xil materialdan 6-10 ta namuna tayyorlab olinadi. Namuna doiraviy kesimli bo'lib, sharikli-podshipnik orqali shunday yuklanadiki, uni o'rta qismi sof egilishga ishlasin (bu holatda $\tau = 0$). Namuna (2000...3000) ayl./min. tezlik bilan aylanadi (12.3 - 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. 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, $\sigma^I > \sigma^{II} > \sigma^{III} > \sigma^{IV} > \dots$ kuchlanishlar uchun $N_1 < N_2 < N_3 < \dots$ tsikllar soni to'g'ri keladi. Kuchlanishlarni kamaytiraverib, shunday tsikl sonini topamiz-ki, 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 emirilmaydi. Tajriba natijalarini, masalan xromnikelli po'lat materiali uchun, grafikda ifodalash mumkin (12.3 - rasm). Buning uchun,

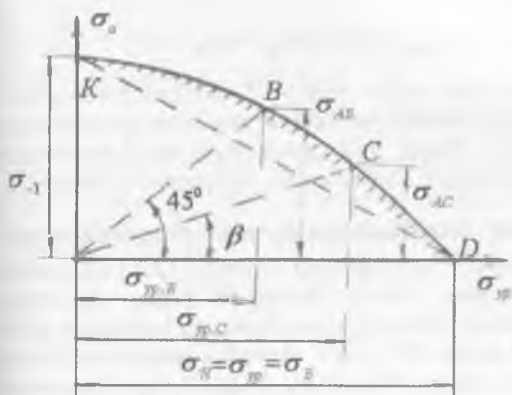


12.3 – rasm. Valni o'zgaruvchan kuchlanishga sinash qurilmasi:

a) qurilma, v) diagramma 1- namuna, 2 – chap support, 3 – o'ng support, 4 va 5 – richag, – indikator, 7 – elektrodvigatel

ordinataga har bir namunada hosil qilingan kuchlanishlari, abstsissada esa tsikl sonlari joylashtiriladi. Egri chiziqqa o'tkazilgan gorizontaal 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 $\tau_{-1}^\delta = 0,55\sigma_{-1}^3 = 0,22\sigma_B$ va rangli metallar uchun. $\sigma_{-1}^3 = (0,24 \dots 0,50)\sigma_B$

12.3. Nosimmetrik tsiklda chidamlilik chegarasini aniqlash



Nosimmetrik tsiklda materialning chidamlilik chegarasini aniqlash bir oz murakkab. Chunki namunani egilishi bilan bir qatorda uni cho'zuvchi va siquvchi kuch bilan ham yuklash kerak. Bu holat sinov mashinalarini murakkablashtirishga, qo'shimcha moslamalar tayyorlashga olib keladi. Shuning uchun, nosimmetrik tsikllarda materialni chidamlilik chegarasini aniqlash uchun, tajribalar asosida qurilgan diagrammadan

foydalanamiz (12.4 - rasm). Diagrammani abtsissasida o'rtaacha kuchlanish σ_{ip} va ordinatasida kuchlanishlar amplitudasi σ_0 joylashtiriladi. Har xil tsikllardagi kuchlanishlar yordamida $KBCD$ egri chiziq o'tkazilgan. Birorta tsikl tavsifini qiymati uchun chidamlilik chegarasini topish uchun, koordinatani O nuqtasidan abtsissaga β burchak ostida OC chiziqni o'tkazamiz:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_{yp}} = \frac{1 - \eta}{1 + \eta}$$

CC_i va OC_i masofalarni va tegishli σ_{rc} va σ_{max} kuchlanishlarni yig'indisi, chidamlilik chegarasining qiymatini beradi, ya'ni

$$\sigma_{rc} = \sigma_{\max} = \sigma_{ac} + \sigma_{vp}.$$

Abtsissasi $\sigma_{yp} = 0$ bo'lgan K nuqtaning ordinatasi $OK = \sigma_{\perp}$ simmetrik tsiklda chidamlilik chegarasini ordinatasi $\sigma = 0$ bo'lgan D nuqtani abtsissasi $OD = \sigma_{yp} = \sigma_{+1} = \sigma_B$ o'zgarmas kuchlanishdagi chidamlilik chegarasini aniqlaydi. $\beta = 45^\circ$ burchak ostida joylashgan V nuqta noldan boshlanadigan tsiklning chidamlilik chegarasini aniqlaydigan oquvchanlik chegarasi bo'lmagan materiallar uchun chidamlilik chegarasi, statik yuk ta'siridagi mustahkamlik chegarasiga o'xshagan xavfli hisoblanadi. Agar material plastik bo'lsa, statik yuk ta'sirida oquvchanlik chegarasi va o'zgaruvchan kuchlanishlarda chidamlilik chegarasi xavfli hisoblanadi. Bunday materiallarda toliqish emirilishi bilan birga

plastik deformatsiyalar paydo bo'lishi ham xavflidir. Bunda tsiklning eng katta kuchlanishi

$$\sigma_{\max} = \sigma_{st} + \sigma_{yp} = \sigma_{OK}$$

Burchak bilan o'tkazilgan to'g'ri chiziq KB chiziqni kesib o'tsa, detal toliqish emirilishiga uchraydi; BD chiziqni kesib o'tsa, plastik deformatsiya paydo bo'lishi bilan ishdan chiqadi. Chiziq statik yuklanishda xavfli kuchlanishni va KBD chiziq o'zgaruvchan kuchlar ta'siridagi xavfli kuchlanishni bildiradi.

12.4. O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlik sharti

Turli tsikllardagi xavfli kuchlanishning qiymati 12.3-12.4 rasmlardagi diagrammalar asosida topiladi. Mo'rt materiallar uchun 12.14-rasmdagi diagrammani KD to'g'ri chizig'idan tashqarida joylashgan kuchlanish xavfli deb olinadi. Plastik materiallar uchun KN to'g'ri chiziqdan tashqaridagi kuchlanish xavfli deb olinadi. Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash uchun diagrammalarni abtsissa va ordinatalari mustahkamlikka bog'liq kamaytirish kerak. O'zgarmas yukda kuchlanishni ruxsat etilgan qiymati quyidagicha topiladi:

$$\text{Plastik material uchun:} \quad [\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_{OK}}{K_{01}} \quad (12.3)$$

$$\text{Mo'rt material uchun:} \quad [\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_B}{K_{02} \cdot \alpha_{kg}}$$

bu erda: K_{01} - oquvchanlik chegaraga nisbatan mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti.

K_{02} - mustahkamlik chegaraga nisbatan mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti.

α_{kg} - kuchlanishlar konsentratsiyasining haqiqiy koeffitsienti.

Simmetrik tsiklda chidamlilik chegarasida (σ_{-1}) xavfli kuchlanish bo'ladi:

$$\text{Mo'rt material uchun:} \quad [\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{K_0 \cdot \alpha_{kg} \cdot \alpha_n} \quad (12.4)$$

Plastik material:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{K_0 \cdot \alpha_{kg} \cdot \alpha_M \cdot K_T \cdot K_3 \cdot K_g} \quad (12.5)$$

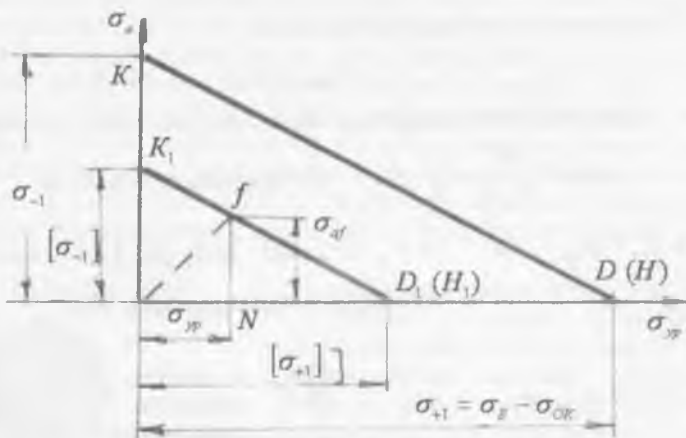
bu erda: K_0 - asosiy mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti

K_T - detailni 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.

12.17 – rasmda $\sigma_a = \sigma_{yp}$ koordinatalarida xavfli kuchlanishlar chiziqni KD (KN) va ruxsat etilgan kuchlanishlar chizig'i K_1D_1 ko'rsatilgan. K_1D_1 chiziq AK va $OD_1 = [\sigma_{+1}]$ kuchlanishlar asosida chizilgan.



12.5 – rasm. Ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlash.

O'zgaruvchan kuchlanishlarning turli tsikllarda ruxsat etilgan kuchlanishini aniqlash uchun koordinata boshi O nuqtadan abtsissaga β burchak ostida to'g'ri

chiziq o'tkazamiz $\left(\operatorname{tg} \beta = \frac{1-r}{1+r} \right)$ va K_1D_1 chiziq bilan kesishguncha davom

ettiramiz. f nuqtaning abtsissasi σ_{ypf} va ordinatasining yig'indisi ruxsat etilgan

kuchlanishni beradi: $\sigma_{\max f} = [\sigma_n] = \sigma_{ypf} + \sigma_{af}$ (12.5)

NfD_1 uchburchagini OK_1D_1 uchburchagiga o'xshashligidan:

$$\frac{OD_1}{ND_1} = \frac{OK_1}{Nf} \quad \text{yoki} \quad \frac{[\sigma_{+1}]}{[\sigma_{+1}] - \sigma_{ypf}} = \frac{[\sigma_{-1}]}{\sigma_{af}} \quad \text{va}$$

$$\sigma_{af} [\sigma_{+1}] + \sigma_{ypf} [\sigma_{-1}] = [\sigma_{+1}] [\sigma_{-1}]$$

$$\text{lekin } \sigma_{af} = \frac{1-r}{2} \sigma_{\max f} = \frac{1-r}{2} [\sigma_2] \quad \text{va}$$

$$\sigma_{ypf} = \frac{1+r}{2} \sigma_{\max f} = \frac{1+r}{2} [\sigma_2]$$

$$\text{unda,} \quad [\sigma_2] = \frac{2[\sigma_{+1}][\sigma_{-1}]}{(1+r)[\sigma_{-1}] + (1-r)[\sigma_{+1}]} \quad (12.6)$$

hosil bo'ladi.

Mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi.

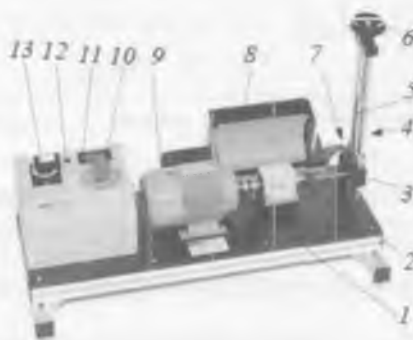
$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_r] \quad (12.7)$$

Egilish bilan buralishning birgalikdagi statik yuk ta'sirida mustahkamlik

$$\text{sharti: } \frac{\sigma^2}{[\sigma]^2} + \frac{\tau^2}{[\tau]^2} \leq 1 \quad \text{va o'zgaruvchan yuk ta'sirida:}$$

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_{yp} \quad \text{va} \quad \tau = \tau_{yp} + \tau_a \quad \text{yoki} \quad [\sigma] = [\sigma_r^3] \quad \text{va} \quad [\tau_r^3]$$

Materiallarni toliqishga sinash [33]



126-rasm. WR - 140

1. datchik, 2. namuna uchun shpindellar;
3. suriluvchi podshipniklar, 4. umumiy shkala, 5. oddiy richagli tarozi,
6. Maxovik, 7. elektr uzgich, 8. himoya qopqog'i, 9. dvigatel,
10. avariya uzgichi
11. sanagich (schetchik)
12. WR140,20 ni ulash uchun uya, 13. dvigatelni himoyalovchi uzgich

Ushbu qurilma yordamida toliqishga mustahkamlik sinovlari ni o'tkazishning asosiy qoidalarini ko'rsatish, shu jumladan, kuchlanish--yuklanish davriy miqdori diagrammasini tuzish mumkin. Eksperimental qurilmada namunaga o'zgaruvchanfazada sof eguvchi kuchlanish ta'sir etiriladi. Namunaning turli shakllari orqali namunadagi ishlov berilgan sirt sifatining toliqishga ta'sirini ko'rsatish mumkin. Ishorasi o'zgaruvchan kuchlanish amplitudasi cheksiz miqdorlarda o'zgartirilishi mumkin. Agar namuna emirilsa mashina avtomatik ravishda o'chiriladi. Yuklanish davrlarining miqdori raqamli sanagich yordamida ko'rsatiladi.

Toliqishga sinash uchun mashina asosan namunalar uchun shpindellardan (2), elektrodvigateldan (9), yuklantiruvchi qurilmadan (3-7), elektrik boshqarish va sanagichdan, taqsimlovchi shkafdan (10- 3) va himoya qobig'idan (8) tashkil topgan. Sinov sterjeni bir tomonidan patron bilan shpindelda mahkamlanadi va ikkinchi tomoni bilan suriluvchi podshipnikka (3) yo'naltiriladi. Namunani joylashtirish richagli tarozi (5) va suriluvchi podshipniklar yordamida amalga oshiriladi. Dastlab balans prujinalarining kuchlanishi va yuklanishning rostlanishi qadamli vint (6) maxovigi yordamida amalga oshiriladi. O'rnatilgan yuklanish prujinali tarozining shkalasidan yozib olinishi mumkin. Raqamli sanagich (11) yuklanishning davrlar sonini ro'yxat qiladi. Raqamli sanagich bundan tashqari aylanishlar tezligini o'lchash uchun ham foydalanilishi mumkin. Bu holda aylanishlar tezligi aylanish /minutlarda ifodalanadi. Sanagich uchun impulslar kontaktsiz induktiv datchik (1) bilan hosil qilinib, bu datchik dvigatel muftasiga o'rnatilgan. Agarda namuna uzilsa, dvigatel va sanagich avtomatik ravishda yaqinlashish datchigi (7) yordamida ishlashdan to'xtatiladi. Dvigatelni himoyalash uzgichi (13), avariya uzgichi (10) va sanagich (11) taqsimlash shkafining ichida joylashgan. Shpindel korpusli podshipnikka mahkamlangan. Shpindel ishlovchi dvigatel (9) bilan boshqariladi.

Asosiy tamoyillar



12.7-rasm. Namuna tashqi sirtining ko'rinishi

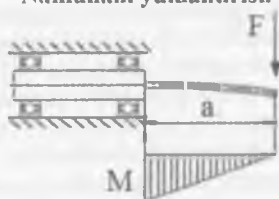
Namuna tarkibiy qismlari va yig'inlari uchun qo'yiladigan tebranish (miltillovchi) kuchlanishi, bir marta qo'yiladigan statik kuchga nisbatan xavfliroq hisoblanadi. Birinchi galda mumkinlik chegarasida bo'lgan statik kuch uning takroriy ravishda qo'yilishlari natijasida mashina qismlari materialining mo'rtligi tufayli emirilishi mumkin.

Kuchning qo'yilish davrlari sonining ortishi bilan ruxsat etilgan kuchlanish pasayadi. Hattoki materialning elastiklik zonasida kritik nuqtasidan past darajadagi kuchlanish ham detal ichidagi lokal qoldiq kuchlanishlar hisobidan arziyas deformatsiyalarga olib keladi. Bu effekt doimiy takrorlanishi natijasida materialni asta-sekin emira boshlaydi va oxir – oqibatda materialning uzilishiga olib keladi.

Yuklanishlar davrining absolyut qiymati material emirilishi uchun chastotaga nisbatan ham hal qiluvchiroq ahamiyatga ega bo'lgan faktor hisoblanadi.

WR140 aylantiruvchimashinasiyordamida toliqishga sinash uchun tajribalar o'tkazish orqali materialning toliqishi va mustahkamligini fazani o'zgartiruvchi eguvchi kuchlanish bilan aniqlash mumkin. O'rganilayotgan namunaning egrilik radiusi va sirtining notekislik darajasi orqali namuna ustidagi chiziqlarning namunaning toliqishi vamustahkamligini tadqiq etish ham mumkin.

Namunani yuklantirish



Namunaning yuklangan holati sterjenning F kuch ta'siri ostida egilgan holatiga mos keladi. Bu namunada eguvchi moment M_b ni hosil qiladi. Eguvchi moment o'zgarmsdan qolib namuna aylangani uchun, u tsiklni o'zgartuvchi sinusoidal eguvchi kuchlanish ta'siri ostida bo'ladi

Eng katta eguvchi kuchlanish namuna elkasida hosil bo'ladi. Bu sof, o'rtacha kuchlanishsiz, tsiklni o'zgartuvchi kuchlanish hisoblanadi. Shu sababli toliqishni tekshirish uchun aylantiruvchi mashina yordamida kuchlanish tsiklni to'la o'zgartirib faqat toliqishda mustahkamlikni aniqlash imkoniyati mavjud. Bu esa toliqish va mustahkamlik holatini ifodalaydi. Eguvchi moment yuklovchi kuch va kuch elkasi yordamida quyidagicha hisoblanadi:

$$M_b = F \cdot a \quad (12.8)$$

Namuna kesimining qarshilik momentidan foydalanib

$$W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (12.9)$$

fazali o'zgartuvchan davriy kuchlanish amplitudasini hisoblash mumkin

$$\sigma_a = \frac{M_b}{W_b} = \frac{32a}{\pi \cdot d^3} \cdot F \quad (12.10)$$

Kuchlanish tsiklini to'la o'zgartirgandagi toliqishga mustahkamligi. Kuchlanish tsiklni to'la o'zgartirgandagi mo'rtligi mustahkamligi σ , bu materialga qo'yilgan yuklanishning hattoki $N=10 \cdot 10^6$ davrdan keyin ham emirilmasdan qoladigan kuch hisoblanadi (po'lat). Aytish mumkin-ki, material chidamliligi tufayli emirilmaydi va chidamlilik chegarasi cheksiz hisoblanadi

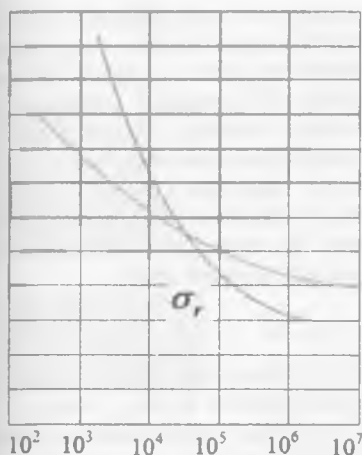
Chidamlilik chegarasi. Materialning yuklanish davrining $10 \cdot 10^6$ qiymatida emirilishga olib keladigan kuchlanishga chidamlilik chegarasi deyiladi. Unga mos keluvchi davrlar soni N ni qavs ichida ko'rsatish lozim,

masalan
$$\sigma_{(10^7)} = 220 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (12.11)$$

Chidamlilik chegarasi. Chidamlilik chegara bu ma'lum yuklanishda material emirilmasdan qoladigan davrlarining soniga taalluqli kattalikdir.

Yuklanish kattaligi tsiklni o'zgartiruvchi kuchlanishning o'rtacha qiymati va amplitudasiga mos holda qavs ichida ko'rsatiladi, masalan

$$N_{(50-100)} = 2.6 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

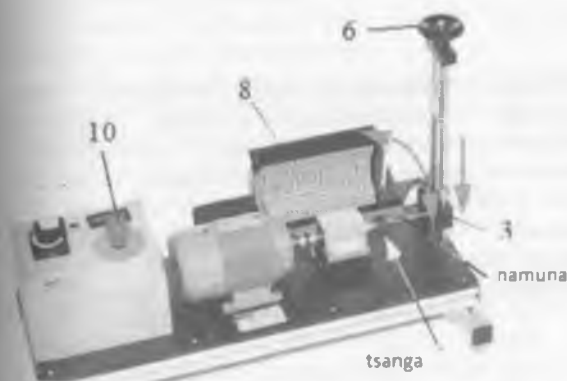


12.8-rasm. Ikki har xil material uchun kuchlanish diagrammasi

Toliqishga sinash uchun aylantiruvchi mashinada o'rtacha kuchlanish nolga teng bo'lgani uchun bu shart avtomatik ravishda bajariladi

Ekspirimental qurilma. Qurilma faqat o'quv maqsadlarida foydalanish uchun mo'ljallangan. Nazariy tushunchalarning davomi uchun maxsus adabiyotlardan foydalaning. Quyidagi

Kuchlanish diagrammasi
Kuchlanish diagrammasi uzilishgacha yuklanish davrlari bilan unga mos ishchi kuchlanish o'rtasidagi munosabatni grafik ko'rinishda ifodalaydi. Bu grafikdan yuklanish davrlarining soni ortib borishi bilan mumkin bo'lgan yuklanish qiymati mo'rtligi mustahkamligiga asimptotik yaqinlashadi. Kuchlanish diagrammasini qurishdagi ishorasi o'zgaruvchi kuchlanish, o'rtacha kuchlanish yoki pulsatsiyalanuvchi kuchlanish bilan maksimal yoki minimal kuchlanishning o'rtacha kuchlanishga munosabati doimiy bo'lib qolishi muhim hisoblanadi.



vazifalar tajribani boshlangunicha bajarilishi lozim:

Himoya qopqog'ini yoping(8). Yuklanish qurilmasini (6) g'ildirak yordamida bo'shatib; (siljувchi podshipnik (3) ni pastki asosga tomon siljiting.

Barcha namunalarni bo'shatib oling

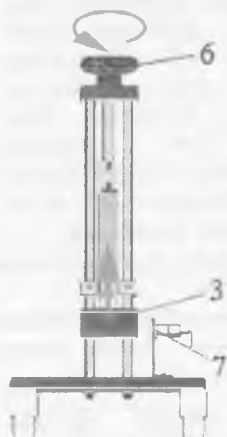


qaytish



Aylanish tezligini kuzatish
holatiga o'tkazish
knopkasi

(8) himoya qopqog'ini yoping. Qurilma faqat himoya qopqog'i to'g'ri yopilgan holdagina ishga tushirilishi mumkin (10) avariya elektr uzgichini bo'shating. (11) sanagichni RST tugmasi yordamida nolni ko'rsatgan holga keltiring. Shpindel to'g'ri va ohista ishlayotganligini tekshirib ko'ring. Sanagich to'g'ri ishlayotganligini tekshirib ko'ring (taqriban har bir minutda 2800 ta yuklanish davrini sanashi lozim). Bu amalni SEL knopkasini bosish yo'li bilan ekranda ko'rish mumkin.



Ustanovkani avtomatik ravishda to'xtatish to'g'ri ishlayotganligini tekshirib ko'ring. Buning uchun (6) g'ldirak yordamida (3) suriluvchi podshipnikni ko'taring. Bu holda dvigatel yaqinlashish datchigi yordamida to'xtatilishi lozim. Qurilmaning barcha komponentalari xavfsiz ishlayotganligi o'rnatilgandan keyingina tajribalarni boshlash mumkin.



Tajribani o'tkazish. Tajribani boshlashdan oldin quyidagi tekshiruvlarni o'tkazing. Toliqishni tekshiruvchi asbobi tajriba jarayoniga tayyorlash uchun uni elektr tarmogiga ulang. Himoya qopqog'ini oching. Qo'l g'ildiraki yordamida qurilmadagi kuchlarni olib tashlang. O'rnatilgan bo'lishi mumkin bo'lgan har qanday namunalar olib tashlash. Tcanga patronidagi gaykani sekin aylantiring. Himoya qopqog'ini yoping.



Sanagichni nolga keltiring

- Himoya qopqog'ini o'rnatish va knopka bilan mahkamlang
- Dvigatelni ulang
- Tezda g'ildirakni aylantirib berilgan yuklanishni qo'ying. Yuklanish qiymatini prujinali tarozi shkalasidan o'rnatish.

MUHIM!

Mashina bo'sh holatda ishlayotganda hech qachon yuklanishni qo'ymang, chunki plastik deformatsiyalanish va noto'g'ri ishlash ehtimoli bor. Yuklanishni imkoni boricha tezroq oxirgacha olib boring, chunki namuna allaqachon o'zgaruvchan yuklanish ostida turibdi, ammo yuklanish davri yuklanish hali

kichik bo'lgani uchun sanalib bo'lmaydi. Hisoblashni boshlash uchun RST knopkasidan foydalanib sanagichni qaytadan sozlang.

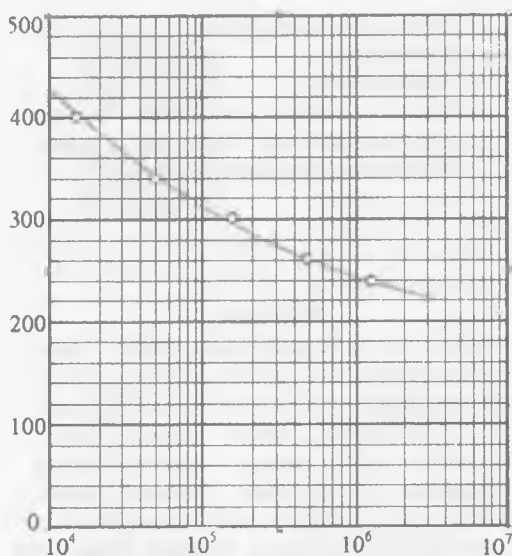
Tajribalarni tugatish. Namuna uzilgan paytda dvigatel avtomatik ravishda to'xtaydi. Namuna yuklanish davrlarining ko'rsatishini yozib oling va bu qiymatni registratsiya qiling.

- Yoki yuklanishning berilgan davrlaridan keyin tajribani qo'l bilan dvigatelni o'chirish yordamida to'xtatish.

Namunani qurilmadan oling. Sinov sterjenini o'rnatgandan keyin tajribalarni shu xilda davom ettiring

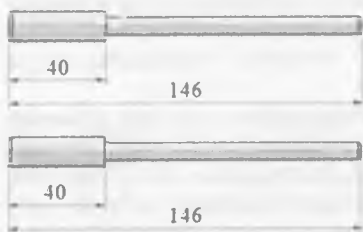
Egrilik radiuslari bir xil bo'lgan namunalarda sirti tekis bo'lgan namunada (2 – sinov sterjeni) emirilishga chidamlilik sirti notekis bo'lgan (3 – sinov sterjeni) namunadagiga nisbatan sezilarli darajada yuqori. Shuning uchun tsikl o'zgaruvchi kuchlanishga sinaladigan komponentlarning chiziqlar chuqurligini polirovka yo'li bilan maksimal mumkin bo'lgan darajada tekislanishi lozim. Bu tajriba 3- sinov sterjeni ustida o'tkazilgan. Yuklanish $F = 200 \text{ N}$ va unga mos $\sigma_s = 400 \text{ N/mm}^2$ maksimal qiymatlardan asta-sekin kamaytirilib borilgan.

Shuni ta'kidlash lozimki tsikl o'zgaruvchi eguvchi yuklanishda kutilayotgan toliqish mustahkamligi sohasida oshirish uncha katta bo'lmashligi lozim, aks holda tajriba juda uzoq davom etadi yoki hech qanday uzilish sodir bo'lmaydi. Agar sanagich ekrani o'zining to'liq informa-tsiya imkoniyatini ishlata olsa (maksimal $9,99 \cdot 10^7$ yuklanish davri) tajriba 593 soat yoki 24,5 sutka davom etadi.



12.9-rasm.C35E dan yasalgan 3
sinov sterjeni uchun Kuchlanish –
Miqdor diagrammasi

Kuchlanishning to'liq inversiyasida mo'rtligi mustahkamligiga 240 N/mm^2 da hali erishilmagan. U taqriban 200 N/mm^2 ga teng. Bunday toliqish mustahkamligi past hisoblanadi, chunki Ck 35 sinov sterjenlari materiali uchun mustahkamlik chegarasi $R_m=560 \text{ N/mm}^2$ ga teng.



Yuklanish davrlarini sanagichi, 8 raqamli, elektron, aylanish tezligini ko'rsatish holatiga o'tkazilishi mumkin

Sinov sterjenlari WR140.01

Sinov sterjenlari quyma po'lat Ck 35 dan yasalgan, mexanik mustahkamlik xossalari quyidagicha:

$R_m=560 \text{ N/mm}^2$, $R_p.2=420 \text{ N/mm}^2$

Texnik ma'lumotlar

Uzunlik - Kenglik - Balandligi

Massa

920 mm x 420 mm x 560 mm

Ta'minot manbai 230V, 50 gerts

Nominal iste'mol quvvati 0,75kW

Dvigatel

Tezlik (50Gs chastotada) taqriban 2800 min^{-1}

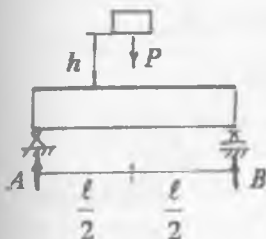
Tezlik (60Gs chastotada) taqriban 3250 min^{-1}

Quvvati 370Vt 370W

Yuklash qurilmasi Kuch 0...300

Namunada faza almashuvchi eguvchi kuch $0 \dots 600 \text{ N/mm}^2$

misol -1. Ikki tayanchli qo'shtavrli balkaga $h = 20 \text{ sm}$ balandlikdan $R=1500$ N yuk kelib tushadi (12.10 – rasm) Balkaning eng katta dinamik normal kuchlanishini topamiz. O'ng tayanch o'rni elastik prujina bilan almashtirib birinchi savolga javob beramiz.



12.10 – rasm

Berilgan: qo'shtavr N – 22

$$l = 2 \quad 10^3 \alpha = 30 \frac{\text{m}}{\text{kN}}; \text{ yoki } \alpha = \frac{30}{10^3}$$

$$E = 2 \cdot 10^8 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}; \quad I_x = 2550 \cdot 10^{-2} \text{ m}^4$$

$$W_x = 232 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Yechish. Balkaning xususiy og'irligini hisobga olmaymiz. R yuk ta'siridan A va B tayanchlardagi reaksiya kuchlari $A = B = \frac{P}{2} = 750 \text{ N}$ bo'ladi. Eng katta dinamik kuchlanishi quyidagi formula bilan topiladi: $\sigma_g = k_g \cdot \sigma_{cm}$, bu erda

$K_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{cm}}}$ dinamik koeffitsient bo'lib, statik ko'chish Δ_{cm} ga

bog'liq $\Delta_{cm} = f_{cm} = \frac{P\ell^3}{48EI_x}$ balkaning R yuk statik ta'sir qilgandagi to'liq

ko'chishi. $\sigma_{cm} = \frac{M_{cm}}{W_x} = \frac{P\ell}{4W_x}$ statik yuk R ta'siridagi eng katta

normal kuchlanish. Dinamik kuchlanish

$$\sigma_l = \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h \cdot 48EI_x}{P\ell^3}} \right] \cdot \frac{P\ell}{4W_x}$$

$$\text{yoki } \sigma_g = 0,295 \cdot 10^6 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Endi, balkaning o'ng tayanchini prujina bilan almashtiramiz. Dinamik kuchlanish

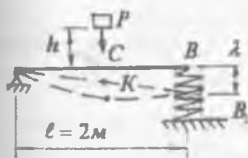
$\sigma_g = k_g \cdot \sigma_{cm}$ formula bilan topiladi. Dinamik koeffitsient K_d ni

aniqlashda. Balkaning statik ko'chishi prujinaning o'ng tayanch kuchining deformatsiyasiga bog'liq bo'ladi (12.11-rasm).

$$\Delta_{cm} = \Delta_\delta + \beta\lambda \text{ bu erda}$$

$$\Delta_\delta = f_{cm} = \frac{P\ell^3}{48EI_x}$$

$$\lambda = \frac{P}{2}, \alpha = \frac{P}{2} \cdot \frac{30}{10^3} = \frac{1,1 \cdot 30}{2 \cdot 10^3} = 0,0165 \text{ m}$$



12.11 – rasm

Prujananing B reaksiya kuchi ta'siridan ko'chishi. β - prujinaning deformatsiyasi bilan balkaning R yuk ta'siridagi to'liq ko'chishi orasidagi bog'lanish.

$$\triangle BB_1 A \sim \triangle CKA \text{ o'xshashlikdan } CK = \frac{BB_1}{2} = \frac{\lambda}{2} = \beta \lambda$$

$$f_{cm} = \frac{P\ell^3}{48EI_x} = \frac{1,5 \cdot 8}{48 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2550 \cdot 10^{-8}} = 4,9 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

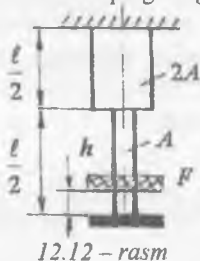
hosil bo'ladi. Demak, $\beta = 0,5$.

$$\text{Natijada } \Delta_{cm} = 4,9 \cdot 10^{-5} + 0,5 \cdot 0,0165 = 8,299 \cdot 10^{-3} \text{ m}.$$

$$\text{Dinamik koeffitsient } \kappa_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,2}{8,299 \cdot 10^{-3}}} \approx 8 \text{ va kuchlanish}$$

$$\sigma_g = \kappa_g \frac{P\ell}{4W_x} = 8 \cdot \frac{1,5 \cdot 2}{4 \cdot 232 \cdot 10^{-6}} = 0,0258 \cdot 10^6 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

misol – 2. Pog'onali brusning K nuqtasi $h = 5 \text{ mm}$ balandlikdan tushayotgan $Q = 400 \text{ kg}$ yuk ta'sirida zarbga uchraydi. Brusning uzunligi $l = 5 \text{ m}$ ko'ndalang kesim yuzasi $A = 2 \text{ sm}$, materialni po'lat. Eng katta normal kuchlanish topilsin. Agar K elementga zarb ta'sirini yumshatuvchi tsilindrik prujina o'rnatilsa, kuchlanishni toping. l kg statik yuk ta'sirida prujina $4 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$ siqiladi.



12.12 – rasm

Yechish: Pog'onali brusning statik kuch ta'siridagi uzayishini va normal kuchlanishini topamiz:

statik uzayish

$$\delta_{cm} = \Delta \ell_{cm} = \frac{F \frac{\ell}{2}}{EA} + \frac{F \frac{\ell}{2}}{E2F} = \frac{3F\ell}{4EA}$$

va kuchlanish

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A} = \frac{400}{2} = 200 \frac{\text{kG}}{\text{sm}^2}$$

Eng katta dinamik kuchlanishni topamiz

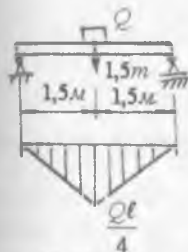
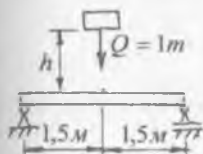
$$\sigma_g = \sigma_{cm} \kappa_g = \sigma_{cm} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta \ell_{cm}}} \right) = 200 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,06 \cdot 16 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 400 \cdot 500}} \right) \text{ va}$$

$$\sigma_g = 1349 \frac{\text{kG}}{\text{sm}^2}$$

K elementga tsilindrik prujina o'rnatilganda, δ_{cm} statik deformatsiya pog'onali brusni va prujinani siqilishiga teng bo'ladi, ya'ni

$$\delta_{cm} = \Delta \ell_{cm} + \lambda_{cm} = \frac{3F\ell}{4EA} + F \cdot 4 \cdot 10^{-4} = \frac{3 \cdot 400 \cdot 500}{4 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 2} + 400 \cdot 4 \cdot 10^{-4} = 0,1975 \text{ sm}$$

Unda dinamik kuchlanish:
$$\sigma_g = 200 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,6}{0,1975}} \right) = 732 \frac{\kappa G}{sm^2}$$



12.13 - rasm

misol - 3. N 24 profilli balka ikkita shamirli tayanachga tayanadi. Yuk balkaning o'rta qismiga 50 sm/sek tezlik bilan kelib zarb ta'sir qiladi. Eng katta kuchlanishni toping.

Yechish: Kitobdagi jadvaldan N-24 qo'shtavrli kesimning ayrim geometrik tavsiflarini yozib olamiz.

$$I_x = 3460 sm^4; W_x = 289 sm^3; A = 34,8 sm^2$$

Statik kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_{cm} = \frac{M}{W_x} = \frac{Ql}{4W_x} = \frac{1000 \cdot 300}{4 \cdot 289} = 259,5 \frac{kg}{sm^2}$$

Balkaning eng katta salqiligini topamiz:

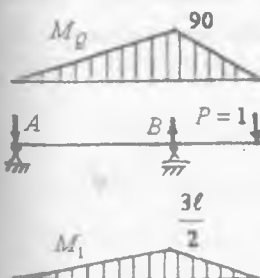
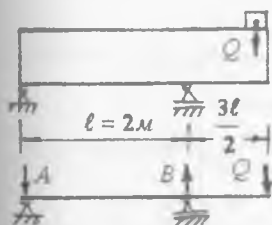
$$f_{cm} = \frac{Ql^3}{48EI} = \frac{1000 \cdot (300)^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 3460} = 0,0813 sm$$

Dinamik kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_g = \sigma_{no} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{V^2}{gf_{no}}} \right) = 259,5 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{50^2}{981 \cdot 0,0813}} \right)$$

$$\sigma_g = 259,5 \cdot 6,69 = 1735,4 \frac{\kappa G}{sm^2}$$

Dinamik deformatsiya $f_g = f_{cm} \kappa_g = 0,0813 \cdot 6,69 = 0,544 sm$



12.14 - rasm

misol - 4. Bir minutda n marotaba aylanma harakat qilayotgan, og'irligi Q bo'lgan dvigatel ikkita qo'shtavrli balkaga o'rnatilgan. Dvigatelning aylanma harakat qilayotgan qismlarini markazdan qochma kuchi

$$H = 10 kN; Q = 30 kN$$

1) erkin tebranish chastotasi - ω_0

2) uyg'otuvchi kuch o'zgarishining chastotasi - ω

3) tebranishning o'sish koeffitsienti - β

4) dinamik koeffitsient K_d

5) eng katta kuchlanish qiymatlari topilsin

Berilgan qo'shtavr N-40

$$n = 200 \frac{ayl}{min}; I_x = 19062 \cdot 10^{-8} m^4,$$

$$E = 2 \cdot 10^8 \frac{\kappa N}{m^2}; W_x = 953 \cdot 10^{-6} m^3$$

Yechish: Berilgan sxemadan asosiy sxemani tanlab olamiz. Buning uchun Q yukni o'liga $P = 1$ birlik kuchini joylashtiramiz. Q yuk ta'siridan hosil bo'lgan eguvchi moment epyurasini quramiz:

a) reaksiya kuchlarini topamiz:

$$\sum M_B = Q \frac{3\ell}{2} - A\ell = 0; \quad A = \frac{3Q}{2} = 45 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = -B\ell + Q \left(\frac{3\ell}{2} + \ell \right) = 0 \quad B = \frac{5}{2}Q = 75 \text{ kN}$$

b) eguvchi moment M_Q - ni topamiz $0 < x_1 < 2m$; $M_Q = -A \cdot x_1$

$$0 < x_2 < \frac{3\ell}{2} = 3m \quad M_Q = -Q \cdot x_2$$

Birlik kuch $R = 1$ ta'siridan hosil bo'lgan eguvchi moment M_r epyurasini quramiz (12.26 - rasm)

a) reaksiya kuchini topamiz

$$\sum M_B = P \frac{3\ell}{2} - A\ell = 0 \quad \text{yoki} \quad A = \frac{3}{2}P = 1,5 \text{ kN} \quad \text{va}$$

$$\sum M_A = P \frac{5\ell}{2} - B\ell = 0 \quad \text{yoki} \quad B = \frac{5}{2}P = 2,5 \text{ kN}$$

b) eguvchi moment M_p - ni topamiz

$$0 \leq x_1 \leq \ell \quad M_p = -A \cdot x_1$$

$$0 \leq x_1 \leq \frac{3\ell}{2} \quad M_p = -P \cdot x_1$$

Q yuk o'rnatilgan nuqtaning ko'chishini topamiz

$$\Delta = \frac{\omega \cdot M_p^0}{EI} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 90 \left(\ell + \frac{3\ell}{2} \right) \frac{3\ell}{2}}{EI} = \frac{1350\ell^2}{8EI} = \frac{1340 \cdot 4}{8 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 19062 \cdot 16^{-4}} = 0,0177 \text{ m}$$

ω - tashqi kuch Q dan qurilgan eguvchi moment M_Q - ning yuzasi

M_p^0 - tashqi kuch Q ta'siridan qurilgan eguvchi moment M_p epyurasi yuzasining og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momenti M_p epyurasining ordinatasi. Erkin tebranish chastotasini topamiz:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{\Delta}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,0177}} = 23,54 \frac{1}{\text{sek}}$$

Uyg'otuvchi kuch o'zgarishining chastotasi

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 200}{30} = 20,9 \frac{1}{\text{sek}}$$

Tebrianishning o'sish koeffitsienti

$$\beta = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} = \frac{1}{1 - \left(\frac{20,9}{23,54}\right)^2} = 4,717$$

β - qiymati manfiy ishora bilan chiqsa, keyingi hisoblashlarda $|\beta|$ olinishi kerak.

Dinamik koeffitsientni topamiz:

$$K_g = 1 + \frac{f_H}{f_a} \beta = 1 + \frac{H}{Q} |\beta| = 1 + \frac{10}{30} 4,717 = 2,57$$

Eng katta normal kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_g = K_g \sigma_{cr} = K_g \cdot \frac{M}{W_x} = 2,57 \cdot \frac{9}{953 \cdot 10^{-6}} = 0,2427 \cdot 10^6 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

misol - 5. CDE va KTI siniq sterjenlar bilan AK valik AB o'q atrofida o'zgarmas burchak tezlik bilan aylanadi. (12.27 - rasm) CD va KH vertikal hamda DE va HT gorizontaal uchastkalarida hosil bo'lgan inertsia kuchlari ta'siridagi eguvchi moment epyurasi qurilsin: $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$ shartni bajaradigan valikni bir minutdagi aylanishlar sonini ruxsat etilgan qiymati topilsin.

Yechish: Inertsia kuchining intensivligi g_1 , siniq sterjenning CD va KH oraliqlarida to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi: K va S nuqtada $g_1 = 0$; D

va I nuqtalarda $q_1 = \frac{\gamma A \omega^2}{g} \ell$ ga teng. Sterjenning gorizontaal DE va HT

oraliqlarida kuchning intensivligi o'zgarmas va teng tarqalgan $q_1 = \frac{\gamma A \omega^2}{g} \ell$

Sistemaning tayanch kuchlarini topamiz:

$$\sum M_A = 0 \quad \text{yoki} \quad q_1 2\ell \frac{2\ell}{2} + q_1 2\ell \left(\frac{2\ell}{\ell} + 3\ell \right) + \frac{1}{2} q_1 \ell \cdot 5\ell - B \cdot 3\ell = 0$$

$$\sum M_B = 0; \quad A \cdot 3\ell - q_1 \cdot 2 \cdot \ell \left(\frac{2\ell}{2} + \ell \right) - \frac{1}{2} q_1 \ell \cdot 2\ell + q_1 2\ell \frac{2\ell}{2} + \frac{1}{2} q_1 \ell \cdot \ell = 0$$

liqlarida kuchning intensivligi o'zgarmas va teng tarqalgan $q_1 = \frac{\gamma A \omega^2}{g} \ell$

$$\text{bu erdan} \quad B = \frac{25}{6} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \quad \text{va} \quad A = \frac{5}{6} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}$$

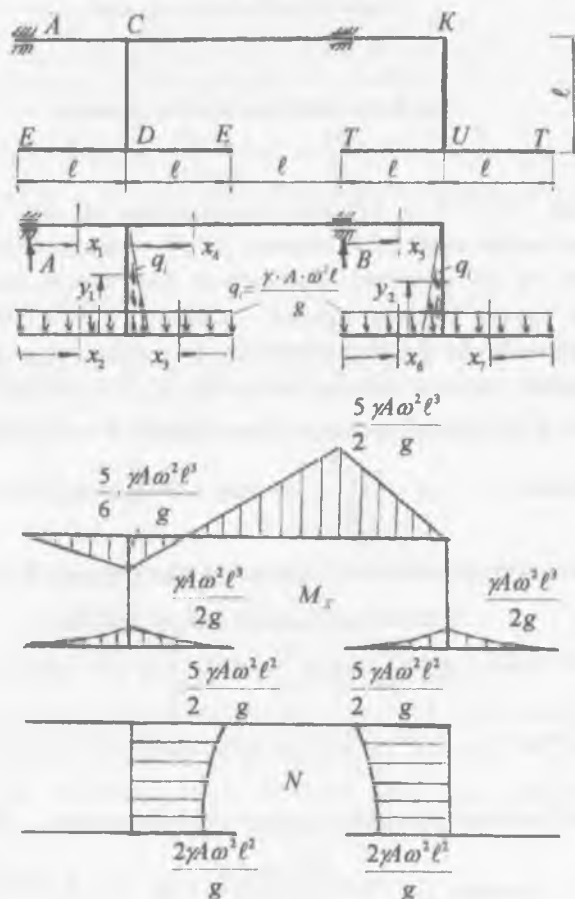
Eguvchi moment qiymatlarini topamiz:

$$1\text{-l qirg'iq.} \quad 0 \leq x_1 \leq \ell \quad M_1 = A x_1 = \frac{5}{6} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \cdot x_1$$

II – II qirqim. $0 \leq x_2 \leq \ell$ $M_2 = q_l \frac{x_2^2}{2} = -\frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \cdot \frac{x_2^2}{2}$

III – III qirqim. $0 \leq x_3 \leq \ell$ $M_3 = -q_l \frac{x_3^2}{2} = -\frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \frac{x_3^2}{2}$

IV – qirqim. $0 \leq y_1 \leq \ell$; $M_1 = 0$



12.27 – rasm. Berilgan sistema uchun eguvchi moment va bo'ylama kuch epyurlari

V – Vqirqim.

$$0 \leq x_4 \leq 2\ell$$

$$M_5 = A(x_4 + \ell) - \frac{1}{2} q_i \ell \cdot x_4 - q_i \ell \left(\frac{\ell}{2} + x_4 \right) - q_i \ell \left(x_4 - \frac{\ell}{2} \right) =$$

$$= \frac{5\gamma A \omega^2 \ell^2}{6g} (x_4 + \ell) - \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} x_4 - \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \left(\frac{\ell}{2} + x_4 \right) - \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \left(x_4 - \frac{\ell}{2} \right)$$

VI – VIqirqim.

$$0 \leq x_5 \leq \ell$$

$$M_6 = A(3\ell + x_5) - q_i 2\ell \left(\frac{2\ell}{2} + \ell + x_5 \right) - \frac{1}{2} \cdot q_i \ell (2\ell + x_5) + Bx_5$$

$$M_6 = \frac{5\gamma A \omega^2 \cdot 4\ell^3}{6g} - \frac{\gamma A \omega^2 \cdot 2\ell^2 \cdot 3\ell}{g} - \frac{\gamma A \omega^2 \cdot 3\ell^3}{2g} + \frac{25\gamma A \omega^2 \ell^3}{6g} = 0$$

VII – VII qirqim. $0 \leq x_6 \leq \ell$

$$M_7 = -q_i \frac{x_6^2}{2} = -\frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \frac{x_6^2}{2}$$

VIII – VIII qirqim. $0 \leq x_7 \leq \ell$;

$$M_8 = -q_i \frac{x_7^2}{2} = -\frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \frac{x_7^2}{2}$$

IX – IX qirqim. $M_9 = 0$ Eng katta eguvchi moment B tayanch kesimida

hosil bo'ladi.

$$M_{\max} = \frac{5}{2} \frac{\gamma A \omega^2 \ell^3}{g}$$

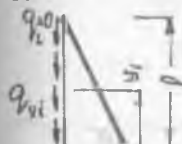
Berilgan sistemaning CD va IK vertikal qismlarida bo'ylama kuch hosil bo'ladi. chunki kuch intensivligi va A va V reaktsiya kuchlari faqat SD va IK sterjen o'qlariga proektsiya beradi.

$$N_1 = 0; \quad N_2 = 0; \quad N_3 = 0; \quad N_4 = q_i 2\ell + \int_0^{y_1=\ell} q_{yi} dy$$

CD uzunlikda q_i – inertsia kuchi intensivligi to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. Shuning uchun inertsia kuchi intensivligini teng ta'sir qiluvchisi

$$q_i - \text{ta'sir chizig'i bilan uni minimal } q_i = 0 \text{ va maksimal } q_i = \gamma A \omega^2 \frac{\ell}{g}$$

qiymatlaridan hosil bo'lgan uchburchak yuzasi bilan o'lchanadi (12.28 – rasm).



$$q_i = \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g}$$

12.28 – rasm

CD uchastkada N kuch o'zgarish qonuniyatini bilishimiz uchun $u = 0$ va $u = \ell$ chegara oralig'idagi qiymatlarda ham inertsia kuchini aniqlashimiz lozim.

Masalan: $y = y_1$ bo'lsin, unda $q_i = q_{y_1}$ sxemadan

$$\frac{q_i}{\ell} = \frac{q_{y_1}}{\ell - y_1} \quad \text{yoki} \quad q_{y_1} = q_i \left(1 - \frac{y_1}{\ell} \right)$$

q_{yi} – inertsia kuchining intensivligi $y = y_1$ holatidagi qiymati.

$$\begin{aligned} \text{Demak } N_4 &= q_i \cdot 2\ell + \int_0^\ell q_i \left(1 - \frac{y_1}{\ell}\right) dy = \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot 2\ell + \int_0^\ell q_i dy - \int_0^\ell q_i \frac{y_1}{\ell} dy = \\ &= \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot 2\ell + \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \left| -\frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \frac{y_1^2}{2\ell} \right|; \end{aligned}$$

$$y_1 = 0 \text{ da } N_4 = \frac{\gamma A \omega^2 2\ell^2}{g};$$

$$y_1 = \frac{\ell}{2}; \quad N_4 = \frac{19}{8} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}; \quad y_1 = \ell; \quad N_4 = \frac{5}{2} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g};$$

$$N_5 = 0; \quad N_6 = 0; \quad N_7 = 0; \quad N_8 = 0;$$

$$0 \leq y_2 \leq \ell;$$

$$\begin{aligned} N_9 &= q_i 2\ell + \int_0^{y_2} q_i dy = q_i \cdot 2\ell + \int_0^{y_2} q_i \left(1 - \frac{y_2}{\ell}\right) dy = \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} 2\ell + \\ &+ \frac{\gamma A \omega^2 \ell \cdot y_2}{g} - \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \frac{y_2^2}{2\ell}; \end{aligned}$$

$$y_2 = 0 \quad N_9 = \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}; \quad y_2 = \frac{\ell}{2}; \quad N_9 = \frac{19}{8} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g};$$

$$y_2 = \ell; \quad N_9 = \frac{5}{2} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}; \quad N_{\text{max}} = \frac{5}{2} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}$$

Sistemaning xavfli kesimi uchun quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{N_{\text{max}}}{F} + \frac{M_{\text{max}}}{W} = \frac{N_{\text{max}}}{F} + \frac{32 \cdot M}{\pi d^3} \leq [\sigma]$$

$$\frac{5\gamma A \omega^2 \ell^2}{2Ag} + \frac{32 \cdot 5\gamma A \omega^2 \cdot \ell^2}{2\pi d^3 g} \leq [\sigma] \quad \frac{5\gamma A \omega^2 \ell^2}{2g} + \frac{8 \cdot 5\gamma A \omega^2 \cdot \ell^3}{2dg} = [\sigma]$$

$$\text{Bu erdan } \omega_p = \omega = \sqrt{\frac{[\sigma]}{\frac{5\gamma \ell^2}{2g} + \frac{20\gamma \ell^3}{dg}}} = \sqrt{\frac{100 \cdot 10^3}{\frac{5 \cdot 78 \cdot 0,25}{2 \cdot 9,81} + \frac{20 \cdot 78 \cdot 0,125}{9,81 \cdot 0,02}}} = 10 \frac{1}{\text{sek}}$$

$$\text{Bir minutda valikning aylanish soni } n = \frac{60 \cdot \omega_p}{2\pi} = \frac{60 \cdot \omega_p}{2 \cdot 3,14} = 95,54$$

misol – 6. Mustahkamlik chegarasi $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$; oquvchanlik chegarasi $\sigma_T = 300 \text{ MPa}$; po'latdan tayyorlangan, diametri $d = 50 \text{ mm}$ bo'lgan valni xavfli kesimda $M_s = 320 \text{ Nm}$ burovchi va $M_g = 320 \text{ Nm}$ eguvchi momentlar ta'sir qiladi. Egilishdagi normal kuchlanishning simmetrik tsikldagi: buralishdagi urinma

kuchlanishning tepkili (pulsiruyushiy) tsikldagi kuchlanishga teng deb qaralib, xavfli kesimuchun extiyotlik koeffitsienti topilsin.

yYechish. Eng katta normal kuchlanish:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W} = \frac{32M_z}{\pi d^3} = 0,026 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Eng katta urinma kuchlanish: } \tau_{\max} = \frac{M_\delta}{W} = \frac{16 \cdot M_\delta}{\pi d^3} = 0,013 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

$$\text{Buralishda oquvchanlik chegarasi: } \tau_{-1} = 0,25\sigma_T = 0,25 \cdot 300 = 75 \text{ mPa}$$

Chidamlilik (bardosh berish) chegarasi:

$$\text{Buralishda } \sigma_{-1} = 0,25\sigma_b = 0,25 \cdot 600 = 150 \text{ mPa}$$

$$\text{Egilishda } \sigma_{-1} = 0,43\sigma_b = 0,43 \cdot 600 = 258 \text{ mPa}$$

Kuchlanishlar kontsentratsiyasi

$$K = 1,2 + 0,2 \frac{\sigma_b - 40}{110} = 1,2 + 0,2 \frac{600 - 40}{110} = 2,2$$

$$\text{Masshtab koeffitsienti } \beta_m = 1,2 + 0,1(d - 3) = 1,2 + 0,1(5 - 0,3) = 1,67$$

$$\sigma \text{ va } \tau \text{ bo'yicha extiyotlik koeffitsienti } n_r = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{13}{2} = 6,5 \text{ va}$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{-1}}{k\beta_m \cdot \sigma_{\max}} = \frac{250}{2,2 \cdot 1,67 \cdot 26} = 2,$$

Charchashdan emirilishdagi va oquvchanlikning boshlani-shidagi umumiy extiyotlik koeffitsientlarini topamiz:

$$n_{r_0} = \frac{\tau_{-1}}{k \cdot n_r + \beta_m n_r} = \frac{75}{2,2 \cdot 6,5 + 1,67 \cdot 6,5} = 2,9$$

$$k_{TM} = \beta_m \cdot \kappa = 1,67 \cdot 2,2 = 3,674$$

buralishdagi oquvchanlikka extiyotlik koeffitsienti

$$n_r^* = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} = \frac{75}{13} = 5,77$$

Mustahkamlikning umumiy extiyotlik koeffitsienti

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_r^*}{\sqrt{n_\sigma^2 + (n_r^*)^2}} = \frac{2,7 \cdot 5,77}{\sqrt{(2,7)^2 + (5,77)^2}} = 2,99$$

Charchashdan emirilishga extiyotlik koeffitsienti

$$\bar{n} = \frac{n_\sigma \cdot k_{TM}}{\sqrt{n_\sigma^2 + K^2_{TM}}} = \frac{2,7 \cdot 3,674}{\sqrt{(2,7)^2 + (3,674)^2}} = 2,17$$

XIII-BOB. DEFORMATSIYA VA KUCHLANISHLARNI EKSPERIMENTAL TEKSHIRISH

Eksperimental tekshirishning ahamiyati va printsiipi.

Materiallarning hisoblashlarda foydalaniladigan barcha mustahkamligi, elastiklik moduli, Puasson koeffitsienti, proporsionallik chegarasi haqidagi ma'lumotlar juda sodda standart metodika usuli asosida tajriba yo'li bilan olingan.

Mashina va inshoot qismlarida hosil bo'ladigan har qanday kuch, kuchlanish va deformatsiyalarning taqsimlanishini va qiymatini nazariy va tajriba usullari bilan hisoblab bo'lmaydi. Ayniqsa, tashqi kuchlarning simmetriya tekisligi bo'ylab ta'sir etmasligi, vaqtga nisbatan o'zgaruvchanligi, ichki kuchlarning konsentratsiyalanishi natijasida hosil bo'lgan deformatsiya va kuchlanishlarning o'zgaruvchanligi ularni aniqlashni qiyinlashtiradi. Bundan tashqari, detalning shakli murakkabligi tufayli masalani nazariy usul bilan echib bo'lmaydi. Bunday hollarda inshoot va uning elementining modelini tajriba yo'li bilan o'rganish katta rol o'ynaydi. Ba'zan modelni emas, natural o'lchamda ob'ektning o'zini tayyorlash va uni laboratoriya yoki ekspluatatsiya sharoitida tekshirish hamda uning o'zini qanday tutishini uzoq muddat kuzatish kerak bo'ladi. Masalan, ko'priklarning tajriba prolyotlari. Shuning uchun ham mashina va inshoot qismlarining mustahkamlik tavsiflarini aniqlashda, hozirgi zamon eksperimental tekshirish usullaridan keng foydalanish zaruriyati kelib chiqadi.

Eksperimental tekshirish mashina qismlarining bir tomondan texnik talablariga javob berishini (ish normasini, maxsulotning sifatini, texnik qarov va boshqalarni) aniqlasa, ikkinchi tomondan uning konstruksiyasini – bo'g'in bo'laklarining o'lchamlarini va ortiqcha og'ir bo'lmasligini, ulardagi haqiqiy kuchlanishni, deformatsiyani va materialni to'g'ri tanlashni o'rgatadi.

Odatda, mashina va inshoot qurilmalari birdaniga yasalmay, bir qancha o'zgartirishlar kiritish natijasida yaratiladi. O'zgartirishlar esa, eksperimental tekshirishning mahsuli eksperimental tekshirish o'zgartirishlar kiritish bilan bir qatorda nazariy hisoblash usullarni aniqlaydi va boyitib boradi. eksperimental tekshirish natijasida mashina bo'laklarining mustahkamligi $[\sigma]$ va $[\tau]$ bir necha marta oshirilib, ehtiyotlik koeffitsienti $[n]$ -ni kamaytiriladi. natijada mashinalarning konstruksiya qismlarini bir necha marta engillashtirish va arzon material qo'llash mumkinligini aniqlaydi. bu bilan mashinalarning ish qobiliyatlarini kamaymaydi, balki ularni harakatga keltiradigan energiya sarflari kamaytiriladi va mablag' tejab qolinadi.

Kuchlanishlarni topish uchun, ko'pincha, tenzometriya usulidan foydalaniladi, ya'ni inshootning ayrim nuqtalaridagi kichik deformatsiyalar o'lchanadi va keyinchalik Guk qonunidan foydalanib, ulardagi kuchlanishlar topiladi. Detallardagi teshiklar, o'yiqlik va yo'nalgan erlar atrofida kuchlanishlarni keskin ortib ketishini optik yoki mo'rt qoplama usullari bilan tekshiriladi.

Murakkab kuchlanish va dinamik yuklama ta'siridagi mashina qismlarining mustahkamligini tekshirish va ta'minlashda eksperimental tekshirish juda katta ahamiyatga ega bo'ladi. Eksperimental tekshirish mexanik va elektrik o'lchash usuli bilan bajariladi.

Mexanik tekshirishlar maxsus sinash mashinalarida universal uzuvchi mashinalar, buralishga sinash mashinalari va boshqalar, hamda asboblari: strelkali indikator, tenzometr va boshqalarda bajariladi. Bunday usulda tekshirishda materialdan maxsus namuna tayyorlanadi. Bu usul materialning umumiy mustahkamlik elastiklik tavsiflarini aniqlashda qo'llaniladi.

Materiallarni hisoblashda foydalaniladigan barcha mustahkamligi, elastiklik moduli, Puasson koeffitsienti, proportsionallik chegarasi haqidagi ma'lumotlar juda sodda standart metodika usuli asosida tajriba yo'li bilan olinadi.

Kuchlanish va deformatsiyani tajribada o'lchash usuli to'g'risida fikr yuritganda, materiallarni mexanik sinash va konstruksiyani sinash orasidagi farqni aniqlash kerak.

Materiallarni sinash ularni oquvchanlik chegarasi, mustahkamlik chegarasi, elastiklik moduli va x.k. kabi mexanik xarakteristikalarini aniqlash uchun bajariladi. Bundan tashqari u murakkab kuchlanganlik holatida mustahkamlik shartni o'rganish yoki turli shartlarda materiallarning mexanik xossalari aniqlash uchun ham bajariladi. Materiallarni sinash – o'lchami va shakli o'lchov apparatlari (mashinalari) va sinov shartlariga bog'liq bo'lgan namunalarda o'tkaziladi. Material xarakteristikalarini obektivligini ta'minlash uchun namunaning har bir nuqtasidagi kuchlanganlik holat bir xil, ya'ni kuchlanganlik holat bir jinsli shartga amal qilishi kerak. Bu shart, masalan, cho'zilishda, qisman kalta sterjenni siqilishida va yubqa devorli trubani buralishida kuzatiladi. Ushbu sinovlarda materialning xossasi bir vaqtning o'zida namunaning butun hajmi bo'yicha o'zgaradi va miqdoriy baholash qulay bo'ladi.

G'ovak bo'lmagan namunaning buralishida va egilishga sinashda kuchlanganlik holat bir xil emas. Ayrim nuqtalarda material xossasini miqdoriy o'zgarishi namuna xarakteristikalarini sezilarli o'rganishga ta'sir qilmaydi. Materialni xossasi o'rtacha me'yorda baholanadi, bu esa qo'shimcha tajriba o'tkazilishini talab etadi.

Mexanik sinovlarning asosiy ko'rinishlariga – texnologik tekshirish, masalan qattqlikni aniqlash, zarb ta'siriga sinash, ayrim hollarda toliqish mustahkamligini tekshirish qabul qilinishi mumkin. Konstruksiyalarni sinash – shartida mashina yoki uning alohida uzellarini mustahkamlikka tekshirish amalga oshiriladi. Bunday sinovlarning asosiy maqsadi, birin-chidan hisoblashlarni aniqligini tekshirish; ikkinchidan uzellarni tayyorlash va yig'ishni texnologik jarayonini to'g'ri tanlangani va bajarilganligini tekshirishdir, chunki noto'g'ri texnologik usullarda konstruksiyada mahalliy zaiflashish hosil bo'lishi mumkin. Yangi mashina, uning uzellari metallardan yaratilganidan keyin emirilish sodir bo'lganicha statik kuch ta'sirida sinash

jarayonini o'taydi. Statik kuchni emiruvchi qiymati hisobiy kuchning qiymatiga asosan belgilanadi va taqqoslanadi.

Statik kuchdan tashqari dinamik sinov zaruriyati hosil bo'lishi mumkin, masalan vibratsiya sharoitda ishlaydigan priborlar. Bunday sinovlar maxsus vibratsiya beradigan stollarda turli chastota va amplitudalarda olib boriladi, deformatsiya va kuchlanish tekshirilmaydi mustahkamlik to'g'risidagi xulosa emirilishdan keyin qilinadi. Xavfli uzellardagi deformatsiya va kuchlanishni aniqlash uchun ayrim hollarda ostsillografdan foydalaniladi. Bunday hollarda kuchlanish izlanishdagi ob'ektning deformatsiyasiga bog'lik ravishda Guk qonuniga asosan topiladi. Plastik deformatsiyada kuchlanish aniqlanmaydi, balki plastik deformatsiya hosil kiluvchi kuch aniqlanadi.

Materiallarni sinash asbob va mashinalari. Cho'zilish va siqilishga sinash tajribasini o'tkazish uchun juda ko'p mashinalar mavjudki, ular namunaga ta'sir qiluvchi kuchni yuqori aniqlikda o'lchay oladi. Deformatsiya mashinadagi maxsus qurilma yoki o'lchagich asbobi bilan aniqlanadi. Yangi turdagi sinov mashinalarida ta'sir qiluvchi kuch bir necha grammdan bir necha ming tonnagacha olib borilishi mumkin. Bunday mashinalarda cho'zilish va siqilishga ayrim kichik namunalar emas, balki tabiiy o'lchamdagi inshoot elementlari sinalishi mumkin.

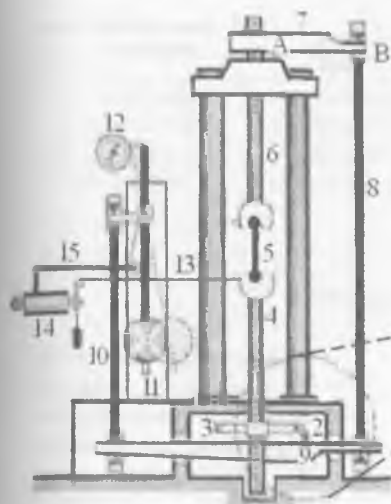
Kunlik amaliyotda quvvati kamrok bo'lgan mashinalarda o'lchamlari kichik namunalar tajriba asosida sinalib ko'riladi. Cho'zilishga sinash uchun quvvati-50 tonnagacha bo'lgan mexanik yoki gidravlik ta'sir qiluvchi mashinalar tadbiq etiladi. Tola va ipni sinash mashinalarida cho'zuvchi kuch grammalarda o'lchanadi.

Siqilish bilan bog'lik bo'lgan tajribalar quvvati 30....60 tonnadan 500tonnagacha bo'lgan gidravlik presslarda bajariladi.

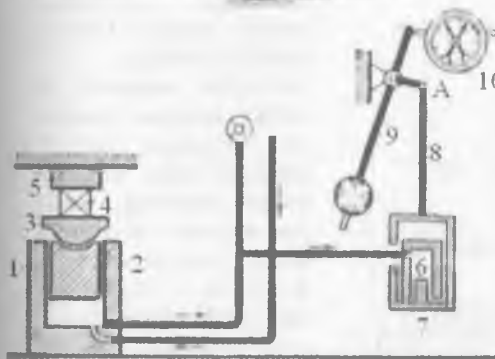
Richagli mashina- cho'zilishda uzuvchi kuchi 5000 Kn.gacha bo'lgan tajribalarda ishlatiladi (13.1- *rusm*). Mashina elektrodvigatel - 1 yordamida harakatga keltiriladi. Bunda chervyak -2 va shesternya-3 yordamida namuna- 5 ni ushlab turgan sterjen - 4 ni tortadi. Yuqori sterjen - 6 vint asosida A nuqtada mashina-ning staninasiga tayanib tyaga - 8 bilan V nuqtada sharnirli bog'lanishdagi richag -7 bilan bog'langan.

Tyaga- 8 mashinaning pastki qismida o'rnatilgan richag - 9 bilan sharnirli bog'lanishda. Richag- 9 mayatnik -11 bilan sharnirli bog'lanishdagi tyaga - 10 ga sharnirli birlashtirilgan. Vint - 4 pastga harakatlansa, namunani cho'zilishda sterjen 6 ham pastga tushadi va 7- 8 - 9 - 10 sharnirli - sterjenli sistemani harakatlantiradi, mayatnik - 11 esa vertikal vaziyatiga nisbatan ma'lum burchakka og'ishadi va sistemani muvozanatlaydi.

13.1 - rasm Richagli sinov mashinasi



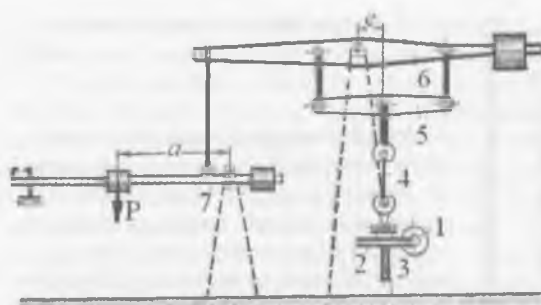
Gidravlik pressning ishlashi (13.2-rasm) uchun pastki statina rezervuari- 1ga truba yordamida moy kiritiladi va porshen-2 yuqoriga ko'tariladi. Porshenga maxsus tayyorlangan berilayotgan kuchni markazlashtiradigan podushka (o'tirgich) - 3 o'rnatilgan.



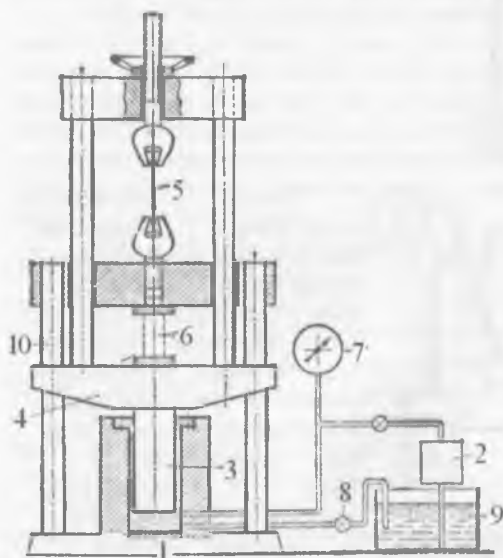
13.2 - rasm Hidravlik sinov mashinasi

Yuqori podushka-5
qo'zg'almas. Podushkalar
1 Coraligiga sinaladigan namuna-4
joylashtiriladi. Rezervuar-1
truba yordamida tsilindr - 6
bilan bog'lanadi. Tsilindrga
tyaga -8 bilan birlashtirilgan
porshen- 7 o'rnatilgan. Bosim
rezervuardan tsilindrga uzati-
ladi, natijada porshen - 7
tyaga - 8 pastga hara-
katlanadi. Tyaga - 8 sharnir -
A vositasida mayatnik - 9
bilan bog'lik. Mayatnik og'ishi
bilan maxsus shkaladan kuch
yozib olinadi.

Richagli mashina (13.3- rasm) kirmak - 1 qo'l kuchi yoki elektrodvigatel yordamida harakatlantiriladi. Chervyakk g'ildiragi - 2 aylansa kuch vinti - 3 pastga tushadi, namuna - 4 da hosil bulgan kuch 5,6,7 - richaglar yordamida yuk og'irligi R - bilan muvozanatlashadi. Richag-7 da kuch o'lchagich shkalasi mavjud.



13.3 – rasm. Richagli sinov mashinasi



13.4 – rasm. Gidravlik sinov mashinasi

13.4- rasmda cho'zilish va siqilishga gidravlik sinov mashinasi ko'rsatilgan: nasos – 2 yordamida bosim ostida moy tsilindrlga uzatiladi, natijada plunjner – 3 ko'tariladi. Cho'zilishga sinaladigan namuna-5 ni ushlab turadigan moslama o'rnatilgan rama-4 plunjerni ustiga joylashtirilgan. Siqilishga sinalgan namuna – 6 ramani pastki qismiga o'rnatiladi. Rama – 10 qo'zg'almas. Kuch monometr – 7 bilan o'lchanadi. Tajriba to'xtatilsa rama – 4 ning og'irligi ta'sirida moy ventil – 8 orqali vanna – 9 ga quyiladi.

Mexanik yuklanib 500 Kn.gacha kuch hosil qiladigan mashinaning pastki ushlagichi bilan biki bog'langan vintni harakati qo'l kuchi yoki elektrodvigateldan boshqariladi. Yuqori ushlagichdan richagli sistemalar yordamida mayatnikga uzatiladi. Mayatnikning og'ishi kuch o'lchagich qurilmasining strelkasini aylantiradi, natijada cho'zuvchi kuchning qiymati topiladi.

GLOSSARIY

№	Atamaning o'zbek tilida nomlanishi	Atamaning ingliz tilida nomlanishi	Atamaning rus tilida nomlanishi	Atamaning ma'nosi
1	Mexanika	Mechanics	Механика	Moddiy jismlarni ta'sirlashuvi va mexanik harakati to'g'risidagi fan.
2	Texnika	technics	Техника	Ishlab chiqarishda tadbiq etiladigan va uni boshqarishda qatnashadigan mehnat qurollari, jihozlari, mashinalar
3	Muxandislik inshootlari	engineering structure	Инженерные сооружения	Mashina va mexanizmning ishchi organi harakatlanadi. Bu faktor mashina yoki mexanizmni muxandislik inshootidan farqini belgilaydi. Binolar, ko'priklar, tonnellar, rezervuar va h.k.— muxandislik inshootlari
4	Val	shaft	Вал	Aylanma harakat va quvvatni uzatadigan, buralishi va egilish deformatsiyalariga uchraydigan pog'onali brus
5	O'q	axis	Ос	Aylanuvchi g'ildiraqlar bilan harakatni uzatishda qatnashadigan, egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus
6	Brus	beam	Брус	Uzunligi qolgan o'lchamlaridan katta bo'lgan jism
7	Sterjen	bar	Стержен	Ingichka brus
8	Balka	beam	Балка	Egilishga qarshilik ko'rsatadigan brus
9	Rama	frame	Рама	Siniq chiziqli brus
10	Plastinka	tablet	Пластинка	Qalinligi qolgan o'lchamlaridan kichik bo'lgan jism
11	Qobiq	casing, cover	Оболочка	Egri shaklli plastinka

12	Mustahkamlik	stiffness	Прочность	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.
13	Bikrlik	steadiness	Жесткость	Konstruktsiya elementlarini deformatsiyasi juda kichik bo'lib, oldindan berilgan qiymatidan oshmasligi
14	Ustivorlik	heat-resistant	Устойчивость	Konstruktsiyaning (inshoot) detali o'zining to'g'ri chiziqli muvozanatlashgan holatini yoki shaklini yo'qotmaslik qobiliyati.
15	Kuch	force	Сила	Jismlar mexanik ta'sirlashuvining o'lchovidir. Kuch uchta element bilan xarakterlanadi: son qiymati, yo'nalishi, qo'yilish nuqtasi. Kuch vektor kattalik.
16	Kuchning yo'nalishi	line of action	Направление силы	Tinch holatda bo'lgan moddiy nuqta shu kuch yo'nalishida harakatlanadi.
17	Kuchni ta'sir chiziqli	line of action of a force	Линия действия силы	Kuch vektori yo'nalgan to'g'ri chiziq.
18	Kuchlar sistemasi	system force	Система сил	Jismga qo'yilgan $(F_1, F_2, \dots, F_n)$ kuchlar to'plami kuchlar sistemasi deyiladi
19	Ekvivalent kuchlar sistemasi	equivalent of system force	Эквивалентная система сил	Jismga qo'yilgan kuchlar sistemasi ko'rsatadigan ta'sirni boshqa kuchlar sistemasi bera olsa, bu

				ikki kuch sistemasi ekvivalent kuchlar sistemasi bo'ladi
20	Teng ta'sir etuvchi kuch	resultant (force)	Равнодействи- ющая сила	Kuchlar sistemasining ta'sirini yolg'iz bir kuch beradi.
21	Muvozanatlash gan kuchlar sistemasi	balanced of system force	Уравновешен- ная система сил	Tinch turgan jism unga qo'yilgan kuchlar siste- masi ta'sirida ham tinch holatda qoladi. Muvoza- natlashgan kuchlar siste- masi nolg'a ekvivalent.
22	To'planma kuch	concentrated force	Сосредоточен- ная сила	Ikkita jismni o'zaro ta'sirlashuvi nuqta vosita- sida amalga oshiriladi, ya'ni yukni qo'yilish yuzasining o'lchami kons- truktsiya elementlarining o'lchamlaridan juda kichik.
23	Taqsimlangan kuch	distribution force	Распределен- ная сила	Ikkita jismni o'zaro ta'sirlashuvi yuza yoki uzunlik bo'yicha amalga oshiriladi.
24	Tashqi kuch	external force	Внешняя сила	Tinch - harakatsiz holatda bo'lgan jismga ikkinchi jismni ta'siri
25	Ichki kuch	inherently force	Внутренняя сила	Tashqi kuch ta'sirida jism materiali zarrachalarining o'zaro tortishish kuchlarini aktivlashishi
26	Bog'lanish	bond	Связь	Jismning harakat yoki holatini cheklovchi sabab
27	Qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch	shifting bearing	Подвижная опора	Bir chiziqli bog'lanish yoki qo'zg'aluvchan shar- nirli tayanch, bog'lanish tekisligida tayanch nuqta- sining harakatini chek- laydi. Tayanch kesim ikkita erkinlik darajaga ega, bitta reaksiya hosil bo'ladi

28	Qo'zg'almas sharnirli tayanch	fixed bearing	Неподвижная опора	Bog'lanish yo'nalishlarida gorizontal 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.
29	Qistirib mahkamlangan tayanch	built-in support	Зашемленная опора	Uch bog'lanishli tayanch, hamma erkinlik darajani cheklaydi. Tayanch kesim jism bilan birgalikda biror tekislikda harakatlanolmaydi. Tayanchda uchta reaksiya kuchi hosil bo'ladi
30	Reaksiya kuchi	force of reactions	Сила реакции	Jismga ta'sir qiladigan bog'lanish kuchi. Jismni harakatlanishiga qarshilik ko'rsatadigan kuch.
31	Aktiv kuch	active force	Активная сила	Jismni harakatlantiradigan kuch.
32	Kuchning o'qdagi proyeksiyasi	the projection of forces on the axis	Проекция сил на ос	Kuch vektorining boshi va ohiridan o'qqa tushirilgan ikkita perpendikulyar orasidagi kesma uzunligi.
33	Kuchni nuqtaga nisbatan momenti	moment force about particle	Момент сил по отношению точки	Kuchni aylantiruvchi - tavsifi. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti - kuch modulini uning elkasiga kupaytmasiga teng.
34	Moment markazi	center of moment	Тсентр момента	Kuch momenti qaysi nuqtaga nisbatan olinsa, shu nuqta moment markazi
35	Kuch elkasi	arm of force	Плечо силы	Moment markazidan kuchning ta'sir chizig'igacha bo'lgan eng qisqa oraliq
36	Juft momenti	Moment pair of force	Момент парных сил	Juftni tashkil etuvchi kuchlardan birining modulini uning elkasiga ko'paytmasi

37	Muvozanat shart	conditions of equilibrium	Условия равновесия	Jismga ta'sir etuvchi fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining Dekart koordinata o'qlarining har biridagi proektsiyalarining algebraik yig'indisini nolga teng bo'lishi va kuchlarning har bir o'qga yoki ixtiyoriy tanlangan nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisini nolga teng bo'lishini aniqlovchi tenglamalar.
38	Jismning og'irlik markazi	body center of gravity	Тсентр тяжести тела	Jismga tegishli barcha elementar zarrachalar parallel og'irlik kuchlarining markazi
39	Geometrik tavsif	geometrical definition	Геометрическое определение	Geometrik – bog'lanishni nazariyasi
40	Statik moment	static moment	Статический момент	Kesim yuza bilan o'q orasidagi masofa ko'paytmasining integrali
41	Kesim yuzaning og'irlik markazi	center of figure	Тсент тяжести сечения	Kesim yuzadan hisoblab topilgan shunday nuqtaki, bu nuqta atrofida aylangan kesim yuza nuqtalarining chizgan traektoriyasi avlana bo'ladi.
42	Inertsia momenti	moment of inertia	Момент инерции	Kesim yuza bilan o'q orasidagi masofa kvadratining ko'paytmasining integrali. Kesim yuzani biror o'qga nisbatan inertsia momenti
43	Markazdan qochma inertsia momenti	product of inertia, Centrifugal moment of inertia	Тсентробежный момент инерции	Kesim yuza bilan ikkita o'q orasidagi masofa ko'paytmasining integrali
44	Qutb inertsia momenti	polar moment of inertia	Полярный момент инерции	Kesim yuza bilan qutb nuqtasi orasidagi masofa kvadratining ko'paytmasi

45	Qarshilik momenti	resisting moment	Момент сопротивления	Kesim o'lchamlarining bog'lanishi, mustahkamlikni ifodalaydigan geometrik tavsif
46	Bosh inertsia o'qi	The main axis of inertia	Главный ос инерсии	Bosh inertsia o'qlariga nisbatan kesimni markazdan qochma inertsia momenti nolga teng
47	Bosh inertsia momenti	principal moment of inertia	Главный момент инерсии	Bosh inertsia o'qlariga nisbatan kesimni inertsia momenti
48	Inertsia radiusi	radius of inertia	Радиус инерсии	Kesimning biror o'qqa nisbatan inertsia momentini kesim yuzasiga nisbati bilan topiladi
49	Material	material	Материал	Mexanik va plastiklik xossasiga, ishlov berilish xususiyatiga ega bo'lgan konstruktsiya va inshoot qismlarini tayyorlash mumkin bo'lgan narsa.
50	Qarshilik	Resistance	Сопротивление	Har qanday tashqi ta'sirga ichki aks ta'sirini ko'rsata olishlik
51	Deformatsiya	deformation	Деформация	Tashqi kuch ta'siridan jismda o'lcham yoki shakl o'zgarishi
52	Oddiy deformatsiya	simple deformation	Простая деформация	Tashqi kuch yo'nalishida jismning o'lcham yoki shaklini o'zgarishi
53	Murakkab deformatsiya	hard deformation	Сложная деформация	Bir vaqtda ikkita va undan ko'proq oddiy deformatsiyalarni hosil bo'lishi
54	Elastik deformatsiya	elastic deformation	Эластическая деформация	Tashqi kuch ta'siri yo'qotilgandan keyin jismning boshlang'ich o'lcham va shaklini tiklanishi
55	Plastik deformatsiya	plastic deformation	Пластическая деформация	Qoldiq deformatsiya, ya'ni tashqi kuch ta'siri yo'qotilgandan keyin jismning boshlang'ich o'lcham va shaklini tiklanmasligi

56	Absolyut deformatsiya	absolute strain	Абсолютная деформация	Bir birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi uzayish
57	Nisbiy deformatsiya	relative deformation	Относительная деформация	Bir birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi absolyut uzayish
58	Chiziqli deformatsiya	linear strain	Линейная деформация	Tashqi kuch ta'sirida jismda o'lcham yoki shakl o'zgarishi bir chiziqli bo'ylab sodir bo'ladi
59	Burchakli deformatsiya	angular deformation	Угловая деформация	Tashqi kuch ta'siridan jismda o'lcham yoki shakl o'zgarishi burchak ostida sodir bo'ladi jismni kesimi aylanadi
60	Kuchlanish	tension	Напряжение	Ichki kuchni kesim yuzada tarqalish qonuniyatini ifodalaydi, ya'ni bir-birlik yuzaga to'g'ri keluvchi kuch.
61	Normal kuchlanish	normal tension	Нормальное напряжение	Kesim yuzaga tik yo'naladigan kuchlanish
62	Urinma kuchlanish	tangential stress	Касательное напряжение	Kesim yuzaga urinma yo'naladigan kuchlanish
63	To'liq kuchlanish	combined stress	Полное напряжение	Normal va urinma kuchlanishlarni geometrik yig'indisi.
64	Ruxsat etilgan kuchlanish	working stress	Допускаемое напряжение	Konstruktsiya qismlarining elastik deformatsiya, mustaxkamligi va xavfsiz ishlashini ta'minlash uchun brus materialiga xos bo'lgan cheklangan kuchlanish
65	Kontaktli kuchlanish	contact stress	Контактное напряжение	Tishli g'ildiraklarni ilashish nuqtasida (chiziqli) hosil bo'lgan kuchlanish
66	Kuchlanishlar konsentratsiya	stress concentration	Концентрация напряжений	Teshik, kanavka yoki defekt atrofidagi kuchlanishlar to'plami
67	Qattqlik	hardness	Твердость	Sirtiga singdirilgan detalga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati

68	Konstruktsiya	construction	Конструкция	Detal, mexanizm, mashina, qurilma, inshoot
69	Kesish usuli	sectioning method	Метод сечений	Tashqi kuch ta'sirida bo'lgan jismining ixtiyoriy kesim yuzasidagi ichki kuch faktorlarini ko'rish va hisoblash usuli
70	Bo'ylama kuch	longitudinal force	Продольная сила	Brusning kesilgan ko'ndalang kesimidan bir tomonda olib qolingan tashqi kuchlarni ushbu kesimning normal yoki bo'ylama o'qiga proektsiyalarining algebratik yig'indisi
71	Burovchi moment	twisting moment	Крутящий момент	Sterjning kesilgan kesim yuzasidan bir tomonda joylashgan tashqi momentlarning algebratik yig'indisi
72	Ko'ndalang kuch	transverse force	Поперечная сила	Balkaning ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarni balkani kesilgan yuzasidagi kuch chiziqiga proektsiyalarining algebratik yig'indisi
73	Eguvchi moment	bending moment	Изгибающий момент	Balkani ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarning, balka kesilgan yuzasining kesim markaziga nisbatan kuch momentlarining algebratik yig'indisi
74	Epyura	diagram	Епюра	Ichki kuch faktorlarini brusning o'qi bo'ylab o'zgarishini ifodalovchi ma'lum qonuniyat asosida qurilgan grafikasi
75	Kuch tekisligi	plane of force	Плоскость силы	Egilishda barcha tashqi va reaksiya kuchlari ta'sir qiladigan yagona tekislik
76	Kuch chiziqi	force line	Линия силы	Kuch tekisligini brusning ko'ndalang kesim yuzasi

				bilan kesishish chiziqi
77	Neytral qatlam	neutral plane	Нейтральный слой	Balkani egilishida cho'zil-maydigan va siqilmaydigan, o'zining boshlang'ich uzunligini o'zgartirmaydigan material qatlami
78	Neytral o'q	neutral axis	Нейтральная ос	Balkaning ko'ndalang kesim yuzasi bilan neytral qatlamni kesishish chiziqi
79	Cho'zilish	elongating	Растяжение	Tashqi kuch ta'sirida brus uzunligini ortishi va ko'ndalang o'lchamini qisqarishi
80	Siqilish	pressing	Сжатие	Tashqi kuch ta'sirida brus uzunligini qisqarishi va ko'ndalang o'lchamini ortishi
81	Markaziy cho'zilish va siqilish	axial tension and pressing	Тсентралное растяжение и сжатие	Tashqi kuch ta'siridan brusning kesim yuzasidagi material zarrachalari bir xil masofaga ko'chadi, ya'ni brusning kesim yuzasi o'q bo'ylab chiziqli qisqaradi yoki ortadi.
82	Guk qonuni	Hooke's law	Закон Гука	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishining grafikasi to'g'ri chiziq qonuniyatga bo'ysunishini tavsiflovchi nazariya
83	Bo'ylama deformatsiya	longitudinal strain	Продольная деформация	Tashqi kuch ta'siridan brus uzunligini o'q bo'ylab chiziqli uzayishini nisbiy (absolyut) miqdori
84	Ko'ndalang deformatsiya	lateral deformation	Поперечная деформация	Tashqi kuch ta'siridan brus ko'ndalang kesim yuzasining o'zgarishini absolyut (nisbiy) miqdori.
85	Elastiklik moduli	modulus of elasticity	Модул эластичности	Fizik konstanta, materialni turiga bog'liq
86	Puasson koeffitsienti	Poisson ratio	Коеффитсиент Пуассона	Brus ko'ndalang kesim yuzasining qisqarishini tavsiflaydi.

87	Diagramma	Diagram	Диаграмма	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishini koordinata o'qlarida grafikaviy usulda ifodalanishi
88	Mexanik xossa	mechanical properties	Механическая свойства	Material mustahkamligini xarakterlovchi kuchlanishlar to'plami
89	Elastiklik chegara	border of elasticity	Предел эластичности	Brus materialining elastiklik xossasida-deformatsiya so'nuvchan bo'ladi.
90	Proportsionallik chegara	border of propotion	Предел пропорциональности	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishining grafikasi to'g'ri chiziq, ya'ni Guk qonuniyatiga bo'ysunadi.
91	Oquvchanlik chegara	liquid limit	Предел текучести	Taxminan o'zgarmas kuchlanish ta'sirida brusni uzayishi tez o'sadi.
92	Mustahkamlik chegara	The boundary strength	Предел прочности	Eng katta kuchga to'g'ri keluvchi kuchlanish
93	Mahalliy uzayish	local elongation	Местное удлинение	Brus uzayishini ma'lum bir oraliqda to'planishi yoki sodir bo'lishi
94	Mustahkamlik shart	strength condition	Условия прочности	Xavfli kesimdagi emirinishni cheklaydigan matematik ifoda
95	Ruxsat etilgan yuk	safe load	Допускаемая нагрузка	Konstruktsiya ko'tara olishi mumkin bo'lgan yukning miqdori
96	Kesimni tanlash	Selection of cross-sections	Выбор сечений	Tashqi kuch ta'siriga emirilmasdan qarshilik ko'rsata oladigan, uning mustahkamligini ta'minlaydigan kesimning o'lchami
97	Plastiklik xossa	Plastic properties	Пластические свойства	Materialni deformatsiyalanish xususiyatini belgilovchi xossa
98	Plastiklik	Plasticity	Пластичность	Brusni cho'zilish (siqilish) ga, egilishga va h.k. larga moyilligi, katta qoldiq deformatsiya hosil qilish xususiyati

99	Mo'rtlik	Brittleness	Хрупкость	Materialning plastiklikiga teskari xossasi
100	Puxtalanish	Hardening	Упрочнение	Birlamchi uzayish evaziga proportsionallik chegarani o'sishi
101	Relaksatsiya hodisasi	Relaxation	Релаксация	Vaqt o'tishi bilan kuchlanish miqdorini kamayishi
102	Kuchlanganlik holat	stressed state	Напряженное состояние	Kubikni tomonlarida va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlarni xilma-xilligi va o'zgarishini tahlili
103	Chiziqli kuchlanganlik	linear stresses	Линейная напряженность	Chiziq bo'ylab kubikni ko'ndalang va qiya kesim yuzalaridagi kuchlanishlarni tahlili
104	Tekis kuchlanganlik	plane tensity	Плоская напряженность	Kubikni o'zaro perpendikulyar uchta qirralaridan ikkitasining bir vaqtda cho'zilish va siqilishini tahlili
105	Bosh yuza	principal cross-section	Главная площадь	Urinma kuchlanishlar ta'siri nolga teng bo'lgan yuzalar
106	Bosh kuchlanishlar	principal stresses	Главные напряжения	Bosh yuzalarga qo'yilgan kuchlanishlar
107	Bosh kuchlanish yo'nalishi	principal stress direction	Направление главного напряжения	Cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar yo'nalishini aniqlash
108	Hajmiy deformatsiya	volumetric deformation	Объемная деформация	Kubikni o'zaro perpendikulyar uchta qirralarining bir vaqtda cho'zilish va siqilishini tahlili
109	Hajm o'zgarishi	strain energy due to change of volume	Изменения объема	Kubikni deformatsiyalanishida barcha qirralarini bir xil miqdorga uzayishi yoki qisqarishi, ya'ni kubik kubikligicha qoladi.
110	Shakl o'zgarishi	mode change	Изменение форм	Kubikni deformatsiyalanishida uning qirralarining o'lchamlari bir xil o'zgar-maydi, kubik parallelogramm shaklini egallaydi.

111	Gukni hajmiy qonuni	Hooks volumetric law	Объемный закон Гука	Elastik hajmiy deformatsiyani tavsiflovchi qonuniyatni matematik ifodasi
112	Hajmiy elastiklik modul	Modulus of extensional elasticity	Модул объемной эластичности	Elastik hajmiy deformatsiyadagi fizik konstanta
113	Mustaxkamlik nazariya	theory of strength	Теория прочности	Konstruktsiyalarning mustahkamligi to'g'risidagi turli nazariy va tajribaviy mulohaza va g'oyalarni mujassamlashgan holatini matematik ifodasi
114	Mo'rt emirilish	brittle damage	Хрупкий износ	Materiallarni elastiklik xossasidan tashqarida darz yorilishi.
115	Plastik emirilish	plastic damage	Пластический износ	Materiallarni elastiklik xossasidan tashqaridagi goldiq deformatsiya
116	Xavfli kesim	dangerous section	Опасное сечение	Eng katta kuchlanish ta'siridan kesim yuzada emirilish sodir bo'lishi mumkin
117	Xavfli nuqta	dangerous point	Опасная точка	Kuchlanishni eng katta qiymati hosil bo'lgan nuqta.
118	Siljish	shift	сдвиг	Tashqi kuch ta'siridan brus kesim yuzalarini bir-biriga nisbatan ko'chishi
119	Absolyut siljish	absolute shear	Абсолютный сдвиг	Bir-birlik o'lchamga to'g'ri keluvchi siljish
120	Nisbiy siljish	relative shear	Относительный сдвиг	Bir-birlik o'lchamga to'g'ri keluvchi absolyut siljish
121	Qirqilish	section	Срез	Xavfli siljish kesimida kesilishga qarshilik ko'rsatish qobiliyati
122	Ezilish	crushing	Смятие	Siljish tekisligiga perpendikulyar yuzada material zarrachalarini ko'chishi
123	Siljish moduli	modulus of rigidity	Модул сдвига	Siljishda fizik konstanta, ikkinchi tartibli elastiklik moduli

124	Birikma	Compound	Соединение	Ikkita jismini tutashtirish yuzasi va usuli
125	Payvand birikma	welded joint	Сварное соединение	Ikkita element materiallarini suyuq holatda biriktirish usuli
126	Parchin mixli bi-rikma	rivet connection	Заклепочное соединение	Ikkita elementni parchin mix vositasida biriktirish usuli
127	Buralish torsion	torsion	Кручение	Parallel joylashgan ikkita doiraviy kesimlarni bir o'q atrofida va bir-biriga isbatan aylanishi
128	Buralish burchagi	The angle of torsion	Угол кручения	Valning ko'ndalang kesim yuzasini o'q atrofida aylanish burchagini belgilaydi
129	Bikrlik shart	Conditions stiffness	Условие жесткости	Brus deformatsiyasini cheklangan qiymatini belgilovchi matematik ifoda
130	Ko'chish	displacement	Перемещение	Nuqtaning tashqi kuch ta'sirida shu kuch yo'nalishida bir chiziq bo'ylab ko'chishi
131	Differentsial bog'-lanish	Differential bond	Дифференциальная связь	Balka kesimining aylanish burchagi bilan salqilik orasidagi bog'lanish
132	Differentsial teng-lama	Differential equation	Дифференциальное уравнение	Balka egilgan o'qini tashqi kuch va bikrlik bilan bog'lanishining matematik ifodasi
133	Universal formula	Universal formula	Универсальная формула	Balka ixtiyoriy kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlash formulasi
134	Grafoanalitik usul	semigraphical method	Графоаналитический метод	Balka tanlangan kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlashni analitik va grafikaviy usullarini mujassamlangan ko'rinishi
135	Murakkab qarshilik	Complex resistance	Сложное сопротивление	Konstruktsiyani ikkita va undan ortiq oddiydeforma-

			ние	tsiyalar ta'sirida bo'lishi
136	Qiyshiq egilish	Oblique bending	Косой изгиб	Tashqi kuchning ta'sir chizig'i bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inertsiya o'qlari tekisligidan o'tmaydigan sterjenning deformatsiyasi
137	Markazlashmag an siqilish	eccentric compression	Внетсентренное сжатие	Bo'ylama o'qiga parallel kuch ta'sirida cho'zilish (siqilish)ga uchraydigan va ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inertsiya o'qlari tekisligida egilmaydigan (egiladigan) brusning deformatsiyasi
138	Buralish bilan egilishni birgalikdagi ta'siri	Twisting and bending	Кручение и изгиб	Valning kesim yuzasida burovchi va eguvchi momentlarni hosil bo'lishi, ya'ni valni buralish bilan egilish deformatsiyalarining birgalikdagi ta'sirida bo'lishi
139	Keltirilgan moment	The above point	Приведенный момент	Turli mustahkamlik nazariyalari asosida hisoblangan burovchi va eguvchi momentlarning yig'indisi
140	Noustuvorlik	Instability	Неустойчивость	Siquvchi kuch ta'sirida sterjenning to'g'ri chiziqli shaklini saqlab qola olmasligi
141	Kritik kuch	Critical force	Критическая сила	Sterjen ustuvorligini yo'qolishiga sabab bo'luvchi kuch
142	Egiluvchanlik	eligibility	Избираемость	Turli uzunlik va o'lchamdagi sterjenlarni to'g'ri chiziqli shaklini elastik o'zgartirish xususiyatini ifodalovchi konstanta
143	Ustuvorlik sharti	The stability condition	Условие устойчивости	Ingichka va uzun sterjenlar ustuvor holatini ta'minlovchi shartni

				matematik ifodasi
144	Dinamik kuch	dynamic force	Динамическая сила	Qisqa vaqt oralig'ida qiymatini o'zgartiruvchi kuch
145	Dinamik deformatsiya	dynamic deformation	Динамическая деформация	Dinamik kuch ta'siridagi brusni shakl yoki o'lchamlarini o'zgarishi
46	Zarb ta'siri	Influence of Shot	Влияние удара	Ma'lum balandlikdan tushgan yukni jismga ta'siri
147	Zarbgas sinash	Impact test	Испытание на удар	Zarb ta'sirida material xossalari o'rganish
148	O'zgaruvchan kuchlanish	AC voltage	Переменное напряжение	Vaqt oralig'ida qiymati va ishorasini o'zgartiradigan kuchlanish
149	Materialni toliqishi	Fatigue material	Усталост материала	O'zgaruvchan kuchlanish ta'sirida materialni darz yorilishi
150	Chidamlilik chegara	Stamina border	Граница выносливости	Materiallarning toliqishini cheklaydigan chegara
151	Birikma	joint	Соединение	Detallarni yig'ish vositasi (usuli).

MATERIALLAR QARSHILIGI FANING RIVOJIGAHISSA QO'SHGAN OLIMLAR

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



Muxammad Toshevich O'rozboev 1906 yil 5 mayda Qo'qon shahrida to'g'ilgan. 1928 yildan Moskva MVTU ni mexanika fakultetida, keyin Moskva to'qimachilik institutining mashinasozlik, Moskva davlat universitetining mexanika -matematika fakultetlarida o'qigan.



1947 yildan texnika fanlari doktori va professor, 1956 yil O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi akademigi, A.R.Beruniy nomidagi Toshkent politexnika instituti rektori bo'lib ishlagan. 1960 yil O'zbekiston Respublikasida xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi, 1967 yil Beruniy nomidagi O'zbekiston davlat mukofoti lauriyati.

M.T.O'rozboev «Nazariy mexanika», «Materiallar qarshiligi» (T, «O'qituvchi» nashriyoti, 1973-491bet) fanlaridan o'zbek tilidagi birinchi darsliklarni yozgan

K. M. MANSUROV
(20.09.1908



K M Mansurov Narimonov nomli pedagogika texnikumini (1928 yil), O'rta Osiyo irrigatsiya injenerlari va texniklari instituti (SANITI, hozirgi TIIMSX) ni (1932 yil) tugatgan. O'rta Osiyo temir yo'llari injenerlari instituti institutida (1932-37 yy.), To'qimachilik instituti da assistent (1938-52 yy), shu institutda dotsent (1952 yildan), kafedra mudiri (1959 yildan) bo'lib ishlagan.



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

K.M.Mansurov Materiallar qarshiligi kursi: Texnik o'quv yurtlari studentlari uchun darslik-Toshkent. O'qituvchi, 1983.-504 b.



S.A. Yo'ldoshbekov. Materiallar qarshiligi Toshkent, «O'qituvchi» 1983 yil va 1995 yil

"Materiallar qarshiligi" darsligi pedagogika institutlarining "Umumtexnika fanlari va mexnat", "Umumtexnika fanlari va fizika", "Chizmachilik, rasm va mexnat" ixtisosliklariga o'qiydigan studentlari uchun qisqartirilgan (70 soatli) programma asosida yozilgan bo'lib, unda materiallar qarshiligi fanining vazifalari, konstruksiya elementlarida hosil bo'ladigan kuchlanishlar va deformatsiya turlari, mustahkamlik, bikrlilik va ustivorlikka hisoblash masalalari keltirilgan



Vosip Qoraboev 1935 yil 13 iyunda Toshkent shahrining Chorsu dahasida tug'ildi. 1953 -1958 Toshkent to'qimachilik institutining mexanika texnologiya fakultetida o'qiydi va 1964 yil avval assistent, katta o'qituvchi, 1978 yil dotsent lavozimida ishlaydi. 1995 yil "Qizil tong" fabrikasiga ishga o'tadi.

Vosip Qoraboev o'zbek tilida "Materiallar qarshiligi bo'yicha hisoblash – loyihalash ishlari", 1 qism 1975 yil, 2 qism 1976 yil; "Materiallar qarshiligidan masala Yechishga doir qo'llanma", 1 qism 1978 yil, 2 qism 1979 yil; "Materiallar qarshiligi" 1981 yil; "Materiallar qarshiligidagi ba'zi bir masalalar" 1983 yil; "materiallar qarshiligidan qisqacha kurs" darsligi 1998 yil chop etgan.



B.Q.Qoraboev, Yu.F.Leksashev Materiallar qarshiligi darsligi Oliy texnika o'quv yurtlarining talabalari uchun darslik.- Toshkent, «Fan va texnologiya», 2007, 192 bet

B. Qoraboev, Yu.F. Leksashev «Materiallar qarshiligidan laboratoriya amaliy mashg'ulotlari» © «O'ZBEKISTON» nashriyoti, 2004.

B.Qoraboev, Yu. Leksashev Materiallar qarshiligidan qisqacha kurs: Oliy texnika o'quv yurtlarining talabalari uchun darslik.-Toshkent O'zbekiston, 1998.-208

**SAYDAMIN
MAGRUPOVICH
XASANOV**



S.M. 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. 1995-2004 yillarda Toshkent Davlat Aviatsiya institutida fakultet dekani, 2004-2008 yilgacha shu institutda "Loyixalash asoslari"



kafedrasini mudiri, 2008-2012 yillar Toshkent avtomobil yo'llar instituti "Nazariy mexanika va materiallar qarshiligi" kafedrasini mudiri, 2012 yildan hozirgi kungacha Toshkent Davlat Texnika universitetining "Materiallar qarshiligi va mexanika" kafedrasini professori.

S.M. Xasanov, A. Nabiyeu oliy ta'lim muassasalari uchun "Materiallar qarshiligi" ("Fan va texnologiya" nashriyoti, Toshkent 2005 yil) darslik muallifi.

S.M. Hasanov, A. Nabiyeu Materiallar qarshiligidan masalalar yechish: Oliy texnika o'quv yurtlari talabalari uchun o'quv qo'llanma. Toshkent: O'zbekiston, 2006, 288 b





Абдимутал Набиев

A. Nabiev 1957 yil Samarqand viloyati, Nurota tumanida tavallud topgan. 1973-1978 yillarda Beruniy nomli Toshkent politexnika instituti mexanika fakultetida tahsil olib, "Qishloq xo'jaligi mashinalari" ixtisosligini egallagan.



«Materiallar qarshiligidan misollar Yechish». O'zbekiston nashriyoti, Toshkent, 2006 yil, lotin alifbosida (hammuallif S.M.Hasanov), «Amaliy mexanika», Toshkent «Yangi asr avlodi» nashriyoti va «Materiallar qarshiligi». Toshkent «Yangi asr avlodi» nashriyoti. Materiallar qarshiligi (lotin alifbosida), «Yangi asr avlodi» nashriyoti Toshkent 2008-380 bet

БИБУТОВ НАРЗУЛЛА САЛИМОВИЧ



H.S.Бибутлов 1950 йил 7 июл Бухоро вилоят Корақўл туманида туғилган. 1972 йил Тошкент ирригация ва кишлок хўжалигини механизациялаш инженерлари институти-ни тамомлаган. Техника фанлари номзоди, доцент.



2003 йил «Materiallar ыаршилиги асослари» дарслигини (Т. Минхож нашриёти) чоп этган. N.S.Bibutov. A.X.Hojiev Materiallar qarshiligi. Oliy ta'lim muassasalari talabalari uchun darslik. Toshkent, Fan va texnologiyalar, 2016 y., 440 bet.

N.S.Bibutov. A.X.Hojiev. Materiallar qarshiligini o'qitish metodikasi. Oliy



ta'lim muassasalari talabalari uchun o'quv qo'llanma. Toshkent, Fan va texnologiyalar, 2017 y. 672 bet.

2002 йил касб хунар коллежлари учун “Амалий механика” (Т, Узинкоммарказ нашриёти), 2005 йил “Техник механикадан амалий машғулотлар” (Т, Илм зиё нашриёти) уқув қўлланмалари, 2008 йил ОТМ лар учун “Амалий механика” дарслиги Янги йўл полиграф сервис нашриёти, 2013 йил “Материаллар қаршилигини ўқитиш методикаси” (хаммуаллиф Н.М.Муродов) Б., Дурдона нашриёти, N.S.Bibutov, .X.Hojiev, H.R.Ro'ziev, S.M.Xasanov “Materiallar qarshiligi. Tajriba ishlari.” B . DUNA POLIGRAF xususiy korxonasi, 2019 йил “Механика: тарихи ва тараккиёт йўли ” (хаммуаллиф М.М.Муродов), Т, Мухаррир нашриёти, 2019 yil N.S.Bibutov va boshqalar “Amaliy mexanika” oquv qollanma . T. Sano standart nashriyoti chop etildi

Bibutov N.S.,Hojiev A.X va boshqalar:O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligining № DGU-05010 ; № DGU-04187; № DGU- 04188; № DGU- 04266; № DGU-04307; № DGU-0364; №DGU-03273; № DGU-03458; № DGU-05960; № DGU-05961; №DGU-05962 guvohnomalarining mualliflari

HOJIEV A.X



Aziz Xolmurodovich Hojiev 1979 yil 13 dekabrda Buxoro viloyatining G'ijduvon tumanida tug'ilgan. 2001 yil Buxoro oziq-ovqat va engil sanoat texnologiyasi institutini Binolar va sanoat inshootlar kurilishi mutaxas-sislgi buyicha bakalavriatni va 2003 yilda «Kurilish konstruksiyalari, binolar va inshootlar» mutaxassisligi bo'yicha magistraturani bitirgan.

A.X. Hojiev tomonidan 30 dan ortiq ilmiy ishlar chop etilgan: jumladan, , “Materiallar qarshiligi” fanidan 1 ta darslik, 3 ta o'quv qo'llanma, 11 ta elektron darslik va qo'llanma.



A.X. Hojiev- “Materiallar qarshiligi. Amaliy mashg'ulotlar va hisoblash grafik ishlari uchun misollar.”

N.S.Bibutov, A.X.Hojiev, H.R.Ro'ziev, S.M.Xasanov “Materiallar qarshiligi. Tajriba ishlari.”

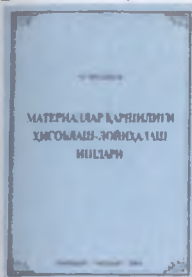
O'zbekiston respublikasi O va O'MTV ning 2018 yil 7 dekabrda gi 1000 sonli

buyrug'iga asosan 5340200 va 5310600 ta'lim yo'nalishlari uchun o'quv qo'llanma sifatida tavsiya etilgan. DUNA

POLIGRAF xususiy korxonasida chop etilgan. Buxoro shahri. O'zbekiston Mustaqilligi ko'chasi 28uy.

N.S.Bibutov, Hojiev A.X va boshqalar "Amaliy mexanika" oquv qollanma. T. Sano standart nashriyoti chop etildi

Bibutov N.S., Hojiev A.X va boshqalar: O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligining № DGU-05010; № DGU-04187; № DGU-04188; № DGU-04266; № DGU-04307; № DGU-0364; № DGU-03273; № DGU-03458; № DGU-05960; № DGU-05961; № DGU-05962 guvohnomalarining mualliflari



M.T.Ergashev. Materiallar qarshiligi hisoblash-loyihalash ishlari. Toshkent. «Moliya» Qo'llanmada materiallar qarshiligi fanining hamma bo'limlariga oid hisoblash-loyihalash ishlari va ularni bajarish namunalari keltirilgan. Qo'llanmadagi masalalardan oliy texnika va o'rta maxsus, kasb – hunar ta'lim muassasalarida o'qitiladigan texni kaviy mexanika fanlarining ayrim bo'limlari bo'yicha amaliyot darslari o'tish va talabalarga mustaqil ishlar berishda ham foydalanish mumkin

S.P.TIMOSHENKO
(1878-1972)

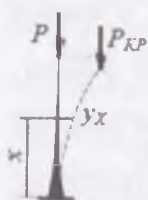


Stefan Timoshenko injenierlik ishi va materiallar qarshiligi buyicha yirik mutaxassis. S.P. Timoshenko 1901 yil Peterburg yo'llar aloqasi injenerlar institutini tugatgan. Inshootlarning mustahkamlik, ustuvorlikka va dinamikasini juda ko'plab izlanishlar o'tkazgan. Dinamik va statik masalalarda



«Timoshenko balkasi» nomli sterjenni modeli tadbqiq etilgan

С.П.Тимошенко. Д.Ж. Гере. Механика материалов. , Москва, «Мир», 1976 год. Книга содержит энциклопедически полное изложение методов расчета материалов на прочность и устойчивость. В ней представлено исследование напряженно-деформированного состояния стержневых систем при самых различных условиях нагружения.



$$P_{KP} = \frac{\int_0^l EI(V'')^2 dx}{\int_0^l (V')^2 dx}$$



Изложение сопровождается хорошо продуманными примерами, наглядными графиками, обстоятельными историческими комментариями.

В. И. ФЕОДОСЬЕВ 1916-1991



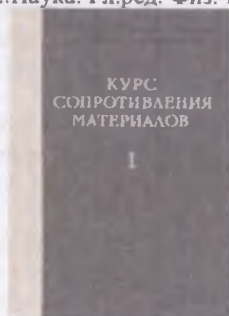
В. И. Феодосьев родился 5 мая 1916 года в г. Калуге. В 1941 году В. И. Феодосьев окончил Московский механико-машиностроительный институт имени Н. Э. Баумана

Более сорока лет Всеволод Иванович читал лекции по сопромату студентам МВТУ. Все это время велась целенаправленная работа над содержанием курса.



Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебник для втузов-9-е изд., перераб.-М.:Наука. Гл.ред. Физ.-мат. лит. 1986.-512 с.

М. М. ФИЛОНЕНКО-БОРОДИЧ 1882-1962



Родился 23 мая 1885 года в городе Глухов Черниговской губернии. В 1914 году окончил Московский институт инженеров путей сообщения (МИИТ).

В 1919 году начинается педагогическая деятельность М. М. Филоненко-Бородича: он становится профессором, заведующим кафедрой строительной механики в Московском политехническом институте. С 1930 года преподавал в МГУ, профессор, в 1937—1939 годах — заведующий кафедрой теории

упругости механико-математического факультета МГУ. С 1932 года работал также в Военно-инженерной академии (с 1935 года имени В. В. Куйбышева). Генерал-майор инженерно-технической службы. Умер 30 мая 1962 года в Москве

Н.М.БЕЛЯЕВ
1890-1944



Николай Михайлович Беляев 24 января 1890, Владимир — учёный в области теории прочности, профессор, член-корреспондент АН СССР. В 1916 году Н. Беляев окончил Петербургский институт инженеров путей сообщения. Остался работать в этом же институте под руководством Степана Прокофьевича Тимошенко на кафедре сопротивления



материалов.

Сопротивление материалов, Н.М. Беляев, Главная редакция физико-математической литературы изд-ва "Наука", Москва, 1976 г., стр.608.

Г. С. ПИСАРЕНКО
1910-2001

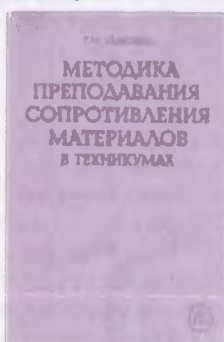


Родился 12 ноября 1910 года на хуторе Скрильники Кобеляцкого уезда Полтавской губернии. В 1936 г. закончил с отличием судостроительный факультет Горьковского индустриального института. Академик АН УССР (1964), заслуженный деятель науки УССР (1973), дважды



лауреат Государственной премии УССР в области науки и техники (1969, 1980). Преподавал в Киевском политехническом институте и продолжал фундаментальные исследования нелинейных колебаний механических систем с учетом рассеивания энергии в материале, результаты которых стали основой

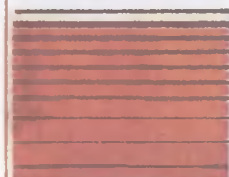
успешно защищенной им в 1948 г. докторской диссертации, а затем были удостоены премии им. М. М. Крылова АН УССР.



Г.М.Ицкович.Соппротивление материалов. Учебное пособие для учащихся машиностроительных техникумов. Издание 5-е, М, «Высшая. Школа» 1978-439

Г.М.Ицкович. Методика преподавания сопротивления материалов в техникумах. Учебное методическое пособие. – М.«Высшая школа», 1990- 224 с.ил.

МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИДАН МАСАЛАЛАР ТҮПЛАМИ



. Материаллар қаршилигидан масалалар тўплами: Олий техника укув юрт. талабалари учун қўлл. [Н.М. Беляев, Л.А. Белявский, Я.И. Купнис ва бошк.; В.К.Качурин таҳрири остида]-Тошкент.: Ўзбекистон, 1993-336 б. Тўпламда материаллар қаршилиги курсининг барча асосий бўлимлари: чузилиш-сикилиш, мураккаб зўриккан ҳолат ва мустаҳкамлик назарияси, силжиш ва эзилиш, буралиш, эгилиш, мураккаб қаршилиқ конструкциялар элементларининг устиворлиги, юкланишларнинг динамик ва узок муддат таъсирига тегишли масалалар берилган.

ADABIYOTLAR

1	M.T.O'rozboev	Materiallar qarshiligi kursi. Toshkent, «O'qituvchi» nashriyoti, 1973-491bet.
2	K.M.Mansurov	Materiallar qarshiligi kursi: Texnik o'quv yurtlari studentlari uchun darslik. Toshkent. O'qituvchi, 1983.-504 b.
3	S.A. Yo'ldoshbekov	Materiallar qarshiligi Toshkent, «O'qituvchi » 1983 yil va 1995 yil
4	N.S.Bibutov	Materiallar qarshiligi asoslari. Oliy ta'lim muassasalari talabalari uchun darslik. Toshkent. Minhoj, 2003- 557 b.
5	N.S.Bibutov. A.X.Hojiev	Materiallar qarshiligi. Oliy ta'lim muassasalari talabalari uchun darslik. Toshkent, «Fan va texnologiyalar», 2016, 440 bet
6	N.S.Bibutov. A.X.Hojiev	Materiallar qarshiligini o'qitish metodikasi. Oliy ta'lim muassasalari talabalari uchun o'quv qo'llanma.Toshkent, «Fan va texnologiyalar», 2017, 670 bet
7	A.Nabiev, S.M.Xasanov	«Materiallar qarshiligi » o'quv qo'llanmasi. "Fan va texnologiyalar" nashriyoti, Toshkent 2005 yil
8	A.Nabiev	Materiallar qarshiligi (lotin alif-bosida), «Yangi asr avlodi» nashriyoti Toshkent 2008-380 bet
9	S.M.Xasanov A.Nabiev	Materiallar qarshiligidan masalalar y Yechish: Oliy texnika o'quv yurtlari talabalari uchun o'quv qo'llanma. Toshkent: O'zbekiston, 2006, 288 b
10	B.Q.Qoraboev, Yu.F.Leksashev	Materiallar qarshiligi darsligi Oliy texnika o'quv yurtlarining talabalari uchun darslik.- Toshkent, «Fan va texnologiyalar», 2007, 192 bet
11	B. Qoraboev, Yu.F. Leksashev	«Materiallar qarshiligidan laboratoriya amaliy mashg'ulotlari», Toshkent «O'ZBEKISTON» nashriyoti, 2004
12	B. Qoraboev, Yu.F. Leksashev	Materiallar qarshiligidan qisqa kurs Oliy texnika o'quv yurtlarining talaba-lari uchun darslik.- Toshkent O'zbekiston, 1998.-208 b.
13	M.T.Ergashev.	Materiallar qarshiligi hisoblash-loyihalash ishlari.
14	V.K.Kachurin va boshqalar	Materiallar qarshiligidan masalalar to'plami. Toshkent.O'zbekiston, 1993-336 b
15	Г.М.Ицкович	Сопротивление материалов. Учебное пособие для учащихся машиностроительных техникумов. Издание 5-е, перераб .М, «Высшая школа»,1978-439 с.ил

16	Г.М.Ицкович	Методика преподавания сопротивления материалов в техникумах. Учебное методическое пособие для преподавателей машиностроительных техникумов. – М.«Высшая школа», 1990- 224 с.ил
17	Феодосев В.И	Сопротивление материалов: Учебник для вузов-9-е изд., перераб.-М.:Наука. Гл.ред. Физ.-мат. лит. 1986.-512 с.
18	A.F.Smírnov	Materiallar qarshiligi. Qurilish va transport oliy o'quv yurtlari uchun darslik. Toshkent.-O'qituvchi, 1988- 460 b.
19	Н.Н.Миролюбов и другие	Пособие к решению задач по сопротивлению материалов: Учеб. Пособие для техн. Вузов, Москва.: Высш. Шк.,1985. 399 с.
20	А.И. Винокуров.	Сборник задач по сопротивлению материалов: Учебное пособие для учащихся машиностроительной специальности техникумов.- Москва. Высш.шк. 1990.-383.
21	А.И. Винокуров.	Сборник задач по сопротивлению материалов: Учебное пособие для учащихся машиностроительной специальности техникумов.- Москва. Высш.шк. 1990.-383.
22	Дарков А.В., Шпиро Г.С.	Сопротивление материалов: Учеб. Для техн. Вузов-5-е изд., перераб. и доп.-Москва.: Высш. Шк., 1989.-624 с.: ил.
23	С.П.Тимошенко. Д.Ж. Гере	Механика материалов , Москва, «Мир», 1976 год
24	А.С.Волмир	Сборник задач по сопротивлению материалов. Москва.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1984.- 408 ст.
25	Н.М. Беляев	Сопротивление материалов, Главная редакция физико-математической литературы изд-ва "Наука", Москва , 1976 г., стр.608
26	Долинский Ф.В., Михайлов М.Н	Краткий курс сопротивления материалов: Учеб. Пособие для машиностроит. Вузов- Москва.: Высш. шк.,1988.-432 с.: ил.
27	Г.С. Писаренко	Справочник по сопротивлению материала-лов.
28	П.Г. Королев	«Сборник задач по сопротивлению материалов» Изд.2. Киев, издательское объединение «Виша школа», 1977, 288 с.
29	Г.С.Варданян, Е.И Андреев и другие	Сопротивление материалов с основами теории упругости и пластичности. Учебник под редакцией Г.С.Варданяна –М. Издательство АСВ, 1995 -578 стр.

30	А.М. Афанасев, В.А. Марин	Лабораторный практикум по сопротивлению материалов, Учебное пособие. издание 2-е, переработанное, Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», Москва, 1975.
31	Шапиро Д.М. и другие	Сборник задач по сопротивлению материалов. издание 3-е, Учебн. пособие для машиностроительных техникумов. Москва., «Высшая школа», 1970. 335 с.
32	А.А.Василев	Металлические конструкции: Учебное пособие для техникумов. М. Стройиздат, 1979.-472 с.
33	Germaniya. DiChTe GmbH firmasi	“Materiallar qarshiligi” laboratoriya uskunolari. GUNT tomonidan ishlab chiqilgan yo'riqnoma
34	Bibutov N.S., Hojiev A.X va boshqalar:	O'zbekiston Respublikasi intellektual mulk agentligining № DGU-05010; № DGU-04187; № DGU- 04188; № DGU- 04266; № DGU-04307; № DGU-0364; № DGU-03273; № DGU-03458; № DGU-05960; № DGU-05961; № DGU-05962 guvohnomalari
35	П.А. Степин	Сопротивление материалов: учебник для вузов.-6-е изд., -Москва.: Высш.школа, 1979.-312с., ил.
36	N.Bibutov, A.Hojiev X.Ruziev S.Xasanov	O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligining 2018 yil 7-dekabrdagi 1000 sonli buyrug'iga asosan “Materiallar qarshiligi” fanidan tajriba ishlari o'quv qo'llanmasi DUNA POLIGRAF xususiy korxonasida chop etilgan. Buxoro shahri. O'zbekiston Mustaqilligi ko'chasi 28uy.
37	A.Hojiev	O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligining 2018 yil 7-dekabrdagi 1000 sonli buyrug'iga asosan “Materiallar qarshiligi” fanidan amaliy mashg'ulotlar o'quv qo'llanmasi DUNA POLIGRAF xususiy korxonasida chop etilgan. Buxoro shahri. O'zbekiston Mustaqilligi ko'chasi 28uy.
38	Obodovski	Materiallar qarshiligidan misol va masalalar» Ruscha uchinchi nashridan tarjima, Oliy texnika o'quv yurtlari studentlari uchun o'quv qo'llanmasi, Toshkent-«O'qituvchi»-1980

MUNDARIJA

Kirish.....	5
Kuch va kuch turlari.....	11
Ichki kuch faktorlari.....	13
Kesish usuli.....	13
Ichki bo'ylama kuchni topish.....	14
Burovchi momentni aniqlash.....	18
Egishda ichki kuchlarni aniqlash.....	19
Ikki tayanchli balkada ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarni tajribada aniqlash.....	34
Ramalarda ichki kuch faktorlarini aniqlash.....	39
Ichki kuch faktorlarini aniqlash.....	41
Egri sterjenlarda ichki kuch faktorlarini aniqlash.....	50
Murakkab qarshilikda ichki kuch faktorlarini aniqlash.....	51
Ferma sterjenlaridagi ichki zo'riqish kuchlarni aniqlash.....	53
Kuchlanish.....	56
Deformatsiya va ko'chish.....	57
Materiallar qarshiligida qabul qilingan gepotezalar.....	59
Konstruktsiya elementlari.....	65
I-BOB. TEKIS KESIM YUZALARNING GEOMETRIK TAVSIFLARI.....	67
1.1. Statik moment va inertsia momentlari haqida tushuncha.....	67
1.2. Parallel o'qlarga nisbatan inertsia momentlar.....	69
1.3. Oddiy kesim yuzalarning geometrik tavsiflari.....	70
1.4. Murakkab geometrik shakllarning inertsia momentlari.....	73
1.5. Koordinata o'qlarini aylantirganda inertsia momentlari.....	74
1.6. Inertsia ellipsi haqida tushuncha.....	76
II-BOB. CHO'ZILISH VA SIQILISH.....	90
Markaziy cho'zilish yoki siqilish.....	90
Kuchlanish.....	92
Deformatsiya.....	93
2.2. Harorat ta'sirida kuchlanish va deformatsiya.....	96
2.3. Xususiy og'irlik ta'siridagi sterjenning cho'zilish yoki siqilishi.....	97
Cho'zilish va siqilishga hisoblash.....	100
2.4. Cho'zilish va siqilishda statik noaniq sistemalar.....	104
Chekli yuk bo'yicha hisoblash asoslari.....	113
Materiallarning xossalarini tajribada o'rganish.....	114
Materiallarni cho'zilish va siqilishga sinashdan maqsad.....	115
Cho'zilishda mustahkamlik va deformatsiya.....	117
Cho'zilish diagrammasi.....	118
Tajribani bajarish tartibi.....	118
Kuchlanish va nisbiy deformatsiya diagrammasi.....	120
Ayrim materiallarni cho'zilishda mustahkamlik chegarasi va uzilishdagi uzayishi.....	122
Materiallarni siqilishga sinash.....	123
Yog'och materialini siqilishga sinash.....	126
Mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti.....	127
Ayrim materiallar uchun cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish.....	129
Cho'zilish va siqilishdagi potentsial energiya.....	130

Materiallarning qattiqligini tajribada aniqlash.....	130
Brinell, Yuxan Avgust.....	131
Brinell bo'yicha qattqlikni aniqlash.....	132
Qattqlik aniqlash yuzasidan sinov golovkasi.....	133
Qattqlik yuzasidan sinov mexanizmi.....	133
Kuchlanishlar konsentratsiyasi.....	133
Kontakt kuchlanishlar haqida tushuncha.....	135
Yangi materiallarning mexanik xarakteristikalar.....	136
III- BOB. KUHLANGANLIK HOLATLARI VA MUSTAHKAMLIK	
NAZARIYALARI.....	177
Umumiy tushunchalar.....	177
Kuchlanishlar tenzori.....	180
Deformatsiya nazariyasi.....	185
Bosh deformatsiyalar.....	186
Kuchlanish va deformatsiyalar bog'lanishlari.....	187
3.1. Chiziqli kuchlanganlik holati.....	189
3.2. Tekis kuchlanganlik holati.....	190
3.3. Kuchlanishlarni grafik usulda topish.....	192
3.4. Hajmiy kuchlanganlik holati.....	193
3.5. Hajmiy deformatsiya.....	195
3.6 Deformatsiyaning potentsial energiyasi.....	196
Turli kuchlanganlik holatlarini tahlili.....	197
Yupqa devorli idishlarni hisoblash.....	205
PER SIMON LAPLAS (1749 – 1827).....	210
Yupqa devorli silindrdagi kuchlanish va deformatsiyalar tahlili.....	211
3.7. Mustahkamlik nazariyalari.....	221
IV-BOB. SILJISH.....	230
Umumiy tushunchalar.....	230
4.1. Sof siljishda kuchlanish va deformatsiya.....	232
4.2. Sof siljishda ruxsat etilgan kuchlanish.....	234
4.3. Parchin mixli birikmalarni hisoblash.....	235
4.4. Payvand birikmalar.....	237
V - BOB. BURALISH.....	246
5.1. Burovchi moment haqidagi tushuncha.....	246
5.2. Doiraviy kesim yuzali bruslarning buralishida deformatsiya va kuchlanish.....	249
5.3. Buralishda mustahkamlik va bikrlik shartlari.....	253
5.4. Buralishda statik noaniq masala.....	254
5.5. Buralishda kuchlanish holatining tahlili.....	255
Materiallarni buralishga sinash.....	256
5.6. Vintsimon tsilindrik prujinalarni hisoblash.....	260
5.7. Buralishda potentsial energiya.....	263
5.8. Kesimi doiraviy bo'lmagan sterjenlarning buralishi.....	263
Balkalar va balkali konstruksiyalar.....	278
6.1. Tayanch va tayanch turlari.....	279
6.2. EGILISHDA NORMAL KUHLANISH.....	282

Egitalishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart.....	285
6.3.EGILISHDA URINMA KUCHLANISH.....	286
Normal va urinma kuchlanish formulalarini turli kesimlarga tadbiq etish.....	290
DMITRIY IVANOVICH JURAVSKIY (1821 – 1891).....	295
6.4.Egish markazi.....	296
Ratsional kesim.....	299
6.5. Balka mustahkamligini bosh kuchlanishlar buyicha tekshirish.....	305
Balkani urinma kuchlanish bo'yicha tekshirish.....	313
Tarkibiy balkalar.....	314
VII. BOB. EGILISHDA BALKALARNING KO'CHISHINI ANIQLASH.....	322
7.1. Salqiliq va kesimning aylanish burchagi.....	322
7.2. Balka egish o'qining differentsial tenglamasi.....	324
7.3. Boshlang'ich parametrlar usuli.....	326
7.4. Egishda ko'chishni topishning grafoanalitik usuli.....	329
To'g'ri balkaning deformatsiyalanishini tajribada o'rganish.....	331
7.5. TENG QARSHILIK KO'RSATUVCHI BALKALAR.....	362
O'zgaruvchan kesimli balkalarda ko'chishlar.....	364
7.6. Egishda ko'chishlarni topishning energetik usullari.....	365
7.6.1. Egish deformatsiyasining potentsial energiyasi.....	365
7.6.2. Ishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi. Ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi.....	367
D.K.MAKSVELL (1831-1879).....	368
7.6.3. Egishda ko'chishlarni aniqlashning Mor integrali.....	369
OTTO MOR (1835 – 1918).....	370
Vereshagin qoidasi.....	371
7.7. Statik aniqmas sistemalar.....	380
7.8.Uzlaksiz balkalar. Uch moment teoremasi.....	384
7.9. Statik aniqmas ramalar.....	388
Statik aniqmas sistemalarda tayanch reaksiyalarini tajribada aniqlash.....	390
Maksvel-Betti qonuni.....	391
Ramalarining deformatsiyalanishini tajribada o'rganish.....	394
Mor integrali tadbiq etiladigan misollar.....	429
7.10. Materiali guk qonuniga bo'ysunmaydigan balkalarning egilishi.....	440
VIII-BOB. EGRI STERJENLAR.....	443
Egri sterjenlarda ichki kuch faktorlari.....	443
8.1. Ko'ndalang va bo'ylama kuchlar bilan bog'liq bo'lgan kuchlanishlar.....	444
8.2. Eguvchi moment bilan bog'liq bo'lgan kuchlanishni aniqlash.....	445
8.3. Egri sterjenda neytral o'q holatini aniqlash.....	448
8.4. Egri sterjenlarda mustahkamlik shart.....	449
8.5. Egri sterjenlarning deformatsiyasi.....	450
Egri o'qli sterjenning deformatsiyalanishini tajribada o'rganish.....	452
Parabolik arka.....	461
IX-BOB. MURAKKAB QARSHILIKLAR.....	465
9.1. Egish bilan buralishning birgalikdagi ta'siri.....	466
9.2. Qiyshiq egish.....	468

9.3 Markazlashmagan siqilish (cho'zilish)	471
9.4. Egilish bilan cho'zilish yoki siqilishning birgalikdagi ta'siri.....	475
Kuchlanganlik holatini tajribada tekshirish.....	477
Nosimmetrik egilish.....	484
Vallarni hisoblash.....	497
X- BOB. SIQILGAN STERJENLARNI USTUVORLIKKA HISOBLASH.....	510
Ustuvorlik haqida tushuncha.....	510
10.1. Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi.....	512
LEONARD EYLER(1707 – 1783)	516
10.2. Eyler formulasini ishlatish chegarasini aniqlash.....	517
10.3. Siqilgan sterjenning kundalang kesimdagi ratsional shakli.....	519
10.4. Siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka amaliy hisoblash.....	521
Sterjenlarning ustuvorlikni yo'qotishini tajribada o'rganish.....	524
10.5. Bo'ylama va ko'ndalang egilish.....	531
XI - BOB. DINAMIK KUCHLANISHLAR.....	545
Umumiy tushunchalar.....	545
11.1. Berilgan tezlanishli harakatda kuchlanishni aniqlash	546
11.2. Tebranma harakatda kuchlanishni aniqlash.....	548
11.3. Zarb ta'sirida kuchlanish.....	550
11.4. O'zgaruvchan kesimli sterjenlarda zarb ta'siridagi kuchlanish.....	555
Sharpi zarbli tekshirish usulida materiallarni tekshirish.....	558
XII – BOB. O'ZGARUVCHAN KUCHLANISHLAR.....	564
12.1. Kuchlanish tsikllarining turlari.....	565
12.2. Simmetrik tsiklda chidamlilik chegarasini aniqlash.....	567
12.3. Nosimmetrik tsiklda chidamlilik chegarasini aniqlash.....	568
12.4. O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlik sharti.....	570
XIII-BOB. DEFORMATSIYA VA KUCHLANISHLARNI EKSPERIMENTAL	
TEKSHIRISH.....	591
Ekspirimental tekshirishning ahamiyati va printsiplari.....	588
GLOSSARIY.....	593
MATERIALLAR QARSHILIGI FANING RIVOJIGAHISSA QO'SHGAN OLIMLAR.....	608
ADABIYOTLAR.....	617

Содержание

Введение.....	5
Типы силы и мощности.....	11
Внутренние силовые факторы.....	13
Способ обрезки.	13
Нахождение внутренней продольной силы.....	14
Определение крутящего момента.....	18
Определение внутренних сил в изгибе.....	19
Определение поперечной силы и изгибающих моментов в балке с двумя опорами на опыте.....	34
Определение внутренних силовых факторов в рамах.....	39
Определение внутренних силовых факторов.	41
Определение внутренних силовых факторов в криволинейных стержнях.	50
Определение внутренних силовых факторов в комплексном сопротивлении.....	51
Внутренние напряжения в ферменных стержнях определение сил.....	53
Напряжения.....	56
Деформация и миграция.....	57
Гипотезы, принятые в сопротивлении материалов.....	59
Элементы конструкции.....	65
I-БОБ. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ОПИСАНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПЛОСКОГО СЕЧЕНИЯ.....	67
1.1. Понятие статического момента и моментов инерции.....	67
1.2. Моменты инерции относительно параллельных осей.....	69
1.3. Геометрические описания поверхностей нормального сечения.	70
1.4 моменты инерции сложных геометрических фигур.	73
1.5. Моменты инерции при вращении координатных осей.....	75
1.6. Понятие эллипса инерции.	76
ГЛАВА II. РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ.....	91
Центральное растяжение или сжатие.....	91
Напряжение.....	93
Деформация.	94
2.2. Растяжение и деформация под воздействием температуры.....	97
2.3. Растяжение или сжатие стержня под действием собственного веса.....	98
Расчет на растяжение и сжатие.....	101
2.4. Статически неопределимые системы при растяжении и сжатии.	105

Основы расчета по предельной нагрузке.	115
Изучение свойств материалов на опыте.....	116
Цель испытаний материалов на растяжение и сжатие.....	116
Прочность и деформация при растяжении.....	118
Диаграмма растяжения.....	119
Порядок выполнения эксперимента.....	119
Диаграмма растяжения и относительной деформации.....	121
Предел прочности при растяжении отдельных материалов и удлинение при растяжении.....	123
Испытание материалов на сжатие.....	124
Испытание древесного материала на усадку.	127
Коэффициент осторожности по консистенции.	128
Допустимые напряжения на растяжение и сжатие для отдельных материалов.....	130
Потенциальная энергия при растяжении и сжатии.	131
Определение твердости материалов на опыте.....	131
Бринелл, Юхан Август.	132
Определение твердости по Бринеллю.	133
Испытательная головка для определения твердости.....	134
Механизм поверхностного испытания на твердость.....	134
Концентрация напряжений.....	134
Понятие о контактных напряжениях.	136
Механические характеристики новых материалов.....	137
ГЛАВА III. СОСТОЯНИЯ ПРОЧНОСТИ И ТЕОРИИ	
ПРОЧНОСТИ.....	178
Общие понятия.....	178
Тензор напряжений.....	182
Теория деформации.....	185
Деформации головы.....	188
Растяжение и деформация связей.....	189
3.1. Состояние линейного напряжения.....	191
3.2. Плоское состояние напряжения.....	192
3.3. Нахождение напряжений графическим способом.....	194
3.4. Условие объемного напряжения.....	195
3.5. Объемная деформация.....	197
3.6. потенциальная энергия деформации.....	198
Анализ различных состояний напряжения.....	199
Расчет тонкостенной посуды.....	207

СИМОН ЛАПЛАС (1749 – 1827)	212
Анализ напряжений и деформаций в тонкостенном цилиндре.....	213
3.7. Теории последовательности.....	223
ГЛАВА IV. Сдвиг	232
Общие понятия.	232
4.1. Напряжение и деформация в чистом сдвиге.....	234
4.2. Допустимое напряжение при чистом сдвиге.....	236
4.3. Расчет соединений гвоздей клепки.....	237
4.4. Сварочные соединения.....	239
ГЛАВА V. Кручение	248
5.1. О крутящем моменте.....	248
5.2. Деформация и напряжение при скручивании брусьев с круглым сечением.....	251
5.3. Условия прочности и долговечности при кручении.....	255
5.4. Статическая неопределенная проблема в кручении.....	256
5.5. Анализ состояния напряжения на витке.....	257
Испытание материалов на скручивание.....	258
5.6. Расчет винтовых цилиндрических пружин.	262
5.7. Потенциальная энергия при скручивании.....	265
5.8. Скручивание стержней, сечение которых не является круговым.....	265
Балки и балочные конструкции.....	280
6.1. Виды опор и опор.....	281
6.2. Нормальное Напряжение При Изгибе.....	284
Консистенция при нормальном натяжении в изгибе обязательна.....	288
6.3. Попытка напряжения в изгибе.....	289
Применение формул нормального и обратного напряжений к различным сечениям.....	293
Дмитрий Иванович Журавский (1821 – 1891).....	298
6.4. Центр изгиба.....	299
Рациональное сечение.	302
6.5. Проверка прочности молотка на начальные напряжения.	309
Проверка балки на ударное напряжение.....	317
Структурный balkalar.....	318
ГЛАВА VII. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СМЕЩЕНИЯ БАЛОК ПРИ ИЗГИБЕ	326
7.1. Крутизна и угол поворота сечения.	326
7.2. Дифференциальное уравнение оси вращения вала.	328
7.3. Метод начальных параметров.....	330
7.4. Графоаналитический метод нахождения смещения в изгибе.....	333

Изучение деформации правильного молотка на опыте.....	335
7.5. МОЛОТКИ С РАВНЫМ СОПРОТИВЛЕНИЕМ.....	364
Миграции в балках переменного сечения.	366
7.6. Энергетические методы нахождения смещений в изгибе.....	367
7.6.1. Потенциальная энергия деформации изгиба.....	367
7.6.2. Теорема о связях между произведениями. Связи между миграциями.....	369
Д.К.Максвелл (1831-1879)	370
7.6.3. Интеграл Мора для определения смещения в изгибе.....	372
ОТТО МОРА (1835 – 1918)	372
Правило Верещагина.	373
7.7. Статически неопределимые системы.....	383
7.8.Непрерывные молотки. Теорема о трех моментах.....	387
7.9. Статические неподвижные рамы.....	391
Определение реакций оснований в экспериментах в статически неопределимых системах.....	393
Закон Максвелла-Бетти.....	394
Изучение деформации рам на опыте.....	397
Примеры реализации интеграла Мора.....	432
7.10. Изгиб балок, материал которых не подчиняется закону Гука.....	443
ГЛАВА VIII. ИЗОГНУТЫЕ СТЕРЖНИ	446
Внутренние силовые факторы в изогнутых стержнях.....	446
8.1. Напряжения, связанные с поперечными и продольными силами.....	447
8.2. Определение напряжения, связанного с изгибающим моментом.....	448
8.3. Определение положения нейтральной оси на изогнутом стержне.....	451
8.4. В изогнутых стержнях консистенция обязательна.....	452
8.5. Деформация изогнутых стержней.....	453
Изучение деформации стержня с изогнутой осью на опыте.....	455
Параболическая арка.....	464
ГЛАВА IX. СЛОЖНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ	468
9.1. Совместное действие скручивания с наклоном.....	469
9.2. Косой изгиб.....	471
9.3 децентрализованное сжатие (растяжение)	474
9.4. Совместное воздействие растяжения или сжатия с изгибом.....	478
Проверка состояния напряжения в эксперименте.....	480
Симметричный изгиб.....	487
Расчет валов.....	500

ГЛАВА X. РАСЧЕТ СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ ПО ПРИОРИТЕТУ	513
Понятие приоритета.	513
10.1. Определение критической силы. Формула Эйлера.....	515
ЛЕОНАРД ЭЙЛЕР(1707 – 1783)	519
10.2. Определение предела с помощью формулы Эйлера.....	520
10.3. Рациональная форма сжатого стержня в поперечном сечении.....	522
10.4. Практический расчет сжатых стержней на приоритет.	524
Экспериментальное исследование того, как стержни теряют приоритет.....	527
10.5. Продольный и поперечный изгиб.....	534
ГЛАВА XI. ДИНАМИЧЕСКИЕ НАПРЯЖЕНИЯ	548
Общие понятия.....	548
11.1. Определение напряжения при движении с заданным ускорением.....	549
11.2. Определение напряжения при колебательном движении.....	551
11.3. Напряжение при ударе.....	554
11.4. Ударное напряжение в стержнях переменного сечения.....	558
Проверка материалов методом точечной проверки sharp.....	561
ГЛАВА XII. ПЕРЕМЕННЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ	567
12.1. Типы циклов напряжения.....	568
12.2. Определение предела выносливости в симметричном цикле.....	570
12.3. Определение предела выносливости в симметричном цикле.....	572
12.4. Условие постоянства при переменных напряжениях.....	573
ГЛАВА XIII. КОНТРОЛЬ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДЕФОРМАЦИИ И НАПРЯЖЕНИЯ	591
Значение и принцип экспериментальной проверки.....	591
GLOSSARIY	596
СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ УЧЕНЫЕ, ВНЕСШИЕ ЗНАЧИТЕЛЬНЫЙ ВКЛАД В РАЗВИТИЕ НАУКИ.....	611
ADABIYOTLAR.....	620

Content

Introduction.....	5
Types of strength and power.....	11
Internal forces and moments.....	13
The method of pruning.....	13
Finding inner longitudinal force.....	14
Definition of torque.....	18
The determination of internal forces in bending.....	19
Determination of shear forces and bending moments in a beam with two supports on experience.....	34
Determination of internal force factors in frames.....	39
Determination of internal force factors.....	41
Determination of internal force factors in curved rods.....	50
Determination of internal forces in complex resistance.....	51
Internal stresses in truss rods determination of forces.....	53
Napadenie.....	56
Deformation and migration.....	57
The hypothesis adopted in mechanics of materials.....	59
Items construction.....	65
CHAPTER I. THE GEOMETRICAL DESCRIPTION OF FLAT SURFACES	
CECENIA.....	67
1.1. The concept of static torque and moments of inertia.....	67
1.2. Moments of inertia about parallel axes.....	69
1.3. The geometrical description of the surface normal of the section.....	70
1.4 the moments of inertia of complex geometric shapes.....	73
1.5. The moments of inertia under rotation of the coordinate axes.....	75
1.6. The concept of the ellipse of inertia.....	76
CHAPTER II. TENSION AND COMPRESSION.....	91
The axial tension or compression.....	91
Napryazhenie.....	93
Deformation.....	94
2.2. Stretching and deformation under the influence of temperature.....	97
2.3. Stretching or compression of a rod under its own visa.....	98
Calculation of tensile and compression.....	101
2.4. Statically indeterminate systems under tension and compression.....	105
The basics of calculating the maximum load.....	115
The study of the properties of materials on the experience.....	116
The purpose of the testing of materials in tension and compression.....	116
Strength and deformation under tension.....	118
Diagram rastyazheniya.....	119
The order of execution of the experiment.....	119
Tension diagram and relative deformation.....	121
Tensile strength of individual materials and tensile elongation.....	123
Materials testing in compression.....	124
Testing of wood material for shrinkage.....	127
Consistency caution factor.....	128
Allowable stresses in tension and compression for individual material.....	130
Potential energy in tension and compression.....	131
Determination of the hardness of materials by experience.....	131

Brinell, Johan August.....	132
Determination of Brinell hardness.....	133
Test head for hardness testing.....	134
The mechanism of surface testing for hardness.....	134
Stress concentration.....	134
The concept of contact voltages.....	136
Mechanical properties of new materials.....	137
CHAPTER III. STATE STRENGTH AND THEORY PROCHNOSTI.....	178
General information.....	178
Tensor stress.....	182
Theory deformatsii.....	185
Deformation golovy.....	188
Stretching and deformation relations.....	189
3.1. The status line voltage.....	191
3.2. Flat as voltage.....	192
3.3. Finding stresses graphically.....	194
3.4. Condition volumetric strain.....	195
3.5. Volumetric strain.....	197
3.6 the potential energy of deformation.....	198
Analysis of different States of stress.....	199
The calculation of thin-walled ware.....	207
SIMON LAPLACE (1749 – 1827).....	212
Analysis of stresses and deformations in thin-walled cylinder.....	213
3.7. Theory sequence.....	223
CHAPTER IV. Sdvig.....	232
General concepts.....	232
4.1. The stress and deformation in pure shear.....	234
4.2. Allowable stress under pure shear.....	236
4.3. Calculation compounds nails riveting.....	237
4.4. Welding connection.....	239
CHAPTER V. Kruchenie.....	248
5.1. About torque.....	248
5.2. Deformation and strain in the twisting bars round secheniem.....	251
5.3. Terms of strength and durability torsional.....	255
5.4. Static indeterminate problem in torsion.....	256
5.5. Analysis of the voltage on the coil.....	257
Materials testing, torsion.....	258
5.6. Calculation of cylindrical helical springs.....	262
5.7. The potential energy when twisting.....	265
5.8. Torsion rods, the cross section of which is circular.....	265
Beams and beam construction.....	280
6.1. The types of supports and opor.....	281
6.2. Normal Bending Stress.....	284
Consistency under normal tension and bending mandatory.....	288
6.3. Attempt stresses in bending.....	289
The use of formulas of normal and reverse voltages to different secheniem.....	293
Dmitry Ivanovich Zhuravskii (1821 – 1891).....	298
6.4. The Center bend.....	299
Rational cross-section.....	302

6.5. Checking the strength of the hammer for initial stresses.....	309
Checking the beam for shock stress.....	317
Structural balkalar.....	318
CHAPTER VII. DETERMINATION OF BEAM DISPLACEMENT DURING BENDING.....	326
7.1. The steepness and angle of rotation of the section.....	326
7.2. The differential equation of the axis of rotation of the shaft.....	328
7.3. The method of initial parameters.....	330
7.4. Graphic-analytical method of finding displacement in bending.....	333
The study of the deformation of the right hammer for the experience.....	335
7.5. Hammers with equal resistance.....	364
Migrations in beams of variable cross-section.....	366
7.6. Energy methods for finding displacements in a bend.....	367
7.6.1. Potential energy of bending deformation.....	367
7.6.2. A theorem on relations between products. Connection between migracijami.....	369
D. K. Maxwell (1831-1879).....	370
7.6.3. Integral Mora to determine displacement in bending.....	372
OTTO MOORE (1835 – 1918).....	372
The Vereshchagin rule.....	373
7.7. Statically indeterminate systems.....	383
7.8. Continuous hammers. The theorem of three moments.....	387
7.9. Static fixed frame.....	391
Determining the reactions of the bases in the experiments in statically indeterminate systems.....	393
The Law Максвелла-Бетти.....	394
The study of the deformation of frames on the experience.....	397
Examples of implementation of the integral Mora.....	432
7.10. Bending of beams, material which does not obey Hooke's law.....	443
CHAPTER VIII. CURVED RODS.....	446
Internal forces and moments in curved rods.....	446
8.1. Voltage associated with transverse and longitudinal forces.....	447
8.2. Determination of the stresses associated with bending moment.....	448
8.3. Determination of the position of the neutral axis on the curved rod.....	451
8.4. From curved rods consistency mandatory.....	452
8.5. Warp bent rods.....	453
Study of the deformation of a rod with a curved axis by experience.....	455
Parabolic ARKA.....	464
CHAPTER IX. COMPLEX RESISTANCE.....	468
9.1. The combined effect of twisting with a slope.....	469
9.2. Oblique izgib.....	471
9.3. decentralized compression (tension).....	474
9.4. Joint effect of stretching or compression with bending.....	478
Check the status of voltage in the experiment.....	480
Symmetric izgib.....	487
Calculation Valov.....	500
CHAPTER X. CALCULATION OF COMPRESSED RODS BY PRIORITY.....	513
The concept of priority.....	513
10.1. Determination of the critical force. Euler's Formula.....	515
LEONHARD EULER(1707 – 1783).....	519

10.2. The definition of the limit using Euler's formula.....	520
10.3. The rational form of the compressed core cross-section.....	522
10.4. Practical calculation of compressed rods priority.	524
Experimental study of how Sereny lose priority.....	527
10.5. Longitudinal and transverse bending.....	534
CHAPTER XI. DYNAMIC VOLTAGE.....	548
General ponyatiya.....	548
11.1. The definition of voltage when driving with the specified acceleration.....	549
11.2. The definition of voltage vibration dvizhenii.....	551
11.3. Voltage at impact.....	554
11.4. Drum tension rods with variable cecenia.....	558
Verification of material by means of spot checks sharply.....	561
CHAPTER XII. VARIABLE VOLTAGE.....	567
12.1. Types of stress cycles.....	568
12.2. The definition of the fatigue limit in a symmetrical cycle.....	570
12.3. Determination of the endurance limit in a symmetric cycle.....	572
12.4. The condition of a constant under variable stresses.....	573
CHAPTER XIII. CONTROL EXPERIMENTAL DEFORMATION AND VOLTAGE.....	591
The value of the principle and experimental verification.....	591
GLOSSARIY.....	596
MECHANICS OF MATERIALS SCIENTISTS WHO HAVE MADE SIGNIFICANT CONTRIBUTIONS TO THE DEVELOPMENT OF SCIENCE.....	611
ADABIYOTLAR.....	620



ISBN 978-9943-6988-4-0



9 789943 698840