

610
B 66

N.S.BIBUTOV, A.X.HOJIYEV

MATERIALLAR QARSHILIGI

TOSHKENT



610

БББ О'ЗБЕКISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O'RTA MAXSUS
TA'LIM VAZIRLIGI

N.S.BIBUTOV, A.X.HOJIYEV

MATERIALLAR QARSHILIGI

*O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi
tomonidan oliy o'quv yurtlarining 5321500 – Texnologiyalar va jihozlar
(mashinasozlik) bakalavriat ta'lim yo'nalishi uchun darslik sifatida
tavsiya etilgan*

TOSHKENT – 2016

UO'K: 712 (07)

KBK 74p

B-66

B-66

N.S.Bhutov, A.X.Hojlyev. Materiallar qarshiligi –T.: «Barkamol
fayz media», 2016, 440 bet.

ISBN 978-9943-11-377-0

Materiallar qarshiligi konstruksiya elementlarini mustahkamlikka, birlikka va ustuvorlikka muhandischa hisoblash asoslarini tashkil etuvchi fandir. 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 qarshiligida masalalarni echish metodikasi keltirilgan, nazariy matnini qisqartirish evaziga ochilayotgan masalalarning soni kupaytirildi. Darslik qurilish, transport va mashinasozlik mutaxassisligida ta'lim olayotgan bakalavrlar uchun mo'ljallangan.

Наука о сопротивлении материалов является основой всех инженерных расчетов на прочность, жесткость, и устойчивость элементов конструкций.

В книге изучаются физико-механические свойства материалов, напряжения и деформации при растяжении, сдвиге, кручении, изгибе и при сложном сопротивлении прямых и кривых стержней. А также законы устойчивости элементов конструкций, поведение материалов при действии динамических и переменных нагрузок.

В книге рассматривается методика решения задач по сопротивлению материалов, удалось сократить теоретический материал и увеличить количество примеров решения задач. Предназначена для бакалавров строительных, транспортных и машиностроительных специальностей.

Science about strength of materials is a basis of all engineer calculation for durability, hardness and stadiness of elements of constructions. The book deals with physical and mechanical properties of the materials, strain and deformation on tension, displacement, bend and on complicated strength of straight and curved rod.

Laws of steadiness of the elements of constructions, and conduct of materials on the action of dynamical and variable loads are studied as well. Method of solution of tasks on strength of materials is also considered in the book.

We managed to shorten theoretical material and increase the number of examples of tasks solution. The book is intended for the bachelors of day time and extramural departments on the specialitis of construction, transport and machine-building.

UO'K: 712 (07)

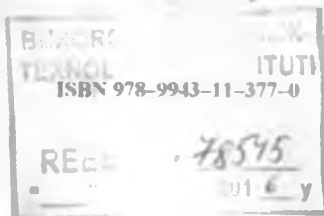
KBK 74p

Taqrizchilar:

S.Xasanov – t.f.n., Toshkent davlat texnika universiteti Materiallar qarshiligi va mexanika kafedrası professori;

M.M.Vohidov – t.f.d., Buxoro muhandislik - texnologiya instituti Mexanika kafedrası professori;

B.Negmatullayev – t.f.n., O'zjamooloyiha MCHJ direktori.



© «Barkamol fayz media» nashriyoti, 2016.

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 taraqqiyotining 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. Oliy majlisning X - sessiyasida 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.

Ushbu darslik 5321500 - Texnologiyalar va jihozlar (mashinasozlik) ta'lim yo'nalishidan tashqari 5321500 - Texnologiyalar va jihozlar (Engil sanoat jihozlarini ta'mirlash va texnik xizmat ko'rsatish), 5111000 - Kasb ta'limi (5320200 - Mashinasozlik texnologiyasi, mashinasozlik ishlab chiqarishini jihozlash va avtomatlashtirish) bakalavriat ta'lim yo'nalishlarda hamda qurilish va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash ta'lim yo'nalishlarida bakalavr tayyorlayotgan oliy o'quv yurtlarining talabalari uchun ham darslik sifatida qo'llanilishi mumkin.

Materiallar qarshiligi fanining kesish usuli va unga tegishli misollar, cho'zilish yoki siqilish, buralish, egilishga oid misollar va amaliy mashg'ulotlar uchun testlar, ayrim tajriba ishlari kiritildi.

«Materiallar qarshiligi» mavzularini mustahkamlash uchun fanni har bir bobdan keyin ushbu mavzuga tegishli masalalarning yechimi keltirildi. Darslikni yozishda ushbu fandan mavjud bo'lgan o'zbek va rus tillaridagi adabiyotlardan foydalanildi.

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

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.

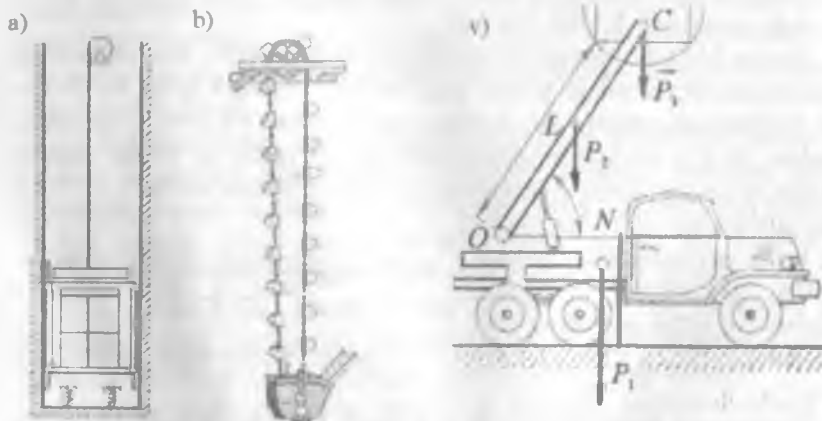
Mexanika (yunoncha: mechanike – mashina, qurol, inshoot) – moddiy jismlarning mexanik harakati va o'zaro ta'sirlashuvi haqidagi fan. «Mexanika» iborasi qadimgi filosof Aristotel (eramizdan avval 384-322-y) tomonidan birinchi marotaba ishlatilgan. Jismlarni muvozanati to'g'risidagi birinchi mulohazalar 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 obyektlarni kuchlar ta'sirida o'zining dastlabki o'lchami va shaklini o'zgartirishi mumkin bo'lgan harakatlantiruvchan (mashina, mexanizm) yoki harakatlanmaydigan (bino, ko'prik, rezervuar) mexanik sistemalarga kiritish mumkin. Vaziyati va harakati boshqa jismlarning vaziyati va harakatiga bog'liq 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 natijasidir. Deformatsiya jismga ta'sir qiluvchi kuch yoki undagi temperaturani o'zgarishi sababli yuzaga keladi. Jismga ta'sir qiluvchi kuch yoki undagi temperaturani o'zgarishi tashqi faktordir. Jismga qo'yilgan tashqi faktor yuklanish deyiladi, aks holatda yuksizlantirish bo'ladi.

Tashqi faktor ta'siri yo'qotilgandan keyin jism zarrachalarining boshlang'ich vaziyatini tiklanishini ta'minlovchi materialning xossasi elastiklik deyiladi. Tashqi faktor xususiy holda chegaraviy qiymatdan

oshmasa, ko'plab materialni elastiklik xossasi yo'qolmaydi. Yuksizlantirish natijasida to'liq yo'qolgan deformatsiya elastik deformatsiya deyiladi. Agar, tashqi faktor chegaraviy qiymatidan ortib ketsa yuksizlantirishdan keyin jismning o'lchamlari boshlang'ich qiymatlaridan farq qiladi. Yuksizlantirishdan keyin jismda qolgan deformatsiya qoldiq yoki plastik deformatsiya deyiladi, jismni plastik deformatsiyani qabul qilish qobiliyati plastiklik deyiladi. Tashqi faktorning qiymatini yanada oshir-sak jism deformatsiyasining o'lchami shunday qiymatga erishadiki, natijada jism bir butunligini saqlab qola olmaydi va u bo'laklarga bo'linib (yemirilib) ketadi. Har qanday sistema ekspluatatsiya jarayonida hosil bo'lgan plastik deformatsiya natijasida yuksizlantirilsa, u nafaqat yemirilmasligi hattoki o'zining boshlang'ich o'lchamlarini ham o'zgartirmasligi mumkin.



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



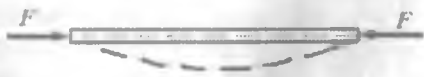
2-rasm.
 Prujina

Sistemadagi birtorta elementni yemirilishi yoki unda plastik deformatsiyani hosil bo'lishi xavfli yoki chegaraviy holat deyiladi. Sistemani xavfli holatiga yemirilmadan 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 yetarlicha bo'lsa ham u o'zining vazifasini bajarolmasligi mumkin. Masalan, mashinalarni reszorlari, (2-rasm) 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. Bu hodisa 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.



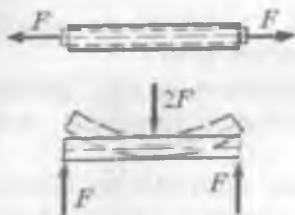
3-rasm. Siqilayotgan plank

Plankaning shakli egrilanadi va u xavfli holatda bo'lishi mumkin.

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

Har qanday mashina yoki muhandislik inshootini loyihalash jarayonida material, shakl va o'lchamlarni tanlashda faqat uni ekspluatatsiya qilish talablarini bajarish uchun emas, balki mustahkamlik, birlik va ustuvorlik shartlariniham ta'minlash lozim. Yuqoridagilar asosida deformatsiyaning quyidai xossalarini ta'kidlash mumkin (4-rasm):

1. Deformatsiyadan keyin jismning shakli uning holati va qo'yilgan kuchga bog'lik



4-rasm. Jismning
deformatsiyalangan
holatlari

2. Deformatsiyani qiymati uchta faktorga bog'liq: tashqi kuch va temperaturaning qiymati va o'zgarish qonuniyati (tashqi faktor); jismni o'lchami va shakli (geometrik faktor); jism materialining sifati va miqdori (fizik faktor).

Demak, mustahkamlik, birklik va ustuvorlikni o'zgartirish uchun yoki deformatsiya xarakterini yoki yuqorida

keltirilgan faktorlarni o'zgartirish lozim. Sistemani funksional vazifasiga ko'ra mustahkamlikka hisoblashda deformatsiya xarakteri, tashqi faktorlar va gabarit o'lchamlar berilgan bo'ladi. Bunday hollarda, mustahkamlikni ta'minlashda sistemani tayyorlash uchun yuborilgan material miqdorini oshirish yoki uni yuqori sifatli material bilan almashtirish talab etiladi. Lekin, sistemani yengil vaznda tayyorlash uchun metall sarfini iqtisod etish talabini bajarish uchun materialdan ratsional foydalanish kerak.

Bir tomonlama, mustahkamlik, birlik 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'liq bo'lgan ikkita nazariy va eksperimental yo'nalishlarda olib boriladi va rivojlanib kelmoqda, chunki:

1. Materiallar qarshiligining asosiy xususiyati shundaki, uning barcha usullari (yechimlari, qonuniyatlari) tajribada aniqlangan va tekshirilib oldindan qabul qilingan gipotezalarga asoslanadi;

2. Ko'plab masalalar taqribiy matematik yechimni ruxsat etadi va uning aniqligi tajribada tekshirilishi lozim;

3. Turli materiallarning elastiklik, plastiklik va mustahkamlik xossalari belgilovchi mexanik xarakteristikalari faqat tajriba usuli bilan o'rganiladi;

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

Materiallar qarshiligi fanining vazifasi. Hozirgi zamon mashinasozlik sanoati murakkab harakat qiluvchi, katta quvvatli, tez yurar, hamda yuqori sifatli yengil 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.

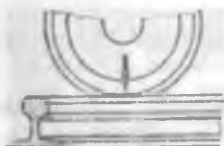
Materiallar qarshiligi fani - mashina va inshoot qismlarining mustahkamligi, ustuvorligi va bikrligini hisoblash usullarini o'rgatadi

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 amaliyiligi bilan farq qiladi, ya'ni konstruksiya qismi tashqi kuchga bardosh beradimi – yo'qmi, mustahkamligi yetarlimi, bikrlik darajasi qanchaligini faqat nazariyada emas, balki amaliyotda, tajribada sinab ko'radi.

Materiallar qarshiligining hisoblash va amaliy usullari, matematika, fizika, kimyo, nazariy mexanika, materialshunoslik va shu singari bir qancha fanlarning taraqqiyoti bilan bog'liq ravishda jadal rivojlanmoqda.

1. 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'lchalan konstruksiya 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 tonnalarda (t) o'lchanadi. Agar yuk konstruksiya qismining yuzasi yoki uzunligi bo'ylab ta'sir qilsa, bunday kuch taqsimlangan kuch deyiladi.



a)



b)



v)

5-rasm.

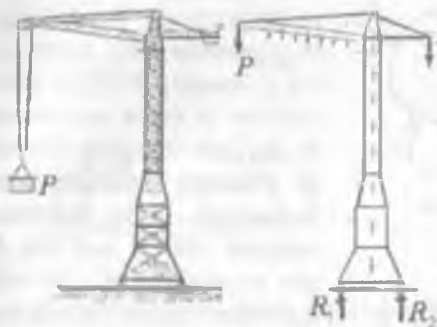
a) to'planma;

b) notekis

taqsimlangan;

v) teng

taqsimlangan



6-rasm. Taqsimlangan kuchlar

(5-rasm, b,v). Bunday kuchlar teng taqsimlangan (5-rasm, v) yoki teng taqsimlanmagan kuchlarga (5-rasm, b) bo'linadi qilsa, bunday kuch taqsimlangan kuch deyiladi.

Masalan: element uzunligi bo'ylab xususiy og'irligining o'zgarishi teng taqsimlanmagan kuchga misol bo'ladi (6-rasm).

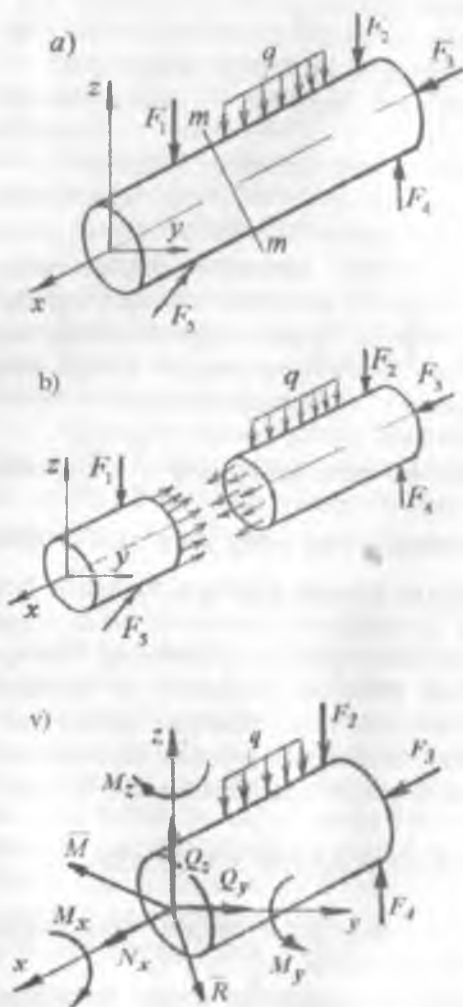
Taqsimlangan kuch uzunlik bo'yicha ta'sir qilsa $\frac{H}{M} \cdot \frac{\kappa H}{M}$ larda, yuza bo'ylab tarqalsa $\frac{\kappa H}{M^2}$ o'lchanadi. Vaqt oralig'ida o'zgarish xususiyatiga ko'ra tashqi kuchlar statik va dinamik kuchlarga bo'linadi. Noldan o'zining oxirgi o'zgarish qiymatigacha asta-sekin 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 esa – dinamik kuchlar deyiladi. Dinamik kuchlarga – aylanma yoki tebranma harakatda ishlovchi konstruktsiya qismlari; zarb ta'siri misol bo'ladi.

2. ICHKI KUCH FAKTORLARINI ANIQLASH

Ichki kuch - tashqi kuch ta'sirida kelib chiqadi. Ichki kuchni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz.

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

Tashqi kuch ta'sirida zarrachalar o'zaro ta'sirining intensivlashishiga – ichki kuch deyiladi. Ichki kuchlar tashqi kuch va materialning fizik - mexanik xossalarga bog'liq bo'ladi



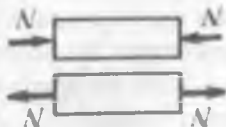
7-rasm. Kesish usuli:

- a) brusning umumiy yuklanish sxemasi;
- b) brusning kesilgan yuzasida ichki kuchlarni ko'rinishi;
- v) brusning kesilgan yuzasida ichki kuch faktorlarining ko'rinishi

Konstruktsiya qismlarining mustahkamligi va bikrligini ta'minlashda ichki kuch katta rol o'ynaydi. Berilgan tashqi kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lgan brusning (7-rasm, a) ixtiyoriy tanlangan kesim yuzasidagi ichki kuchlarni aniqlash uchun, uni shu kesim yuzasidan $m - m$ tekisligi bilan kesib ikki qismga ajratamiz. Brus bir qismining ikkinchi qismiga ta'siri o'zaro teng va qarama-qarshi tomonlarga yo'naladi (7-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 $\bar{R}$ va bosh moment vektori $\bar{M}$ ko'rinishida keltirilishi lozim (7-rasm, v).

Bosh kuch vektori va bosh moment vektori olib qolingan qism uchun ichki kuch hisoblanadi. $\bar{R}$ va $\bar{M}$ - ni XYZ o'qlarida tashkil etuvchilar $N_x, Q_y, Q_z, M_x, M_y, M_z$ -ga ajratamiz:

a)



b)



v)



8-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 (8-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. Uning ta'sirida brus buralish deformatsiyasiga uchraydi (8-rasm, b). M_y va M_z - momentlari ta'sirida brus egiladi (8-rasm, v).

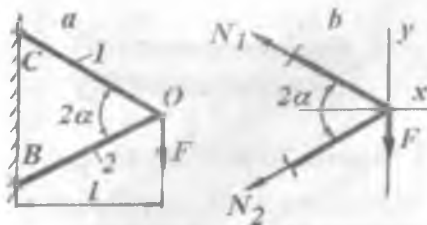
$N_x, Q_y, Q_z, M_x, M_y, M_z$ – ichki kuch faktorlari deyiladi.

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

$$\sum X = 0 \quad \sum Y = 0 \quad \sum Z = 0$$

$$\sum M_x = 0 \quad \sum M_y = 0 \quad \sum M_z = 0$$

Ichki bo'ylama kuchni topish. Cho'zilish va siqilishda ichki bo'ylama kuch – brusning ko'ndalang kesimidagi barcha normal kuchlarning teng ta'sir etuvchisi. Bo'ylama kuch – brusning kesilgan ko'ndalang kesimidan bir tomonda olib qolingan tashqi kuchlarni ushbu kesimning bo'ylama o'qiga proektsiyalarining algebratik yig'indisiga teng. Amaliyotda uchraydigan konstruktsiya qismlarining ko'pchiligi ko'ndalang kesimda hosil bo'ladigan ichki cho'zuvchi yoki siquvchi bo'ylama kuchlarini kesish usulidan foydalanib, sistemaning ajratilgan bo'lagini muvozanat shartidan topiladi.



9-rasm. Sterjenlar sistemasini yuklanishi: a) F kuchni qo'yilishi; b) ichki kuchlar va F kuchni qo'yilishi

Yechish. Sterjenlarni bo'ylama o'qiga tik tekislik bilan ixtiyoriy kesimdan qirqib ikki qismga ajratamiz va tayanch qismini tashlab yuboramiz, olib qolingana har bir sterjenga tashlab yuborilgan qism ta'sirini almashtiruvchi N_1 va N_2 kuchlarni qo'yamiz. Sistemaning muvozanat shartini ta'minlovchi ikkita tenglamani tuzamiz (9-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,

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

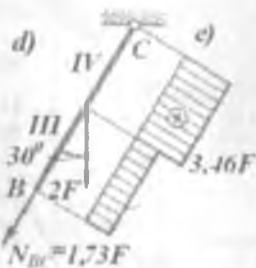
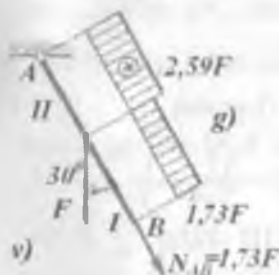
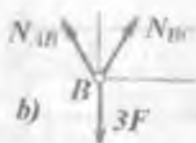
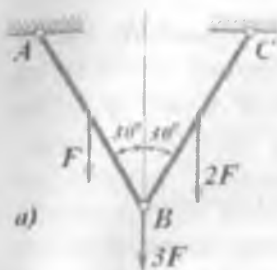
Misol-2. AB va BC sterjenlardagi ichki bo'ylama kuchlar aniqlansin va qayurlari qurilsin (10-rasm)

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. B shamir muvozanatini tekshirish uchun sterjenlarni kesish usuli asosida bog'lanishdan ozod etib, kesilgan yuzalarga N_{AB} va N_{BC} bog'lanish reaksiyalarini qo'yamiz. Muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

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

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

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



10-rasm. Sterjenlar sistemasini uklanishi

a) tashqi kuchlarni qo'yilishi;

b) B nuqtaga qo'yilgan ichki va tashqi kuchlar.

v) AB sterjenda bo'ylama kuch epyurasi;

d) BC sterjenda bo'ylama kuch epyurasi

AB sterjenni I-oraliq'ida ichki bo'ylama kuch

$$N_1 = N_{AB} = 1,73 \cdot F.$$

II-oraliqda $N_2 = N_{AB} + F \cdot \cos 30^\circ$ ni tashkil etadi.

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

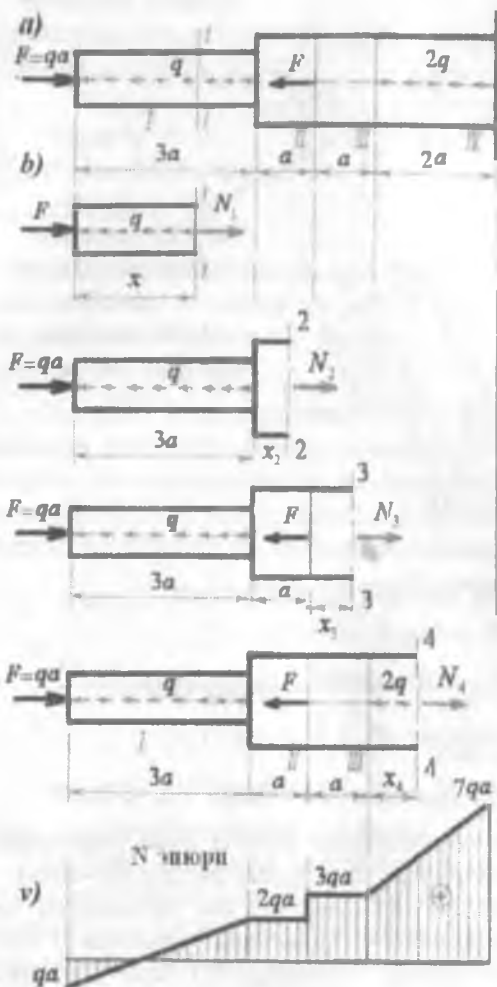
va IV-oraliqda $N_4 = N_3 + 2F \cdot \cos 30^\circ$

Misol-3. To'planma va teng tarqalgan kuchlar bilan yuklangan brus uchun bo'ylama kuch aniqlansin va epyurasi qurilsin (11-rasm).

Yechish. Yuklanish oraliqlari 11-rasm, a - da ko'rsatilgan. I-oraliqning tayanchdan ozod tomonidan - x masofada tanlangan I - I-qirgim bilan ko'rsatilgan ko'ndalang kesimidagi (11-rasm, b) ichki kuchni aniqlaymiz. Buning uchun brusni olib qolingan qismidagi barcha kuchlarni X - o'qiga proektsiyalaymiz. $\sum X = 0 \quad N_1 + F - qx = 0$ yoki

$$N_1 = -F + qx$$

bu yerda qx - brusni olib qolingan qismidagi taqsimlangan kuchlarning teng ta'sir qiluvchisi bo'lib $0 \leq x \leq 3a$ oraliqda chiziqli qonuniyat



11-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

bilan o'zgaradi N_1 kuchni hisoblaymiz: $x = 0$ bo'lsa $N_1 = -F = -qa$ va bo'lsa $x = 3a$ $N_1 = 2qa$. Demak, brusning boshlang'ich nuqtasida N_1 kuch manfiy va oxirgi nuqtasida musbat ishorali. Va $x = \frac{F}{q} = a$ ma-

safada nolga teng bo'ladi

II - II oraliq

$$\sum X = N_2 + F - q \cdot 3a = 0$$

$$\text{va } N_2 = 2qa$$

III - III oraliq. $\sum X = 0$

$$N_3 + F - q \cdot 3a - F = 0$$

$$\text{va } N_3 = 3qa$$

IV - IV oraliq.

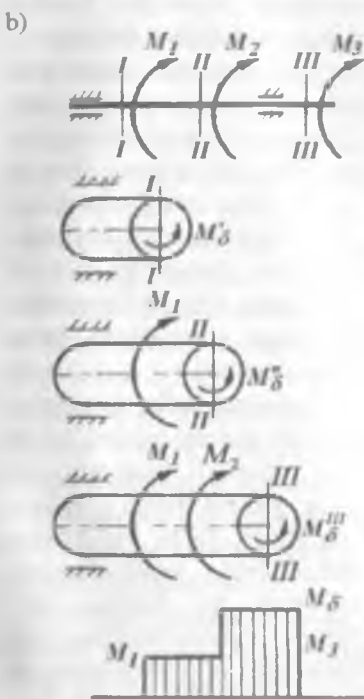
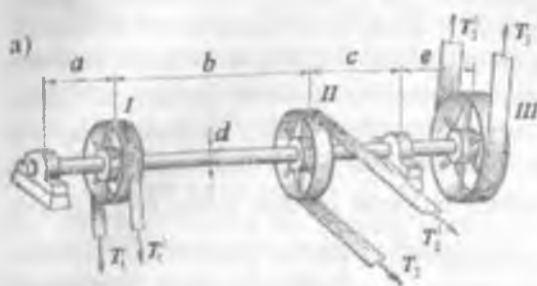
$$\sum X = 0$$

$$N_4 + F - q \cdot 3a - F - 2q \cdot x = 0$$

$$x = 0 \text{ bo'lsa } N_4 = 3qa \text{ va}$$

$$x = 2a \text{ bo'lsa } N_4 = 7qa$$

N_x - ichki bo'ylama kuch brus o'qining uzunligi bo'ylab o'zgarishning grafikasi ichki bo'ylama kuch epyurasi deyiladi.



12-rasm. Burovchi momentni aniqlash.

- a) remenli uzatmaning umumiy ko'rinishi va remenlardagi taranglik kuchlari;
b) sterjenni kesish tartibi va burovchi moment epyurasi

Burovchi momentni aniqlash

Shkivlar o'ratilgan doiraviy kesimli sterjening (12-rasm. a) aylanishi natijasida, remenlarda hosil bo'lgan tortishish kuchlari (t_1 va T_1 ; t_2 va T_2 ; t_3 va T_3) ning sterjen kesimining mar-

kaziga 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, 9-rasm. b - da ko'rsatilgan. R_1 ; R_2 va R_3 - tegishli 1,2 va 3 shkivlarning radiuslari

Ixtiyoriy kesimdagi burovchi momentni topish uchun, sterjenni shu kesimdan tekislik bilan fikran ikki bo'lakka ajratamiz va har bir bo'lakka $M_x = M_\delta$ burovchi momentlarini qo'yamiz.

I-I qirgimdan chap tomonda qolgan sterjenda aylantiruvchi moment ta'siri yo'q, shuning uchun sterjening olib qolingan qismida burovchi moment nolga teng, ya'ni $M_\delta^I = 0$.

II-II qirgim uchun chap qismning muvozanat tenglamasidan quyidagi ifodani topamiz.

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

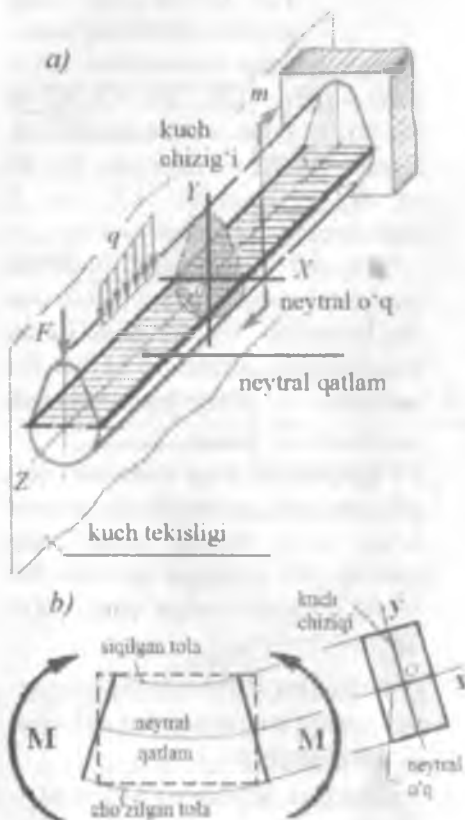
III-III qirgim :

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

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

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

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 (12-rasm.6).



13-rasm. Egilishda ichki kuchlar:

- a) brusni yuklanish sxemasi;
b) neutrlal qatlam holatini aniqlash.

Egilishda ichki kuchlarni aniqlash Egilishda barcha tashqi va reaksiya kuchlari – kuch tekisligi deb ataladigan bitta tekislikda ta'sir qiladi (13-rasm, a) Kuch tekisligini brusning ko'ndalang kesim yuzasi bilan kesishish chizig'i - kuch chizig'i deyiladi. Egilishda brusning egilgan o'qi kuch tekisligiga yotadi. Egilishga ishlaydigan brus balka deyiladi.

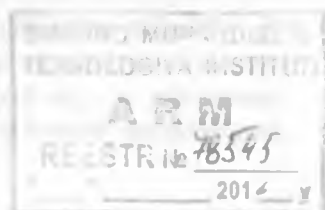
Egilishda balka materialining bir qatlami siqiladi ya'ni tola uzunligi qisqaradi va unga qarama-qarshi qatlam cho'ziladi, ya'ni bu qatlam materialining tolasi uzayadi (13-rasm, b). Balkani egilishda o'zining boshlang'ich uzunligini o'zgartirmaydigan material qatlami neutrlal qatlam deyiladi. Balkaning ko'ndalang kesim yuzasi bilan neutrlal qatlamni kesishish chiziqi neutrlal o'q deyiladi. To'rtta o'zaro teng F kuch ta'sirida muvozanatda bo'lgan

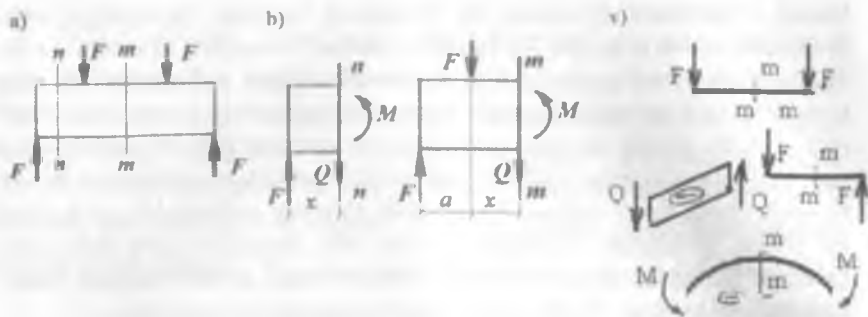
brusni o'rganamiz (14-rasm, a). Brusning ixtiyoriy kesimidagi ichki kuchlarni kesish usulidan foydalanib topamiz. Masalan, brusni $n - n$ tekislik bilan kesib, uning o'ng tomonini tashlab yuboramiz va chap tomonini olib qolamiz. Natijada brus chap qismining muvozanati buziladi. Brusni ajratib olingan qismining muvozanatini ta'minlash uchun, uni kesilgan yuzasiga tashlab yuborilgan qismining ta'sirini almash-tiruvchi 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 qismi-dagi 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 $F - F - Q = 0$ (14-rasm, b) 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 strelka-sining harakat yo'nalishi bilan mos tushsa, ko'ndalang kuchning ishorasi musbat, teskari holatda esa manfiy bo'ladi.

Bosh moment vektori M , eguvchi moment deyiladi. Eguvchi momentni topish uchun, brusni ajratib olingan kesimidagi barcha kuchlarni kesim markaziga nisbatan moment olamiz: $m - m$ kesimdan chap tomon uchun $M = F(a + x) - Fx$ tenglamani hosil qilamiz. Qirqim tekisligi bilan brus bo'yлама o'qining kesishgan nuqtasi kesim markazi deyiladi. Demak, eguvchi moment brusni ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarning, shu oraliq kesim markaziga nisbatan momentlari-ning algebraik yig'indisiga teng. Agar tashqi kuch brusni yuqoriga egil-tirsa, eguvchi moment ishorasi musbat, pastga egiltirsa - manfiy qabul qilinadi (14-rasm, v).

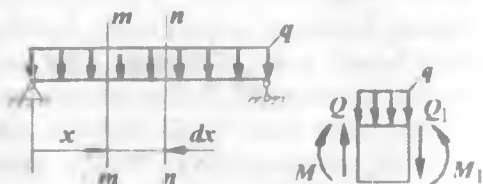
Brusni egilishida kesim markazi qabariq chiziqda qolsa eguvchi moment manfiy va botiq chiziqda qolsa musbat ishorali bo'ladi. Yuqo-ridagi ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalaridan ko'rini-shicha, brusning uzunligi bo'ylab Q va M o'zgarib borar ekan. Q va M ning brus o'qi bo'ylab o'zgarish grafikasiga ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyurasi deyiladi.





14-rasm. Ichki kuch faktorlari: a,b) Q va M ni aniqlash;
v) Q va M ishorasini tanlash

M , Q va q orasidagi differensial bog'lanishlar. Taqsimlangan kuch intensivligi ta'sirida bo'lgan balkadan ajratilgan elementar uzunlikdagi bo'lakning muvozanat holatini tekshiramiz (15-rasm). Taqsimlangan kuch intensivligi q ta'siridagi elementar dx uzunlikdagi ajratilgan element balkani tashlab yuborilgan qismlari ta'sirini almashtiruvchi ko'ndalang kuchlar Q va $Q_1 = Q + dQ$, momentlar M_x va $M_1 = M_x + dM_x$ ta'sirida bo'ladi (15-rasm).



15-rasm

Ajratilgan elementning muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sum y = Q - qdx - (Q + dQ) = 0 \quad (3)$$

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

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

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

Demak, balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuchning abt-sissa 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

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

hosil bo'ladi, ya'ni balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch, shu kesimdagi eguvchi momentning absissa bo'yicha birinchi tartibli hosilasiga teng ekan. (5) va (6) tenglamalar asosida

$$\frac{d^2 M_x}{dx^2} = \frac{dQ}{dx} = -q \quad (7)$$

tenglilik hosil bo'ladi, ya'ni eguvchi momentning absissa bo'ylab ikkinchi tartibli hosilasi shu kesimdagi taqsimlangan kuch intensivligi q - ga teng ekan. Yuqoridagi differensial bog'lanishlardan M va Q epyuralarini qurishda foydalanish mumkin. Masalan: balkani biror kesimida $Q = \text{const}$ bo'lsa, shu kesimida (5) differensial 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 absissa o'qini kesib o'tadi, ya'ni absissaga og'ishgan burchak bilan joylashadi.

(6) differensial 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'lar ekan. Eguvchi moment balka uzunligining biror qismida to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgarsa, ya'ni M grafikasi to'g'ri chiziq bo'lib absissaga biror burchak bilan joylashsa, shu kesimdagi ko'ndalang kuch o'zgarmas va Q ni epyurasi absissaga parallel chiziq bo'lar ekan. Balkani taqsimlangan kuch intensivligi - q ta'sir qilgan oraliqda, M epyurasi egri chiziq bilan chegaralanadi.

- Q epyurasi absissani kesib o'tadigan nuqtada, eguvchi moment ekstremal qiymatda.

- Balkaga to'planma F kuch qo'yilgan nuqtada ko'ndalang kuch epyurasining shu nuqtasida miqdori F kuchga teng sakrash bo'ladi, eguvchi moment epyurasida sinik 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 (reaksiya) 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. Berilgan balkanig, eguvchi moment (M_x) va ko'ndalang kuch (Q) epyuralari qurilsin (16-rasm).

Yechish. Konsol balkaning x_1 oraliqida yuqoriga yo'nalgan to'planma kuch 5 kN va pastga yo'nalgan teng taqsimlangan kuch q ta'sir qiladi. Eguvchi moment va ko'ndalang kuch tenglamalarini tuzamiz:

$$M_{x1} = Fx_1 - q \frac{x_1^2}{2} \quad \text{va} \quad Q_1 = -F + qx_1$$

Tenglamalar shuni ko'rsatadiki, ko'ndalang kuch balkaning uzunligi bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyatga ega, eguvchi moment esa kvadrat parabola bo'yicha o'zgaradi. O'zgaruvchan x_1 ga $0 \dots 3 \text{ m}$ oraliqda qiymat berib Q uchun kamida ikkita, M_x uchun esa uchta qiymat

$$x_1 = 0 \text{ m} \quad M_{x1} = 0; \quad Q_1 = -F = -5 \text{ kH}$$

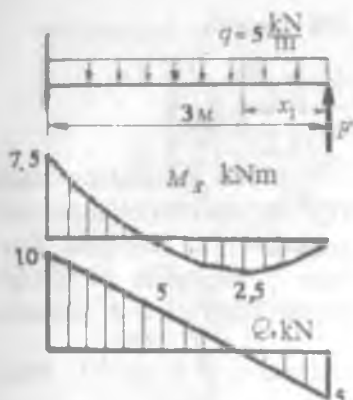
$$\text{hisoblaymiz.} \quad x_1 = 1 \text{ m}; \quad M_{x1} = 2.5 \text{ kHm}; \quad Q_1 = 0$$

$$x_1 = 2 \text{ m}; \quad M_{x1} = 0 \quad Q_1 = 5 \text{ kH}$$

$$x_1 = 3 \text{ m}; \quad M_{x1} = -7.5 \text{ kHm} \quad Q_1 = 10 \text{ kH}$$

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 kesimida esa musbat ishorali va 10 kN ga teng. Epyura Q qiya to'g'ri chiziqli bilan tasvirlangan va qiya to'g'ri chiziqli bilan abstraktsion kesishgan nuqtasida $Q = 0$ bo'ladi, ya'ni $Q_1 = -F + qx_1 = 0$.

$$\text{Bu yerdan} \quad x = \frac{F}{q} = 1 \text{ m}.$$



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

Eguvchi moment balkani F kuch qo'yilgan nuqtasida nolga teng va tayanch kesimida minus ishorali bo'lib $7,5 \text{ kNm}$.ga teng. Balkani uzunligi bo'ylab eguvchi moment parabola qonuniyati bilan o'zgaradi va

$Q = 0$ nuqtada, ya'ni $x = 2 \text{ m}$. da musbat ishorali bo'lib $2,5 \text{ kNm}$.ga teng. Parabola abstsissa bilan kesishgan nuqtada nolga teng, ya'ni

$$M_{x_1} = Fx_1 - q \frac{x_1^2}{2} = 0 \quad \text{Bu yerdan}$$

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

Misol-2. Ikki tayanchli balking (17-rasm) K va B tayanch nuqtalaridagi reaksiya kuchlarini yuqoriga yo'naltirib, muvozanat tenglamalarini tuzamiz va ularni hisoblaymiz.

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

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

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

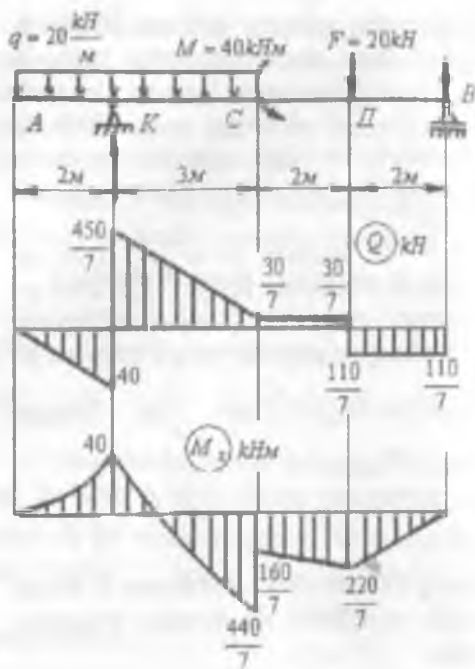
$$\text{AK (I - I) - oraliq.} \quad 0 \leq x_1 \leq 2 \text{ m} \quad Q_1 = -qx_1 \quad \text{va} \quad M_{x_1} = -q \frac{x_1^2}{2}$$

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

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

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

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



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

Balkani CD va DB oraliqlarida taqsimlangan kuch ta'sir qilmaydi, shuning uchun bu oraliqda Q epyurasi absyssaga 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 -3. Balkaning eguvchi moment (M) va ko'ndalang kuch (Q) lari aniqlansin va epyurlari qurilsin (18 - rasm). Berilgan

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

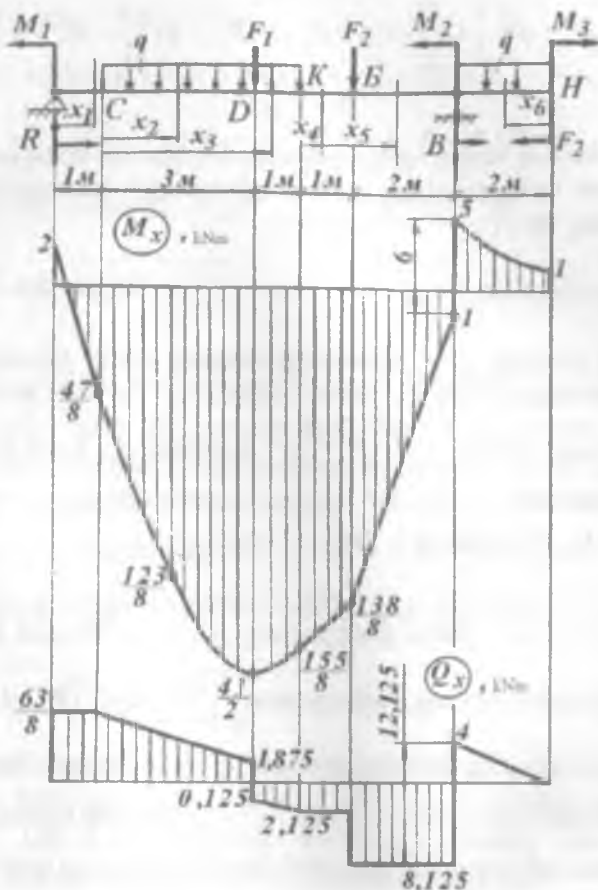
DB - oraliq. $0 \leq x_4 \leq 2 \text{ m}$

$$Q_4 = -B = -\frac{110}{7} \text{ kN};$$

$$M_{x_4} = B \cdot x_4$$

17- rasmda ko'ndalang kuch (Q) va eguvchi moment (M) epyurlari 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 nuqtalarda 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 mavjud.



18-rasm Balkani yuklanish sxemasi va ko'ndalang kuch va eguvchi momenti epyurlari

Yechish. Reaksiya kuchlarini balkaning muvozanat shartlaridan foydalanib topamiz:

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

$$\text{va } B = 12,125 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_x = -M_1 - q4\left(\frac{4}{2} + 3\right) - F_1 4 + F_2 \cdot 2 - M_2 + q2 \cdot \frac{2}{2} + M_3 + R \cdot 8 = 0; \quad \text{va}$$

$$R = \frac{63}{8} \text{ kN}$$

Balkani 6 ta oraliq qirqimlarga bo'lib, har bir oraliq uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch tenglamalarini tuzamiz (18-rasm).

I – I oraliq (R - C). $0 \leq x_1 \leq 1m$

$$M_{x_1} = Rx_1 - M_1 \quad \text{va} \quad Q_1 = R = \frac{63}{8} \text{ kN}$$

I – I oraliqda $Q = \text{constanta}$, shuning uchun ko'ndalang kuch epyurasi absissaga parallel chiziq bo'ladi. M_X epyurasi absissaga qiya to'g'ri chiziq bo'lib, $x_1 = \frac{M_1}{R} = \frac{16}{63} m$ masofada uni kesib o'tadi, ya'ni nolga teng bo'ladi.

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 $\frac{63}{8} \text{ kN}$ dan $1,875 \text{ kN}$ gacha

kamayadi, ya'ni Q absissaga 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'ziluvchan 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 absissaga qiya to'g'ri chiziq qonuniyatida o'sadi. M_X esa musbat ishorali va botiq parabola qonuniyatida kamayadi.

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

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

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

B-B oraliq $0 \leq x_5 \leq 2m$

$$M_{x_5} = R(6 + x_5) - M_1 - q(2 + 1 + x_5) - F_1(2 + x_5) - F_2 x_5$$

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

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 ($F_1 = 2kN$), E 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 nuqtada $1,875 + 0,125 = 2 kN$. B nuqtada $8,125 - 2,125 = 6 kN$. V tayanch nuqtada $8,125 + 4 = 12,125 kN$. CD oraliqda taqsimlangan kuch ta'sir qiladi. Q epyurasida ushbu oraliqda o'zgarish

(kamayish) $\frac{\frac{63}{8} - 1,875}{3} = q$ ga teng

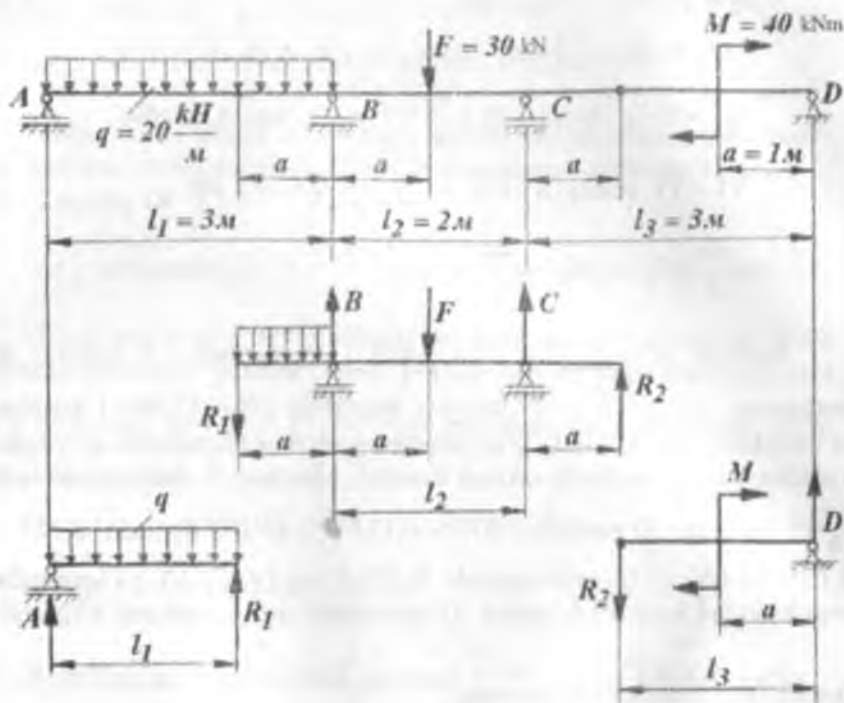
Balkani R tayanch va N nuqtalarida eguvchi moment mos ravishda $2 kNm$ va $1 kNm$ ga teng va manfiy ishorali. B tayanch nuqtasiga $M_2 = 6kNm$ juft kuch momenti qo'yilgan, shuning uchun M_x epyurasining shu nuqtasida $5 + 1 = 6 kNm$ sakrash mavjud.

Misol-4 Shamirli balkani ko'ndalang kuch - Q va eguvchi momentlari aniqlansin va epyuralari qurilsin.

Shamirlar momentni uzatmaydi, shuning uchun shamirlarda momentlar nolga teng bo'lishidan foydalanib balkani ikkita asosiy va bitta osma balkalarga ajratamiz (19-rasm). Shamirlardagi 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:

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



19-rasm. Sharnirli balka

$$\sum M_1 = -A \cdot l_1 + q \frac{l_1^2}{2} = 0 \quad \text{va} \quad A = q \frac{l_1}{2} = \frac{20 \cdot 3}{2} = 30 \text{ kN}$$

Q va M_x tenglamalarini tuzamiz.

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

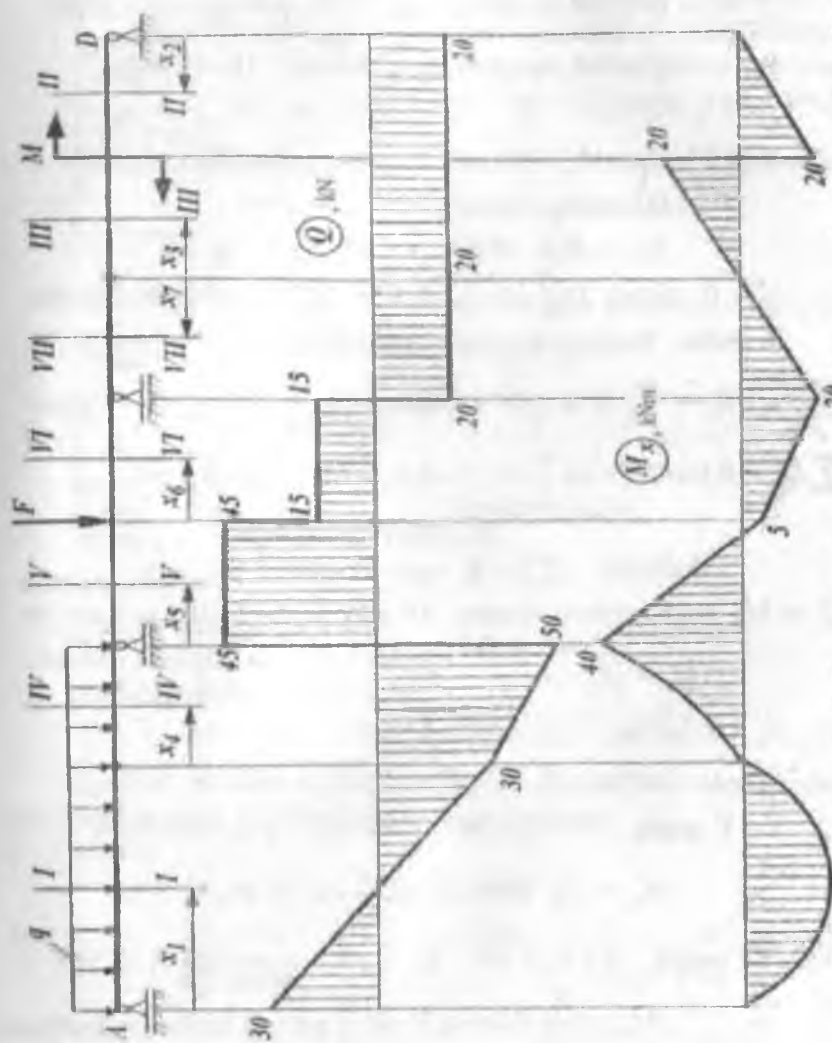
$x_1 = 0$ bo'lsa $Q_1 = A = 30 \text{ kN}$ va $M_{x_1} = 0$

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

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

bo'lib ishorasini o'zgartiradi. $x_1 = 1,5\text{m}$ nuqtada

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



20 - 45 sm. Sharnitli balka uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari.

2- balka. Reaksiya kuchlarini hisoblaymiz:

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

$$\sum M_1 = D \cdot (\ell_3 - a) - M = 0 \quad \text{va} \quad D = \frac{M}{(\ell_3 - a)} = \frac{40}{2} = 20 \text{ kN}$$

- Q va M_x tenglamalarini tuzamiz. II - II oraliq.

$$0 \leq x_2 \leq a, \quad \ell_3 = 1 \text{ m} \quad Q_2 = -D = -20 \text{ kN}; \quad \text{va} \quad M_{x_2} = D \cdot x_2$$

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

III - III oraliq, $0 \leq x_3 \leq 1 \text{ m}$

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

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

3- balka. Reaksiya kuchlarini hisoblaymiz:

$$\sum M_B = R_1 \cdot a - F \cdot a + C \cdot \ell_2 + R_2 (\ell_2 + a) + q \cdot \frac{a^2}{2} = 0 \quad \text{va} \quad C = -35 \text{ kN}$$

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

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

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

- Q va M_x tenglamalarini tuzamiz. IV - IV oraliq. $0 \leq x_4 \leq a = 1 \text{ m}$

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

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

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

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

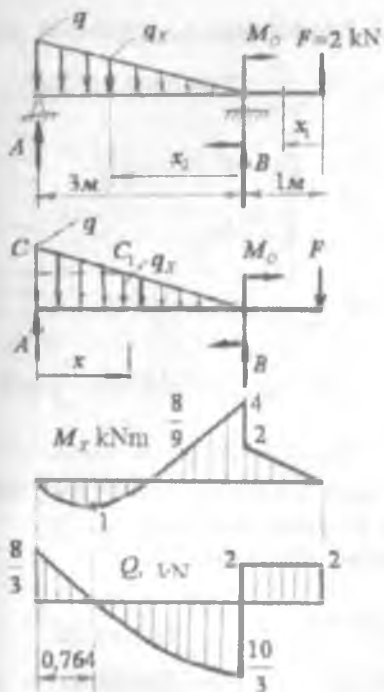
$$M_{x_5} = -R_1 \cdot (a + x_5) - qa \left(\frac{a}{2} + x_5 \right) + Bx_5$$

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

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

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

$$Q_7 = -R_2 = -20 \text{ kN} \quad M_{x_7} = R_2 \cdot x_7$$



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

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

I – I qirqim.

$$M_{x_1} = -Fx_1; \quad Q_1 = F_1 = 2\text{ kN};$$

$$x_1 = 0;$$

$$M_{x_1} = 0;$$

$$x_1 = 1\text{ m};$$

$$M_{x_1} = -2\text{ kNm}$$

II – II qirqim.

$$0 \leq x_2 \leq 3\text{ m}$$

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

Misol - 5. (21-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

dan $\frac{\ell}{3} = 1\text{ m}$ masofada joylashadi.

Reaksiya kuchlari:

$$\sum M_A = 0$$

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

$$\sum M_B = 0$$

$$A \cdot 3 - \frac{q \cdot 3}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 3 + M_0 + F \cdot 1 = 0$$

tenglamalardan

$$B = \frac{16}{3}\text{ kN} \quad A = \frac{8}{3}\text{ kN}$$

Tekshirish:

$$\sum y = A - q \cdot \frac{3}{2} + B - F = 0,$$

q_x - o'zgaruvchan intensiv yukni V tayanchdan x_2 masofada joylashgan qiymati bo'lib, $\frac{q}{3} = \frac{q_x}{x_2}$ yoki $q_x = q \cdot \frac{x_2}{3}$ ifoda bilan topiladi.

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

$$x_2 = 0, M_2 = -4kNm; \quad Q_2 = -\frac{10}{3}kN;$$

$$x_2 = 1m; \quad M_{x_1} = -\frac{8}{9}kNm; \quad Q_2 = -\frac{16}{6}kN$$

$$x_2 = 3m; \quad M_{x_1} = 0; \quad Q_2 = -\frac{8}{3}kN; \quad Q = F - B + q \cdot \frac{x_2^2}{6} = 0$$

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

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'xshashligida $\frac{q}{3} = \frac{q_x}{3 - x_1}$

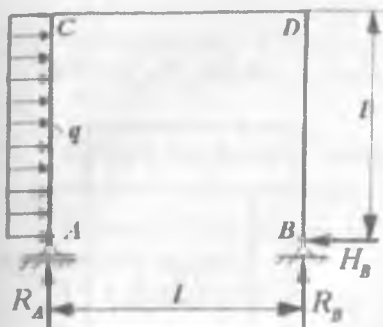
yoki $q_x = q \frac{3 - x_1}{3} = q \left(1 - \frac{x_1}{3}\right)$ ifodani hisobga olsak,

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

$$+ q \frac{x_1^3}{6} - q \frac{x_1^3}{9} = Ax_1 - q \frac{x_1^2}{2} + q \frac{x_1^3}{18};$$

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

Ramalarda ichki kuch faktorlarini aniqlash



22-rasm. Ramani yuklanish sxemasi

Misol -1. Ramani sterjenlari uchun buylama kuch - Q va eguvchi moment - M_x - cpyuralari qurilsin:

$$\ell = 4m \text{ va } q = 2 \frac{m}{m}$$

Yechish. 1) Reaksiya kuchlarni aniqlaymiz.

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

Bu yerdan

$$H_B = q\ell = 8m$$

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

bu yerdan $R_A = R_B$

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

Bu yerdan $R_A = \frac{q\ell}{2} = 4m$

2) Buylama kuch - rama sterjenining buylama o'qiga barcha tashqi kuchlar proeksilarining yig'indisiga teng (23-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 proeksiyalarining yig'indisiga teng (23-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 (23-rasm).

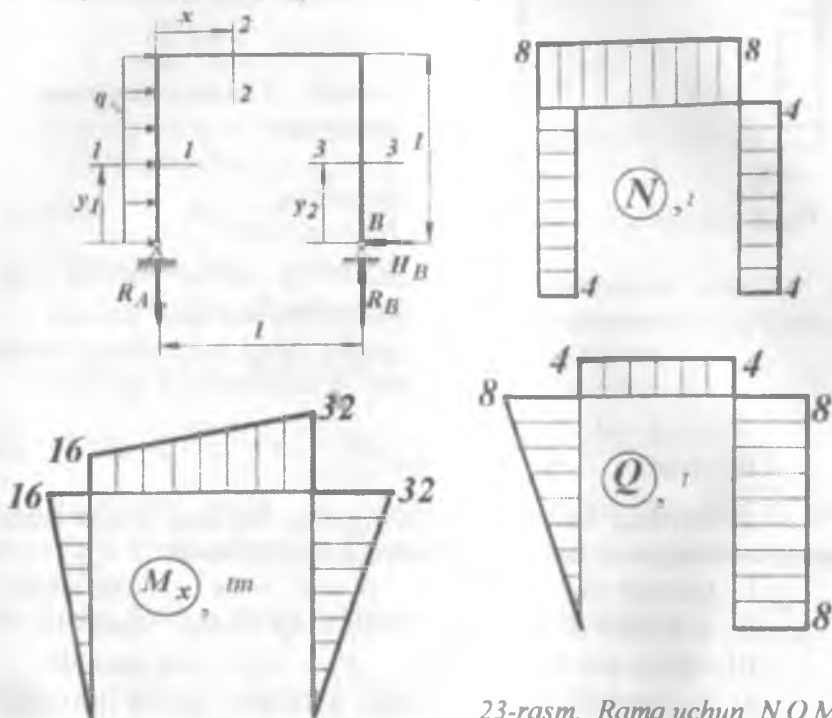
I - I qirqim $M_{x_1} = -q \frac{y_1^2}{2} \quad 0 \leq y_1 \leq \ell = 4m$

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

$$\text{II - II qirqim. } M_{x_2} = -R_A x - q \frac{\ell^2}{2} \quad 0 \leq y_1 \leq 4m$$

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

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



23-rasm. Rama uchun N, Q, M epyurlari

Misol-2. Berilgan rama uchun (24-rasm, a) N, Q, M epyurlari qurilsin.

Yechish. Ramani C, B, D tayanchlarida to'rtta C, B, D_x, D_y - reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Agar ramada K - shamir o'rnatilmaganida masala statik noaniq ko'rinishda bo'lar edi. K - shamirdan bir tomonda joylashgan barcha kuchlarni K nuqtaga nisbatan kuch momentlarining yig'indisi nolga teng, chunki shamirlardan momentlar uzatilmaydi. Muvozanat shartlari:

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

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

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

DBK qismning K nuqtasiga nisbatan kuch momenti

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

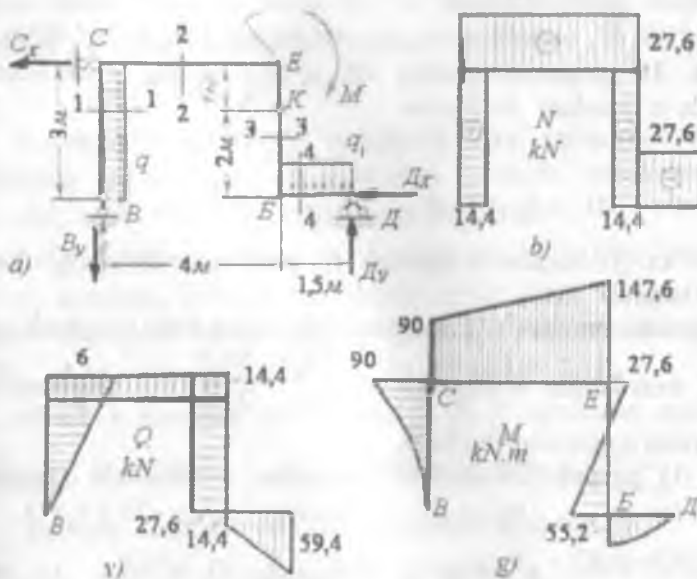
a, b, e, u – tenglamalar sistemasini yechib quyidagilarni topamiz:

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

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

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

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



24-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

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

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

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

Moment M_1 vertikal brus o'qi bo'yicha parabola qoidasi bilan o'zgaradi va V nuqtada nolga teng, S nuqtada minus $90kNm$. Eguvchi moment BC brusning tashqi tomonini cho'zadi, shuning uchun $M_1 = -90kNm$ momentni vertikal brus C nuqtasidan chap tomonda joylashtiramiz.

II – II qirqim (CE-oraliq). C nuqtadan z masofada o'tkaziladi
 $0 \leq z \leq 4m$ $N_2 = -C + 3q = 27,6kN$ $Q_2 = -B = -14,4kN$ va

$$M_2 = -B \cdot z - \frac{q \cdot z^2}{2}$$

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

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

III – III qirqim (BE-oraliq) BE vertikal brusda B nuqtadan z masofada o'tkaziladi $0 \leq z \leq 3m$

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

$$M_3 = D_y \cdot 1,5 - D_x \cdot z - \frac{q \cdot 1,5^2}{2} = 55,2 - D_x \cdot z$$

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

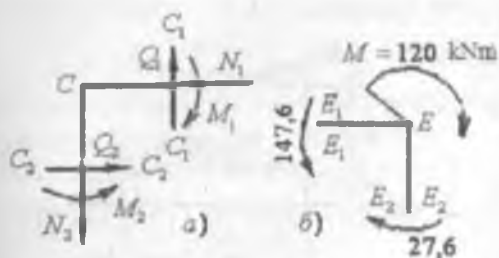
Eguvchi moment to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi va BE vertikal brus o'qini B nuqtadan $z = \frac{55,2}{D_x} = \frac{55,2}{27,6} = 2m$ masofada kesib o'tadi, ya'ni nolga teng bo'ladi.

IY-IY qirqim (DE-oraliq). D nuqtadan z masofada o'tkaziladi
 $0 \leq z \leq 1,5m$ $N_4 = -D_x = -27,6kN$ $Q_4 = -59,4 + q \cdot z$

$$M_4 = D_y \cdot z - \frac{q \cdot z^2}{2}. \quad z_4 = 0 \text{ bo'lsa, } D \text{ nuqtada } Q_4 = -59,4. \quad M_4 = 0$$

$$z_1 = 1,5m \text{ bo'lsa } Q_4 = -14,4kN \text{ va } M_4 = 55,2kNm$$

Bu oraliqda N_4 va siquvchi. Q_4 kuch to'g'ri chiziqli qonuniyatida o'zgaradi manfiy ishorali. Eguvchi momentning ekstremal qiymati B nuqtada. M_4 epyurasi BD brus o'qining pastki cho'ziladigan tomoniga quriladi (24-rasm).



25-rasm.

M – epyurasini tekshirish.

Egavchi moment epyurasining to'g'riligi rama uzellarining muvozanatini tekshirish bilan baholanadi (25-rasm).

C- uzel. Ushbu uzelda cheksiz yaqin bo'lgan $C_1 - C_1$ va $C_2 - C_2$ kesimlardagi N_1, Q_1, M_1 va N_2, Q_2, M_2 ichki kuch

faktorlari ko'rsatilgan, $C_1 - C_1$ va $C_2 - C_2$ kesimlarni tashqi tomonlari cho'ziladi, shuning uchun M_1 va M_2 momentlar C uzelnı ichki tomoniga yo'naladi. Uzelni muvozanat tenglamasi $\sum M_C = 0$ va $M_1 - Q_1 \cdot dz - Q_2 \cdot dz - M_2 = 0$

Bu yerda $-Q_1 \cdot dz$ va $-Q_2 \cdot dz$ - lar cheksiz kichik miqdor bo'lganligi uchun ularni tenglamadan chiqarib tashlaymiz. Unda $M_1 - M_2 = 90 - 90 = 0$ muvozanat shart bajarildi.

E- uzel. Ushbu uzelnı $E_1 - E_1$ kesimda $147,6 \text{ kNm}$ moment va $A_2 - A_2$ kesimiga $27,6 \text{ kNm}$ 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.

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

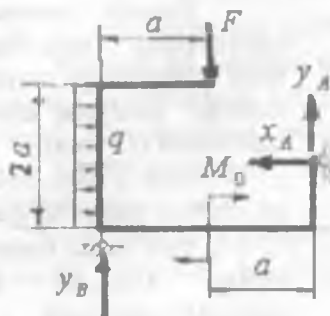
Yechish. Reaksiya kuchlarini topamiz (26-rasm, a).

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

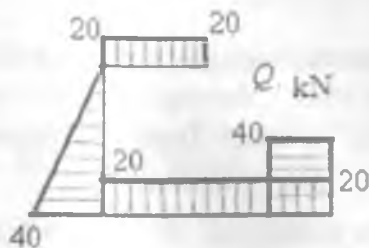
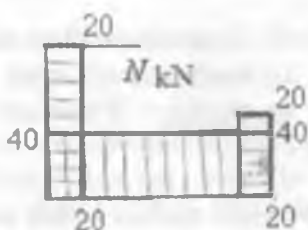
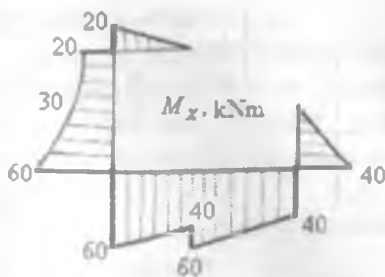
$$\sum M_B = F \cdot a + q \cdot 2a \cdot \frac{2a}{2} + M - y_A \cdot 2a - x_A \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad y_A = 20 \text{ kN}$$

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

a)



b)



26-rasm. Ramada ichki kuch faktorlarini aniqlash:

a) ramani yuklanish sxemasi;

b) ichki bo'ylama kuch, ko'ndalang kuchva eguvchi moment epyurlari

M va Q tenglamalarini tuzamiz: I – I qirqim. $0 \leq x_1 \leq 1m$

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

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

II – II qirqim. $0 \leq y_1 \leq 2m$

$$M_{y_1} = F \cdot 1 + q \frac{y_1^2}{2} \quad \text{va} \quad Q_2 = qy_1 \quad N_2 = -F' = -20kN$$

$$y_1 = 0; \quad M_{x_1} = 20 \text{ kNm}; \quad Q_2 = 0;$$

$$y_1 = 1 \text{ m}; \quad M_{x_1} = 30 \text{ kNm}, \quad Q_2 = 20 \text{ kN};$$

$$y_1 = 2 \text{ m}; \quad M_{x_1} = 60 \text{ kNm} \quad Q_2 = 40 \text{ kN}$$

$$\text{III - III qirqim.} \quad 0 \leq y_2 \leq 1 \text{ m}$$

$$M_{x_2} = x_A \cdot y_2; \quad Q_3 = -x_F = -40 \text{ kN} \quad \text{va} \quad N_2 = 20 \text{ kN}$$

$$y_2 = 0; \quad M_{x_2} = 0 \quad \text{va} \quad y_2 = 1 \text{ m}; \quad M_{x_2} = 40 \text{ kNm}$$

$$\text{IV - IV qirqim.} \quad 0 \leq x_2 \leq 1 \text{ m}$$

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

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

$$\text{V - V qirqim.} \quad 0 \leq x_3 \leq 1 \text{ m}$$

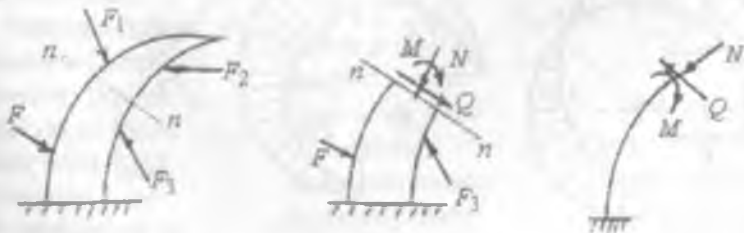
$$M_{x_5} = x_A \cdot 1 + y_A(x_3 + 1) - M; \quad \text{va} \quad Q_5 = -y_A = -20 \text{ kN}$$

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

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

Egri sterjenlarda ichki kuch faktorlarini aniqlash

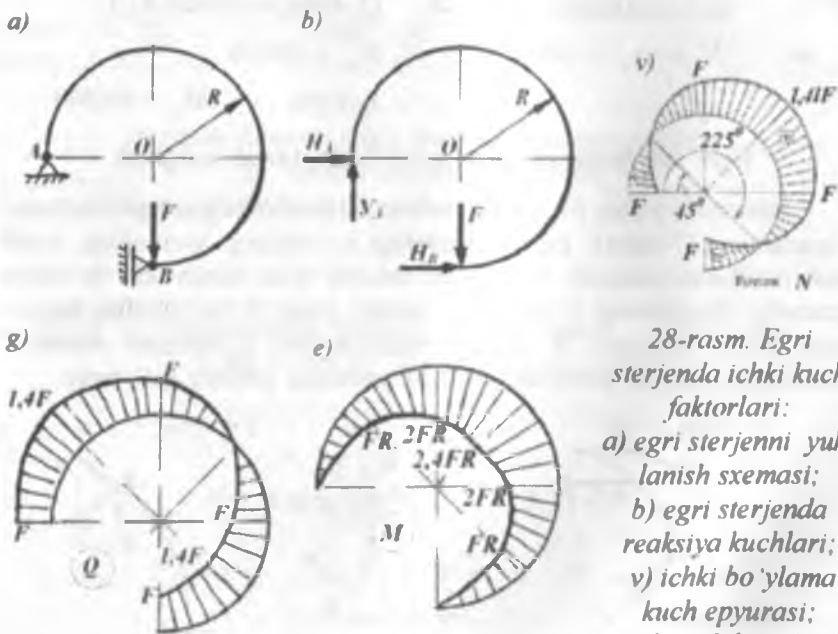
Tashqi F_1 ; F_2 ; F_3 va F_4 kuchlar bilan yuklangan egri sterjenni o'rganamiz (27-rasm). Egri sterjenning ko'ndalang kesimidagi ichki kuch omillarini aniqlash uchun, uni tekislik bilan kesib ikki bo'lakka ajratamiz. Sterjenning I bo'lagini ajratib olsak II bo'lagining muvozanat holati buziladi. II qismni muvozanatini ta'minlash uchun I qismning ta'sirini II qismning kesilgan yuzasiga keltirib qo'yamiz.



27-rasm. Egri sterjenda ichki kuch faktorlari

To'g'ri sterjnlarning egilishidan ma'lumki, har qanday sterjenni egilishida bir qismini ikkinchi qismga ta'siri sifatida eguvchi moment M , ko'ndalang kuch Q va bo'ylama kuch N qabul qilingan. Demak, egri sterjenni 1 - qismining 2 - qismiga ta'siri sifatida M , Q va N ichki kuch omillari qabul qilinadi. Eguvchi moment M , sterjning o'rganilayotgan qismidagi tashqi kuchlardan uning kesim yuzasining og'irlik markaziga nisbatan olingan momentlarining algebraik yig'indisiga teng. Agar M sterjning egriligini kattalashtirsa, ishorasi musbat (27-rasm), teskari holatda manfiydir. Bo'ylama kuch cho'zuvchan 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 sterjning ko'ndalang kesimiga o'tkazilgan urinma tekislikka o'rganilayotgan qismidagi barcha tashqi kuchlar proeksiyalarining algebraik yig'indisiga teng.

Misol. Egri sterjen uchun ichki kuch faktorlarining epyurlari qurilsin (28-rasm, a).



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

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

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

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

Egri sterjen bitta yuklanish oraliqiga ega.

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

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

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

Ichki kuch faktorlarini φ burchakning turli qiymatlarida aniqlaymiz va epyuralarini quramiz. Eguvchi momentni eng katta 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 (29-rasm) ichki kuch faktorlari aniqlansin va epyurlari qurilsin.



29-rasm. Murakkab qarshilikda ichki kuch faktorlari:

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

Yechish. Koordinata sistemasini 29- rasm, 6-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 algebratik yig'indisi kabi qaraymiz. Shuning uchun har bir sterjenning uchidan kesimgacha bo'lgan masofalarni u, u_2, u_3 harflari orqali belgilaymiz. Eguvchi moment sterjenning tanlangan koordinata sistemasining qaysi tekisligida yotganini aniqlaymiz. Ayrim hollarda ushbu eguvchi moment ikkinchi sterjen uchun burovchi moment bo'ladi.

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

AB – oraliq. $0 \leq u_1 \leq \ell_1$; $M_1 = -Fu_1$ va $Q_1 = -F$

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

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

BS – 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.

$M_{yx} = M_{u_2} = Fu_2$

$u_2 = 0$ bo'lsa $M_{u_2} = 0$ va $u_2 = \ell_2$ bo'lsa $M_{u_2} = -F\ell_2$

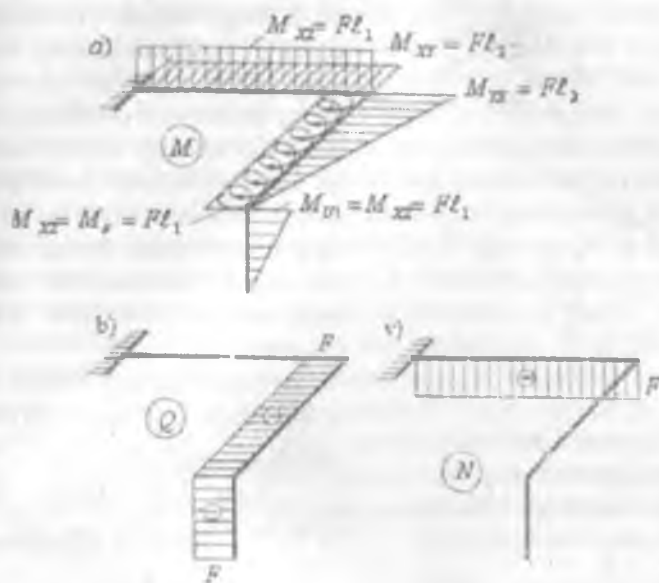
$Q_2 = -F$ kesuvchi kuch o'zgarmas.

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

CD – oraliq. $0 \leq u_3 \leq \ell_3$

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 $M_{u_2} = -F\ell_2$ momentlari qo'yiladi. Ushbu momentlar CD sterjenni xoz va yox tekisliklarida egadi. F kuch CD

sterjen o'qiga parallel bo'lganligi uchun bu oraliq burilmaydi.
 $N_{CD} = -F$ siquvchi bo'ylama kuch.



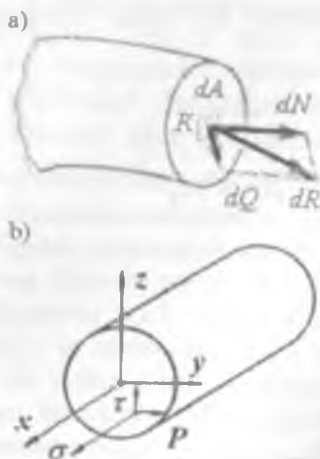
30-rasm. Rama uchun - a) eguvchi moment, b) ko'ndalang kuch va v) bo'ylama kuch epyurlari.

3. KU CH L A N I SH

Ichki kuchning qiymati va yo'nalishi brus ko'ndalang kesimining turli nuqtalarida har xil bo'lishi mumkin. Kesimning ma'lum nuqtasi-dagi 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 (31-rasm. a).

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



31-rasm. Kuchlanish:
a) elementar yuzadagi
kuchlanishlar; b) kesim
yuzadagi kuchlanishlar;

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 (31-rasm, b).

To'liq kuchlanish *R* bilan σ va τ orasidagi bog'lanish quyidagicha ifodalanadi: $P = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$ (9)

Agar *dR* kuchni ikkita, ya'ni bo'yлама *dN* va *dQ*

tashkil etuvchilarga ajratsak, normal va urinma kuchlanishlarni topamiz: $\sigma = \lim_{dA \rightarrow 0} \frac{dN}{dA}$ va $\tau = \lim_{dA \rightarrow 0} \frac{dQ}{dA}$

Serjen 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 $\sigma \cdot dA$, $\tau_y \cdot dA$, $\tau_x \cdot dA$ elementar kuchlarni qo'yamiz. Bu elementar kuchlarning proektsiyalarini hamda ularning *Ox*, *Oy*, *Oz* o'qlarga nisbatan momentlaridan quyidagilarni topamiz:

$$N_x = \int_A \sigma \cdot dA$$

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

$$Q_x = \int_A \tau_x \cdot dA$$

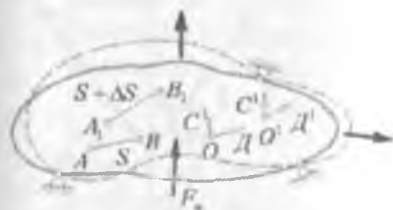
$$M_y = \int_A x \cdot \sigma \cdot dA$$

$$Q_o = \int_A \tau_o \cdot dA$$

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

4. 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.



32-rasm. Deformatsiyalarni tasvirlash

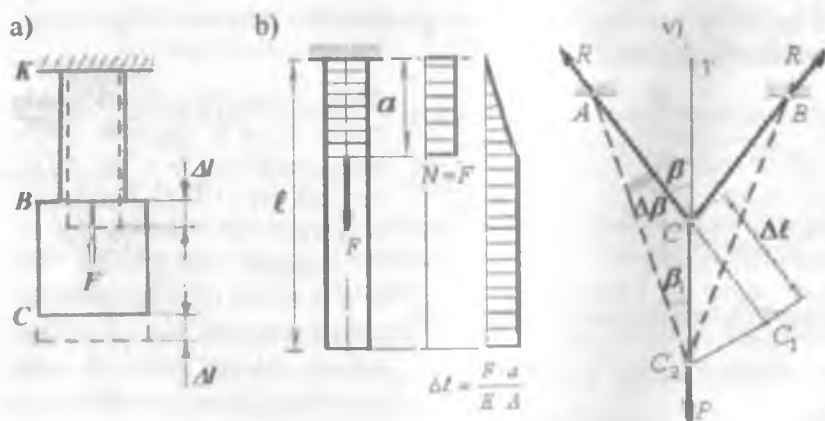
Shakl o'zgarishi natijasida (34-rasm) A va B nuqtalar orasidagi masofa ΔS - ga, ODC' burchak esa ODC'' burchakka o'zgaradi ΔS - masofa – A va B nuqtalar oralig'ining bir to'g'ri chiziq tekisligida ortishi yoki kamayishi yuz berganligi uchun chiziqli ko'chish deb yuritiladi. O nuqta atrofida

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'liqdir. 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 deformatsiylanishi natijasida BC oraliq ko'chadi (33-rasm, a, b), BC oraliq deformatsiylanmaydi. Demak, deformatsiya ko'chish emas. Ko'chishni aniqlashni geometrik usuli (33-rasm, v). Ushbu usul geometrik o'lchamlari ko'chishidan ancha katta bo'lgan holatlarda va qurilish konstruksiyalarida tadbiq etiladi. Masalan, A, B nuqtalarda tayanchlar vositasida ushlab turilgan va C nuqtada o'zaro tutashgan, bikrliliklari bir xil bo'lgan ikkita sterjen kuch ta'sirida. C nuqta kuch yo'nalishida C_2 nuqtaga ko'chadi. Unda ikkala sterjenlar ham punktur chiziq bo'ylab uzayadi.



33-rasm. Deformatsiya va ko'chish: a) pog'onali brusda ko'chish va deformatsiya; b) o'zgarmas kesimli brusda bo'ylama kuch va uzayish epyurlari e) sterjenlar sistemasida deformatsiyalarni bog'lanishi

AC sterjenni uzayishi chizmada $CC_1 = \Delta l$ kesma bilan ko'rsatilgan. Shunday usul bilan BC sterjenni ham uzayishini belgilash mumkin. Lekin ikkala sterjenlarning ham uzayishlari elastik va cheksiz kichik

miqdor. Shuning uchun burchak $\beta = \beta_1$ deb qabul qilamiz. $\Delta \ell$ uzayishni $SS_2 = \delta$ ko'chish bilan bog'lanishini uchburchak SS_1S_2 dan aniqlaymiz. Uchburchak SS_1S_2 dan $\frac{CC_1}{CC_2} = \cos \beta$ yoki

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

5. MATERIALLAR QARSHILIGIDA QABUL QILINGAN GIPOTEZALAR

Konstruksiya elementlarini mustahkamlikka, ustuvorlikka va birlikka hisoblashni oddiylashtirish va soddalashtirish uchun materiallar qarshiligida ayrim gipotezalar qabul qilingan.

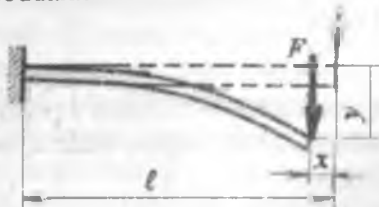
1. Konstruksiya materiali bir jinsli va g'ovaksiz, ya'ni uning xossasi elementning shakli va o'lchamlariga bog'liq emas deb qaraladi.
2. Konstruksiya materiali izotrop, ya'ni uning xossasi barcha yo'nalishda bir xil deb qabul qilinadi. Bu cheklanish anizotrop materiallarda ishlatilmaydi. Masalan: yog'och.
3. Konstruksiya materiali elastiklik xossasiga ega deb qaraladi, ya'ni tashqi kuch ta'siri yo'qotilganda element o'zining boshlang'ich shakli va o'lchamlarini qayta tiklaydi. Elastik jism deformatsiyasi faqat kuchga bog'liq bo'lib, kuchlarning quyilish tartibiga bog'liq emas.
4. Konstruksiya materialining har bir nuqtasidagi deformatsiya shu nuqtadagi kuchlanishga to'g'ri proporsional deb qaraladi. Bu gipoteza Guk qonuni deyiladi. Bunda kuchlanish proporsionallik chegarasidan katta bo'lmasligi kerak.
5. Konstruksiyaning deformatsiyasi uning geometrik o'lchamlariga nisbatan kichik miqdor deb qaraladi. Bu gipotezadan ayrim statik aniqmas masalalarni echishda 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

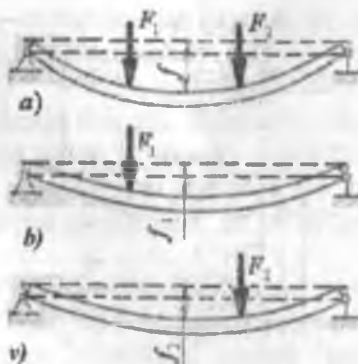


va kesim yuzasi 1 sm^2 , ularga og'irligi 1 kg bo'lgan yuk osiladi. Unda rezina sterjen 20 mm ga va po'lat sterjen $\frac{1}{2000} \text{ mm}$ ga uzayadi. Ko'plab qattiq jismlar

juda kichik miqdorga deformatsiyalanadi. Bu deformatsiya konstruksiyaning geometrik o'lchamiga nisbatan juda kichik va uni e'tiborga olmasa ham bo'ladi, natijada materiallar qarshildigi masalalarini yechish soddalashadi.



34-rasm. Qistirib mahkamlangan balkani egilishi



35-rasm. Kuchlar ta'sirida 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 [21] tayanchdagi moment quyidagicha (34-rasm) yoziladi: $M = -F(\ell - x)$. Ko'chish $-x$ balkaning uzunligiga nisbatan kichik bo'lganligi uchun uni e'tiborga olmaymiz, unda $M = -F \cdot \ell$ moment hosil bo'ladi.

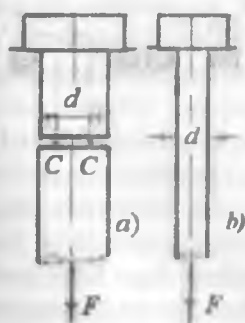
6. Konstruksiyaga qo'yilgan yuklar sistemasining ta'siri alohida yuklar ta'sirlarining yig'indisiga teng deb qabul qilinadi.

Jismga bir nechta kuch ta'sir qilayotgan bo'lsa va kuchlar baravariga bir necha marotaba orttirilsa, deformatsiya ham shuncha marta ortadi. Inshoot elementlaridagi deformatsiya va reaksiya kuchining bir necha kuch ta'siridan hosil bo'ladigan qiymati har qaysi kuch ta'siridan hosil bo'ladigan qiymatlar yig'indisiga teng (37-rasm). Masalan, F_1 va F_2 kuchlar ta'siridagi balka prolyoti o'rtta 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 ham tekisligicha qoladi. Bu gipoteza Bernulli gipotezasi deyiladi.

Konstruksiya elementlarini hisoblashning turlari. Mashina va muhandislik inshootlarini mustahkamlikka hisoblash, ularning ishonchliligiga qo'yilgan talablarni qanoatlantiradimi degan savolga javob berishdan iborat. Aks holda qo'yilgan maqsadga erishilmaydi, ya'ni konstruksiyada xavfli holat yuzaga kelib, u yoki ishlash layoqatini yo'qotadi, yoki xatolik bilan ishlaydi. Shuning uchun, konstruksiyani hisoblash usulini to'g'ri tanlash kerak bo'ladi [19].

Mashina detallari yoki inshoot elementlarini kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlikka hisoblash usuli keng tarqalgan. Bu usulga asosan, konstruksiyani ishonchlilik kriteriysi deb kuchlanish, ya'ni nuqtaning kuchlanganlik holati qabul qilingan. Bu usulda - konstruksiyani 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 konstruksiyalar uchun tadbiiq etilmaydi. Masalan, ma'lum kesimida kanalcha tayyorlangan sterjenni cho'zilishida, C nuqtasidagi kuchlanish (36-rasm, a), shunday kuch bilan cho'zilayotgan silliq sterjendagi (36-rasm, b) kuchlanishdan katta bo'ladi. Bunday holat kam uglerodli po'lat, shisha, tosh va ayrim materiallarda kuzatiladi.



36 – rasm.

Mis, bronza, alyuminiydan tayyorlangan shunday ikkita sterjenlardan, masalan, kanalcha tayyorlangani ko'proq yukni ko'tarishi mumkin. Shuning uchun nuqta kuchlanish hamma vaqt ham konstruksiyani yemirilish shartini belgilamaydi. Yemiruvchi kuch asosida hisoblash usuli. Bunda konstruksiya yemirilmasdan 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 tadbiiq etiladi. Ruxsat etilgan ko'chish, ustuvorlik shart, dinamik va davriy o'zgaruvchan kuchlanishlar bo'yicha hisoblash

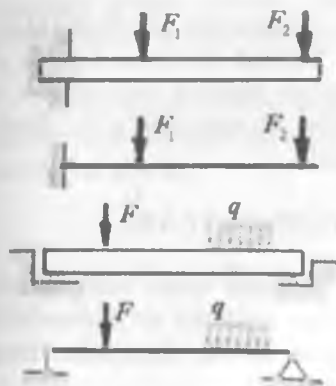
usullari mavjud. Materiallar qarshiligi kuchlanish, defonnatsiya, chegaraviy kuchlarni analiy hisoblash va tajribada aniqlash usullarini o'rgatadi.

Real obyekt va hisoblash sxemasi. Tabiiy Fanlardagi kabi, materiallar qarshiligida ham, real obyektни izlanishi, uning hisoblash sxemasini, ya'ni hisoblash modelini tanlashdan boshlanadi. Konstruksiyani hisoblashga boshlashdan oldin yechilishi lozim bo'lgan muammoni sxemasini tuzish kerak. Buning uchun qo'yilgan masalani muhim tomonini belgilab, muhim bo'lmaganlarini tashlab yuborish kerak, chunki real obyektga qo'yilgan talablarni qanoatlantiradigan xususiyatlarni 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.

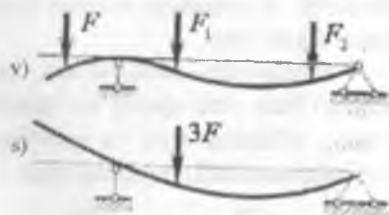
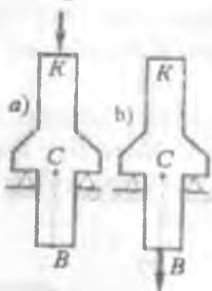
Bug'doyni yuqori bunkerga tashiydigan kovshli lentani hisoblashda – kovshlar soni, undagi bug'doy va kovshni og'irligi, yukni ko'tarilish balandligi va harakat tezligi, lenta materialining xossalari hisoblash jarayonida e'tiborga olinadi. Bunda kovshni va bunkerni shakli, yukni ko'tarilish balandligida temperaturani o'zgarishi ikkinchi darajali.

Yuk ko'taruvchi mashinasining strelasini faqat mustahkamlikka emas, balki birklikka ham hisoblash lozim. Buning uchun, birinchi navbatda yukni og'irligi, strela kesimining shakli va uzunligi, tayanch nuqtasining o'ri va platformasini mashinaga o'rnatilish sxemasi e'tiborga olinishi lozim. Bunda yuk va mashina turi, mashinaning ishlash muhiti ikkinchi darajali deb qabul qilinadi.

Muhim bo'lmagan faktorlardan ozod bo'lgan real obyekt hisoblash sxema deyiladi. Qo'yilgan maslaga ko'ra, hisoblash sxemani bir nechta variantda qabul qilish mumkin. Masalan, liftni harakatida, faqat tros mustahkamlikka hisoblanisa, 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 [21]. Bitta real obyektga bir nechta hisoblash sxema variantlari to'g'ri kelsa, bitta hisoblash sxemadan ko'plab real obyekt hosil



37-rasm. Tayanclarni belgilanishi



38-rasm. Pog'onali brus (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-rasmga 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, 40-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 (38-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.

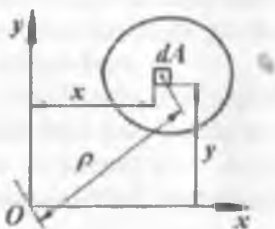
I BOB. TEKIS KESIM YUZALARNING GEOMETRIK TAVSIFLARI

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

$$A = \int_0^A dA$$

Egilish, buralish va murakkab deformatsiyalanish holatlarida konstruksiya qismlarining mustahkamligi va bikrligi, aynan ularning kesim yuzalariga emas, balki murakkab geometrik tavsiflariga (statik moment, inersiya moment, qarshilik moment va inersiya radiusi) bog‘liq bo‘ladi.

1.1. Statik moment va inersiya momentlari haqida tushuncha

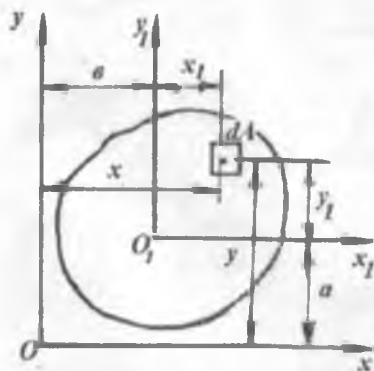


1.1-rasm. Statik momentni aniqlash sxemasi

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 y o‘qlariga nisbatan statik momentlari musbat va manfiy bo‘lishi mumkin (1.2-rasm).

x va y o‘qlarga parallel o‘tkazilgan, elementar dA yuzadan $x_1 = x - b$ va $y_1 = y - a$ masofada joylashgan x_1 va y_1 o‘qlarga nisbatan kesimni statik momentini topamiz.

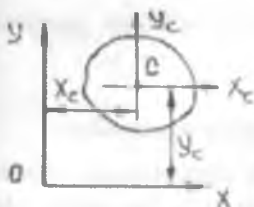
$$S_{y_1} = \int_A y_1 dA = \int_A (y - b) dA = \int_A y dA - b \int_A dA = S_y - bA$$

$$S_{x_1} = \int_A x_1 dA = \int_A (x - a) dA = \int_A x dA - a \int_A dA = S_x - a \cdot A$$

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

$$S_{y_1} = S_y - x_c A = 0; \quad S_{x_1} = S_x - y_c A = 0; \quad \text{va}$$

$$X_c = \frac{S_y}{A}; \quad Y_c = \frac{S_x}{A}; \quad (1.2)$$



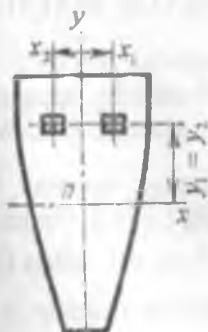
1.3-rasm. Og'irlik markazining koordinatalari

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). 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 inersiya momenti deb ataladigan geometrik kattalikni topamiz (1.1-rasm):

$$I_x = \int_A y^2 dA \quad \text{va} \quad I_y = \int_A x^2 dA \quad (1.3)$$



1.4-rasm.

Markazdan qochma inersiya moment elementar yuza dA bilan ikkala o'q orasidagi masofa ko'paytmalarining integraliga teng: $I_{xy} = \int_A xy dA$ (1.4)

Qutb inersiya momenti

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

Inersiya momentlari m^4 o'lchanadi. Qutb inersiya momenti o'qlarga nisbatan inersiya momentlarning yig'indisig teng

$$I_{\rho} = \int_A (y^2 + x^2) dA = I_x + I_y \quad (1.6)$$

I_x ; I_y va I_{ρ} - lar hamisha musbatdir

Markazdan qochma inersiya momenti musbat yoki manfiy bo'lishi mumkin. Bitta o'qi simmetrik bo'lgan kesimning markazdan qochma inersiya momentini topamiz (1.4-rasm). Kesim yuzasidan ajratilgan elementar yuzachalar $dA_1 = dA_2$ o'zaro teng bo'lib, u o'qidan $x_1 = -x_2$ va x o'qidan u masofada joylashgan. O'zaro simmetrik joylashgan elementar yuzachalarning markazdan qochma inersiya 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 inersiya momenti nolga teng ekan.

1.2. Parallel o'qlarga nisbatan inersiya 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 inersiya 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:

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

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

S_y va S_x kesim yuzasining u 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: $S_y = 0$, $S_x = 0$ bo'ladi. Unda (1.8)

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

formulalar quyidagicha yoziladi:

$$I_{y1} = I_y + b^2 A; \quad (1.9)$$

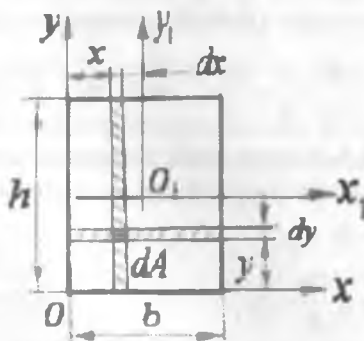
$$I_{x1y1} = I_{xy} + abA$$

Demak, tekis kesim yuzining markaziy o'qlarga parallel yo'nalgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlari shu kesim yuzadan markaziy o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlari bilan o'qlar orasidagi masofa kvadratining kesim yuzaga ko'paytmasi yig'indisiga teng. Qutb inersiya momenti: $I_{\rho_1} = I_{\rho} + (a^2 + b^2)A$ (1.10)

1.3. Oddiy kesim yuzalarining geometrik tavsiflari

To'rtburchak (1.5-rasm) kesim yuzasining asosidan o'tgan x o'qiga nisbatan inersiya momentini topamiz. Buning uchun to'rtburchak kesim yuzasidan $dA = bdy$ elementar yuzachani ajratamiz:

Unda: $I_x = \int_A y^2 dA = \int_A y^2 b dy$ va $I_x = \frac{bh^3}{3}$ hosil bo'ladi.



1.5-rasm. To'rtburchak inersiya momentlarini aniqlash sxemasi

To'g'ri to'rtburchakning markaziy x_1 o'qiga nisbatan inersiya momentini parallel o'qlarga nisbatan inersiya 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 u o'qiga nisbatan inersiya momenti: $I_y = \frac{bh^3}{3}$ va $I_{y1} = \frac{bh^3}{12}$

X va Y o'qlariga nisbatan kesimning markazdan qochma inersiya momentini topamiz. Buning uchun kesimda $dA = bdy$ elementar yuzachani

tanlaymiz. O'lchamlari h va dx bo'lgan vertikal yuzaning markazdan qochma inersiya 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 $0 \leq x \leq a$ oraliqda integrallaymiz:

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

Kesim yuzalarning qarshilik momentlarini topish uchun:

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

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

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

Uchburchak (1.6-rasm)ni statik momentini aniqlash. Uchburchakning x_1 o'qidan y_1 masofada joylashgan A_0 yuzasining statik momentini yozamiz: $S_{x_1}^0 = A_0 \cdot y_0$;

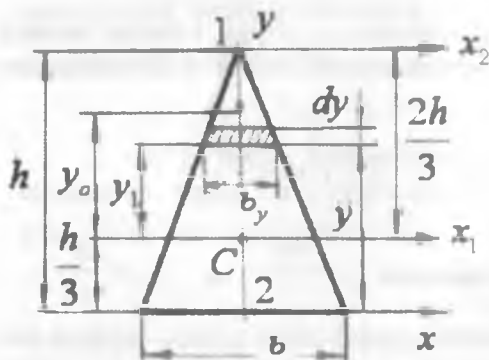
bu yerda: $A_0 = \frac{1}{2} a_x \left(\frac{2h}{3} - y_1 \right)$ va $y_0 = y_1 + \frac{1}{3} \left(\frac{2h}{3} - y_1 \right)$

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

yoki:

$$S_x = \frac{a_y}{27} (2h^2 + 3hy_1 - 9y_1^2)$$

Inersiya momentini aniqlash. Asosidan o'tgan x -o'qiga nisbatan inersiya momentini topish uchun uchburchakning



$dA = b_y \cdot dy$ elementar yuzachani tanlaymiz.

Bu yerda $e_y = e \left(1 - \frac{y}{h}\right)$ kesim elementar yuzachaning eni.

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

Uchburchakning markaziy o'qiga nisbatan inersiya momenti:

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

Uchburchakning markaziy o'qiga nisbatan inersiya momenti:

$$I_{y1} = I_y + a^2 A = \frac{eh^3}{12} - \left(\frac{h}{3}\right)^2 \frac{eh}{2} = \frac{eh^3}{36}$$

$$x_2 \text{ o'qiga nisbatan inersiya momenti } I_{x2} = \int_A y^2 dA = \int_0^h y^2 \left(\frac{e}{h}\right) dy = \frac{eh^3}{4}$$

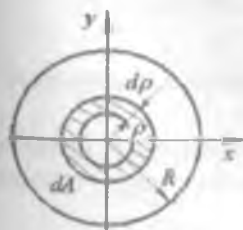
$$\text{yoki: } I_{x2} = \frac{eh^3}{4} \text{ bu yerda } e_y = -ey/h; \quad dA = e_y dy = -\frac{ey}{h} dy.$$

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

Uchburchakning u o'qiga nisbatan inersiya momenti:

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

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: $y_1 = \frac{2h}{3}$, $y_2 = \frac{h}{3}$ -ga teng.



1.7-rasm. Doiraviy kesim inersiya momenti

$$W_{x1} = \frac{eh^3}{36} \cdot \frac{3}{2h} = \frac{eh^2}{24}$$

$$W_{y1} = \frac{eh^3}{36} \cdot \frac{3}{h} = \frac{eh^2}{12}; \quad W_{y2} = \frac{hb^3}{48} \cdot \frac{2}{e} = \frac{hb^2}{24}$$

Doiraviy kesim (1.7-rasm). Kesimning og'irlik markazidan o'tuvchi ixtiyoriy o'qqa nisbatan inersiya momentini topish uchun, avval doiradan

ajratilgan halqa ko'rinishidagi $dA = 2\pi\rho \cdot d\rho$ elementar yuzaning kesim markaziga nisbatan qutb inersiya momentini topamiz:

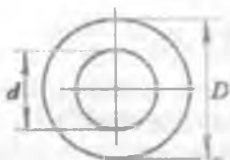
$$I_{\rho} = \int \rho^2 dA = \int \rho^2 \cdot 2\pi\rho \cdot d\rho = \frac{2\pi \cdot \rho^4}{4} \Big|_0^R = \frac{\pi \cdot R^4}{2} = \frac{\pi \cdot A^4}{32}$$

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

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

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

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



1.8-rasm. Halqasimon kesimning inersiya momentini aniqlash

Halqasimon kesimning inersiya momenti tashqi va ichki doiralarning inersiya 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 inersiya momenti

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

$$W_x = W_y = \frac{\pi \cdot D^4 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]}{64 \cdot \frac{D}{2}} = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right]$$

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 inersiya momentlari

Murakkab geometrik shakllarning inersiya momentlari, undan ajratilgan oddiy geometrik shakllar inersiya momentlarining yig'indisiga

teng, ya'ni $I_x = I_{x1} + I_{x2} + I_{x3} + \dots + I_{xn} = \sum_{i=1}^n I_{xi}$ (1.11)

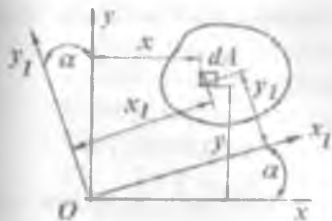
bu yerda $I_x^I = I_{x1}^I + a_1^2 A_1$; $I_x^I = I_{x2}^I + a_2^2 A_2$ va h.k, murakkab geometrik shakldan ajratilgan oddiy geometrik shakllarni x o'qiga nisbatan inersiya momenti;

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

xoy koordinata o'qlari O nuqta atrofida aylanishi natijasida yangi x_1oy_1 holatga o'tadi. Tanlangan kesimning yangi x_1oy_1 o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini aniqlashda (1.3) va (1.4) formulalardan foydalanamiz.



1.9-rasm Koordinata o'qlarini aylantirganda inersiya momentlarini aniqlash sxemasi

ox_1 o'qiga nisbatan inersiya momenti:

$$I_{x1} = \int_A y_1^2 dA = \int_A (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dA$$

dA elementar yuzaning yangi x_1oy_1 koordinata sistemasidagi koordinatalarini (1.9-rasm)

$$x_1 = x \cos \alpha + y \sin \alpha;$$

$$y_1 = y \cos \alpha - x \sin \alpha$$

hisobga olsak, kesimni ox_1 o'qiga nisbatan inersiya momenti quyidagi ko'rinishga keltiriladi:

$$I_{x1} = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha \quad (1.11)$$

Oy_1 o'qiga nisbatan inersiya 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 inersiya momenti:

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

$$I_{x_0y_0} = \frac{I_x - I_y}{2} \cdot \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha \quad (1.13)$$

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

Koordinata o'qlarini aylantirish davomida og'ish burchagining $\alpha = \alpha_0$ qiymatini topish mumkinki, bunda $I_{x_0y_0} = I_{x_0y_0} = 0$.

$I_{x_0y_0} = 0$ holatga to'g'ri keluvchi koordinata o'qiga bosh inersiya o'qi deyiladi (1.9-rasm). Bosh inersiya 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 inersiya momentlari ekstremal qiymatlarga erishadi.

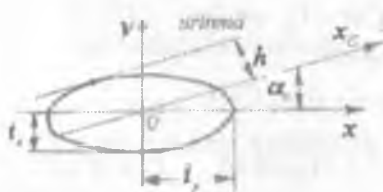
Bosh inersiya o'qlariga nisbatan inersiya momentlariga bosh inersiya momentlari deyiladi:

$$\begin{aligned} I_{x1} &= I_{x0} = I_x \cos^2 \alpha_0 + I_y \sin^2 \alpha_0; \\ I_{y1} &= I_{y0} = I_y \cos^2 \alpha_0 + I_x \sin^2 \alpha_0; \quad I_{x1y1} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha \end{aligned} \quad (1.15)$$

Bosh inersiya momentlaridan bittasi maksimal, ikkinchisi esa minimal qiymatga erishadi:

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

1.6. Inersiya ellipsi haqida tushuncha



1.10-rasm. Inersiya ellipsi

Inersiya ellipsi, asosan shaklning inersiya momentini grafik usulda topishda qo'llaniladi. Inersiya ellipsi inersiya radiuslari yordamida quriladi

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, \quad i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

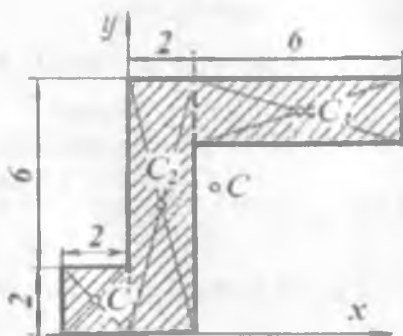
i_x va i_y inersiya radiuslari

tegishli x_0 koordinata o'qlariga joylashtiriladi. Koordinata boshidan α_0 burchak ostida bosh inersiya o'qi x_0 -ni o'tkazamiz. ox_0 o'qiga parallel qilib ellipsga o'tkazilgan urinma bilan OX_0 o'qi orasidagi masofa h - ni topamiz: $h^2 = i_x^2 \cos^2 \alpha_0 + i_y^2 \sin^2 \alpha_0$

Shaklning inersiya momenti quyidagi tenglikdan topiladi: $I_0 = h^2 A$

Takrorlash uchun savollar:

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



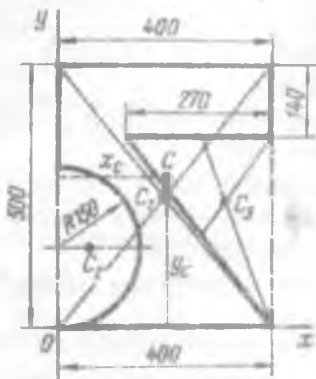
1.11-rasm.

Misol-1. 1.11-rasmdagi jism yuzasining og'irlik markazi aniqlansin. Barcha o'lchamlar santimetrda berilgan

Yechish. Koordinata o'qlarini o'tkazib, jism yuzasini uchta to'rt-burchakka bo'lamiz (bo'lish chiziqlari 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. 1.12-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 – 400×500 , yarim aylana va uchburchak.

1.12-rasm

$$\text{Unda } X_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + A_3 x_3}{A_1 + A_2 + A_3}; \quad Y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

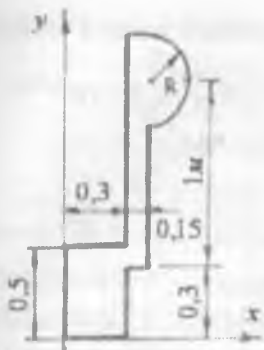
$$A_1 = 40 \times 50 = 2000 \text{ sm}^2; \quad x_1 = 20 \text{ sm} \quad A_2 = -\frac{\pi}{2} (15)^2 = -353 \text{ sm}^2;$$

$$x_2 = \frac{4 \cdot 15}{3\pi} = 6,37 \text{ sm} \quad A_3 = -\frac{1}{2} \cdot 27 \cdot 36 = -486 \text{ sm}^2;$$

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

sm

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



Misol-3. Murakkab shaklli kesim yuzaning gemetrik tasniflarini hisoblash.

O'lchamlar metrda berilgan. Murakkab shaklni oddiy shakllarga bo'lamiz (1.13-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.

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

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{50 \cdot 30 \cdot 25 + 120 \cdot 15 \cdot 90 + 628 \cdot 130}{1500 + 1800 + 628}$$

bu yerda: $A_1 = 0,3 \cdot 0,5 = 0,15m^2$, $A_2 = 1,2 \cdot 0,15 = 0,18m^2$

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

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

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

$$y_3 = 0,3 + 1 = 1,3m \quad \text{va} \quad x_c = 0,31467m \quad y_c = 0,71474m$$

Parallel o'qlarga nisbatan inersiya momentlari formulasidan foydalanib kesimning x_c va y_c o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topamiz (1.16-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 inersiya momentini topamiz:

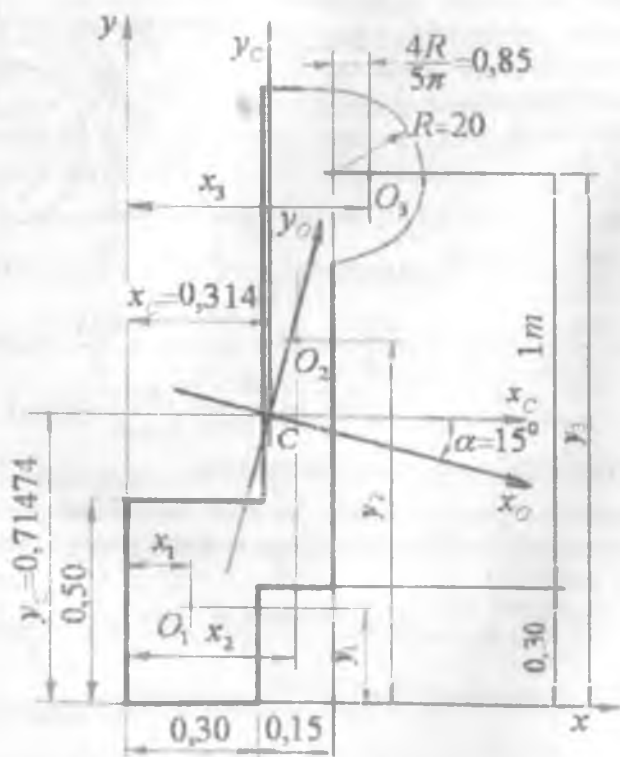
$$I_{x_c y_c} = [-(y_c - y_1)][-(x_c - x_1)] \cdot 0,15 + (y_2 - y_c)(x_2 - x_c) \cdot 0,18 + (y_3 - y_c)(x_3 - x_c) \cdot 0,0628 = 0,02154 m^4$$

Bosh inersiya momentlarini topamiz:

$$I_{\max} = \frac{I_{x_c} + I_{y_c}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(I_{x_c} - I_{y_c})^2 + 4 \cdot I_{x_c y_c}^2} = \frac{0,08545 + 0,01246}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(0,08545 - 0,01246)^2 + 4 \cdot (0,02154)^2}$$

$$I_{\min} = 0; \quad I_{\max} = 0,006575 m^4$$

$$I_{x_c} + I_{y_c} = I_{\max} + I_{\min}; \quad 0,0854 + 0,01246 = 0,04895 + 0,006575$$



1.13-rasm. Bosh va markaziy inersiya o'qlarining vaziyatiga oid

Bosh inersiya o'qlarining og'ishgan burchagini topamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2I_{xy}}{I_x - I_y} = \frac{2 \cdot 0,02154}{0,08545 - 0,01246} = -0,59 \text{ rad}$$

$$2\alpha_0 = -30^\circ \quad \text{yoki} \quad \alpha_0 = -15^\circ$$

$I_{xc} > I_{yc}$ bo'lganligi uchun x_c o'qqa nisbatan inersiya momenti maksimal qiymatga erishadi. α_0 burchagi manfiy ishorali bo'lgani uchun qiymatini x_c o'qidan soat strekasiining harakat yo'nalishi bo'y-lab joylashtiramiz. α_0 burchak bosh inersiya o'qimng holatini belgilay-di. Inersiya radiuslarini topamiz:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{0,09133}{0,3928}} = 0,48m, \quad i_{\max} = \sqrt{\frac{0,00657}{0,3928}} = 0,129m$$

Shaklning inersiya radiuslarini yarim o'qlar sifatida qabul qilib, x_0cy_0 koordinata o'qlarida inersiya ellipsini quramiz (1.13-rasm). Bunda cx_0 o'qi bo'ylab $i_{\min}$ radiusim, cy_0 o'qi bo'ylab $i_{\max}$ inersiya radiusini qo'yamiz. Ellipsdan gorizontga 45° burchak ostida joylashgan x_α o'qqa nisbatan inersiya 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. Inersiya momenti grafik usulda quyidagicha topiladi.

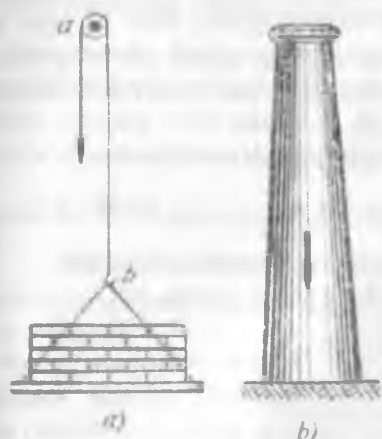
$$I_h = h^2 \cdot A = (0,265)^2 \cdot 0,3928 = 0,0276m^4$$

Ushbu inersiya momentini analitik usulda topamiz:

$$I_h = I_{\max} \cdot \cos^2 \alpha + I_{\min} \cdot \sin^2 \alpha = 0,091339 \cos^2 60^\circ + \\ + 0,006575 \cdot \sin^2 60^\circ = 0,0277m^4$$

Bosh inersiya momentlarini grafik usulda topamiz (1.17-rasm), buning uchun kesimning x_c va y_c o'qlariga nisbatan inersiya momentlari $I_x = 0,08545m^4$ va $I_y = 0,01246m^4$ va markazdan qochma inersiya momenti $I_{xc} = 0,02154m^4$ dan foydalanamiz.

II BOB. CHO'ZILISH VA SIQILISH



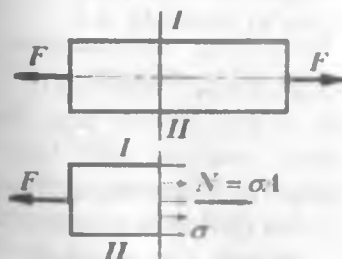
2.1-rasm. Cho'zilish va siqilishga ishlovchi konstruksiyalar: a) yuk osilgan tros; b) zavodning trubasi

Cho'zilish va siqilish inshoot va mashina elementlarida ko'p uchraydigan holdir. Masalan: zanjirlar, troslar, fabrika – zavodlarning trubalari, bino (2.1-rasm) tomini ushlab turuvchi kolonkalar va h.k. cho'zilish yoki siqilish deformatsiyasiga uchraydi.

Inshoot yoki mashina qismlari mahkamlanish turiga yoki yuk va tashqi kuchlarning ta'sir qilish tavsifiga qarab markaziy yoki markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishda bo'ladi.

Markaziy cho'zilish yoki siqilish deb, bir-biriga teng va o'qi bo'ylab qarama - qarshi tomonlarga yo'nalgan kuchlar ta'siridagi sterjenning deformatsiyasiga aytiladi (2.2-rasm).

2.1. Bo'ylama kuch. Kuchlanish va deformatsiya

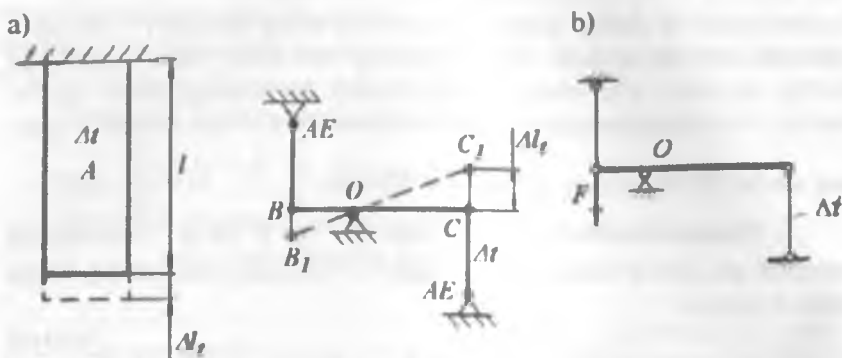


2.2-rasm. Cho'zilish va siqilishda ichki bo'ylama kuch

Markaziy cho'zilish va siqilishda sterjenning ko'ndalang kesimida faqat bir xil ichki kuch faktori - bo'ylama kuch N hosil (2.2-rasm) bo'ladi. Bo'ylama kuch N sterjen ko'ndalang kesimining cheksiz kichik yuzasiga (dA) ta'sir etuvchi σdA ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisi hisoblanadi:

$$N = \int_A \sigma \cdot dA \quad (2.1)$$

Agar, sterjenga tashqi cho'zuvchi kuch F ham ta'sir qilsa (2.9) va (2.10) formulalarni quyidagicha yozish mumkin (2.4-rasm, 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.

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta t \cdot l + \frac{Nl}{EA} \quad (2.11) \quad \text{va} \quad \varepsilon = \alpha \cdot \Delta t + \frac{\sigma}{E}$$

Tashqi kuch F va harorat ta'siridagi deformatsiyalar mustaqil ko'rinishga egadir va u sterjenning umumiy deformatsiyasini tashkil qiladi.

2.3. Xususiy og'irlik ta'siridagi sterjenning cho'zilish yoki siqilishini hisoblash

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.

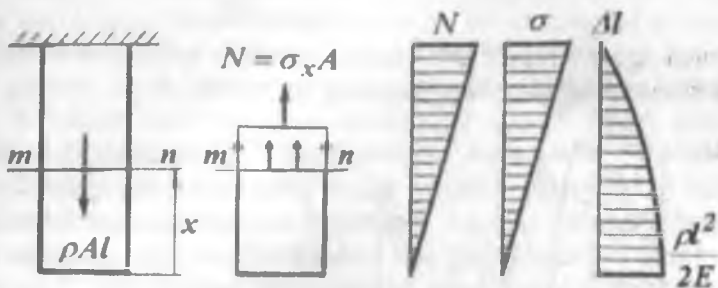
Demak, xususiy og'irlik ta'sirini hisobga olganda normal kuchlanish - materialning solishtirma og'irligi ρ va sterjenning uzunligi l -

ga bog'liq bo'ladi. Normal kuchlanish $X = \ell$ kesimda, ya'ni tayanch kesimda eng katta qiymatga erishadi (2.5-rasm):

$$\sigma_{\max} = \rho \cdot \ell \quad (2.12).$$

Sterjenning xavfli kesimi uchun mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\max} = \rho \cdot \ell \leq [\sigma] \quad (2.13)$$



2.5-rasm. Xususiy og'irlik ta'siridagi brusni cho'zilishi: kesish usuli, ichki kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari

Agar, sterjenning pastki uchiga F kuch qo'yilgan bo'lsa, mustahkamlik shartining ko'rinishi o'zgaradi (2.6-rasm).

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \rho \cdot \ell \leq [\sigma] \quad (2.14)$$

(2.13) va (2.14) formulalardan foydalanib sterjenning mustahkamligini ta'minlaydigan kritik uzunlik $\ell_k = \frac{[\sigma]}{\rho}$, $\ell_k = \frac{[\sigma]A - F}{\rho A}$

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.

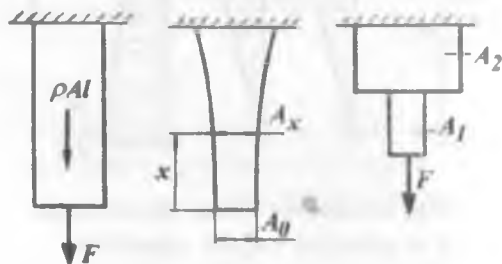
Sterjenning uzunligi bo'ylab, kesim yuzani (2.14) formula yordamida tanlash mumkin emas, chunki $X = 0$ bo'lsa, $\sigma = 0$ va $X = \ell$ bo'lsa $\sigma = \sigma_{\max}$ ga asosan, normal kuchlanish sterjenning uzunligi bo'ylab barcha kesimlarda to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaruvchidir. Bu holat 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.

Teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslarning ko'ndalang kesim yuzasi:

$$A_x = A_0 e^{\frac{\rho}{\sigma} x} \quad (2.15)$$

formula bilan topilib, sterjenning uzunligi bo'ylab nor mal kuchlanishning tarqalish qonuniyatiga bog'liq bo'ladi.



- Teng qarshilik ko'rsatuvchi brusni tayyorlashda kesimdan ratsional foydalanangani 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:

2.6-rasm. Tashqi kuch va xususiy og'irlik ta'siridagi brus va teng qarshilik ko'rsatuvchi bruslar.

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \rho \cdot \ell_1} \quad \text{va} \quad A_2 = \frac{F + \rho \cdot A_1 \ell_1}{[\sigma] - \rho \ell_1}$$

Sterjenning 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

$$\Delta \ell = \int_x^{\ell} \frac{(F + \rho A x) dx}{EA} = \frac{N(\ell - x)}{EA} + \frac{\rho}{2E} (\ell^2 - x^2) \quad (2.17)$$

2.4. Cho'zilish va siqilishda statik noaniq sistemalar

Amaliyotda uchraydigan konstruktsiya 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'lagini muvozanat shartini tuzish bilan topish mumkin.

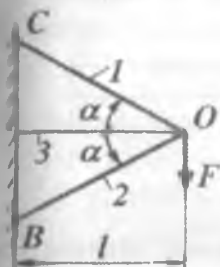
Bo'ylama kuch kesish usuli orqali topiladi. N kuchi kesimdan yo'nalgan bo'lsa cho'zuvchi bo'ylama kuch deb qabul qilinadi va musbat ishorali bo'ladi. Agar N kuchi kesimga qarab yo'nalgan bo'lsa siquvchi bo'ylama kuch bo'ladi va ishorasi manfiy olinadi. N kuchni topishda, uning yo'nalishi noma'lum bo'lsa, 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.

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).

$$\sum x = -N_1 \cos \alpha - N_3 - N_2 \cos \alpha = 0 \quad (2.17)$$

$$\sum y = N_1 \sin \alpha - N_2 \sin \alpha - F = 0 \quad (2.18)$$

(2.17) va (2.18) 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 noaniqdir. Bu tenglamalardan noma'lum N ichki kuchlarni topish uchun qo'shimcha tenglamalar tuziladi.



2.7-rasm. Statik noaniq sterjenlar sistemasi

Qo'shimcha tenglamalar – sistemani deformatsiyasini ifodalaydigan geometrik bog'lanishlar – deformatsiya tenglamalari muvozanat tenglamalari bilan birgalikda echiladi va noma'lum ichki kuchlar topiladi.

Ikki tomoni bika mahkamlangan va F kuch bilan yuklangan brus ham statik aniqmas masaladir, 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

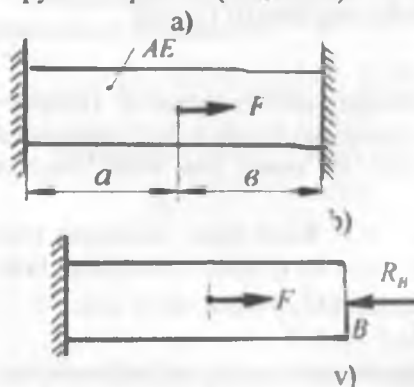
deb, tayanch ta'sirini undagi reaksiya kuchi ta'siri bilan almashtirilgan sistemaga aytiladi. Berilgan sistemada B tayanch nuqta absolyut qo'zg'almas, shuning uchun bu nuqtaning ko'chishi $\Delta \ell_B = 0$. Asosiy sistemada ham B nuqtaning qo'zg'almasligi ta'minlanlansa, ya'ni $\Delta \ell_B = \Delta \ell_{BF} + \Delta \ell_{BR} = 0$ shart bajarilsa, u berilgan sistemaga ekvivalent bo'ladi. Buerda $\Delta \ell_{BF}$, $\Delta \ell_{BR}$ – brus B nuqtasini tegishlicha, tashqi F va R_B reaksiya kuchlari ta'siridan ko'chishi. Ularni quyidagicha aniqlaymiz:

Birinchi faraz. agar B tayanch bo'lmaganida brusni bu nuqtasi F kuch ta'siridan B_1 vaziyatga, ya'ni $\Delta \ell_{BF}$ miqdorga ko'chadi. $\Delta \ell_{BF}$ ko'chish brus a – uzunlikdagi qismining F kuch ta'siridan absolyut uzayishiga teng bo'ladi, ya'ni $\Delta \ell_{BF} = \frac{Fa}{EA}$.

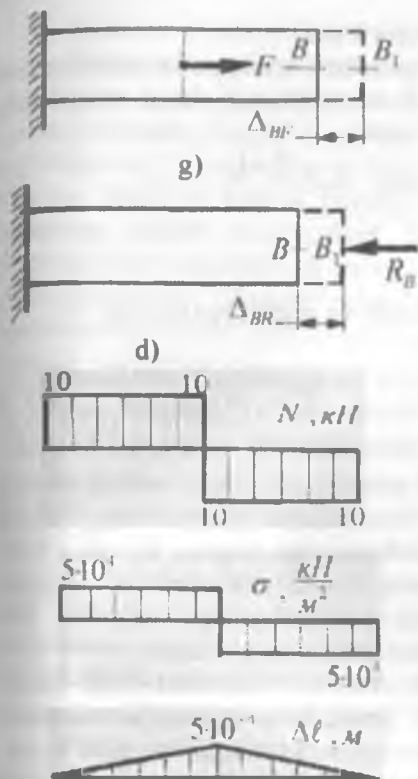
Ikkinchi faraz. deformatsiyalangan brusning B_1 nuqtasiga R_B noma'lum reaksiya kuchi qo'yilgan. R_B reaksiya kuchi ta'siridan B_1 nuqta B vaziyatga ko'chadi, unda brusni absolyut qisqarishi

$\Delta \ell_{BR} = R_B \frac{a+\theta}{EA}$, unda $\Delta \ell_B = \frac{F \cdot a}{EA} - \frac{R_B(a+\theta)}{EA} = 0$ hosil bo'ladi. Bu yerdan $R_B = F \frac{a}{a+\theta}$ va $R_C = F \frac{\theta}{a+\theta}$.

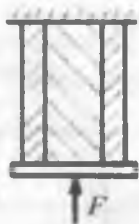
Reaksiya kuchlari hisoblangan brus uchun kesish usulidan foydalanib ichki bo'ylama kuch N , normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari quriladi (2.8.-rasm).



Konstruksiya elementi har xil materiallardan tashkil topganda ham statik noaniq masala ko'rinishidagi sistema hosil bo'ladi. (2.9-rasm). Bu sterjen statik aniqmas masaladir. Sterjen ko'ndalang kesimining o'lchamlari topilsin ($A_p = 2 A_b$). Sterjenga qo'yilgan siquvchi F kuch po'lat va bronza sterjenlariga P detali orqali ta'sir qiladi. F kuchning har qaysi sterjenga ta'sirini topish uchun bitta tenglama tuzish mumkin:



2.8-rasm. Statik noaniqlikni ochiro' tartibi va ichki kuch, normal kuchlanish va bo'ylama uzayish



2.9-rasm. Har xil materialdan tashkil topgan statik noaniq masala

$$F_6 + F_n = F \quad (a)$$

Bu tenglamada ikkita noma'lum kuch bor. F_6 va F_n kuchlarni topish uchun qoshimcha deformatsiya tenglamasini tuzamiz. Tashqi siquvchi kuch ta'sirida har ikkala sterjen ham bir xil masofaga siqiladi. Guk qonuniga asosan

$$\Delta \ell = \frac{F_6 \ell}{E_6 A_6} = \frac{F_n \ell}{E_n A_n} \quad (b)$$

Bu yerdan: $F_n = F_6 \frac{E_n A_n}{E_6 A_6}$ ni

(a)-tenglamaga keltirib qo'ysak, $F_6 (1 + \frac{E_n A_n}{E_6 A_6}) = F$ kelib chiqadi.

Unda $F_6 = \frac{F}{1 + \frac{E_n A_n}{E_6 A_6}}$ va

$$F_n = \frac{F}{1 + \frac{E_6 A_6}{E_n A_n}}$$

kuchlar asosida har bir materialdagi kuchlanish topiladi

$$\sigma_6 = \frac{F_6}{A_6} \quad \text{va} \quad \sigma_n = \frac{F_n}{A_n}$$

(b) tenglamadan: $\frac{\sigma_n}{\sigma_6} = \frac{E_n}{E_6}$,

agar, $E_n = 2 \cdot 10^5 \text{ mPa}$ va $E_6 = 1 \cdot 10^5$ bo'lsa, $\sigma_n = 2\sigma_6$ hosil bo'ladi, ya'ni po'lat d materialidagi kuchlanish bronza

materialidagi kuchlanishdan ikki barobar katta.

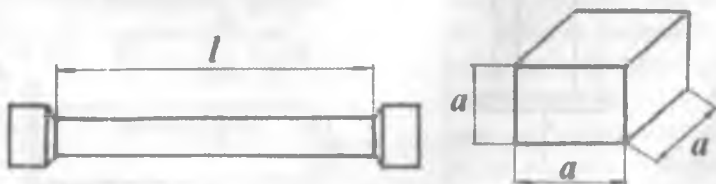
Lekin, bronza uchun ruxsat etilgan kuchlanish, po'lat uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan uch barobar kichik. Shuning uchun, sterjenning o'lchamlari bronza uchun tanlanishi kerak.

$$\sigma_B = \frac{F}{A_B \left(1 + \frac{E_n A_n}{E_B A_B}\right)} \leq [\sigma]_B. \text{ Bu erdan } A_B \geq \frac{5[\sigma]_B}{F}.$$

2.5. Materiallarni cho'zilish va siqilishga sinash

Konstruksiya qismlarini cho'zilish va siqilishga mustahkamligini, birligini hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]$, elastiklik moduli E va Puasson koeffitsiyenti μ , materialni elastiklik va plastiklik xossalari hisobga olish kerak bo'ladi. Yuqorida keltirilgan, materiallarning mexanik va plastiklik xossalari konstruksiya qismlarining ishlash sharoitlariga, ularni tayyorlash texnologiyasiga bog'liq bo'ladi. Turli sharoitlarda (yuqori va past haroratda, har xil deformatsiya tezligida, mexanik va termik ishlov berishda,) materiallarning xossalari o'rganish, cho'zilish va siqilishga sinashni asosiy maqsadidir.

Cho'zilish va siqilishga sinash maxsus mashinalar bilan jihozlangan laboratoriyalarda o'tkaziladi. Sinashda qatnashadigan namunaning shakli va geometrik o'lchami standartlashtirilgan bo'lishi kerak. Chuzilishga sinaladigan namunani shakli standartlashtirilgan bo'lib, ishlovchi qismining uzunligi l_0 kesim diametri (d_0) dan 10 barobar katta bo'lishi kerak. Cho'zilishda sinaladigan namunaning asosiy xususiyati, uning kuchaytirilgan ushlagich qismidan d_0 diametriga deformatsiyaning silliq o'tishidir (2.10-rasm). Siqilishga sinaladigan namunalar silindrik (metall) va kubik (yog'och, beton) shaklida tayyorlanadi.



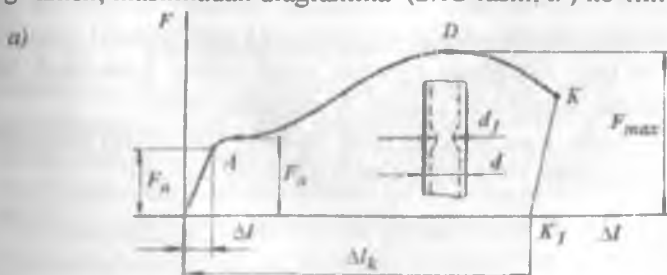
2.10-rasm. Cho'zilish va siqilishga sinash namunalari

Namuna mashinaning 4 va 5 ushlagich (2.11-rasm,b) qismlariga suxariklar yordamida biriktiriladi. 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 orttirilishi talab qilinmaydi. Material oqadi. Bu holatda silliq qilib tayyorlangan namunaning sirtida sterjening simmetriya o'qiga nisbatan 45° burchakda joylashgan chiziqlar hosil bo'ladi. Cho'zuvchi kuchni keyingi ortishida diagramma silliq egri chiziq bilan davom etadi. Cho'zuvchi kuch eng katta (F_{max}) qiymatiga erishganda (2.12-rasm, D nuqta) 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 d dan d_f ga qadar kichiklashadi), ingichka bo'yin hosil bo'ladi. Qisqargan kesimni uzish uchun kam kuch sarf qilinadi, shuning uchun moslamani yetaklovchi ko'rsatgichi va diagramma pastga orqaga keta boshlaydi, namuna ingichka bo'yindan uziladi. Namunada uzilish sodir bo'lishi bilan yetaklovchi 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'latning cho'zilish diagrammasi

Cho'zilishga sinashda kuch bilan namunaning uzayishi orasidagi bog'lanish, mashinadan diagramma (2.12-rasm, a) ko'rinishida olinadi.



b)



2.12-rasm. Yumshoq po'lotni cho'zilish diagrammasi (a) va (b) namunani oquvchanlik chegaradagi korinishi

Diagrammani tavsifli nuqtalari quyidagicha nomlanadi:

OA – chiziq proportsionallik chegarasi deyiladi. OA chegarada material Guk qonuniga bo'ysunadi, chunki namunaning uzayishi (Δl) cho'zuvchi kuchga proportsional o'zgaradi. Bu qonuniyat A nuqttagacha saqlanadi $\Delta l = \frac{F l_0}{EA_0}$ Guk qonuni bo'ysunmaydigan holat boshlanishiga

to'g'ri keluvchi kuchlanish σ_n - materialni proporsionallik chegarasi deyiladi. A nuqtadan sezilar-sezilmas balandroqda joylashgan B nuqta materialning elastiklik chegarasi deyiladi. Nisbatan kamroq (0,001...0,003 %) qoldiq deformatsiya hosil qiladigan kuchlanish σ_s elastiklik chegarasi deyiladi. Agar, OA oraliqda sinovni to'xtatib, namundan kuchni olsak, namunaning uzayishi yo'qoladi. So'nuvchan deformatsiya – elastik deformatsiya deyiladi.

Cho'zuvchi kuchni ortirib borsak, silliq qilib tayyorlangan namunaning yuzida sterjenning simmetriya o'qiga nisbatan 45° burchakda joylashgan chiziqlar hosil bo'ladi (2.12-rasm, b). Namunaning yuzi xiralashadi va uning uzayishi uchun kuchning ortirilishi talab qilinmaydi. Material oqadi. O'zgarmas kuchda namuna deformatsiyasini o'sishi – materialning oquvchanlik chegarasi deyiladi. Materialning oqishiga sabab bo'luvchi kuchlanish σ_{ox} -ga oquvchanlik chegarasi deyiladi. D nuqttagacha namunaning l_0 uzunligi cho'ziladi (deformatsiyalanadi). D nuqtda namuna eng katta kuchni qabul qiladi va uning butun uzunligi uzayishdan to'xtab ma'lum bir bo'lagi uzayadi. Mahalliy uzayish hosil bo'ladi. Namunaning mahalliy uzayishida qatnashgan ko'ndalang kesimi – qisqaradi (diametr kichiklashadi), ingichka bo'yin hosil bo'ladi. Qisqargan kesimni uzish uchun kam kuch sarf qilinadi va namuna ingichka bo'yindan K nuqtada uziladi.

Eng katta kuch F_{max} ta'sirida hosil bo'lgan kuchlanish materialni mustahkamlik chegarasi yoki vaqtinchalik qarshilik deyiladi.

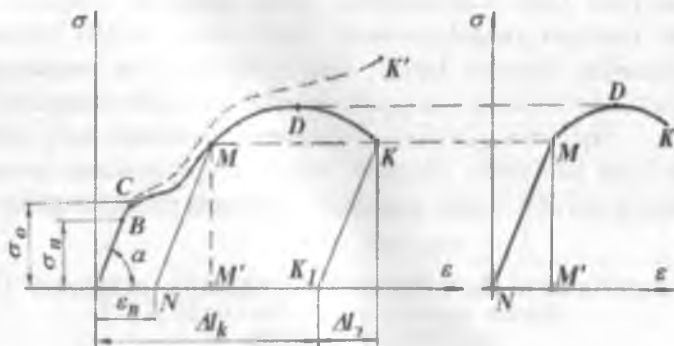
$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_0}, \quad \sigma_s = \frac{F_y}{A_0}, \quad \sigma_{ox} = \frac{F_{ox}}{A_0}, \quad \sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_0} \quad (2.19)$$

(2.19) formulada topilgan $\sigma_n, \sigma_o, \sigma_{OK}$ va σ_{max} kuchlanishlar – materialning mexanik xossalarini tashkil qiladi. $OK_1 = \Delta \ell_k$ namunaning uzilishidagi qoldiq deformatsiyasi. $K_1 U$ - namunaning uzilishidan keyin soʻngan deformatsiyasi (2.11-rasm).

$$\text{Namunaning nisbiy uzayishi: } \delta = \frac{\Delta \ell_k}{\ell_0} \cdot 100 \% \quad (2.20)$$

va koʻndalang kesimining nisbiy qisqarishi: $\psi = \frac{A_0 - A_1}{A_0} \cdot 100\%$ namuna

materialining plastiklik xossasini belgilaydi. Masalan: agar $\delta > 5 \%$ boʻlsa material plastik va $\delta < 5 \%$ boʻlsa material moʻrt boʻladi. Plastik materiallar uchun ψ katta boʻladi. St.2 markali poʻlat uchun $\psi = 55 \dots 65 \%$, $\delta = 28 \dots 33 \%$. Materialning yemirilmasdan katta deformatsiya hosil qilaolish qobiliyati – plastiklik deyiladi. Plastiklikni oʻlchovi – nisbiy uzayishdir. Moʻrtlik – materialning plastiklik xossasiga teskaridir.



2.13-rasm. $\sigma - \varepsilon$ koordinatasida choʻzilish diagrammasi

$\sigma - \varepsilon$ koordinatasida choʻzilish diagrammasi. Buning uchun F kuchni A_0 ga va $\Delta \ell$ ni namuna uzunligiga boʻlamiz (2.13-rasm). $\sigma - \varepsilon$ koordinatadagi choʻzilish diagrammasini shartli diagramma deb qabul qilsak ham boʻlaveradi. Chunki namunaning choʻzilishdagi turli holatiga toʻgʻri keluvchi kuchlanishlarini ($\sigma; \sigma_o; \sigma_{max}$) topishda choʻzuvchi kuch F ni namunaning boshlangʻich kesim yuzasi A_0 - ga boʻldik. Agar, namunaning uzayishida koʻndalang oʻlchamning qisqarishini hisobga ol-

sak, (2.19) formula orqali topilgan kuchlanishlar haqiqiy kuchlanishlardan farqli bo'lib chiqadi. Haqiqiy kuchlanishlar yordamida qurilgan cho'zilish diagrammasining ordinatasi $\sigma - \varepsilon$ koordinatasida *OASMDK* chiziq bilan chegaralangan cho'zilish diagrammasining ordinatasidan balanddir (2.13-rasm, punktir chiziq) $\sigma - \varepsilon$ diagrammasidan $t g \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon} = E$ hosil bo'ladi. Materialning elastiklik moduli E diagramma

to'g'ri chiziqli qismini abtsissaga nisbatan og'ishgan burchagining tangensiga teng.

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 ustmaust tushadi. Demak, namuna qayta yuklanganda oldingi qoldiq deformatsiya ε_N hisobga olinmas ekan. Takroriy (qayta) yuklashda (cho'zishda) materialning qoldiq deformatsiyasiz katta kuchni qabul qilish qobiliyati yaxshilandi. Bu holat MN chiziqda yaqqol ko'rinadi, MN chiziq takroriy yuklashdagi proporsionallik chegarasi bo'lib, materialni elastiklik xossasini aniqlaydi. Plastik deformatsiya ta'sirida material elastiklik xossasining yaxshilanishi – puxtalanish deyiladi. Puxtalanish texnikada ko'p uchraydigan texnologik jarayondir. Masalan remen, zanjir, tros'larni sovuq holatida boshlang'ich cho'zilishi, presslash, valiklarda prokatka qilish va h.k.

Ayrim materiallarni cho'zilishda mustahkamlik chegarasi σ_B va uzilishdagi uzayishi δ

2.2-jadval

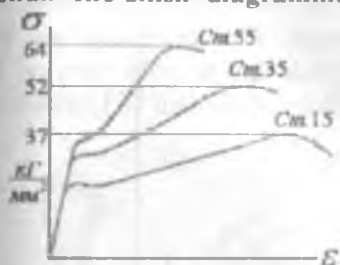
Material	$\sigma_B, \frac{kg}{mm^2}$	$\delta, \%$
Bolt va parchin uchun po'lat	3400...5500	22 - 25
Quyma temir (po'lat)	3000...4800	8 - 16
Prokat po'lat	3800...6200	18 - 22
Nikelli po'lat	5500...6500	22 - 27
Xromnikelli po'lat	6500...7000	16 - 18
Maxsus po'lat	11000...16000	8 - 10

2.2-jadvalning davomi

Cho'yan	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	

2.3-jadval

Turli markadagi po'lat uchun cho'zilish diagrammasi



Ayrim materiallarni cho'zilishda mustahkamlik chegarasi

Material	$\sigma_B, \frac{kg}{sm^2}$
cho'von	6000...9000
granit	800...2000
g'isht	60...300
ohak	400...2000
beton	70...500
sosna tola bo'ylab	300...350

2.5.2. Materiallarni siqilishga sinash

Qurilish materiallarini siqilishga sinashda RB-10 mashinasi yoki P-50 gidravlik pressidan foydalanish mumkin.

Plastik va mo'rt materiallarni siqilishga sinash uchun namunalar tayyorlanadi. Po'lat va cho'yon materiallaridan silindr shaklidagi, boshqa materiallardan esa kubiklar tayyorlanadi:

Yog'och: 35x35x35,

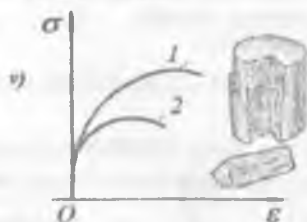
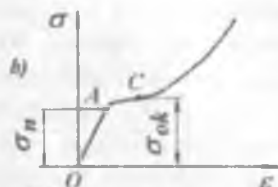
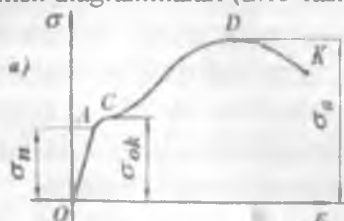
beton:

100x100x100

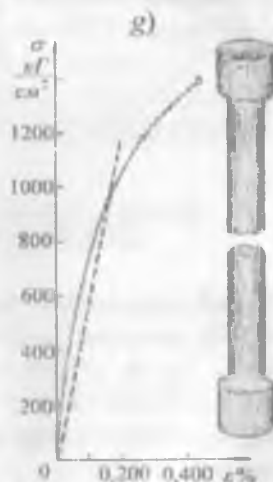
keramika: 10x10x10 mm

Materiallarni cho'zilish va siqilish diagrammalari

Yumshoq po'lat siqilishda ham, cho'zilishdagi kabi katta qoldiq deformatsiya hosil qilish xususiyatiga ega. Siqilish diagrammasi o'suvchan bo'ladi. Uning uchun, yumshoq po'latni siqilishda mustahkamlik chegarasini aniqlash mumkin emas (2.15-rasm, b). Yumshoq po'latni cho'zilish va siqilishdagi (σ_n, σ_{ok}) kuchlanishlari taxminan bir xil: $\sigma_n = 200 \text{ MPa}$; $\sigma_{ok} = 240 \text{ MPa}$. Cho'yaning cho'zilish (2.15-rasm, v-1) va siqilish diagrammalari (2.15-rasm, b-2) bir xil emas.



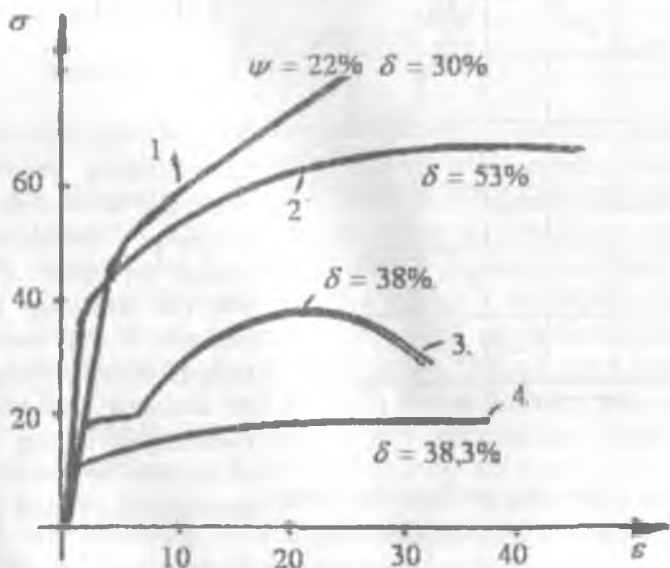
Chunki cho'yan cho'zuvchi kuchga kam qarshilik ko'rsatib juda kichik qoldiq deformatsiya hosil qilib yemiriladi (2.15-rasm, g). Cho'yaning cho'zilishda uzilish bo'yni sezilmaydi, siqilishda esa namuna K kuch chizig'iga 45° burchak ostida yoki vertikal tekislikda yemiriladi (2.15-rasm, v).



2.15-rasm. Turli materiallarni cho'zilish va siqilish diagrammalari:

- a) yumshoq po'latni cho'zilish va b) siqilish diagrammalari;
- v) cho'yon materialini siqilish (1) va cho'zilish (2) diagrammalari;
- g) cho'yan namunasini yemirilish xarakteri.

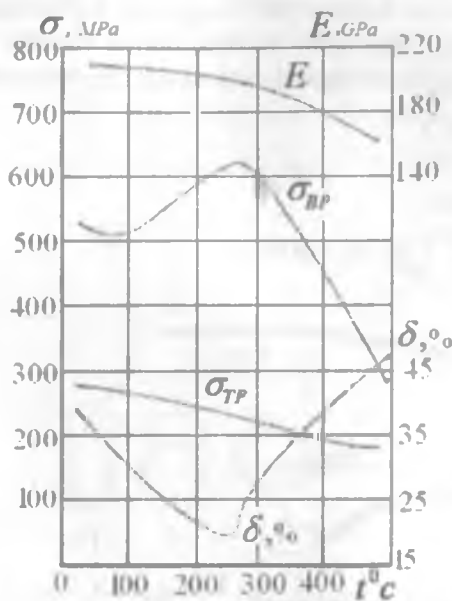
Mis, bronza, po'lat materiallarning ayrim navlari oquvchanlik chegarasiga ega emas. Diagrammaning to'g'ri chiziqli qismi egri chiziq bilan almashadi. Oquvchanlik chegarasi bo'lmagan materiallarda, oquvchanlik chegarasiga tegishli kuchlanishni shartli ravishda nisbiy uzayishi 0.2 % to'g'ri keluvchi kuchlanishga teng deb qabul qilinadi (2.15-rasm). Bunday materiallarda proporsionallik chegara sifatida, namunaning umumiy deformatsiyasini 0.002% ga tegishli kuchlanish qiymatini qabul qilinadi. Diagrammaning shu qismi to'g'ri chiziq bilan almashtiriladi va Guk qonuni ishlatiladi. Umuman, materialning xossalari sinov ishlarini o'tkazish sharoitiga, materiallarning olinish texnologiyasiga, termik va mexanik ishlov berish usuliga, harorat va tashqi kuch qo'yilish tavsifiga bog'liq. Masalan: harorat 300°S ga qadar ko'tarilgan da yumshoq po'lat ning mo'rtligi namoyon bo'ladi, elastik moduli E taxminan o'zgarmaydi, oquvchanlik chegarasi kichrayadi, mustahkamligi ortadi (2.17-rasm).



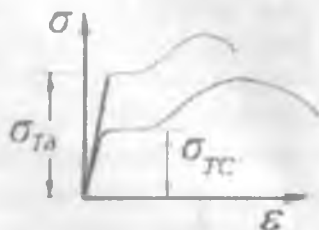
2.16-rasm. 1-yuqori sifatli legirlangan po'lat;
2-nikelli po'lat; 3-quyma po'lat; 4-bronza

Harorat 350...400⁰ ga qadar ko'tarilganda yumshoq po'latning xossasi noaniqlikka yaqinlashadi. Uning mexanik xususiyatlari yomonlashadi, plastiklik tiklanadi (2.17-rasm) Bu holat faqat yumshoq po'latga xosdir.

Legirlangan po'lat va rangli metallarda harorat ko'tarilishi bilan σ_{st} va σ_{d} bir xil kamayib borsa, δ esa oshib boradi. Yuklanish tezligi ortishi bilan plastik materialning xossalari mo'rt material xossasiga yaqinlashadi (2.18-rasm, 1 - statik kuch, 2 - dinamik kuch). Yuklanish tezligi ortishi bilan materialning oquvchanlik va mustahkamlik chegaralari ortadi.



2.17-rasm. Yumshoq po'lot xossalarini temperatura ta'sirida o'zgarishi.



2.18-rasm

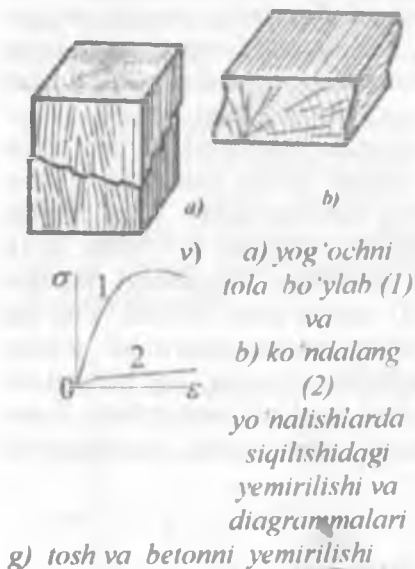
Dinamik cho'zilish diagram masining ordinatasi statik cho'zilish diagrammasining ordinatasidan baland joylashadi. Dinamik cho'zilishning diagrammasi σ o'qi tomonga siljigan holatda joylashadi. Dinamik yuklanishda yumshoq po'latning elastik moduli taxminan o'zgarmaydi (2.18-rasm).

Plastmassa va organik materiallarning mexanik xossalari deformatsiya tezligiga bog'liqdir. Plastmassaga uzoq muddat kuch ta'sir qilib tursa, uning mustahkamlik chegarasi kamayadi. Konstruksiya elementlari tayyorlanadigan konstruksiion po'lat quyma, qoliplash, prokatlash, sudrab cho'zish usullari bilan olinadi. Turli xil usullar bilan

olingan bir xil tarkibli po'latning mexanik xossalari har xil bo'ladi. Quyma usul bilan olingan po'latda, konstruksiyaning mustahkamligini kamaytiruvchi har xil ichki nuqson hosil bo'lishi mumkin. Shuning uchun materiallarni rentgenli, ultratovushli yoki boshqa usullar bilan tekshirib ko'rish kerak. Prokatlash po'latni anizotrop materialga aylantiradi. Prokatlash yunalishida materialda tola hosil bo'ladi. Agar detalning o'qi materialning tolasiga parallel bo'lsa, materialning mustahkamligi katta bo'ladi. Masalan, yog'och materialini tolasiga bo'ylab siqilishga sinaganda, uning mustahkamlik chegarasi (2.19-rasm, b-1), tolalariga perpendikulyar tekislikda siqilishga sinagandagi mustahkamlik chegarasidan (2.19-rasm, b-2) ancha katta bo'ladi. Yog'och bir jinsli material emas, ya'ni yog'ochdan tayyorlangan kubik tolalari bo'ylab va unga tik yo'nalishda xossalari bir xil emas. Yog'och anizotrop material. Tolalari bo'ylab siqilishda yog'och jinslari katta kuchlanishlarga chidam beraoladi. Masalan, qarag'ayning mustahkamlik chegarasi

$$\sigma_{\text{y}} = (400 \dots 800) \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

Natijada, boshlang'ich ichki kuchlanishi yo'qotiladi, qirqib ishlash osonlashadi. Toblangan po'latda mustahkamlik ortadi, plastiklik esa kamayadi. Bo'shatilgan po'latda plastiklik ortadi, mustahkamlik xususiyatlari kamayadi. Yuqori haroratda material xossasining o'zgarishida surilish ahamiyatlidir. Yuqori haroratda o'zgarmas kuchlanish ta'sirida vaqt o'tishi bilan deformatsiyaning o'sishiga – surilish deyiladi. Qo'rg'oshin, latun, bronza, alyuminiy va boshqa rangli metallarda surilish kichik haroratda ham sodir bo'lishi mumkin. Harorat qancha katta bo'lsa surilish shuncha tezroq hosil bo'ladi. Ayrim hollarda, juda katta vaqt oralig'ida – kuchlanishi proportsionallik chegarasidan kichik bo'lgan materialni yuqori haroratda deformatsiyaning tez o'sishi – yemirilishiga sabab bo'lishi mumkin. Surilish natijasida plastik deformatsiyaning o'sishi, kuchlanishning detal kesimida qayta taqsimlanishi olib keladi. Plastiklik deformatsiyasining o'sishi natijasida kuchlanishning kamayishi – relaksatsiya hodisasi deyiladi.



2.19-rasm. Mo'rt materiallarni siqilishdagi yemirilishi.

Siqilishda kubik bir qismining ikkinchi qismiga nisbatan siljishi tufayli yemirilish ro'y beradi. Yog'ochni tolalariga ko'ndalang siqilishda u yemirilmaydi, balki ancha siqiladi, ya'ni balandligi kichrayadi.

Materialning oquvchanlik chegarasidan tashqanda puxtalanishi, uning oquvchanlik va mustahkamlik chegarasini orttiradi, uzilishdan keyingi qoldiq deformatsiyasini kamaytiradi. Material mustahkam va elastik bo'ladi, plastikligi kamayadi. Materiallarning mexanik va plastik xossalari o'zgartirish uchun ularga termik ishlov beriladi: yumshatish, toblash va bo'shatish. Po'lat ma'lum haroratgacha qizdirilib ushlab turiladi, so'ngra astasekin sovutiladi. Yumshatish natijasida po'latning mustahkamlik tavsifi kamayadi, plastiklik xususiyati ortadi.

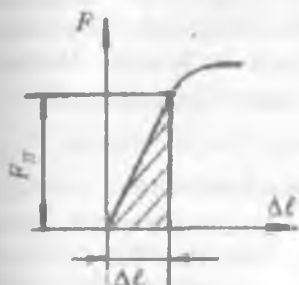
Mo'rt materiallar siqilishda yemiriladi. Betonni siqilishda mustahkamlik chegarasi cho'zilishdagiga qaraganda taxminan 20 marta katta.

Cho'zilish va siqilishda potentsial energiya

Namunani cho'zishda yoki siqishda mashina ish bajaradi. Bu ish miqdor jihatdan materialda to'plangan potentsial (T) va kinetik (K) energiyalar yig'indisidan iborat bo'ladi, ya'ni: $A_{ish} = T + K$

Namunaga qo'yilgan tashqi kuch statik kuch bo'lganligi uchun kinetik energiya nolga teng. Demak, tashqi $A_{ish} = T$ kuchning bajargan

ishi namunaning deformatsiyasi natijasida materialda to'plangan potensial energiyaga teng ekan.



Ikkinchi tomondan, proportsionallik chegarasida to'liq ish diagrammada shtrixlangan uchburchakning yuzasi bilan topiladi:

$$A_{\text{ish}} = \frac{F_0 \Delta l}{2} = \frac{F^2 \ell}{2EA_0} \quad \text{yoki} \quad T = \frac{F^2 \ell}{2EA_0}$$

Deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi

$$U = \frac{T}{V_0} = \frac{T}{A_0 \ell} = \frac{F^2}{2EA_0^2} = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{\sigma \epsilon}{2}$$

Mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsiyenti

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 yemiriladi, yoki unda sezilarli plastik deformatsiya hosil bo'ladi. Bu kuchlanishlar chegaraviy deyiladi.

Yuqorida keltirilgan uch guruhdagi materiallarni statik yuklanishdagi chegaraviy kuchlanishlar bo'yicha quyidagi mexanik xarakteristikalami qabul qilamiz: plastik materiallar uchun (katta qoldiq deformatsiya hosil qilib yemiriladi) – oquvchanlik chegara (σ_{OK} va σ_{O_2}) cho'zilish va siqilishda bir xil;

mo'rtplastik materiallar uchun (uncha katta bo'lmagan qoldiq deformatsiya hosil qilib yemiriladi) – shartli oquvchanlik chegara cho'zilish va siqilishda har xil;

mo'rt materiallar uchun (uncha kichik qoldiq deformatsiya hosil qilib yemiriladi) – mustahkamlik chegara cho'zilish va siqilishda har xil.

Puxtalanish po'lat materialining mexanik xorssasim 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 diagrammasida 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.

Konstruksiya 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 xossalari farq bo'lishi mumkin.

Chegaraviy kuchlanishni ekspluatatsiya jarayonida hosil bo'lgan eng katta hisobiy kuchlanishga nisbati ehtiyotlik koeffitsiyenti deyiladi

$$n = \frac{\sigma_{cheg}}{\sigma} \quad (2.21)$$

Bu yerda $n > 1$ bo'lishi kerak, aks holda mustahkamlik ta'minlamaydi. Tabiiyki, n - ni qaysi qiymatida konstruksiya elementining mustahkamligi ta'minlanadi? n - ni qiymati qancha katta bo'lsa, konstruksiya shuncha katta ehtiyotlik koeffitsiyentiga ega bo'ladi. Lekin, juda katta ehtiyotlik koeffitsiyent material sarfini ko'paytiradi, konstruksiyaning og'irligi kattalashadi, iqtisodiy noqulay bo'ladi. Konstruksiyaning vazifasiga va boshqa faktorlarga bog'liq ravishda n - koeffitsiyentning minimal qiymati o'tatiladi va uni $[n]$ harfi bilan belgilanadi. $[n]$ - mustahkamlikka talab qilingan ehtiyotlik koeffitsiyenti deyiladi. Agar, mustahkamlikka talab qilingan ehtiyotlik koeffitsiyenti

- hisobiy ehtiyotlik koeffitsiyenti n - dan kichik bo'lsa, ya'ni $n < [n]$ shartda konstruksiya elementining mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi

Bu shart, tengsizlik mustahkamlik shart deyiladi. (2.21) ifodani e'tiborga olsak, mustahkamlik shart quyidagicha ko'rinishga keladi:

$$n = \frac{\sigma_{chag}}{\sigma} \geq [n] \quad \text{yoki} \quad \sigma \leq \frac{\sigma_{chag}}{[n]} \quad (2.22)$$

Bu yerda $\frac{\sigma_{chag}}{[n]} = [\sigma]$ - ruxsat etilgan kuchlanish deyiladi.

2.6. Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash

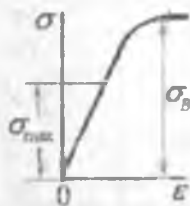
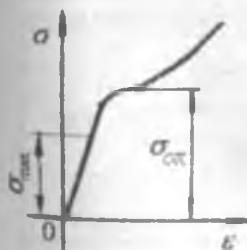
Cho'zilish va siqilishga ishlaydigan detallarni mustahkamlikka hisoblashda normal kuchlanish σ -ni qaysi qiymati xafli emas degan savol tug'iladi. Albatta, bu kuchlanish detalni yemirish yoki uni noqulay sharoitda ishlash holatiga to'g'ri keluvchi xavfli kuchlanish σ_0 - dan kichik bo'lishi kerak. Konstruktsiya qismlarining xavfsiz holatini ta'minlovchi kuchlanishga ruxsat etilgan kuchlanish deyiladi. Bu kuchlanishni $[\sigma]$ bilan belgilaymiz va uning qiymati tajribalar asosida topiladi.

Demak, konstruktsiya qismida hosil bo'lgan eng katta normal kuchlanish $\sigma = \sigma_{max}$, shu konstruktsiya materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lmasa, konstruktsiyaning mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi, ya'ni:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A} \leq [\sigma] \quad (2.23)$$

(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 yerda σ_0 - materialning mustahkamlik chegarasi:

Plastik material uchun $\sigma_0 = \sigma_{ok}$ va mo'rt material uchun $\sigma_0 = \sigma_s$ deb qabul qilinadi. σ_{ok} - oquvchanlik chegarasidagi kuchlanish; σ_s - mustahkamlik chegarasidagi

kuchlanish, n - ehtiyotlik koeffitsiyenti.

Oquvchanlik chegarasida plastik materialda qoldiq deformatsiya hosil bo'lsa, mo'rt materiallar mustahkamlik chegarasida yemiriladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati konstruksiyani ishonchli va iqtisodiy samarali bo'lishini ta'minlaydi. $|\sigma|$ kuchlanishni katta qiymatida hisoblash olib borilsa, yengil va iqtisodiy qulay konstruksiya loyihalanadi, agar ruxsat etilgan kuchlanish asossiz oshirilsa konstruksiya ishonchli bo'lmaydi. Ruxsat etilgan kuchlanishning kichik qiymatida konstruksiyani ishonchligi ortadi, material sarfi oshadi va iqtisodiy noqulaylik bo'ladi.

Mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsiyentni aniq talab qilingan norma asosida belgilangan bo'lmasa, konstruktor $[n]$ qiymatini quyidagi faktorlarga bog'liq tanlaydi: ta'sir qiluvchi kuch va hisoblash metodini to'g'ri tanlash, materialni bir jinsliligi, mexanik ishlov berish xatoligiga sezgirligi; detalni mas'uliyati.

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 koeffitsiyentini tanlashda mashinaning ishlash muddatiga e'tibor beriladi. Masalan: qurilish sohasida $n = 2 \dots 5$ va aviatsiya texnikasida $n = 1,5 \dots 2$

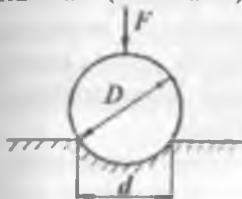
Ayrim materiallar uchun cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish

2.4 - jadval

Material	Ruxsat etilgan kuchlanish $\frac{\kappa G}{sm^2}$	
	siqilish	cho'zilish
Qurilish uchun po'lat	1600	1600
Po'lat St 2	1400	1400
Sosna tola bo'vlab	100	70
Dub tola bo'vlab	130	90
Tekstolit	500 - 900	300 - 400
Kul rang cho'yon	1200... 1500	
Beton $R = 110 \frac{\kappa G}{sm^2}$ markali	38	4.5
Beton $R = 170 \frac{\kappa G}{sm^2}$ markali	60	7

2.7. Qattqlik

Sirtiga mexanik tarzda kiritilgan detalga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati materialning qattqligi deyiladi. Qattqlik yordamida materialning mustahkamlik chegarasini aniqlash mumkin. Materialning qattqligini aniqlash uchun, uning sirtiga sharik ma'lum kuch bilan ta'sir qildiriladi (2.20-rasm).



2.20-rasm. Qattqlikni aniqlash

D - sharikning diametri; sm ;
 d - sharikni material sirtidagi izi diametri, sm . Agar, $NV \geq 400 kg/mm^2$ bo'lsa, materialning qattqligi sharik yordamida topilmaydi, chunki materialning deformatsiyasi sezilarli bo'ladi. Brinel soni va materialning mustahkamlik chegarasi bog'lanishda: qattqlik Brinel soni bo'yicha topiladi.

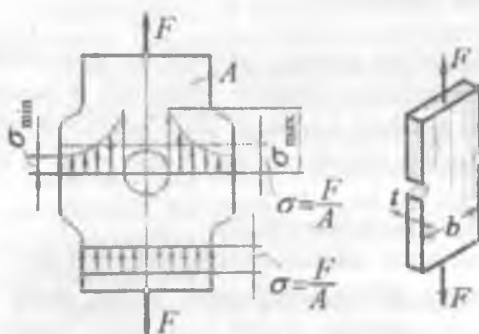
$$HB = \frac{2F}{\pi \cdot D \left(D - \sqrt{D^2 - d^2} \right)}, \text{ kam uglerodli}$$

po'lat $\sigma_s = 0,36 HB$, kul rang cho'yan:

$$\sigma_s = \frac{HB - 40}{6}$$

2.8. Kuchlanishlar konsentratsiyasi

Turli notekisliklar, teshiklar va kanavkalar hisobiga ko'ndalang kesimning (zaiflashishi) o'zgarishi kuchlanishning notekis taqsimlanishiga, kuchlanishlar konsentratsiyasini hosil bo'lishiga olib keladi.



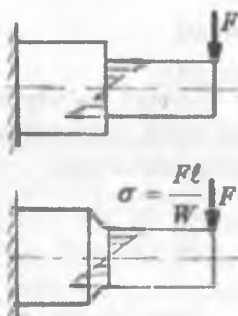
2.21-rasm. Kuchlanishlar konsentratsiyasini aniqlash sxemasi

F kuch ta'sirida chozilayotgan sterjenning kesimida me'yoriy kuchlanish teng tarqaladi, teshik yomda kuchlanii to'plami hosil bo'ladi. Kuchlanishning bunday to'planishi mahalliy kuchlanish yoki kuchlanishlar konsentratsiya-si deyiladi.

Mahalliy kuchlanish ni keltirib chiqargan notekisliklarning turiga kuchlanishlar konsentrat-ori deyiladi. Maksimal kuchlanish σ_{nom} kuchla-nishga nisbati kuchla-

nishlar konsentratsiyasining koeffitsiyenti deyiladi.

$$\alpha = \frac{\sigma_m}{\sigma_{nom}} \quad \sigma_{nom} = \frac{F}{A_0}$$



2.22-rasm. O'zgaruvchan kesimlarda kuchlanishlar konsentratsiyasi

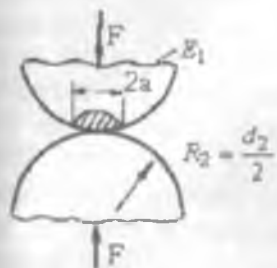
α_k - ning qiymati notekislikning shakli va o'lchamiga bog'liq va eksperiment orqali topildi. A_0 - sterjenning zaiflashmagan ko'ndalang kesimi yuzasi.

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.

$$\alpha = \frac{\sigma_m}{\sigma_{nom}}$$

2.9. Kontakt kuchlanishlar haqida tushuncha

Podshipniklar, tishli uzatmalar, ko'priklarning tayanch qismlaridagi shar va silindrik g'ildiraklarning ish jarayonida kontaktli kuchlanishlar hosil bo'ladi. Demak, ikkita o'zaro tegib turadigan jismni ta'sirlashuv yuzasida paydo bo'ladigan kuchlanishlar kontaktli kuchlanishlar deyiladi (2.23-rasm). Kontaktli kuchlanishlarni ko'pincha mahalliy kuchlanishlar ham deyiladi. Kontaktli kuchlanishlarni va deformatsiyalarni qonuniyati va aniqlanishining ayrim usullari, nazariyasi elastiklik nazariyasida keltirilgan.



2.23-rasm. Kontaktli kuchlanishni aniqlash

Diametrlari d_1 va d_2 bo'lgan ikkita elastik shar markaziy kuch bilan siqilganda ularning o'zaro tegib turgan joylarda radiusi

$$a = 0,88 \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{2} \cdot \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}}$$

bo'lgan doira hosil bo'ladi.

Kontakt maydonchasidagi normal kuchlanish notekis taqsimlanadi. Eng katta kuchlanish kontakt doirasining

Markazida bo'lib, kuchlanishning o'rtacha qiymatidan 1,5 marta kattadir

$$\sigma_{\max} = 1,5 \frac{F}{\pi \cdot d^2}$$

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.

2.10. Yangi materiallarning mexanik tavsiflari

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, plastikligi past buladi. Po'lat yuqori mexanik xossaga ega, qoliplash, quyma va prokatlash namunalarni olish; stanoklarda ishlov berish; payvandlash va termik ishlov berish qulay. Po'lat turlari bilan farq qiladi. Konstruksion sifatli po'lat uglerod va manganetsni miqdori bilan farq qiladi: St.40; St.45; St.30G – G harfi yuqori miqdorli manganets borligini ifodalaydi. Legirlangan konstruksion po'lat sifatli va yuqori sifatli turlarga bo'linadi. Legirldaydigan elementlar miqdoriga ko'ra xromli (20X, 40X); xromnikelli (20XN, 12XN3A) po'latlar mavjud. Harfdan oldingi raqam uglerod miqdorini; keyingisi esa legirldaydigan 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, kirmak, friksion g'ildiraklar tayyorlanadi.

Chuyon Chuyon deb, tarkibida 2% uglerod bo'lgan temiruglerodli 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, manganets, nikel va h.k. tarkibiy qismlardan tashkil topgan.

Latunni mexanik xossasi va korroziyaga chidamliligi yaxshi. St.45 markali po'latdan 5-6 marotaba qimmat. LTs23A6JZMs2 – markali latun-kirmak g'ildiragi, LTs38Ms2S2 – antifriksion detallarni tayyorlashda ishlatiladi.

Bronza – qalay, qo'rg'oshin, alyuminiy, temir, kremniy, manganets 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 kinnak 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. Qunilishda turli plastmassalar ishlatilmoqda. Plastmassalarni qoliplash temperaturasi 20 dan (epoksidoplast, efirioplast) 250 – 350^oS gacha (polipropilen, ftoroplast) etadi. Plastmassalarning elastiklik moduli katta bo'lib, cho'ziluvchanligi kichikdir Masalan:

$$\begin{array}{ll} \text{penoplast} & E = (3 \dots 25) 10^3 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = (0,1 \dots 1,5) \% \\ \text{epoksidoplast} & E = (3 \dots 4) 10^3 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = (2,5 \dots 8) \% \end{array}$$

Qotish jarayonida o'zgaraydigan xossalar oladigan plastmassalar reaktoplastlar deyiladi. Qotish jarayonida o'zgaruvchan xossalar oladigan plastmassalar – termoplastlar deyiladi. Ularni qayta qizdirib yana qolipga solish mumkin. Bunday plastmassalarning elastiklik moduli kichik, cho'ziluvchanligi kattadir. Masalan:

$$\begin{array}{ll} \text{polietilenda} & E = (1,5 \dots 2,5) 10^3 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = (150 \dots 600) \% \\ \text{polipropilenda} & E = (9 \dots 12) 10^3 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = (500 \dots 700) \% \end{array}$$

Ba'zi plastmassalarning mustahkamlik chegaralar St.3 po'latnikiga qaraganda yuqori, plastiklik xarakteristikalari uncha katta emas, uzilishdagi qoldiq deformatsiyasi $\delta = (1 \dots 2) \%$. Plastmassalarning solishtirma og'irligi ($\rho = 1,3 \dots 1,9 \text{ kg/sm}^3$) po'latnikiga nisbatan 3-4 marta, dyuralyumininikiga 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'r-tacha qattiq, qattiq, issiqqa va yog' ta'siriga chidamli protektor kabi sortlari mavjuddir. Rezinani elastiklik moduli, Puasson koeffitsiyenti o'zgaruvchandir. Masalan:

$$\begin{array}{l} E = (0,4 \dots 8) \text{ mN/m}^2; \quad \mu = 0,11-0,45 \text{ sof kauchuk uchun: } \mu = 0,5 \\ \text{protektor rezina uchun: } E = (8,5 \dots 11) \text{ mN/m}^2, \quad \delta = 40 \dots 45 \%, \text{ ebonit} \\ \text{uchun: } E = 40 \dots 70 \text{ mN/m}^2; \quad \delta = 0,8 \dots 1,2 \% \end{array}$$

Po'lat materialini va boshqa metall qorishmalarini mexanik va boshqa xossalarini oshirish va yaxshilash uchun ularga termik va kimyo-termik ishlov berish va mexanik mustahkanlash 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 tadbiriq 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 kimyo-termik ishlov berish kerak.

Zamonaviy mashinasozlikda sementatsiyalash 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.

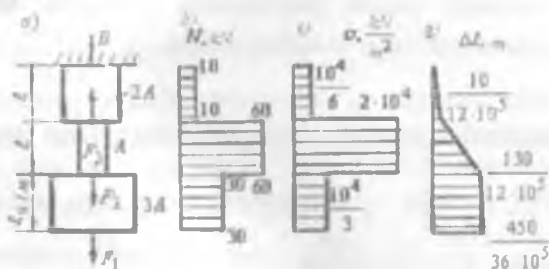
Metall qatlamini plastik deformatsiyalash – mexanik puxtalash deyiladi. Po'lat, chuyon va har xil rangli metallar qorishmasini mexanik puxtalash oddiy va samarali jarayondir. Mexanik puxtalanish - o'qlar, resorlar, prujinalar va h.k.da bajariladi.

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 diagrammmasini chizib bering.
8. Yumshoq po'latni siqilish diagrammmasini chizib bering.
9. Proportsionallik 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. Ruxsat 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 (2.24-rasm). Pog'onali brus uchun ichki bo'ylama kuch N ; normal kuchlanish σ va absolyut uzayish Δl epyuralari qurilsin.



2.24-rasm. Pog'onali brusni yuklanish sxemasi va bo'ylama kuch, normal kuchlanish va bo'ylama uzayish (N , σ va Δl) 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 ($\Delta l_B = 0$) nolga tengdir. Shuning uchun, bo'ylama kuch N - ni topishni ham sterjenning tayanch nuqtasidan boshlaymiz. Butun sistemaning muvozanat tenglamasidan noma'lum reaksiya kuchi B -ni topamiz (2.24-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 B-ga teng ekan. 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

$$\Delta \ell_1 = \int_0^{\ell} \frac{N_1 dy}{E2A} = \frac{N_1 y_1}{E2A}, \quad \text{bu yerda} \quad 0 \leq y_1 \leq 1 \text{ m. da o'zgaradi}$$

Agar, $y_1 = 0$ bo'lsa $\Delta \ell_1 = 0$ va $y_1 = 1 \text{ m}$ bo'lsa $\Delta \ell_1 = \frac{10}{12 \cdot 10^5} \text{ m}$

Demak, brusning yuqori pog'onasida bo'ylama deformatsiya to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgarib noldan $\Delta \ell_1 = \frac{10}{12 \cdot 10^5}$ gacha ortib boradi.

II-II – qirgimdan ajratilgan qismning muvozanat tenglamasiga asosan

$$\sum y = 0. \quad B + F_3 - N_2 = 0 \quad \text{va} \quad N_2 = 60 \text{ kN},$$

normal kuchlanish $\sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{60}{3 \cdot 10^{-3}} = 2 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$

Sterjen ajratilgan qismining to'liq uzayishini topish uchun ikkinchi oraliq uzayishiga birinchi oraliqning to'liq uzayishini qo'shib yozamiz, ya'ni:

$$\Delta \ell_2 = \frac{10}{12 \cdot 10^5} + \frac{N_2 \cdot y_2}{EA}, \quad \text{bu yerda} \quad 0 \leq y_2 \leq 1 \text{ m. da o'zgaradi}$$

agar $y_2 = 0$ bo'lsa $\Delta \ell = \frac{10}{12 \cdot 10^5} \text{ m}$, va $y_2 = 1 \text{ m}$, $\Delta \ell = \frac{65}{6 \cdot 10^5} \text{ m}$

III – III qirgimda Bo'ylama kuch N_3 ni topish uchun sterjenning ajratilgan qismining muvozanat tenglamasini tuzamiz.

$$\sum y = B + F_3 - F_2 - N_3 = 0 \quad \text{bu yerdan} \quad N_3 = 30 \text{ kN}$$

Bo'ylama kuch ajratilgan qismga ta'sir qilayotgan aktiv va reaktiv kuchlarni algebratik yig'indisiga teng bo'ladi.

normal kuchlanish $\sigma_3 = \frac{N_3}{3A} = \frac{30}{3 \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = \frac{10^4}{3} \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$

Sterjenning butun uzunligi bo'yicha to'liq uzayishi

$\Delta \ell_3 = \Delta \ell_2 + \frac{N_3 y_3}{E 3A}$ bu yerda $0 \leq y_3 \leq 1$ m da o'zgaradi

$y_3 = 0$ bo'lsa $\Delta \ell_3 = \frac{130}{12 \cdot 10^3} \cdot m$ va $y_3 = \ell = 1$ m da $\Delta \ell_3 = \frac{450}{36 \cdot 10^3} \cdot m$

N , σ va $\Delta \ell$ epyuralari 2.24-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 $A = 2 \cdot 10^{-4} m^2$, tashqi kuchlar $F_1 = F$, $F_2 = 3F$, $F_3 = 3,5 F$ va $F = 10$ 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 (2.25-rasm).

$$\sum x = -M - F_3 + F_2 + F_1 + \frac{1}{2} q_x \cdot 2a + \frac{1}{2} q_x a - F = 0 \quad \text{va} \quad M = 10 \text{ kN}$$

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 uchburchakni 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 $q_x = \frac{F}{a}$

I-I - qirqim. Brusning M va B nuqtalari oralig'idan $0 \leq x_1 \leq 1$ m sohada o'zgaruvchi I-I-qirqim bilan ikkiga bo'lib, pastki qismning muvozanat tenglamasini tuzamiz $\sum x = 0$ yoki $N_1 + \int_0^a q_x dx - M = 0$

$$N_1 = I - \int_0^a q_x dx = M - \int_0^a q \frac{x dx}{2a} = M - q \frac{x^2}{4a} = M - F \frac{x^2}{4a^2}$$

$$x_1 = 0 \quad \text{da} \quad N_1 = M = 10 \text{ kN}$$

Normal kuchlanish $\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{10}{2 \cdot 10^{-4}} = 5 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{m^2}$

$$x_1 = 0,5m \quad N_1 = 9,375 \quad kN, \quad \sigma_1 = 4,6875 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2}$$

$$x_1 = 1m \quad N_1 = 7,5 \quad kN, \quad \sigma_1 = 3,75 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2}$$

Brusni taqsimlangan kuch intensivligi bilan yuklangan oralig'ida N va σ lar egri chiziq qonuni bilan o'zgaradi. Uzayish

$$\Delta \ell_1 = \int_0^a \frac{N_1 dx}{EA} = \int_0^a \left(\frac{M - F \frac{x_1^2}{4a^2}}{EA} \right) dx = \frac{1}{EA} \int_0^a M dx - \frac{F}{4a^2 EA} \int_0^a x_1^2 dx$$

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 qirgim $a \leq x_2 \leq 2a$.

Qo'zg'almas kesimdan x_2 masofadagi kesimni bo'ylama kuchi quyidagicha topiladi:

$$\sum x = 0. \quad N_2 = M + F_3 - \int_0^2 q_x dx = M + 3,5F - \int_0^2 q \frac{x dx}{2a}$$

Normal kuchlanish $\sigma_2 = \frac{N_2}{A}$

$$x_2 = 1m, \quad N_2 = 42,5kN \quad \sigma_2 = 21,25 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2}$$

$$x_2 = 2m, \quad N_2 = 35kN, \quad \sigma_2 = 17,5 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2}$$

I pog'onadan II pog'onaga o'tish B nuqtasida bo'ylama kuchni qiymati $F_3 = 3,5F = 35kN$ ga farq qiladi. Shuning uchun B nuqta joylashgan kesimni N epyurasida $35kN$ ga teng sakrash bo'ladi.

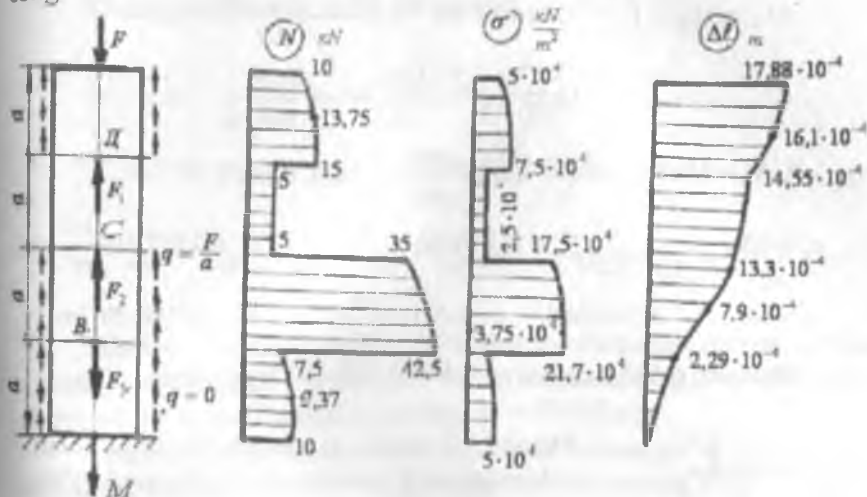
Brus $2a$ uzunligining to'liq uzayishini topamiz.

$$\Delta \ell_2 = \Delta \ell_B + \int_0^{1a} \frac{N_2 dx}{EA} = 2,291 \cdot 10^{-4} + \int_0^{1a} \frac{Mx_2}{EA} + \frac{3,5Fx_2}{EA} - F \frac{x_2^3}{12a^2 EA}$$

$$x_1 = 0, \quad \Delta \ell_2 = 2,291 \cdot 10^{-4} m, \quad x_2 = 0,5m, \quad \Delta \ell_2 = 7,9 \cdot 10^{-4} m,$$

$$x_2 = 1m, \quad \Delta \ell_2 = \Delta \ell_c = 13,3 \cdot 10^{-4} m \quad - \quad AC \quad \text{uzunlikning to'liq uzayishi.}$$

III-III-qirgim. $0 \leq x_3 \leq 1m$. Oraliq uzunligi bo'yicha taqsimlangan kuch intensivligining teng ta'sir qiluvchisi $\frac{1}{2}q \cdot 2a = qa = \frac{F}{a} \cdot a = F$ teng



2.25-rasm. Brusni yuklanish sxemasi va bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari.

Brusni ajratilgan qismini muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi

$$\sum x = N_3 + F_2 + F - F_3 - M = 0 \quad \text{yoki} \quad N_3 = 5kN$$

Normal kuchlanish $\sigma = 2.5 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2}$. Oraliq uzunligi bo'ylab N_3

va σ_3 teng tarqalgan, absolyut uzayish Δl_3 esa x_3 masofaga proporsional bog'lanishda bo'lib to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi.

Shuning uchun AD oraliqni uzayishi $\Delta D = \Delta l_e + \frac{N_3 l}{EA} = 14,55 \cdot 10^{-4} m$

IV-IV-qirgim. $0 \leq x_4 \leq 1m$ oraliqda ajratilgan brus qismining muvozanat sharti

$$\sum x = N_4 + F_1 + \int_0^a q_x dx + F_2 - F_3 - \frac{1}{2} q 2a - M = 0 \quad \text{yoki}$$

$$N_4 = -F - q \frac{x^2}{2a} - 3F + 3,5F + \frac{F}{a} \cdot a + F = 1,5F - F \frac{x^2}{2a^2}$$

Normal kuchlanish $\sigma_4 = \frac{N_4}{A}$ va absolyut uzayishi

$$\Delta \ell_4 = \Delta \ell_D + \int_0^4 \frac{N_4 dx}{EA} = 14,55 \cdot 10^{-4} + \int_0^4 \frac{1,5F - F \frac{x_4^2}{2a^2}}{EA} dx =$$

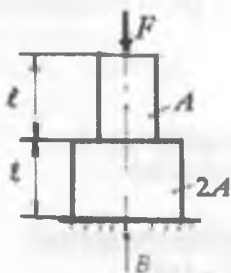
$$= 14,55 \cdot 10^{-4} + \frac{1,5Fx_4}{EA} - F \frac{x_4^3}{6a^2 EA}$$

$x_4 = 0, N_4 = 15 \text{ kN}; \quad \sigma_4 = 7,5 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}; \quad \Delta \ell_4 = 14,55 \cdot 10^{-4} \text{ m}$

$x_4 = 0,5 \text{ m} \quad N_4 = 13,875 \text{ kN}; \quad \sigma_4 = 6,937 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2};$

$x_4 = 1 \text{ m} \quad N_4 = 10 \text{ kN}; \quad \sigma_4 = 5 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}; \quad \Delta \ell_4 = 17,88 \cdot 10^{-4} \text{ m}$

Brusning to'liq uzayishi $\Delta \ell = 17,88 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ ga teng



2.26-rasm

Misol-3. F kuch va xususiy og'irligi bilan yuklangan pog'onali brusni (2.26-rasm) to'liq qisqarishi topilsin. Brus materialining hajmiy og'irligi ρ va elastiklik moduli E .

Yechish. Brus har bir pog'onasining xususiy og'irligi $\sigma_1 = \rho A l$ va $\sigma_2 = \rho 2A l$ va F kuch ta'siridan – tayanch kesimida B 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-qirg'iq $0 \leq x_1 \leq l$ oralig'ida, ya'ni brusni pastki pog'onasidagi ichki bo'ylama kuchni kesish usulidan foydalanib topamiz:

$$\sum x = N_1 + B - \rho 2A x_1 = 0 \quad \text{va} \quad N_1 = \rho 2A \cdot x_1 - F - 3\rho A l$$

Brus ajratilgan qismining deformatsiyasini topamiz.

$$\Delta \ell_1 = \int_0^l \frac{N_1 dx}{E 2A} = \int_0^l \frac{(\rho 2A x_1 - F - 3\rho A l) dx}{E 2A} = \left| \frac{\rho x_1^2}{2E} - \frac{(F + 3\rho A l)x_1}{E 2A} \right|_0^l$$

Agar, $x_1 = 0$ bo'lsa $\Delta \ell_1 = \Delta \ell_B = 0$, ya'ni tayanch kesimida deformatsiya nolga teng: $x_1 = l; \quad \Delta \ell_1 = -\frac{F l}{E 2A} - \frac{\rho l^2}{E}$

II – II-qirqim. $0 \leq x_2 \leq \ell$ oraliqda bo'ylama kuchni topamiz:

$$\sum x = N_2 + B - \rho 2A\ell - \rho 4x_2 = 0 \quad \text{va} \quad N_2 = -F - \rho A\ell + \rho 4x_2$$

Ajratilgan qismning to'liq ko'chishini topamiz.

$$\begin{aligned} \Delta \ell_2 &= \Delta \ell_1 + \int_0^{\ell} \frac{N_2 dx}{EA} = \Delta \ell_1 + \int_0^{\ell} \frac{(-F - \rho A\ell + \rho 4x_2) dx}{EA} = \\ &= \Delta \ell_1 + \left[\frac{\rho 4x_2^2}{2EA} - \frac{(F + \rho A\ell)x_2}{EA} \right]_0^{\ell} \end{aligned}$$

$$x_2 = 0, \quad \Delta \ell_2 = \Delta \ell_1 \quad \text{va} \quad x_2 = \ell, \quad \Delta \ell_2 = -\frac{3F\ell}{2EA} - \frac{3\rho \cdot \ell^2}{2E}$$

Misol-4. Vertikal osilgan po'latdan tayyorlangan sterjen qancha xususiy og'irligida emiriladi. Po'lat materialining mustahkamlik chegarasi 30 kg/mm^2 , xususiy og'irligi $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$

Yechich. Faqat xususiy og'irligi bilan yuklangan sterjenni mustahkamlik shartini yozamiz: $\sigma_{\max} = \rho \ell \leq \sigma_B$ bu yerdan kritik

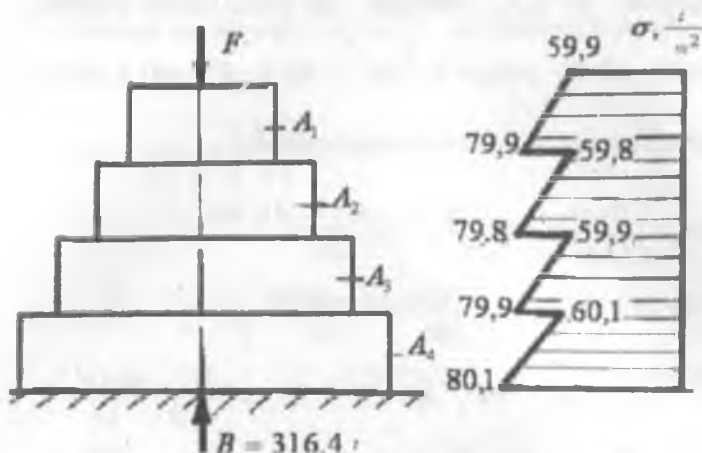
$$\text{uzunlik} \quad \ell_* = \frac{\sigma_B}{\rho} = \frac{50 \cdot 10^6}{7800} = 6410 \text{ m}$$

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

$$\text{og'irligi } 2 \frac{\text{t}}{\text{m}^3} \quad \text{va ruxsat etilgan kuchlanish } [\sigma] = 80 \frac{\text{t}}{\text{m}^2}$$

Yechich. Pog'onali brus yuqori qismining kesim yuzasini topamiz:

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \rho \ell_1} = \frac{100}{80 - 2 \cdot 10} = 1,67 \text{ m}^2$$



2.27-rasm. Tashqi kuch va xususiy og'irlik ta'siridagi pog'onali brus va normal kuchlanish epyurasi

A kesimga tashqi F kuch va yuqori qismni xususiy og'irligi ta'sir qiladi:

$$A_2 = \frac{F - \rho l \ell_1}{[\sigma] - \rho \ell_2} = \frac{100 + 2 \cdot 1.67 \cdot 10}{80 - 2 \cdot 10} = 2.23 \text{ m}^2$$

Pog'onali brusni uchinchi qismi F kuch, birinchi va ikkinchi pog'onalami xususiy og'irliklari ta'sirida:

$$A_3 = \frac{A + \rho l (A_1 + A_2)}{[\sigma] - \rho \ell_3} = \frac{100 + 2 \cdot 10(1.67 + 2.23)}{80 - 2 \cdot 10} = 2.97 \text{ m}^2$$

Pog'onali brusni eng pastki qismi F kuch va undan yuqori qismlarini xususiy og'irliklari ta'sirida bo'ladi:

$$A_4 = \frac{F + \rho l (A_1 + A_2 + A_3)}{[\sigma] - \rho \ell_4} = \frac{100 + 2 \cdot 10(3.9 + 2.97)}{80 - 2 \cdot 10} = 3.95 \text{ m}^2$$

Pog'onali brusni tayanch kuchini topamiz:

$$\sum x = -F - \pi \cdot \ell (A_1 + A_2 + A_4) + B = 0 \quad \text{bu yerdan}$$

$$B = 100 + 2 \cdot 10(1.67 + 2.23 + 2.97 + 3.95) = 316.4 \text{ t}$$

Pog'onali brusning uzunligi bo'ylab kuchlanish epyurasini qurish uchun, uni har bir pog'onasidagi ichki bo'ylama kuchlarini kesish usulidan foydalanib topamiz.

I-I-qirgim. N_1 kuchni topish uchun brusni ajratib olingan qismining muvozanat tenglamasini tuzamiz $\sum x = -F - A\rho\alpha_1 - N_1 = 0$ bu yerdan: $N_1 = -F - \rho A_1 x_1$ (bo'ylama kuch - siquvchi)

normal kuchlanish: $\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{-F - \rho A_1 x_1}{A_1} = -\frac{F}{A_1} - \rho x_1$

$$x_1 = 0, \sigma_1 = -59,9 \frac{l}{m^2}, \quad \text{va} \quad x_1 = 10m \quad \sigma_1 = -79,9 \frac{l}{m^2}$$

II-II-qirgim. $0 \leq x_2 \leq 10m$ oraliqdagi brus siquvchi kuch F brus yuqori qismining xususiy og'irligi va bo'ylama kuch ta'sirida.

Bu yerdan $-F - \rho A_1 \ell - \rho A_2 x_2 - N_2 = 0; \quad N_2 = -133,4 - 4,46x_2$

normal kuchlanish: $\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = -\frac{133,4 + 4,46x_2}{2,23}$

$$x_1 = 0 \quad \sigma_1 = -59,8 \frac{l}{m^2}, \quad \text{va} \quad x_1 = 10m; \quad \sigma_1 = -79,82 \frac{l}{m^2}$$

III-III-qirgim . $0 \leq x_3 \leq 10m$

Bo'ylama kuch N_3 ni topamiz: $N_3 = -F - \rho A_1 \ell - \rho A_2 \ell - \rho A_3 x_3$ yoki

$N_3 = -178 - 5,94x_3$ Normal kuchlanish: $\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = -\frac{178 + 5,94x_3}{2,97}$

$$x_3 = 0 \quad \sigma_3 = -59,93 \frac{l}{m^2}, \quad x_3 = 10m \quad \sigma_3 = -79,93 \frac{l}{m^2}$$

IV-IV-qirgim $0 \leq x_4 \leq 10m$

Bo'ylama kuch $N_4 = -F - \rho A_1 \ell - \rho A_2 \ell - \rho A_3 \ell - \rho A_4 x_4$ yoki

$$N_4 = -27,4 - 7,9x_4$$

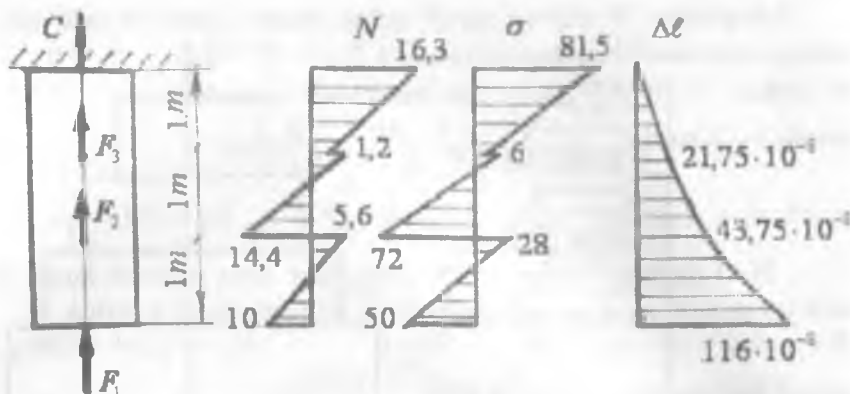
Normal kuchlanish: $\sigma_4 = \frac{N_4}{A_4} = -\frac{27,4 + 7,9x_4}{3,95}$

$$x_4 = 0 \quad \sigma_4 = -60,1 \frac{l}{m^2}, \quad \text{va} \quad x_4 = 10m \quad \sigma_4 = -80,1 \frac{l}{m^2}$$

Pog'onali brusning hamma kesim yuzalanda normal kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 80 \frac{l}{m^2}$ 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 epyuralarni quring (2.28-rasm).

Po'lat materialidan tayyorlangan brusning ko'ndalang kesim yuzasi $0,2 \text{ m}^2$, materialning solishtirma og'irligi. $\rho = 78 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}$



2.28-rasm Tashqi kuchlar va xususiy og'irlik ta'siridagi pog'onali brus uchun bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari

Yechich: Brusning muvozanat shartidan foydalanib reaksiya kuchini topamiz $\sum x = -C + F + F_2 + F_3 - \rho A \cdot 3 = 0$ 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 Δl larni tarqalish qonuniyatini o'rganamiz.

I-I-qirgim. 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 $\rho A x_1$ va ichki kuch N_1 ta'sirida bo'lar ekan. Muvozanat shart quyidagicha yoziladi:

$$\sum x = 0; \quad C - \rho A x_1 - N_1 = 0 \quad \text{yoki} \quad N_1 = C - \rho A x_1$$

$$\text{Normal kuchlanish } \sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{C}{A} - \rho \cdot x_1$$

$$x_1 - \text{oraliqning uzayishi} \quad \Delta l_1 = \int_0^{x_1} \frac{N_1 dx}{EA} = \int_0^{x_1} \frac{(C - \rho A x_1) dx}{EA}$$

$$\text{yoki} \quad \Delta l_1 = \frac{C x_1}{EA} - \frac{\rho \cdot x_1^2}{2E}$$

Yuqoridagi tenglamalarga asosan $0 \leq x_1 \leq 1m$ oralig'ida N va σ to'g'ri chiziqli va $\Delta \ell$ egri chiziqli qonuniyati bilan o'zgaradi.

$$x_1 = 0 \text{ bo'lsa } N_1 = 16,3kN; \sigma_1 = 81,5 \frac{kN}{m^2}; \Delta \ell_1 = 0$$

$$x_1 = 1m \quad N_1 = 0,7kN \quad \sigma_1 = 3,5 \frac{kN}{m^2} \quad \Delta \ell_1 = 21,25 \cdot 10^{-8} m$$

II-II-qirqim. Brusni qo'zg'almas kesimidagi x_2 masofada joylashgan 2-2 kesimi uchun bo'ylama kuch $N_2 = C + F_1 - \rho A x_2$

normal kuchlanish: $\sigma_2 = \frac{N_2}{A}$

$$x_2 = 1m \quad N_2 = 1,2kN \quad \sigma_2 = 6 \frac{kN}{m^2}$$

$$x_2 = 2m; \quad N_2 = -14,4kN \quad \sigma_2 = -7,2 \frac{kN}{m^2}$$

Brusning ajratilgan qismini to'liq uzayishi quyidagicha topiladi:

$$\Delta \ell_2 = \Delta \ell_1 + \int_0^{\ell} \frac{N_2 dx}{EA} = \Delta \ell_1 + \int_0^{\ell} \frac{(C + F_1 - \rho A x_2) dx}{EA}$$

Hosil bo'lgan tenglamani integrallasak $\Delta \ell_2 = \Delta \ell_1 + \frac{(C + F_1)x_2}{EA} - \frac{\rho \cdot x_2^2}{2E}$

$$x_2 = 0 \text{ da } \Delta \ell_2 = 21,25 \cdot 10^{-8} m \text{ va } x_2 = 1m \text{ da } \Delta \ell_2 = 43,75 \cdot 10^{-8} m$$

III-III-qirqim. Uzunligi x_3 ga teng bo'lgan brusni muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi. $\sum x = 0$. $N_3 = C + F_1 + F_2 - \rho A x_3$

normal kuchlanish $\sigma_3 = \frac{N_3}{A}$

$$x_3 = 2m \quad \text{bo'lsa } N_3 = 5,6kN \quad \sigma_3 = 28 \frac{kN}{m^2}$$

$$x_3 = 3m \quad \text{bo'lsa } N_3 = -10kN \quad \sigma_3 = -50 \frac{kN}{m^2}$$

Brusni to'liq uzayishini topamiz:

$$\begin{aligned} \Delta \ell_3 &= \Delta \ell_2 + \int_0^{\ell} \frac{N_3 dx}{EA} = \Delta \ell_2 + \int_0^{\ell} \frac{(C + F_1 + F_2 - \rho A x_3) dx}{EA} = \\ &= 43,75 \cdot 10^{-8} + \frac{36,8x_3}{EA} - \frac{\rho \cdot x_3^2}{2E} \end{aligned}$$

$$x_3 = 3m, \quad \Delta \ell_3 = 43,75 \cdot 10^{-8} m \text{ va } x_3 = 1m \quad \Delta \ell_3 = 116,5 \cdot 10^{-8} m$$

Misol-7. Ikki uchi qistirib mahkamlangan brusning uzunligi bo'ylab N, σ va Δl 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 (2.29-rasm).

Yechish. Tashqi kuchlar ta'sirida brus uzayishga va siqilishga qarshilik ko'rsatadi va K va 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 K va B ni beradi, ya'ni

$$\sum x = K + B - F_1 + F_2 = 0$$

Sistemadagi noma'lumlar soni statikani muvozanat tenglamalaridan ortiqcha. Shuning uchun, konstruksiya statik aniqmas masalalarga kiradi. Bunday masalalarni qo'shimcha deformatsiya (deformatsiyani taqqoslash) tenglamalarini tuzish usuli bilan yechiladi. 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 K reaksiya kuchi ta'siridagi to'liq qisqarishni absolyut miqdoriga tengligiga asoslangan:

$$\Delta l_E = \Delta l_{F_1} - \Delta l_{F_2} \text{ bu yerda } \Delta l_1 = \frac{F_1 \cdot l}{EA}, \quad \Delta l_{F_2} = \frac{F_2 \cdot l}{EA_2} + \frac{F_2 \cdot l}{EA_1}$$

$$\text{va} \quad \Delta l_K = K \left[\frac{1}{EA_1} + \frac{1}{EA_2} + \frac{1}{EA_3} \right] = \frac{2A}{EA_2}$$

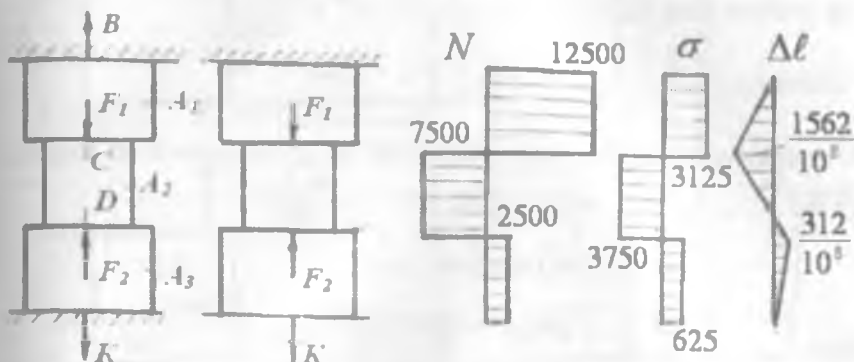
$$\text{Demak, } \frac{2K}{EA_2} = \frac{F_1 \cdot l}{E2A} - F_2 \left(\frac{1+l}{EA_2} \right) \text{ yoki } K = -\frac{F_2}{4} = -2500N$$

Minus ishorasi, K reaksiya kuchini yo'nalishi noto'g'ri qabul qilinganligini bildiradi. Demak, K reaksiya kuchini yo'nalishini teskariya yo'naltiramiz va keyingi tenglamalarda minus ishorasini hisobga olmaymiz. K tayanch kuchining qiymatini sistemaning muvozanat tenglamasiga keltirib qo'ysak, ya'ni

$$-\frac{F_2}{4} + B - F_1 + F_2 = 0 \text{ bu yerdan } B = 12,5 kN$$

Statik aniqmaslik yo'qotilgandan keyin brusni oraliq pog'onalarida N, σ va Δl 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



2.29-rasm. Statik noaniq pog'onali brus uchun bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari

I-I-qirqim. Ajratilgan brusni muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum y = N_1 - K = 0 \quad \text{bu yerdan:} \quad N_1 - K = 2500 \text{ N (cho'zilish).}$$

$$\text{Normal kuchlanish} \quad \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{2500}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 625 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

II-II-qirqim. Sxemadan $N_2 = K - F_2 = 2500 - 10000 = -7500 \text{ N}$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{-7500}{2 \cdot 10^{-3}} = -3750 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

III-III-qirqim. Brusning ajratilgan qismi F_1 ; F_2 ; K va N_3 kuchlari ta'sirida. Muvozanat tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\sum y = N_3 - F_1 + F_2 - K = 0 \quad \text{bu yerdan} \quad N_3 = 12500 \text{ N}$$

$$\text{normal kuchlanish} \quad \sigma_3 = \frac{N_3}{A_1} = \frac{12500}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 3125 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Brusning to'liq uzayishini topish uchun oraliqlarni chegaralandagi 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 $\Delta \ell_D = \frac{N_1 \cdot y_1}{EA_3}$ $y_1 = 0$ $\Delta \ell_D = \Delta \ell_K = 0$ va

$$y_1 = 1m \quad \Delta l_D = 312,5 \cdot 10^{-8} m$$

S nuqtaning to'liq ko'chishi KD va DC' masofalarni uzayishini yig'indisiga teng, ya'ni
$$\Delta l_c = 312,5 \cdot 10^{-8} + \frac{N_1 \cdot y_2}{EA_2}$$

$$y_2 = 0 \quad \Delta l_c = \Delta l_D = 312,5 \cdot 10^{-8} m$$

$$y_2 = 1m \quad \Delta l_c = -1562,5 \cdot 10^{-8} m$$

V nuqtaning ko'chishi brusni AB oraliq'ini to'liq uzayishiga tengdir, ya'ni
$$\Delta l_B = -1562,5 \cdot 10^{-8} + \frac{N_3 \cdot y_3}{EA_1}$$

$$y_3 = 0: \Delta l_3 = -1562,5 \cdot 10^{-8} m$$

$$y_3 = 1m \quad \Delta l_B = -1562,5 \cdot 10^{-8} + \frac{12500 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 0$$

B nuqta joylashgan kesimini ko'chishi nolga teng, chunki bu kesim biki mahkamlangan.

Misol-8. Brus tashqi kuchlar bilan yuklanganligiga qadar pastki kesimi A tayanch nuqtasi bilan $\Delta = 0,002 m$ masofa hosil qilgan. Brusning DC oraliq uzunligi $\Delta t = 20^0$ ga qizdirilgan (2.30-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 aniqmas sistemaga aylanadi; Δ masofa yopilmasa yoki yopilib brus bilan tayanch orasida o'zaro ta'sir kuchlari hosil bo'lmasa, sistema statik aniq bo'lib qoladi. Berilgan sistema qaysi holatga to'g'ri kelishini aniqlash uchun « N » kesimni to'liq uzayishini topamiz.

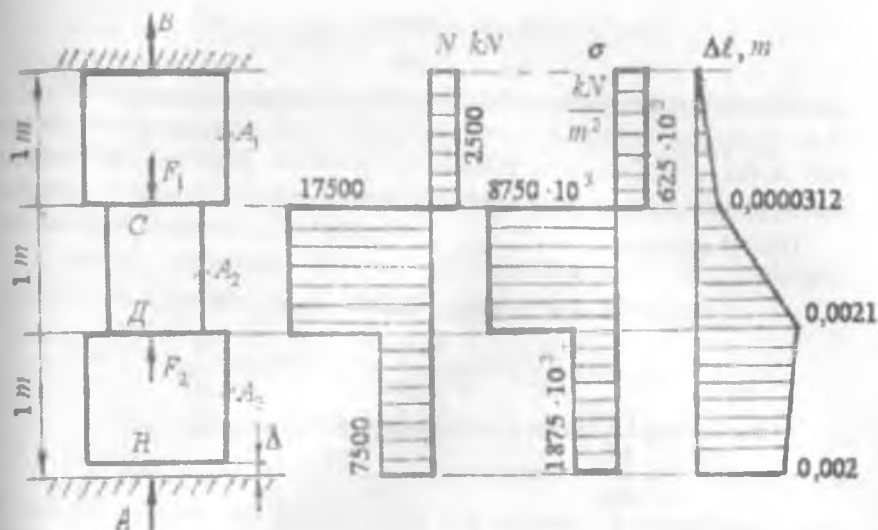
$$\Delta_n = \Delta l_1 - \Delta l_2 + \Delta l_3 = \frac{F_1 \cdot l}{EA_1} - \frac{F_2 \cdot l}{EA_2} - \frac{F_3 \cdot l}{EA_3} + \alpha \cdot \Delta t \cdot l = 0,002375m$$

Demak, $\Delta_n > \Delta$ yoki $0,002375 > 0,002 m$, natijada N va A kesimlar tutashadi va A tayanchda reaktiv kuch hosil bo'lib, sistema statik noaniq bo'ladi. Masalani yechish uchun sistemani muvozanat tenglamasini tuzamiz: $\sum y = A + B + F_2 - F_1 = 0$ yoki $A + B = F_1 - F_2$

Sistemani aniqmaslik darajasini ochish uchun qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzamiz: $\Delta_H - \Delta = \Delta_A$

$$\text{Bu yerda} \quad \Delta_A = A \frac{1}{EA_1} + \frac{A \cdot l}{EA_2} + \frac{A \cdot l}{EA_3} \text{ brusni } A \text{ reaksiya kuchi}$$

$$\text{ta'sirdan uzayishi} \quad 0,002375 = A \left(\frac{1}{EA_1} + \frac{l}{EA_2} + \frac{l}{EA_3} \right) + \Delta \text{ yoki}$$



2.30-rasm. Statik noaniq pog'onali brus uchun bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari

$$A = \frac{(0,002375 - 0,002) \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10^{-3}}{2} = 7500 \text{ N}$$

$$B = F_1 - F_2 - A = 20000 - 10000 - 7500 = 2500 \text{ N}$$

Brusni oraliqlarga bo'lib N ; σ va Δl larni hisoblaymiz.

I – I-qirgim.

$$N_1 = B - 2500 \text{ N} \text{ va } \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{2500}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 625 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

B kesimning ko'chishi nolga teng, ya'ni $\Delta l_B = 0$. S kesimning ko'chishi BC masofani to'liq uzayishiga teng, ya'ni:

$$\Delta l_A = \frac{N_1 \cdot l}{EA_1} = \frac{2500 \cdot 1}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = 312,5 \cdot 10^{-8} \text{ m}$$

II-II-qirgim.

Bo'ylama kuch $N_2 = B - F_1 = 2500 - 20000 = -17500 \text{ N}$ 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 oraliq masofasini to'liq uzayishi quyidagicha topiladi:

$$\Delta \ell_D = 312,5 \cdot 10^{-8} + \frac{N_2 \cdot l}{EA_2} + \alpha \cdot \Delta t \cdot l = 312,5 \cdot 10^{-8} - \frac{17500 \cdot l}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10^{-2}} +$$

$$125 \cdot 10^{-7} \cdot 20 \cdot l = 0,00209375m$$

III-III-qirqim

$$N_3 = B - F_1 + F_2 = 2500 - 20000 + 10000 = -7500N$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = -\frac{7500}{2 \cdot 2 \cdot 10^{-3}} = -1875 \cdot 10^3 \frac{N}{m^2}$$

N kesimning ko'chishi yoki brusning to'liq uzayishi

$$\Delta \ell_I = 0,00209375 + \frac{N_3}{EA_3} = 0,00209375 - \frac{7500 \cdot l}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 0,002m$$

Misol-9. Brusning pastdan birinchi va ikkinchi (8-misolda berilgan qiymatlardan foydalanamiz) pog'onalari orasida $\Delta = 0,001$ m. masofa bor. Δ masofa yopilgunga qadar, tashqi kuch ta'sirida brusning har bir bo'lagi alohida deformatsiyalanadi (2.31 a-rasm).

Yechish: Sistemani $\Delta = 1 \cdot 10^{-4}m$ masofani yopilish yoki yopilmasligini tekshirish uchun *D* va *K* nuqtalarni deformatsiyasini Δ_g tenglashtiramiz:

$$\Delta_K + \Delta_D = \Delta$$

$$\Delta_K = \frac{F_1 \cdot 2}{E2A} - q \cdot 2 \left(\frac{2}{E2A} + \frac{2}{2EA} \right) + \alpha \cdot 2 \cdot \Delta t = \frac{F_1 - 4q}{EA} + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

$$\Delta_D = -\frac{F_3 \cdot 2}{EA} - \frac{F_3 \cdot 2}{E2A} + \frac{F_2 \cdot 2}{E2A} + 2q \left(\frac{2}{2EA} + \frac{2}{E2A} \right) \quad \text{yoki}$$

$$\Delta_D = \frac{-3F_3 + F_2 + 4q}{EA}$$

$$\text{Unda} \quad \frac{F_1 - 4q}{EA} + 2 \cdot \alpha \cdot \Delta t + \frac{F_2 - 3F_3 + 4q}{EA} = \Delta \quad \text{yoki}$$

$$F_1 - 4q + 2EA\alpha \cdot \Delta t + F_2 - 3F_3 + 4q = \Delta EA; \quad 80 > \Delta EA$$

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 H tayanchlardagi reaksiya kuchlari sistemaga qo'yilgan barcha tashqi kuchlarga bog'liq bo'ladi. Sistemani muvozanat tenglamasini tuzamiz (2.31 a-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 brslarni Δ masofasi yopilgandan keyin birlariga o'zaro ta'sirlarini almashtiruvchi X kuchini noma'lum qiymati ko'rsatilgan sxemasi (2.31)-rasm. b)

Asosiy sistemani K va D nuqtalarining ko'chishlarini $F_1; F_2; F_3; q; x$ kuchlari va Δt harorati farqi orqali ifodalaymiz.

$$\Delta_{DX} = -\frac{F_3 \cdot 2}{EA} - \frac{F_3 \cdot 2}{E2A} - x \left(\frac{2}{EA} + \frac{2}{E2A} \right) + \frac{F_2 \cdot 2}{E2A} + 2q \left(\frac{2}{E2A} + \frac{2}{E2A} \right)$$

$$\Delta_{KX} = \frac{F_1 \cdot 2}{2EA} + \alpha \cdot \Delta t \cdot 2 - 2q \left(\frac{2}{2EA} + \frac{2}{2EA} \right) - x \left(\frac{2}{EA} + \frac{2}{2EA} \right)$$

K va D nuqtalar ko'chishlarining yig'indisini Δ masofaga tenglashtiramiz. $\Delta_{KX} + \Delta_{DX} = \Delta$ yoki

$$\frac{F_1 \cdot 2}{2EA} + \alpha \cdot \Delta t \cdot 2 - 2q \left(\frac{2}{2EA} + \frac{2}{E2A} \right) - x \left(\frac{2}{EA} + \frac{2}{2EA} \right) - \frac{2F_3}{EA} - \frac{2F_3}{E2A} -$$

$$- x \left(\frac{2}{EA} + \frac{2}{E2A} \right) + \frac{2F_2}{E2A} + 2q \left(\frac{2}{E2A} + \frac{2}{E2A} \right) = \Delta \quad \text{bu yerdan}$$

$$F_1 + 2EA \cdot \alpha \cdot \Delta t - 4q - 3x - 3F_3 - 3x + F_2 + 4q = \Delta EA \quad \text{yoki}$$

$$-6x + 40 - 120 + 80 + 2 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-4} \cdot 125 \cdot 10^{-7} \cdot 80 = \Delta EA$$

$$6x = 80 - \Delta EA \quad \text{va} \quad x = \frac{80 - 1 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 10^{-4}}{6} = \frac{76}{6}, \kappa N$$

Sistemaning har ikkala qismlarini muvozanat shartlaridan foydalanib C va H reaksiya kuchlarini topamiz

$$\sum x = 0; \quad C + F_1 - 2q - x = 0 \quad \text{yoki} \quad C = \frac{316}{6}, \kappa N$$

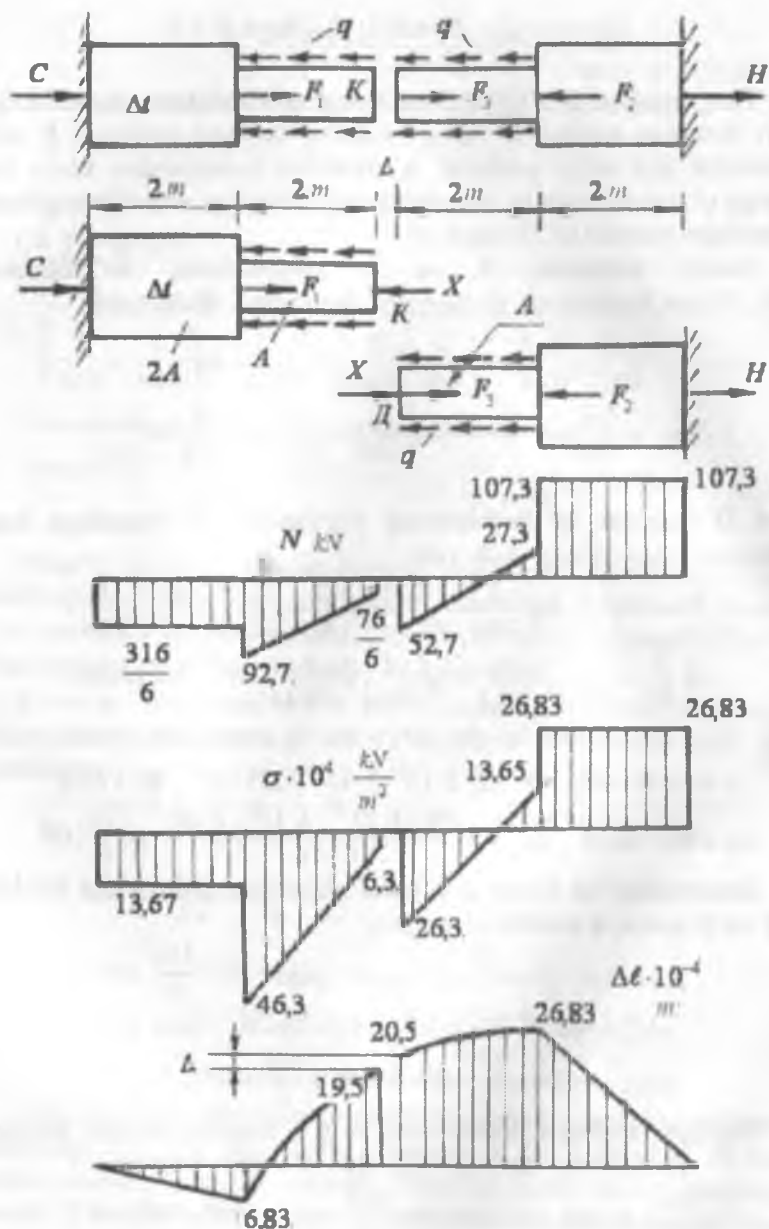
$$\sum x = 0; \quad H + x + F_3 - F_2 - 2q = 0 \quad \text{yoki}$$

$$H = -\frac{76}{6} - 40 + 80 + 80 = \frac{644}{6}, \kappa N$$

Topilgan reaksiya kuchlarining to'g'ri aniqlanganligini tekshiramiz:

$$\sum x = C + F_1 - 2q + F_3 - F_2 - 2q + H = 0 \quad \text{yoki}$$

$$\frac{316}{6} + 40 - 80 + 40 - 80 - 80 + \frac{644}{6} = 0; \quad 960 - 960 = 0$$



2.31-rasm. Statik noaniq pog'onali brus uchun bo'ylama kuch, normal kuchlanish va absolyut uzayish epyurlari

Endi, sistemani oraliqlarga bo'lib har bir pog'onadagi ichki bo'ylama kuch N , normal kuchlanish σ , bo'ylama deformatsiya Δl larni topamiz.

I-I-qirgim. $\sum x = C + N_1 = 0$ yoki $N_1 = -\frac{316}{6} \kappa N$ (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: $\Delta l_1 = \frac{N_1 x_1}{E2A} + \alpha \cdot \Delta t \cdot x_1$

$x_1 = 0$ bo'lsa $\Delta l_1 = 0$

$x_1 = 2m$ bo'lsa $\Delta l_1 = 6,83 \cdot 10^{-4} m$

II-II-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

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 + \int_0^{x_2} \frac{N_2 dx}{EA} = \Delta l_1 + \int_0^{x_2} \frac{(-C - F_1 + qx_2) dx}{EA} = \Delta l_1 - \frac{(c + F_1)x_2}{EA} + q \frac{x_2^2}{2EA};$$

$x_2 = 0; N_2 = -92,7 \kappa N; \quad \sigma_2 = -46,3 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2} \quad \Delta l_2 = 6,8310^{-4} m$

$x_2 = 2m; \quad N_2 = -\frac{76}{6} \kappa N; \quad \sigma_2 = -6,3 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}; \quad \Delta l_2 = -19,5 \cdot 10^{-4} m$

III-III-qirgim.

$$\sum x = 0; \quad H - N_3 = 0, \quad N_3 = H = \frac{644}{6} = 107,3 \kappa N$$

Normal kuchlanish $\sigma_3 = \frac{N_3}{2A} = \frac{644}{6 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 26,83 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{m^2}$

bo'ylama deformatsiya:

$$\Delta l_3 = \frac{N_3 x_3}{E2A}$$

$x_3 = 0$ bo'lsa $\Delta l_3 = \Delta l_H = 0$

$x_3 = 2m$ bo'lsa $\Delta l_3 = 26,83 \cdot 10^{-4} m$

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

$$\Delta \ell_4 = \Delta \ell_3 + \int_0^2 \frac{N_4 dx}{EA} = \Delta \ell_3 + \int_0^2 \frac{(27,3 - 40x) dx}{EA} = \Delta \ell_3 + \frac{27,3x}{EA} - 40 \frac{x^2}{2EA}$$

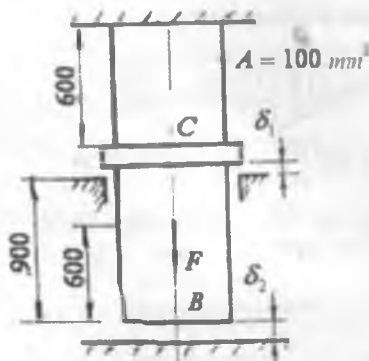
$$x_4 = 0; N_4 = 27,3 \text{ kN}; \sigma_2 = 13,65 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \quad \Delta \ell_4 = 26,83 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$x_4 = 2 \text{ m} \quad N_4 = -52,7 \text{ kN}; \quad \sigma_2 = -26,3 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \quad \Delta \ell_4 = 20,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

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 (2.32-rasm) ko'rsatilganidek F kuch bilan yuklangan. F kuchni qaysi qiymatida δ_1 va δ_2 oraliqlar yopiladi.



2.32-rasm

Yechish. C bo'rtikning halqasimon tayanchga tayanish holatiga to'g'ri kcluvchi $F = F_1$ kuchni aniqlaymiz. Buning uchun sterjenning yuqori qismini $F = F_1$ kuch ta'siridan absolyut uzayishini δ_1 masofaga tenglashtiramiz:

$$\Delta \ell_1 = \frac{F \ell_1}{E_n \cdot A} = \delta_1, \quad \text{bu yerdan}$$

$$F_1 = \frac{\delta_1 E_n \cdot A}{\ell_1} = \frac{0,1 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 100}{600} = 3,33 \text{ kN}$$

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, 2.33-rasmida 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, kvadratdir. Yog'och sterjenning kesimidagi kuchlanish va F kuchning qiymati topilsin.

Yechish. OB yog'och sterjenning deformatsiyasini topamiz.

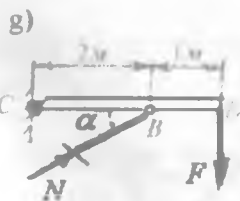
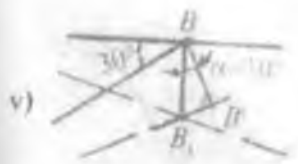
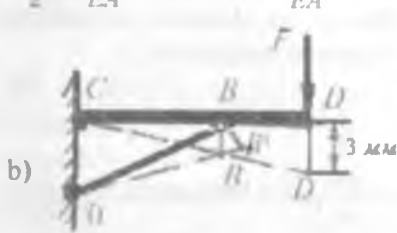
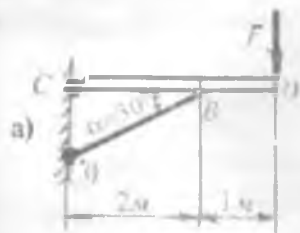
Sxemadan (2.33-rasm, b) $\triangle DD_1C \propto \triangle BB_1C$, $\frac{DD_1}{DC} = \frac{BB_1}{BC}$ yoki

$$BB_1 = \frac{DD_1}{DC} \cdot BC = 3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{2}{3} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$\triangle BB_1B^1$ - dan (2.33-rasm, b) $\frac{B B^1}{BB_1} = \sin 30^\circ$ yoki

$B_1B^1 = BB_1 \cdot \sin 30^\circ$, $B_1B^1 = \frac{N l_{OB}}{EA}$ yog'och sterjenning uzayishini

hisobga olsak, $B_1B^1 = \Delta l = 2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{2} = \frac{N l_{OB}}{EA}$ yoki $\frac{N l_{OB}}{EA} = 1 \cdot 10^{-3} \text{ m}$



2.33-rasm

tenglamadan ichki kuch N m topamiz

$$N = \frac{1 \cdot 10^{-3} EA}{l_{OB}} = \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot 10^7 \cdot 0,2 \cdot 0,2}{2 \cos 30^\circ} = 0,0173 \cdot 10^4, \text{ kN}$$

OB sterjen siqiladi $\sigma = \frac{N}{A} = -0,433 \cdot 10^4, \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$

Sistemaning muvozanat shartidan foydalamb tashqi F kuchni topamiz:

$$\sum M_C = F \cdot 3 - N \cdot \sin \alpha \cdot 2 = 0, \text{ va } F = \frac{2}{3} N \cdot \sin \alpha = \frac{2}{3} \cdot 0,0173 \cdot 10^4 = 57, \text{ kN}$$

Misol-12. Berilgan sterjenlar sistemasidagi C nuqtaning to'liq ko'chishi Δ gorizontal Δ_g va vertikal ko'chishlari Δ_b 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.

Yechish: Sterjenlardagi ichki kuchlarni kesish usulidan foydalanib ko'rsatamiz, $\Sigma x = -N_1 \cos 45^\circ + N_2 \cos 60^\circ = 0$

bu yerdan
$$N_1 = N_2 \frac{\cos 60^\circ}{\cos 45^\circ} = \frac{N_2}{\sqrt{2}} \quad (\text{a})$$

$$\Sigma y = N_1 \cos 45^\circ + N_2 \cos 30^\circ - F = 0 \quad \text{yoki}$$

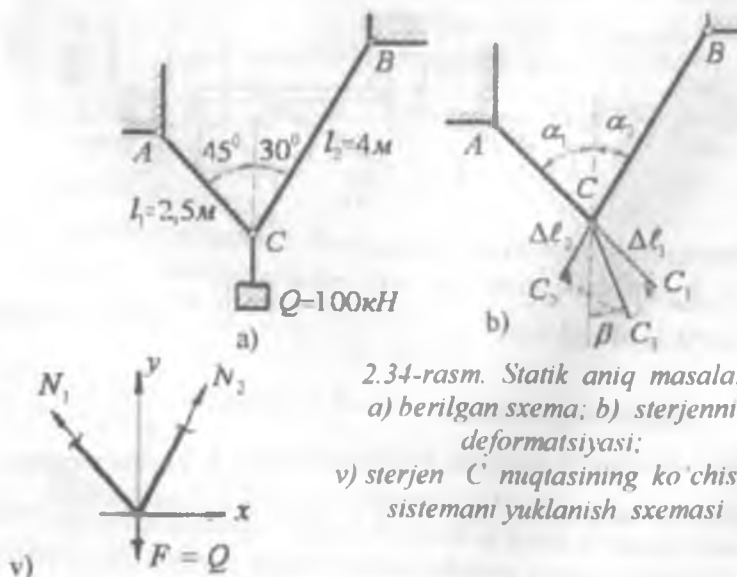
(a) tenglamani hisobga olsak, $N_2 \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} + N_2 \frac{\sqrt{3}}{2} = F$,

bu yerdan $N_2 = 73, \text{kN}$ va $N_1 = 51,8 \text{kN}$

Birinci va ikkinchi sterjenlarning mustahkamlik shartlaridan kesm yuzalarini aniqlaymiz.

$$\sigma^I_{\max} = \frac{N_1}{A_1} \leq [\sigma] \quad \text{dan} \quad A_1 = \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{51,8}{150 \cdot 10^3} = 0,345 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$$

$$\sigma^{II}_{\max} = \frac{N_2}{A_2} \leq [\sigma] \quad \text{bu yerdan} \quad A_2 = \frac{N_2}{[\sigma]} = \frac{73}{150 \cdot 10^3} = 0,487 \cdot 10^{-3} \text{m}^2$$



Guk qonunidan foydalanib sterjenlarning absolyut uzayishlarini topamiz $\Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell_1}{E_{al} \cdot A_1} = \frac{51,8 \cdot 2,5}{0,7 \cdot 10^8 \cdot 0,345 \cdot 10^{-3}} = 536,2 \cdot 10^{-5} m$

$$\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell_2}{E_n \cdot A_2} = \frac{73 \cdot 4}{2 \cdot 10^8 \cdot 0,487 \cdot 10^{-3}} = 299,8 \cdot 10^{-5} m$$

C nuqtani to'liq ko'chishini quyidagicha topamiz (2.34-rasm,b). Sterjenlarni absolyut uzayishlari $\Delta \ell_1$ va $\Delta \ell_2$ larning, sterjenlarni o'qi bo'ylab har xil masshtabda joylashtirib S_1 va S_2 nuqtalarni hosil qilamiz. C_1 va C_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 chiziq bilan β burchakni tashkil qiladi. Hosil bo'lgan sxemadan quyidagi tenglamani keltirib chiqaramiz:

$$\frac{\Delta \ell_1}{\cos(\alpha_1 - \beta)} = \frac{\Delta \ell_2}{\cos(\alpha_2 + \beta)}$$

bu yerda $\cos(\alpha_1 - \beta) = \cos \alpha_1 \cos \beta + \sin \alpha_1 \sin \beta$
 $\cos(\alpha_2 + \beta) = \cos \alpha_2 \cos \beta - \sin \alpha_2 \sin \beta$

Unda: $\frac{\Delta \ell_1}{\Delta \ell_2} = \frac{\cos 45^\circ \cos \beta + \sin 45^\circ \sin \beta}{\cos 30^\circ \cos \beta - \sin 30^\circ \sin \beta}$

$$\frac{\Delta \ell_1}{\Delta \ell_2} = \frac{0,707 + 0,707 \frac{\sin \beta}{\cos \beta}}{0,866 - 0,5 \frac{\sin \beta}{\cos \beta}} = \frac{0,707 + 0,707 \cdot \operatorname{tg} \beta}{0,866 - 0,5 \operatorname{tg} \beta} \quad \text{bu yerdan}$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{0,866 \Delta \ell_1 - 0,707 \Delta \ell_2}{0,707 \Delta \ell_2 + 0,5 \Delta \ell_1}, \quad \operatorname{tg} \beta = 0,525, \quad \beta = 27^\circ$$

Sxemadan $\Delta = \frac{\Delta \ell_1}{\cos(\alpha_1 - \beta)} = \frac{536,2 \cdot 10^{-5}}{\cos(45 - 27)} = 563,8 \cdot 10^{-5} m$

C nuqtaning gorizontaal tekislikda ko'chishi

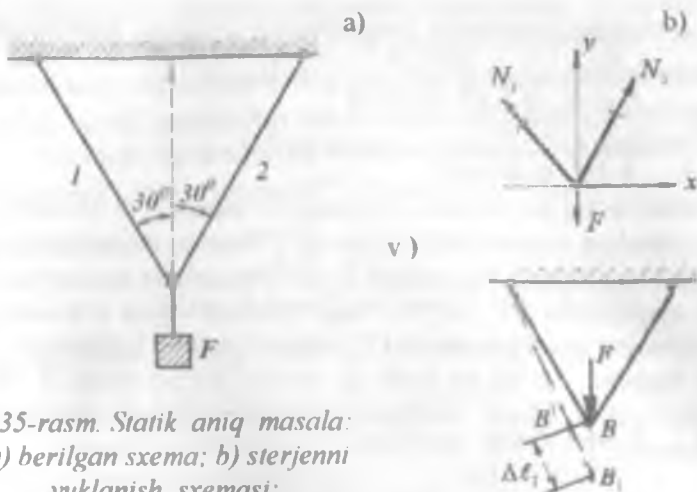
$$\Delta_x = \Delta \cdot \sin \beta = 563,8 \cdot 10^{-5} \cdot \sin 27^\circ = 255,7 \cdot 10^{-5} m$$

va vertikal ko'chishi

$$\Delta_y = \Delta \cdot \cos \beta = 563,8 \cdot 10^{-5} \cdot \cos 27^\circ = 501,8 \cdot 10^{-5} m$$

Misol-13. Berilgan sterjenlar sistemasidagi B nuqtaning to'liq ko'chishini toping. Berilgan:

$$\ell_1 = \ell_2 = 3m, \quad A_1 = A_2 = 1 \cdot 10^{-4} m^2, \quad F = 10 kN, \quad E = 1 \cdot 10^8 \frac{kN}{m^2}$$



2.35-rasm. Statik aniq masala:

a) berilgan sxema; b) sterjenni

yuklanish sxemasi;

v) sterjen B nuqtasining ko'chishi;

Yechich: Sterjenlardagi ichki kuchlarni topish uchun sistemani muvozanat tenglamalarini tuzamiz (2.35-rasm, b)

$$\sum x = N_1 \sin 30^\circ - N_2 \sin 30^\circ = 0$$

$$\sum y = N_1 \cos 30^\circ + N_2 \cos 30^\circ - F = 0$$

$$N_1 = N_2 \text{ tenglikni hisobga olsak. } N_1 = \frac{F}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \frac{10}{2 \cdot 0,866} = 5,77 \text{ kN}$$

F kuch ta'siridan sterjenlar uzayadi. B nuqta B₁ nuqtaga ko'chadi

$$(2.35\text{-rasm, b}) \text{ Sxemadan } \triangle BB_1B^1 \text{ dan } \frac{B_1B^1}{BB_1} = \cos 30^\circ \text{ va } BB_1 = \frac{B_1B^1}{\cos 30^\circ}.$$

B₁B¹ = Δε₂ ikkinchi sterjen absolyut uzayishini Guk qonuni orqali

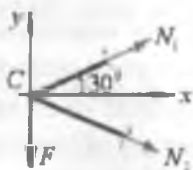
$$\text{ifodalaymiz: } \Delta \epsilon_2 = \frac{N_2 \cdot l}{EA} = \frac{5,77 \cdot 3}{1 \cdot 10^8 \cdot 1 \cdot 10^{-4}} = 17,31 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$\text{Unda } BB_1 = \Delta = \frac{17,31 \cdot 10^{-4}}{0,866} = 20 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Misol-14. Berilgan sterjenlar sistemasidagi C nuqtaning to'liq ko'chishi topilsin (2.36-rasm)

$$\text{Berilgan: } E = 2 \cdot 10^8 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}; [\sigma]^I = 100 \text{ MPa}; [\sigma]^II = 160 \text{ MPa}$$

Birinchi sterjen ikkita N12 shvellerdan, ikkinchisi N24 qo'shtavrdan tashkil topgan. Unda $A_1 = 13,3 \cdot 10^{-4} m^2$; $A_2 = 34,8 \cdot 10^{-4} m^2$



Yechich: Sistemadagi ichki kuchlar yordamida sterjenlarga qo'yilishi mumkin bo'lgan F kuchni topamiz.

2.36-rasm. Statik aniq sterjenlar sistemasi.

$$\sum x = N_1 \cos 30^\circ + N_2 \cos 30^\circ = 0 \quad a)$$

$$\sum Y = -F + N_1 \sin 30^\circ - N_2 \sin 30^\circ = 0 \quad b)$$

(a) tenglamadan $N_1 = -N_2$ ni hisobga olsak, $N_1 = -\frac{F}{2 \cdot \sin 30^\circ} = -F$

Birinchi sterjenning mustahkamlik shartidan foydalanib F kuchni topamiz:

$$\sigma' = \frac{N_1}{2A_1} \leq [\sigma] \quad \text{va} \quad N_1 = F = 2 \cdot 13,3 \cdot 10^{-4} \cdot 160 \cdot 10^3 = 425 \text{ kN}$$

Ikkinchi sterjenning mustahkamlik shartiga ko'ra F kuchni topamiz. $\sigma'' = \frac{N_2}{A_2} \leq [\sigma]$ va $F = A_2 [\sigma] = 34,8 \cdot 10^{-4} \cdot 100^3 = 348 \text{ kN}$

Sistemaga qo'yilishi mumkin bo'lgan kuch $F = 348 \text{ kN}$ - ni qabul qilamiz. Sterjenlarning uzayishini topamiz.

$$\Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell_1}{E A_1} = \frac{348 \cdot 2,31}{2 \cdot 10^8 \cdot 2 \cdot 13,3 \cdot 10^{-4}} = 15,11 \cdot 10^{-4} m$$

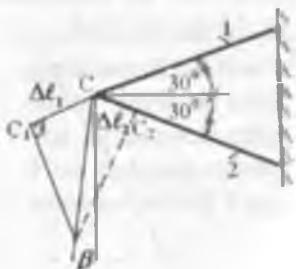
$$\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell_2}{E A_2} = \frac{348 \cdot 2,31}{2 \cdot 10^8 \cdot 34,8 \cdot 10^{-4}} = 11,55 \cdot 10^{-4} m$$

C nuqtaning to'liq ko'chishini topish uchun quyidagi sxemani tuzamiz: 2.37-rasmga asoslanib,

$$\Delta = \frac{\Delta \ell_1}{\cos(60^\circ - \beta)} = \frac{\Delta \ell_2}{\cos(60^\circ + \beta)}$$

$$\cos(60^\circ - \beta) = \cos 60^\circ \cos \beta + \sin 60^\circ \sin \beta$$

$$\cos(60^\circ + \beta) = \cos 60^\circ \cos \beta - \sin 60^\circ \sin \beta$$



2.37-rasm. *S* nuqtaning ko'chishi

larni hisobga olib, ayrim o'zgarishlardan keyin

$$\frac{\Delta L_1}{\Delta L_2} = \frac{1 + \operatorname{tg} 60^\circ \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} 60^\circ \operatorname{tg} \beta} - \text{ni hosil}$$

qilamiz. Bu yerda $\frac{\Delta L_1}{\Delta L_2} = \frac{15,11 \cdot 10^{-4}}{11,55 \cdot 10^{-4}} = 1,3$

Unda $\operatorname{tg} \beta = \frac{0,3}{3,9836} = 0,0753$ va $\beta = 4^\circ 30'$

C nuqtaning to'liq ko'chishi

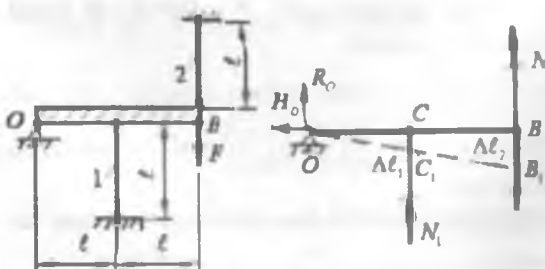
$$\Delta = \frac{\Delta L_1}{\cos(60^\circ - \beta)} = \frac{15,11 \cdot 10^{-4}}{\cos 55^\circ 30'} = 27 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

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 shamirli tayanchga tayangan absolyut qattiq brusga mahkamlangan (2.38-rasm).

1) sistemaga qo'yilishi mumkin bo'lgan ruxsat etilgan P_{pya} yukning sterjenlardagi eng katta kuchlanishni $[\sigma] = 160 \text{ mPa}$ ga tenglashtirib topilsin

2) o'quvchanlik chegarasida $\sigma_{\text{ok}} = 240 \text{ mPa}$ dan foydalanib chekli yuk F_{skr} topilsin.

Tashqi F kuch ta'sirida OB brus O shamir atrofida aylanadi. Natijada 1 sterjen siqiladi 2 sterjen cho'ziladi.



2.38-rasm. Statik N_1 noaniq sterjenlar sistemasining yuklanish va sterjenlar deformatsiyalari ning o'zaro bog'lanish sxemasi.

Yechich: Kesish usulidan foydalanib ichki bo'ylama kuchlarni aniqlaymiz (2.38-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 kuchlanishlarga ta'siri yo'q. Shuning uchun reaksiya kuchlarini topmaymiz.

Sistemaning aniqmaslik darajasi $S = n - l = 2 - 1 = 1$

bu yerda n – noma'lum (N_1 va N_2) kuchlar soni,
 l – statikaning tenglamalar soni

Noma'lum ichki kuch N_1 va N_2 larni topish uchun sistemani deformatsiyasidan foydalanib qo'shimcha tenglama tuzamiz. OB brus to'g'riligicha qolib, F kuch ta'sirida O nuqta atrofida kichik burchakka aylanadi. Natijada C va B nuqtalar F 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 proportsionallik chegarasidan ortib ketmaydi deb qaraladi va Guk formulasi bilan ifodalanadi.

Sxemadan (2.38-rasm) $\frac{BB_1}{BO} = \frac{CC_1}{CO}$ yoki $\frac{\Delta \ell_2}{2\ell} = \frac{\Delta \ell_1}{\ell}$; $\Delta \ell_2 = 2\Delta \ell_1$,

agar $\Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell}{EA}$ va $\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell}{EA}$ bo'lsa $\frac{N_2 \ell}{EA} = 2 \frac{N_1 \ell}{EA}$ yoki $N_2 = 2N_1$ kelib chiqadi. $N_2 = 2N_1$ tenglamani muvozanat tenglamasi bilan birgalikda yechib: $N_1 = \frac{F}{5}$ 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 $\frac{2F}{5A} \leq [\sigma]$ dan $F_{\text{pym}} = \frac{5F[\sigma]}{2} = \frac{5 \cdot 2 \cdot 10^4 \cdot 160 \cdot 10^3}{2} = 80 \text{ kN}$

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 $\sigma_{ok} \cdot A + 2 \cdot \sigma_{ok} \cdot A = F$ yoki $3\sigma_{ok} A = F$, bu yerdan $F_{4B} = F = 3 \cdot 240 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{-4} = 144 \text{ kN}$

Misol-16. Bir xil diamterli po'latdan tayyorlangan sterjenlar, sxemadagidek $F = 20 \text{ kN}$ kuch bilan yuklangan. Mustahkamlik shartiga ko'ra sterjenlarning diametrlari topilsin.

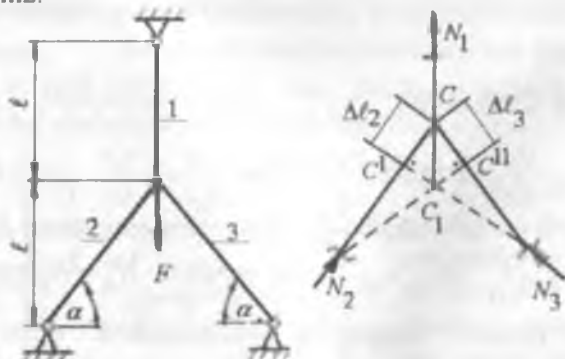
Berilgan: $\ell = 1 \text{ m}$, $\alpha = 45^\circ$, $E = 2 \cdot 10^8 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$, $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$

Yechish. F kuch ta'sirida 1 sterjen uzayadi; 2-3 sterjenlar siqiladi. Tekis sistemada joylashgan kuchlar uchun statikaning ikkita tenglamasi to'g'ri keladi (2.39-rasm).

$$\sum x = -N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha = 0 (a)$$

$$\sum y = N_1 - F + N_2 \sin \alpha + N_3 \sin \alpha = 0 (b)$$

Birinchi tenglamadan $N_2 = N_1$ ni ikkinchi tenglamaga keltirib qo'ysak, $N_1 + 2N_2 \sin \alpha = F$ (b) hosil bo'ladi. Demak, sistema bir marotaba statik aniqmas ekan, (b) tenglamadan noma'lum N_1 va N_2 kuchlarni topish uchun sistemani deformatsiyasidan foydalanib qo'shimcha tenglama tuzamiz.



2.39-rasm. Statik noaniq sterjenlar sistemasining yuklanish va sterjenlar deformatsiyalarining o'zaro bog'lanish sxemasi

To'g'ri burchakli uchburchak CC_1S' dan (2.39-rasm)

$$\Delta \ell_1 = \Delta \ell_2 \sin \alpha \quad (g)$$

Bu yerda $\Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell_1}{EA}$ va $\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell_2}{EA}$; $\ell_1 = \ell$; $\ell_2 = \frac{2\ell}{\sqrt{2}}$

unda (g) tenglik quyidagi holatga keladi: $N_1 = N_1 \frac{\sqrt{2} \cdot \ell}{2\ell} = N_1 \frac{\sqrt{2}}{2}$ (d)

sistemani deformatsiyasidan hosil bo'lgan qo'shimcha tenglama bo'lib, uni (v) tenglama bilan birgalikda yechib N_1 va N_2 larni topamiz.

$$N_2 = \frac{F}{3 \cdot \sin \alpha} = \frac{20}{3 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}} = \frac{40}{4,23} \text{ kN}, \text{ va } N_1 = \frac{N_2}{\sin \alpha} = \frac{40}{4,23 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}} = \frac{80}{5,9643} \text{ kN}$$

Eng katta bo'yлама kuch 1-sterjenda hosil bo'ladi: $\sigma_1 = \frac{N_1}{A} \leq [\sigma]$ yoki

$$\sigma_1 = \frac{N_1 \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma] \text{ bu yerdan } d_1 = \sqrt{\frac{4N_1}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80}{3,14 \cdot 160 \cdot 10^3 \cdot 5,96}} = 0,0103 \text{ m}$$

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) $\Delta t = 20^\circ$ ga qizdirilgan. Sterjenlardagi kuchlanishlar topilsin.

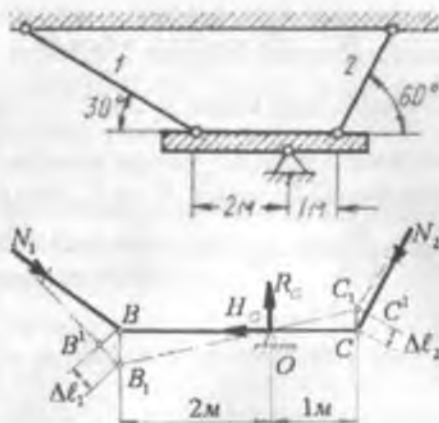
Yechish. Sterjenlarning qizdirilishi natijasida BC brus O sharnir markazida aylanib $B_1 C_1$ holatga o'tadi. 1 sterjen N_1 kuch ta'sirida siqiadi va Δt harorat ta'sirida uzayadi deb qabul qilsak, 2 sterjen siqiladi R_0 va N_0 reaksiyalarining ta'sirini hisobga olmaslik uchun, sistemani muvozanat tenglamasi sifatida O sharnirga nisbatan momentlar tenglamasini tuzamiz, ya'ni:

$$\sum M_0 = -2N_1 \cos 60^\circ + N_2 \cos 30^\circ = 0 \text{ yoki } N_2 = 2N_1 \frac{\cos 60^\circ}{\cos 30^\circ} = 1,1547 N_1 \text{ (a)}$$

(a) tenglamadan ko'rinishicha, sistemadagi noma'lumlar soni N_1 va N_2 statikaning muvozanat shartidan ko'p ekan. Masala statik noaniq. Masalani yechish uchun qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzamiz. Sxemadan (2.40-rasm) ko'rinishicha 1 va 2 sterjenlarning deforma-

tsiyalari quyidagi nisbatda bog'liqdir: $BB_1 = 2CC_1$ dan $\frac{\Delta \ell_1}{\cos 60^\circ} = 2 \frac{\Delta \ell_2}{\cos 30^\circ}$

bu yerdan $\Delta \ell_1 = 1,1547 \Delta \ell_2$ (b)



2.40-rasm. Temperatura ta'siridagi statik noaniq sterjenlar sistemasi va sterjenlar deformatsiyalarining o'zaro bog'lanish sxemasi

Sterjenlarning deformatsiyalarini Guk qonuni bilan ifodalaymiz

$$\Delta \ell_1 = -\frac{N_1 h}{EA \sin 30^\circ} + \alpha \cdot \Delta t \frac{h}{\sin 30^\circ}; \quad \Delta \ell_2 = -\left(\frac{N_2 h}{EA \sin 60^\circ} + \alpha \cdot \Delta t \frac{h}{\sin 60^\circ} \right)$$

Unda (b) tenglama quyidagicha yoziladi:

$$\frac{h}{\sin 30^\circ} \left(-\frac{N_1}{EA} + \alpha \cdot \Delta t \right) = 1,1547 \frac{h}{\sin 60^\circ} \left[-\frac{N_2}{EA} - \alpha \cdot \Delta t \right] \quad \text{yoki}$$

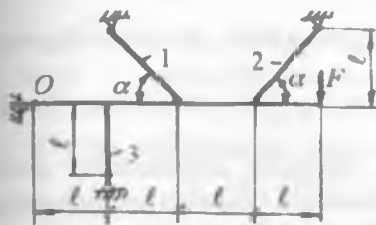
$$-\frac{N_1}{EA} + \alpha \cdot \Delta t = 1,1547 \frac{\sin 30^\circ}{\sin 60^\circ} \left(-\frac{N_2}{EA} - \alpha \cdot \Delta t \right)$$

bu yerdan $-N_1 + 0,6667 N_2 = EA(-0,6667 \alpha \cdot \Delta t - \alpha \cdot \Delta t)$

(a) tenglamani hisobga olsak, $1,7698 N_1 = 1,667 \alpha EA \Delta t$ hosil bo'ladi
unda $N_1 = 18834 \text{ kg}$ va $N_2 = 21747 \text{ kg}$

1 sterjendagi kuchlanish $\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{18834}{40} = 470 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

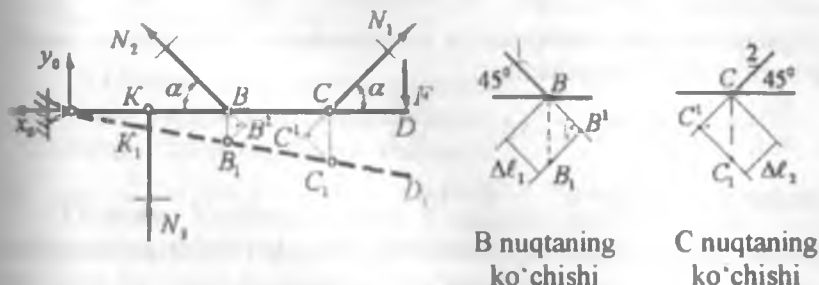
2 sterjendagi kuchlanish $\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{21747}{40} = 543 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$



2.41-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 $\sigma_{uz} = 240 mPa$ foydalanib chekli yuk F_{chek} topilsin. $l = 1m$; $\alpha = 45^\circ$,

Yechish: OD balka F kuch ta'sirida O sharnir 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 2.42-rasmda ko'rsatilgan.



B nuqtaning ko'chishi

C nuqtaning ko'chishi

2.42-rasm. Sterjenlar deformatsiyalarining o'zaro bog'lanish sxemasi

Sistemaning muvozanat holatini ifodalovchi statikaning tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum x = 0; \quad x_0 - N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha = 0 \quad (a)$$

$$\sum y = 0; \quad y_0 + N_3 + N_1 \sin \alpha + N_2 \sin \alpha - F = 0 \quad (b)$$

$$\sum M_0 = 0; \quad 2N_1 \sin \alpha + 3N_2 \sin \alpha + N_3 - 4F = 0 \quad (v)$$

(a), (b) va (v) tenglamalardan, ko'rinishicha sterjenlardagi no-ma'lum ($N_1; N_2; N_3$) ichki kuchlari va tayanch kesimidagi reaksiya kuchlari ($x_0; y_0$) statikaning tenglamalaridan ko'p ekan. Demak, beril-

gan sistema statik noaniq. Sistemaning aniqmaslik darajasini topamiz:
 $S = n - 3 = 5 - 3 = 2$

bu yerda 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 (2.42-rasm).

Sxemadan: $\Delta BB_1 O \sim \Delta KK_1 O$ va $\Delta CC_1 O \sim \Delta KK_1 O$ dan

$$\frac{KK_1}{KO} = \frac{BB_1}{BO} \quad \text{va} \quad \frac{KK_1}{KO} = \frac{CC_1}{CO} \quad \text{hosil qilamiz.}$$

$$\text{bu yerda } BB_1 = \frac{BB'}{\cos \alpha} \quad \text{va} \quad CC_1 = \frac{CC'}{\cos \alpha};$$

Sxemadan $KK_1 = \Delta_1$, $BB' = \Delta_1$ va $CC' = \Delta_1$ lami hisobga olsak, yuqoridagi nisbatlar quyidagicha yoziladi:

$$\frac{\Delta_1}{2 \cos \alpha} = \frac{\Delta_1}{1} \quad \text{va} \quad \frac{\Delta_1}{3 \cos \alpha} = \frac{\Delta_1}{1} \quad \text{yoki}$$

$$\Delta_1 = 2 \Delta_1 \cos \alpha \quad \text{va} \quad \Delta_1 = 3 \Delta_1 \cos \alpha \quad (g)$$

(g) qo'shimcha deformatsiya tenglamalarini Guk qonuni orqali ichki kuchlar bilan ifodalaymiz:

$$\frac{N_1 \ell_1}{E_1 A_1} = 2 \frac{N_3 \ell_3}{E_3 A_3} \cos \alpha \quad \text{va} \quad \frac{N_2 \ell_2}{E_2 A_2} = 3 \frac{N_3 \ell_3}{E_3 A_3} \cos \alpha \quad (d)$$

Sxemadan $E_1 = E_2 = E_3 = E$; $\ell_3 = 1m$ va $\ell_1 = \ell_2 = \frac{1}{\cos \alpha}$ lar

ni hisobga olsak va ayrim o'zgartirishlardan, keyin (d) quyidagicha

$$N_1 = 2N_3 \cos^2 \alpha = N_3 \quad (e)$$

yoziladi;

$$N_2 = 3N_3 \cos^2 \alpha = 1.5N_3 \quad (j)$$

(e) va (j) tenglamalarini (v) ga keltirib qo'yamiz va ichki kuchni topamiz: $N_1 = 0,72F$ unda $N_1 = 0,72F$ 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

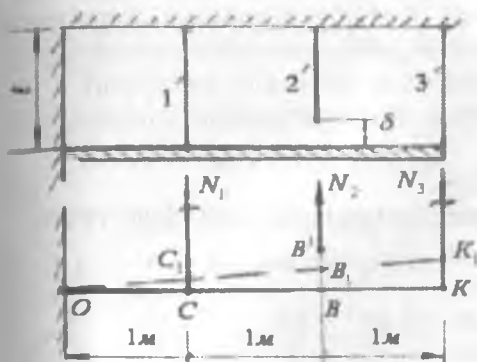
$$[F] = \frac{A[\sigma]}{1,08} = \frac{1 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^{-3}}{1,08} = 148,1kN$$

Uchta sterjenda ham oquvchanlik chegarasi boshlanishi uchun

$N_1 = \sigma_{ok} A_1$; $N_2 = \sigma_{ok} A_2$; va $N_3 = \sigma_{ok} A_3$ shartlar bajarilishi kerak. U paytda (v) tenglama quyidagicha 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 $F_{ox} = \frac{\sigma_{ok} A (1 + \sin \alpha)}{4} = \frac{240 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^{-3} (1 + 5 \cdot 0,7)}{4} = 270 \text{ kN}$



2.43-rasm. Statik noaniq sterjenlar sistemasi va sterjenlar deformatsiyalarining o'zaro bog'lanish sxemasi

Yechich: Konstruktsiyadagi δ zazomi yo'qo tish uchun 1 va 3 sterjenlarni yechich, 2 sterjenni cho'zish kerak. Natijada uchta sterjenda ham ichki bo'ylama kuchlar hosil bo'ladi. Ichki kuchlarni topish uchun kesish usulidan foydalanamiz. Konstruksiya ajratilgan qismining muvozanat holatini qanoatlantiruvchi $\sum M_0 = 0$ tenglamani tuzamiz.

$$\sum M_0 = N_1 \cdot 1 - N_2 \cdot 2 + N_3 \cdot 3 = 0$$

Bitta tenglamada uchta N_1 , N_2 va N_3 ma'lum ichki kuchlar bor ekan. Bu masala statik noaniqdir. Noma'lumlar soni muvozanat tenglamasidan ikkitaga ko'p. Shuning uchun, tanlangan masala ikki marotaba noaniq. Masalaning aniqmaslik darajasini ochish uchun ikkita qo'shimcha deformatsiya tenglamalarini tuzish kerak (2.43-rasm). Konstruksiyaning deformatsiyasini o'rganamiz. 1 va 3 sterjenlarning siqilishda, birinchi sterjen $CC_1 = \Delta \ell_1 = \frac{N_1 \ell}{EA}$ masofaga, uchinchi sterjen $KK_1 = \Delta \ell_3 = \frac{N_3 \ell}{EA}$

Misol-19. Bigr brus, ko'ndalang kesim yuzalari $A = 20 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ bo'lgan uchta sterjenlarga o'silgan. O'rta sterjen loyiha o'lchamidan $\delta = 0,5 \text{ mm}$ kalta tayyorlangan. Konstruksiya yig'ilgandan keyin sterjenlardagi kuchlanish topilsin. Sterjenlarning materiallari bir xil.

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.

Konstruksiyadagi sterjnlarning deformatsiyasi natijasida uchbur-chaklar hosil bo'ladi: $\Delta KK_1 O \propto \Delta BB_1 O \propto \Delta CC_1 O$

Unda $\frac{KK_1}{KO} = \frac{CC_1}{CO}$ yoki $\frac{N_1 \ell}{3} = \frac{\Delta \ell_1}{1}$ va $\Delta \ell_1 = 3\Delta \ell$

bu yerdan $\frac{N_3 \ell}{EA} = 3 \frac{N_1 \ell}{EA}$; $N_3 = 3N_1$ (b)

$\frac{BB_1}{BO} = \frac{CC_1}{CO}$ $\frac{\delta - \Delta \ell_2}{2} = \Delta \ell_1$ va $\delta - \Delta \ell_2 = \Delta \ell_1$

bu yerdan $\delta - \frac{N_2 \ell}{EA} = 2 \frac{N_1 \ell}{EA}$ va $N_2 = \frac{EA - 2N_1 \ell}{\ell}$ (v)

hosil bo'ladi. (b) va (v) tengliklarni (a) tenglamaga keltirib qo'yamiz:

$$N_1 \cdot 1 - 2 \frac{\delta \cdot EA - 2N_1 \ell}{\ell} + 9N_1 = 0, \quad 10N_1 \ell - 2\delta \cdot EA + 4N_1 \ell = 0$$

va $N_1 = \frac{\delta \cdot EA}{7\ell} = \frac{0,5 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 20 \cdot 10^{-4}}{7} = \frac{20}{7} \text{ kN}$

Birinchi sterjendagi kuchlanish:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{20}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,143 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

(b) tenglikdan N_1 -ni topamiz: $N_2 = \frac{100}{7} \text{ kN}$

Ikkinchi sterjendagi kuchlanish:

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{100}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,715 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

(b) tenglikdan N_1 -ni topamiz: $N_3 = 3 \frac{20}{7} = \frac{60}{7} \text{ kN}$

va kuchlanish $\sigma_3 = \frac{N_3}{A} = \frac{60}{7 \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 0,429 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$

III BOB. KUCHLANGANLIK HOLATLARI VA MUSTAHKAMLIK NAZARIYALARI

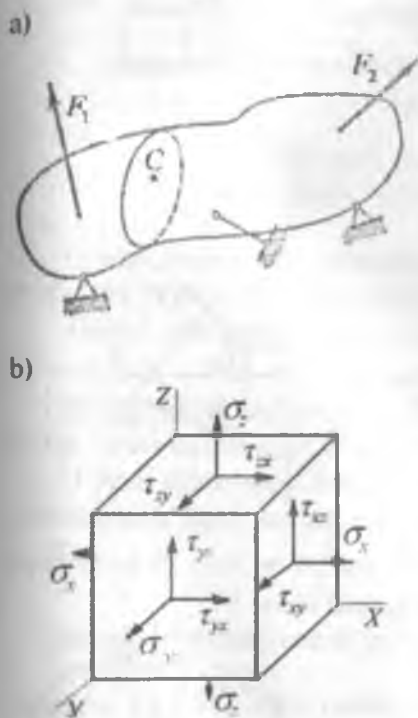
Umumiy tushunchalar

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.

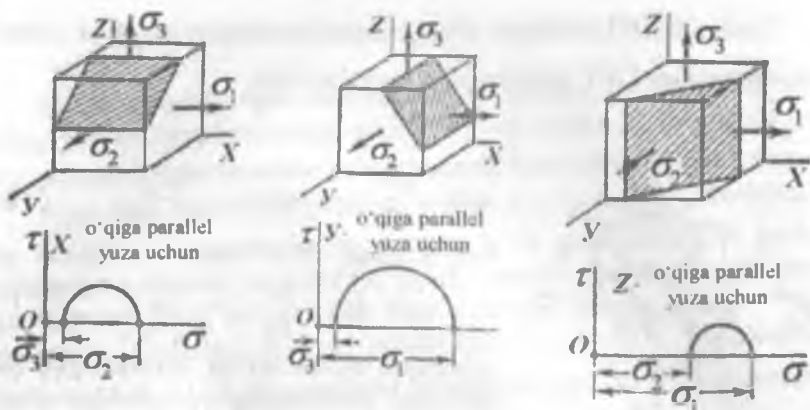
Turli kesim yuzalarida hosil bo'ladigan kuchlanishlarning tahlili kuchlanganlik holatlarining nazariyalari deyiladi.

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 C nuqtasi (3.1-rasm, a) atrofida 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

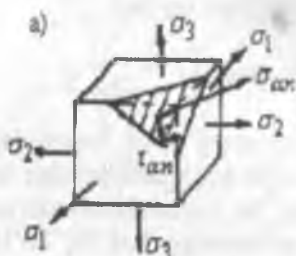
$\tau_{yx}, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{zx}, \tau_{yz}, \tau_{zy}$ -urinma kuchlanishlar bilan belgilaymiz. Muvozanat tenglamalarini tuzishda, albatta har bir kuchning momenti, u ta'sir qilayotgan yuzaning qarama-qarshi tomonidagi kuch momentiga tengligi aniqlanadi.



3.1-rasm. Kuchlanganlik holati:
a) ixtiyoriy yuklangan jism;
b) kubikni fazoviy yuklanishi



3.10-rasm. Hajmiy kuchlanganlik holatidagi kubiklardan ajratilgan qiya kesim yuzalar va ular uchun Mor doiralari.

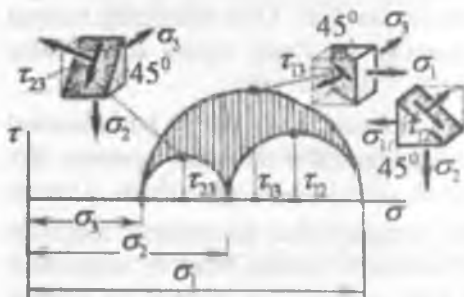


3.11-rasm. Hajmiy kuchlanganlik holati.

Qiya kesimning shunday holatini tanlash mumkinki, bunda qiya kesim hamma bosh normal kuchlanishlar yo'nalishlarini kesib o'tadi (3.11-rasm). σ_{α} va τ_{α} kuchlanishlari Mor doirasi bilan chegaralangan egri chiziqli murakkab yuzada joylashadi (3.12-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



3.12-rasm. Hajmiy kuchlanganlik holati uchun Mor doirasi.

$$\tau_{\alpha} = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3 - \sigma_{\alpha}^2}$$

3.5. 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 iboratdir.

Hajmiy kuchlanganlik holatida elementning 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:

$$V_1 = (a + \Delta a)(b + \Delta b)(c + \Delta c) = abc + ab\Delta c + bc\Delta a + ac\Delta b$$

formula bilan topiladi. Unda kubik hajmining nisbiy o'zgarishi

$$\varepsilon_0 = \frac{V_1 - V_0}{V_0} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 \text{ kubik tomonlarining nisbiy deformatsiya}$$

larining yig'indisiga teng bo'ladi. Guk formulasini hisobga olsak, ε_0

$$\text{ quyidagicha topiladi: } \varepsilon_0 = \frac{1-2\mu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (3.11)$$

Kubikning deformatsiyasida hajm yoki shakl o'zgarishi mumkin.

(3.11) formuladan aniq-ki, bosh normal kuchlanishlar yig'indisi ($\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$) nolga teng bo'lsa, hajmiy nisbiy o'zgarishi ham nolga teng bo'ladi, ya'ni kubikda shakl o'zgarishi yuz beradi. Aynan shu holatni $\mu=0,5$ -da ham ko'rish mumkin. (3.11) formuladan:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_{yp} \text{ deb qabul qilsak: } \varepsilon_0 = \frac{1-2\mu}{E} \cdot 3\sigma_{yp} \text{ hosil bo'ladi. Bu}$$

yerda $\frac{E}{3(1-2\mu)} = K$ o'zgarmas sonning hajmiy elastiklik moduli deyiladi.

Unda $\epsilon_n = \frac{\sigma_{yp}}{K}$ formula Gukning hajmiy qonuni bo'ladi. Guk hajmiy qonuniga asosan, agar kubikning tomonlariga qiymati o'rtacha bosh kuchlanishlarga teng kuchlanishlar bilan ta'sir qilinsa, kubikda hajmiy o'zgarish sodir bo'ladi.

3.6 Deformatsiyaning potentsial energiyasi

Hajmiy kuchlanganlik holatida deformatsiyaning to'liq potentsial energiyasi quyidagicha topiladi: $U = \frac{1}{2}(\sigma_1\epsilon_1 + \sigma_2\epsilon_2 + \sigma_3\epsilon_3)$ yoki

$$U = U_x + U_w = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu \cdot (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (3.12)$$

U_x - kubik hajm o'zgarishidagi deformatsiyaning potentsial energiyasi bo'lib, quyidagi formula bilan topiladi: $U_x = \frac{3}{2}\sigma_{yp} \cdot \epsilon_{yp}$; bu yerda

$\epsilon_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{K}$ hajmiy elastiklik moduli $K = \frac{E}{3(1-2\mu)}$ va $\sigma_{yp} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$ lami hisobga olsak, hajmiy o'zgarishdagi deformatsiyaning potentsial energiyasi $U_x = \frac{1-2\mu}{6E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2$.

Shakl o'zgarishidagi deformatsiyaning potentsial energiyasini topish uchun (2.12) formuladan U_x -ni topamiz.

$$\text{Unda: } U_w = \frac{1+\mu}{3E}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3)$$

Ushbu formulalar chiziqli kuchlanganlik holati uchun quyidagicha yoziladi: hajmiy o'zgarishdagi deformatsiyaning potentsial energiyasi

$$U_x = \frac{1-2\mu}{6E}\sigma_1^2$$

shakl o'zgarishidagi deformatsiyaning potentsial energiyasi:

$$U_w = \frac{1+\mu}{3E}\sigma_1^2$$

To'liq potentsial energiya $U = U_x + U_w = \frac{1}{2E}\sigma_1^2$

Misol-1. Ko'ndalang kesim o'lchamlari 0,2x0,2x0,2 m bo'lgan kubikning yemirilish 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 yemiriladi.

Yechish: Kubik chiziqli kuchlanganlik holatida bo'lganligi uchun, uning qiya kesimidagi normal kuchlanish formulasi quyidagicha yoziladi.

$$\sigma_\alpha = \sigma \cos^2 \alpha = \frac{F}{A} \cos^2 \alpha = 40 \text{ MPa}$$

Bu yerdan
$$F = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,2}{\cos^2 \alpha} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0,2 \cdot 0,2}{(0,707)^2} = 3,2 \cdot 10^5 \text{ kN}$$

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: $\sigma_\alpha = 40 \text{ MPa}$; $\sigma_\beta = 10 \text{ MPa}$; $\tau_\alpha = 10 \text{ MPa}$

Bosh kuchlanishlarni (3.8) formuladan topamiz:

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} [(40 + 10) \pm \sqrt{(40 - 10)^2 + 4(10)^2}] = \frac{1}{2} (50 \pm 36,05)$$

Bu yerdan $\sigma_1 = 43,025 \text{ MPa}$ va $\sigma_3 = 6,975 \text{ MPa}$

Bosh yuzalarning joylashish burchagini (3.9) formuladan aniqlaymiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2 \cdot 10}{40 - 10} = -0,667; \quad 2\alpha = -34^\circ; \quad \alpha = -17^\circ$$

α - burchak ishorasi (-) minus bo'lganligi uchun σ_1 yo'nalishini σ_3 tekisligidan soat strelkasi yo'nalishi bo'yicha joylashtirdik. Eng katta urinma kuchlanish:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{43,025 - 6,975}{2} = 18,025 \text{ MPa}$$

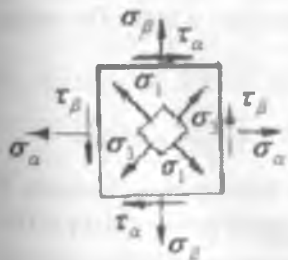
Kubik tomonlarning nisbiy cho'zilishi:

$$\epsilon_1 = \frac{1}{2 \cdot 10^4} (43025 - 0,3 \cdot 6975) = 20,466 \cdot 10^{-4} \quad (\text{cho'zilish}),$$

$$\epsilon_2 = -\frac{0,3}{2 \cdot 10^4} (43025 + 6975) = -7,5 \cdot 10^{-4} \quad (\text{siqilish}),$$

$$\epsilon_3 = \frac{1}{2 \cdot 10^4} (6975 - 0,3 \cdot 43025) = -2,97 \cdot 10^{-4} \quad (\text{siqilish})$$

Hajmning nisbiy o'zgarishi: $\epsilon_v = (20,466 - 7,5 - 2,97) \cdot 10^{-4} = 10 \cdot 10^{-4}$



3.13-rasm

To'liq potensial energiyani (3.12) formuladan topamiz:

$$U = \frac{1}{2 \cdot 2 \cdot 10^8} [(43025)^2 + (6975)^2 - 2 \cdot 0,3 \cdot 43025 \cdot 6975] = 24,95 \cdot 10^{-4} \text{ Dj}$$

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

Yechich: Masalani grafik usulda yechish uchun Mor doirasini quramiz. Buning uchun σ_{OT} koordinata sistemasini olamiz va abssissa o'qi bo'ylab bosh kuchlanishlar (σ_1 va σ_2) – ni kuchlanishlar masshtabida joylashtiramiz (3.14-rasm).

$\mu_e = 1 \text{ mm} = 1 \text{ mPa}$, ya'ni 1 mm masofada 1 mPa kuchlanish joylashgan deb qabul qildik.

Demak, $\overline{OH} = \sigma_1 = 50. \mu l/l\alpha$,

$$\overline{OB} = \sigma_y = 10 \text{ MPa}$$

σ , bosh kuchlanishi cho'zuvchi bo'lganligi uchun abtsissa o'qi-

ning koordinata boshi O nuqtasidan (o'ng) musbat tomoniga: σ , siquvchi kuchlanish bo'lganligi uchun koordinata o'qini manfiy tomoniga joylashtiramiz. Natijada H va B nuqtalar hosil bo'ladi. Qiya tekislikning normal va urinma kuchlanishlari H va B nuqtalari oraliqida 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 $CH = CB = \frac{HB}{2} = \frac{OH - OB}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} = \frac{50 + 10}{2} = 30 \text{ mPa}$

C nuqtadan $CH = CB R = 30 \text{ mPa}$ radius bilan aylana chizamiz. B nuqtadan $\alpha = 30^\circ$ burchak ostida qiya kesimni tasvirlovchi chiziq o'tkazib, D_α nuqtani topamiz. D_α nuqtadan abtsissaga perpendikulyar tushirib K_α nuqtani aniqlaymiz. $\sigma\sigma r$ koordinata sistemasida $OD_\alpha = \sigma_\alpha$ qiya tekislikni normal kuchlanishini va $D_\alpha K_\alpha = \tau_\alpha$ urinma kuchlanishni beradi. 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'rligini 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 $\sigma_\alpha = OI_\alpha$ ekanligini isbotlaymiz:

$$OK_\alpha = OB + BC + CK$$

$$\text{lekin } OB = \sigma_3; \quad CB = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

$$\text{va } CK_\alpha = CD_\alpha \cos 2\alpha$$

$$(\text{bu yerda } CB = CI_\alpha) \quad \text{Unda}$$

3.21-rasm. Mor doirasi.

$$OK_\alpha = \sigma_3 + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\alpha = \sigma_3 + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} (1 + \cos 2\alpha) =$$

$$= \sigma_3 + (\sigma_1 - \sigma_3) \frac{1}{2} \cdot 2 \cos^2 \alpha = \sigma_3 + \sigma_1 \cos^2 \alpha - \sigma_3 \cos^2 \alpha =$$

$$= \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 (1 - \cos^2 \alpha); \quad \sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha$$

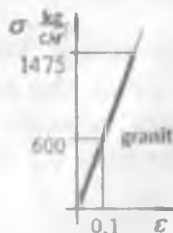
Mor doirasidagi uchburchak $CD_\alpha K_\alpha$ dan

$$\frac{D_\alpha K_\alpha}{CD_\alpha} = \sin 2\alpha \quad \text{yoki} \quad D_\alpha K_\alpha = \tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha$$

3.7. Mustahkamlik nazariyalari

Umumiy tushunchalar. Mashina, mexanizm va muxandislik inshootlarni loyihalashda, ularning mustahkamligini ta'minlash lozim. Buning uchun konstruktsiyaning 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 yemirilishi quyidagi ko'rinishlarda bo'ladi.



Mo'rt yemirilish

1) yemirilish plastik deformatsiya hosil bo'lmaganidan boshlanadi. Cho'zilishda yemirilish 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 yemiriladi.

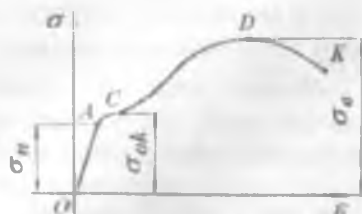
2) elastik deformatsiyadan keyin plastik deformatsiyani rivojlanishi asosida yemirilish.

Materialni xavfli holati oquvchanlik boshlanishi, uzilish bo'yin hosil bo'lishi va namunani uzilishi bilan belgilanadi. Oquvchanlik chegarada namunaning sirtida cho'zuvchi kuch yo'nalishiga 45° burchak ostida joylashgan siljituvchi chiziqlar hosil bo'lishi, plastik deformatsiya va yemirilish urinma kuchlanish ta'sirida

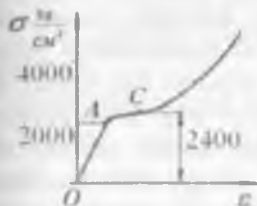
kelib chiqadi va siljish asosidagi yemirilish deyiladi.

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.



Plastik yemirilish



Plastik yemirilish

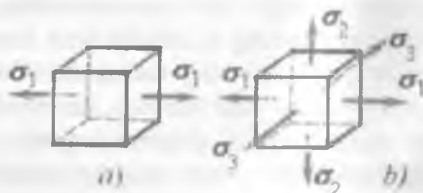
Yuqoridagilar asosida materialni yemirilishi zarrachalarni ajralishga qarshiligi va siljishga qarshiligi asosida kelib chiqadi. Plastik materiallarda τ ta'siridagi yemirilishga qarshilik, σ ta'siridagi yemirilishga qarshiligidan kichik bo'ladi, ya'ni $\sigma_0 > \tau_0$ va mo'tt materiallarda $\tau_0 > \sigma_0$. Bunday yemirilish 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 yemirilish deformatsiyasiga bo'lgan oraliqdagi xossasini o'rganish kerak. Bir o'qli cho'zilish va siqilish, ya'ni chiziqli kuchlanish holatida o'tkazilgan ko'p tajribalarning uzoq muddat to'plangan natijalari turli materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar haqida yetarli 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 materialni mustahkamligini xarakterlovchi faktorlarni ifodalovchi gipotezalar 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 kuchlanish holati uchun mustahkamlikning ehtiyoj koeffitsiyenti bir xil. Teng xavfli kuchlanish holatlaridan biri sifatida tajriba yo'li bilan asoslangan chiziqli cho'zilish (3.22-rasm, a) boshqasi sifatida xavfli holatni aniqlash kerak bo'lgan kuchlanish holati (3.22-rasm, b) olinadi. Bu ikkala o'rganilayotgan holat uchun materialning yemirilish 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 gipotezasiga ega bo'lgan ko'p nazariyalar yuzaga keladi. Bunday gipotezaga asosan zarur hisoblash shartlari va o'rganilayotgan kuchlanish holatining bosh kuchlanishlarini chiziqli kuchlanishdagi bosh kuchlanishlar bilan bog'lovchi formulalar tuziladi.



3.22-rasm. Ekvivalent kubiklar:
a) chiziqli kuchlanganlik holati,
b) hajmiy kuchlanganlik holati

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 gipotezaga asoslanadi. Qabul qilingan gipotezaga ko'ra quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 < \sigma_0 \quad (3.13)$$

bu yerda σ_1 – tekshirilayotgan kuchlanish holati uchun bosh kuchlanishlardan eng kattasi,

σ_0 – chiziqli choʻzish 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 taʼsir koʻrsatadi. Masalan, har tomonlama (gidrostatik) siqilishda boʻlgan sement kubik mustahkamlik chegarasidan bir necha marta katta boʻlgan kuchlanishga yemirilmasdan chidash bera oladi. Bunday sharoitda boshqa materiallar ham shunday tutadi. Bu nazariya moʻrt materiallarni choʻzishga sinashda tasdiqlanadi. Moʻrt materialni choʻzganda sezilarli plastik deformatsiya hosil boʻlmasdan bir boʻlagi qolgan boʻladigan ajraladi. Hozirgi paytda birinchi nazariyadan foydalanilmaydi, u faqat tarixiy ahamiyatga ega.

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo boʻlishga eng katta choʻzilish sabab boʻladi degan gipotezaga asoslangan. Bosh deformatsiyalar $\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3$ boʻlganida hajmiy kuchlanish holati uchun qabul qilingan gipotezaga javob beruvchi umumiy shart quyidagicha yoziladi

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_1 < \varepsilon_0 \quad (3.14)$$

bu yerda ε_1 – tekshirilayotgan kuchlanish holati uchun eng katta choʻzilishning hisobiy qiymati;

ε_0 – bir oʻqli choʻzilishga sinash tajribasidan olingan nisbiy choʻzilishning chegaraviy qiymati

ε_1 – va ε_0 – larni aniqlashda maʼlum Guk qonuni formulalaridan foydalaniladi: $\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]$ (a) $\varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E}$ (b)

Bunda shartli ravishda (a) va (b) bogʻlanishlar chegaraviy kuchlanish holati paydo boʻlguncha kuchga ega boʻladi va materialning sezilarli plastik deformatsiyalarsiz moʻrt yemirilishga javob beradi deb hisoblanadi, (a) va (b) ifodalarni (3.14) shartga qoʻyib ifodani hosil qilamiz

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) < \sigma_0 \quad (v)$$

(v) tengsizlik chap qismi musbat boʻlgandagina kuchga ega, bunda u eng katta choʻzilishga mos keladi. Qabul qilingan gipoteza 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 yemirilishini bu nazariya yordamida tushuntirish mumkin. Materialda siquvchi kuchlarga parallel darzlar paydo bo'ladi va u yemiriladi. 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 yetarli 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 gipotezaga 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 gipotezani sezilarli plastik deformatsiyalar bilan bog'lanish mumkin. Ushbu nazariyaning umumiy sharti quyidagi ko'rinishga ega:

$$\tau_{\max} < \tau_0 \quad (3.15)$$

bu yerda $\tau_{\max}$ - 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 farqning yarmisi quyidagicha topiladi:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (a)$$

$$\tau_0 - \text{kuchlanish quyidagi tenglikdan topiladi: } \tau_0 = \frac{\sigma_0}{2} \quad (b)$$

Shunday qilib, (3.15) 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 po-

tensial energiyasining miqdori istalgan murakkab kuchlanish holatida ham, oddiy cho'zilishda ham bir xildir.

Bu nazariya yaratilishida dastavval chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga to'la solishtirma potensial energiyasining eng katta qiymati sabab bo'ladi degan gipoteza asos qilib olingan:

$$U < U_0 \quad (3.16)$$

Bu yerda 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 gipoteza 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, yemirilish 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 gipoteza asos qilib olinadi. Ko'rinib turibdiki, yangi energetik nazariya faqat plastik deformatsiyalarning o'sishi bilan bog'lanadi. Ma'lumki, plastik deformatsiya jismining shakl o'zgarishi bilan bog'lanadi. Uning hajm o'zgarishiga bog'lanmaydi. Ushbu nazariyadan foydalangan rioya qilinishi

kerak bo'lgan shart quyidagi tengsizlik bilan ifodalanadi:

$$U_{sh} < U_{cheg} \quad (3.17)$$

bu yerda U_{sh} – tekshirilayotgan kuchlanish holatida kub shakl o'zgarishi bilan bog'liq bo'lgan energiyaning hisob qiymati:

U_{cheg} – ushbu energiyaning oddiy cho'zilishga o'tkazilgan tajriba natijasida olingan chegaraviy qiymati.

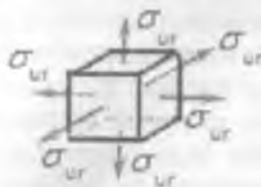
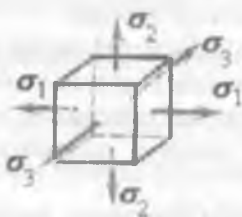
Kuchlanishning umumiy holi uchun shakl o'zgarishiga ketadigan energiyani hisoblash birmuncha qiyinchilik tug'diradi. Shuning uchun U_{sh} – quyidagi ifodadan topiladi: $U = U_v + U_{sh} \quad (3.18)$

$$\text{undan } U_{sh} = U - U_v \quad (3.19)$$

bu yerda 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 deformatsiya va 2) shakl o'zgarishiga mos keluvchi deformatsiya.

Buning uchun berilgan kuchlanish holatini (3.23-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: $\sigma_{yp} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (g)$



3.23-rasm. Bosh normal va o'rtacha kuchlanishlar bilan yuklangan kubiklar.

Natijada kubning barcha qirralari bir xil qiymatga o'zgarganligidan kub shakli o'zgarmaydi, balki uning hajmigina o'zgaradi. Ikkinchi kuchlanish holatining kuchlanishlarini $\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$ lar orqali belgilaymiz. Ular quyidagi tengliklardan topiladi:

$$\sigma'_1 = \sigma_1 - \sigma_{ur}; \quad \sigma'_2 = \sigma_2 - \sigma_{ur}; \quad \sigma'_3 = \sigma_3 - \sigma_{ur}; \quad (d)$$

$\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$ kuchlanishlarda hajinning o'zgarishi nolga tengligini isbotlash qiyin emas.

Haqiqtdan 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'miga σ_{yp} ni qo'yamiz.

Unda
$$U_v = \frac{1-2\mu}{2E} \cdot 3\sigma_{yp}^2 \quad (j) \text{ hosil bo'ladi}$$

(j) ifodaga σ_{yp} o'miga (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 (3.19)ga qo'yib, ba'zi o'zgartirishlardan so'ng quyidagini topamiz:

$$U_m = \frac{1+\mu}{3E} \left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3) \right] \quad (3.20)$$

(3.20) formulani osongina quyidagini ko'rinishga keltiramiz:

$$U_m = \frac{1+\mu}{6E} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right] \quad (3.21)$$

Oddiy cho'zilish holi uchun $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ bo'lganda (3.21)

formulaga binoan quyidagiga ega bo'lamiz:
$$U_m = \frac{1+\mu}{6E} \cdot 2\sigma_1^2 \quad (3.22)$$

(3.21) va (3.22) formulalarni hisobga olganda (3.17) 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 yerda 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:
$$\sigma_{max} = \sqrt{\frac{1}{2} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right]} \leq R \quad (3.23)$$

bu yerda R - cho'zilishdagi hisobiy qarshilik .

Tekis kuchlanish holatida (3.23) formulasidan bosh kuchlanishlarni σ_x, σ_y va τ_{xy} lar orqali ifodalab quyidagini olamiz:

$$\sigma_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\tau_{xy}^2} \leq R \quad (3.24)$$

$\sigma_y = 0$ bo'lgan xususiy hol uchun $\sigma_x = \sigma$; $\tau_{xy} = \tau$ desak, quyidagiga ega bo'lamiz: $\sigma_{\max} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq R \quad (3.25).$

Uchinchi nazariya kabi energetik nazariya ham plastik materiallar bilan o'tkazilgan tajribalarda yaxshi isbotlanadi va amalda keng qo'llaniladi. Yuqorida qayd qilingan nazariyalar materialda plastik deformatsiyalar paydo bo'lish sharoitini belgilovchi kriteriyalarni belgilab beradi. Shuning uchun bu nazariyalarga asoslangan (3.15) va (3.17) 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, urunma kuchlanishdan hosil bo'lgan qarshilik kuchi jismning siquvchi normal kuchlanish mavjud bo'lgan nuqtalarida kattaroq, bo'lib cho'zilish mavjud bo'lgan nuqtalarida past bo'ldai. Yuqoridagi fikrlash mor nazariyasining asosini tashkil etadi. Urinma kuchlanishlar birinchidan, materialning o'zaro bog'lanishi natijasida, ikkinchidan esa, birinchi siljish bog'lanishdagi yemirilish sababidan bog'liqdir.

Mor mustahkamlik nazariyasiga ko'ra shart quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_1 - \nu\sigma_3 = (1-\nu)\frac{\sigma}{2} - (1+\nu)\sqrt{\frac{\sigma^2}{4} + \tau^2} < \sigma_0^I \quad \nu = \frac{\sigma_0^I}{\sigma_0^{II}} \quad (3.21)$$

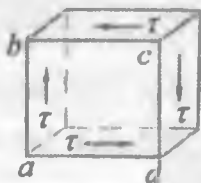
bunda σ_0^I - cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasi;

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. Tekis kuchlanganlik holatida normal kuchlanish formulasini yozing.
6. Tekis kuchlanganlik holatida urinma kuchlanish formulasini yozing.
7. Hajmiy kuchlanganlik holatida Guk qonunini yozing.
8. Qachon kubikni hajm o'zgarishi sodir bo'ladi?

Amaliyotda boltli, parchin mixli, payvandli birkmalar va h.k siljish deformatsiyasiga uchraydi. 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.



4.1-rasm. Sof siljishdagi kubik.

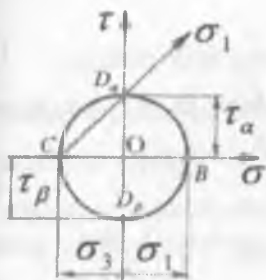
Siljish deformatsiyasini o'rganish uchun, shunday yuzalarni tanlash kerakki, bu yuzalarda normal kuchlanishlar nolga teng bo'lib faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qilsin. Faqat urinma kuchlanishlar ta'sirida bo'lgan elementning kuchlanganlik holatiga – sof siljish deyiladi.

Sof siljishga ishlayotgan kubikni qirralari urinma kuchlanishlar ta'sirida shu kuchlanishlar yo'nalishi bo'yicha deformatsiyaga uchraydi.

4.1. Sof siljishda kuchlanish va deformatsiya

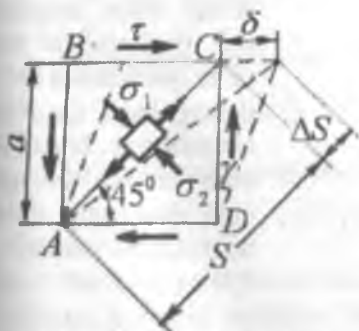
O'zaro perpendikulyar ab va bc qirralarga teng va qaramaqarshi tomonlarga yo'nalgan urinma kuchlanishlar ta'siridagi kubikni o'rganaylik (4.1-rasm). Kubikning $abcd$ fasad yuzasida normal va urinma kuchlanishlar ta'sir qilmasin. Unda $abcd$ yuza bosh yuza bo'lib, bu yuzadagi bosh normal kuchlanish nolga 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 $\sigma_a = 0$; $\tau_a = \tau$; gorizontall qirrasiga $\sigma_b = 0$ va $\sigma_c = -\tau$ ta'sir qilayotgan kuchlanishni yordamida Mor doirasidan foydalanib $abcd$ bosh yuzadan boshqa yuzadagi bosh kuchlanishlarni topamiz. $\sigma\tau$ koordinata sistemasida (4.2-rasm) $OD_a = \tau_a = \tau$ kuchlanishni τ o'qi bo'ylab yuqoriga va $OD_b = \tau_b = -\tau$ pastga joylashtiramiz. D_a va D_b nuqtalar koordinata markazi O nuqtadan bir xil masofada joylashganligi uchun,



4.2-rasm. Sof siljishda bosh kuchlanishlarni aniqlash uchun Mor doirasi.

Mor doirasini radiusi $OD_a = \tau$ ga teng bo'ladi. Mor doirasi abtssisa o'qini $OB = \tau$ va $OC = -\tau$ masofalarda kesib o'tadi. Shuning uchun $OB = \tau = \sigma_1$ va $OC = -\tau = \sigma_3$; $\sigma_2 = 0$. Bosh normal kuchlanish σ_1 - ning yo'nalishi doirada CD_a chiziq bilan ko'rsatilgan va bc yuzaning normali bilan 45° burchak ostida joylashgan. Kubikdan ajratilgan element σ_1 ta'sirida bd diagonal bo'ylab cho'ziladi; σ_3 ta'sirida esa ac diagonal bo'ylab siqiladi. Demak, sof siljish o'zaro teng cho'zuvchi va siquvchi bosh normal kuchlanishlarga ekvivalent ekan. Shuning uchun siljish deformatsiyasida material cho'zilish va siqilishga ham uchraydi.



4.3-rasm. Siljish va bosh kuchlanishlar.

$abcd$ qirrali kubikning urinma kuchlanish ta'sirida bc qirra 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 (4.3-rasm).

$$\text{Skemadan: } \operatorname{tg} \gamma = \gamma = \frac{\delta}{l} \quad (4.1)$$

va ac diagonalning absolyut uzayishi: $C_1C_2 = \Delta l = \delta \cdot \cos 45^\circ$ va nisbiy uzayishi: $\epsilon = \frac{\Delta l}{l} \sin 45^\circ$; unda:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{a} \cos 45^\circ \cdot \sin 45^\circ \text{ yoki } \varepsilon = \frac{\gamma}{2} \quad (4.2)$$

Diagonalning bosh normal kuchlanishlar $\sigma_1 = \tau$ va $\sigma_3 = -\tau$ ta'siridagi nisbiy uzayishi quyidagicha topiladi:

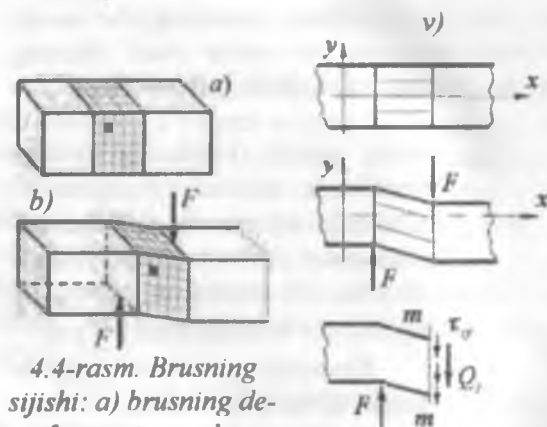
$$\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_3}{E} = \frac{\tau}{E} (1 + \mu) \quad (4.3)$$

(4.2) va (4.3) tengliklarni o'zaro solishtirib: $\tau = \frac{E}{2(1 + \mu)} \cdot \gamma$

formulani hosil qilamiz. Bu yerda $G = \frac{E}{2(1 + \mu)}$ (4.4)

siljish moduli deb qabul qilinsa, $\tau = \gamma G$ (4.5)
siljishda Guk qonuni hosil bo'ladi.

Shunday qilib nisbiy uzayish va urinma kuchlanish siljishda o'zaro proportsional bog'lanishda bo'ladi. Ko'ndalang kesim yuzasi A bo'lgan brus F siljituvchi kuch ta'sirida bo'lsin (4.4-rasm.v). Brusning siljishi chizmada ko'rsatilgan. Agar brusni $m-n$ tekislik bilan kesib bir bo'lagini tashlab yuborsak, ajratib qoldirilgan qismini muvozanatli buziladi.



4.4-rasm. Brusning siljishi: a) brusning deformatsiyagacha holati;

b) deformatsiyalangan brus;

v) siljishda ichki - kesuvchi kuchni aniqlash tartibi - kesish usuli.

Brusning tashlab yuborilgan qismining ajratib olingan bo'lagiga ta'sirini τ_{xy} kuch intensivligi bilan belgilaymiz. Bu kuchlarni teng ta'sir qiluvchisini ko'ndalang kuch Q_y bilan almashtirsak, brusni ajratib olingan bo'lagining muvozanat sharti quyidagicha yoziladi.

$$\Sigma Y = Q_y - F = 0 \text{ yoki}$$

$$Q_y = \tau_{xy} \cdot A = F$$

urinma kuchlanish

formulasini hosil qilamiz $\tau_{xy} = \frac{F}{A}$

$$\text{Ciljishda Guk qonun} \quad \Delta S = \frac{Q\ell}{GA} \quad (4.6)$$

Elastik siljishda ko'ndalang kuch Q – ning bajargan ishi quyidagi formula bilan topiladi: $A_{sk} = \frac{Q \cdot \Delta S}{2} = \frac{Q^2 \ell}{2GA} = \frac{\tau^2 A \ell}{2G}$ (4.7)

Siljituvchi kuch statik xarakterda bo'lsa, bajarilgan ish miqdor jihatdan siljish deformatsiyasining potentsial energiyasiga teng bo'ladi.

$$A_{sk} = U = \frac{Q^2 \ell}{2GA} \quad (4.8)$$

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 $[\tau] = [\sigma]_\mu$ hosil bo'ladi.

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasi: $\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma]_\mu$
 bu yerda $\sigma_1 = \tau$ va $\sigma_3 = -\tau$; $\sigma_2 = 0$. Unda $\tau - \mu(-\tau) \leq [\sigma]_\mu$ yoki
 $\tau \leq \frac{[\sigma]_\mu}{1 + \mu}$ va bu yerdan $[\tau]^\mu = \frac{[\sigma]_\mu}{1 + \mu}$

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi: $\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$. Agar $\sigma_1 = \tau$ va $\sigma_3 = -\tau$ hisobga olinsa $\tau + \tau \leq [\sigma]$ yoki $[\tau]^\sigma = \frac{[\sigma]}{2}$

To'rtinchi nazariyaga asosan:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\tau - 0)^2 + (0 + \tau)^2 + (\tau + \tau)^2} = 3\sqrt{\tau} \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad [\tau]^\sigma = \frac{[\sigma]}{3}$$

Uchinchi va to'rtinchi nazariyalar bo'yicha hisoblash plastik materiallarga; ikkinchi nazariya bo'yicha mo'rt materialdan tayyorlangan detallar uchun va siljishga ishlaydigan konstruksiyalarga tadbiiq 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 yoʻnalishda taʼsir qiladi. Parchin mix plastik ($\delta \geq 6\%$) poʻlatdan (St. 15, 20, 09G2), alyuminiy va titan qorishmasidan tayyorlanadi.

Oddiy parchin mixli birikmalarning turlari va ularni tayyorlashga oid chizmalar 4.5-rasmda koʻrsatilgan. Parchin mixni yigʻish uchun (4.6-rasm, j), uni oprava – 4 ga oʻrnatiladi, ikki tomonlama qisqich – 2 yoʻnaltiradigan puanso – 1 bilan siqiladi.

Puansoda parchin mixni bosh qismining shaklini beruvchi yarim aylanali sektor tayyorlangan. F kuch bilan oprava va puanso siqiladi, natijada parchin mix ortiqcha sterjenidan ikkinchi bosh qismi hosil boʻladi.

Har bir parchin mixga oʻzaro teng va qarama-qarshi yoʻnalgan kuchlar taʼsir qiladi: $F_1 = \frac{F}{n}$ kuchlari parchin mixni qirqishga harakat

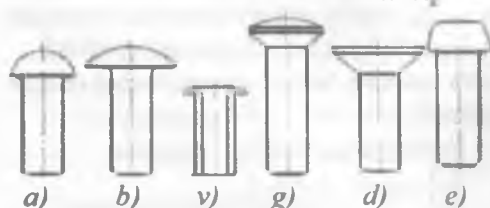
qiladi. Qirquvchi kuch F_1 qirqilish yuzasi $A_k = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ - ga parallel yoʻnaladi (4.5-rasm, z). Shuning uchun qirqilish yuzasida urinma kuchlanishlar hosil boʻladi. τ parchin mixni qirqilish yuzasida teng tarqaladi. Unda qirqilishdagi mustahkamlik sharti

$$\tau = \frac{F}{nA_k} = \frac{4F}{n \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau] \quad (4.9)$$

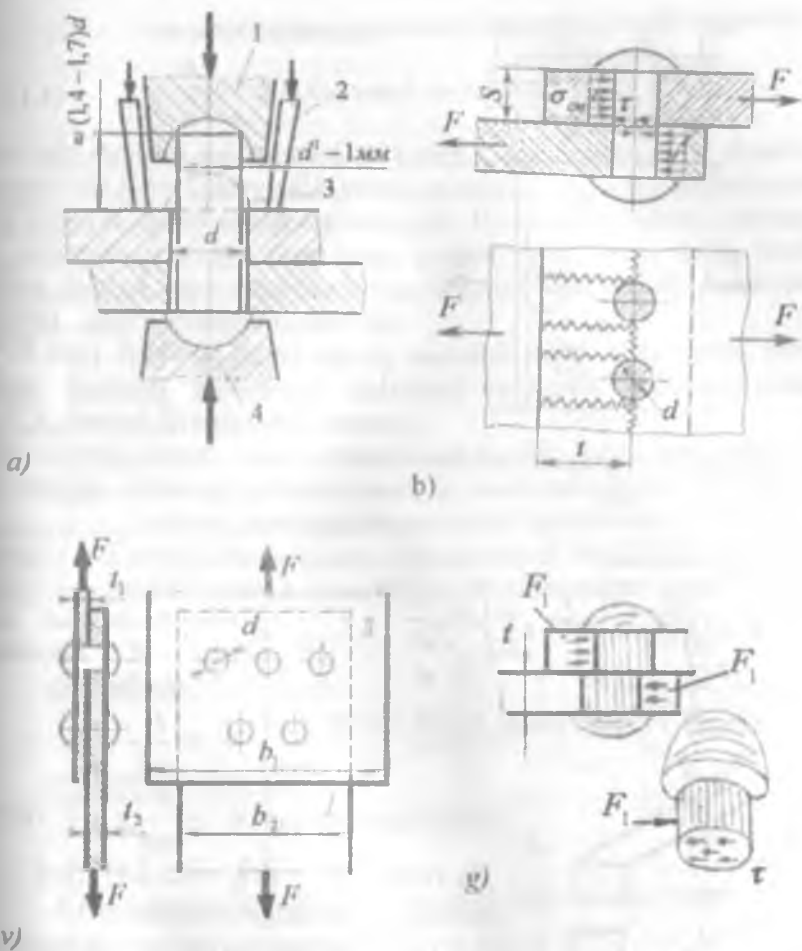
Parchin mixni diametri berilgan boʻlsa, birikmadagi parchin mixlar soni topilishi mumkin: $n \geq \frac{4F}{\pi \cdot d^2 [\tau]}$ (4.10)

Agar I va II elementlar birlashtirilishi mumkin. Bu holatda parchin mix koʻp qirqimli boʻladi. Koʻp qirqimli parchin mix uchun

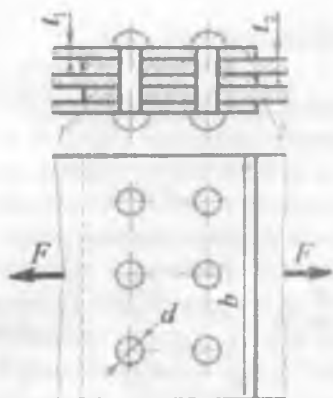
mustahkamlik sharti: $\tau = \frac{F}{n \cdot \kappa \cdot A_k} \leq [\tau] \quad (4.11)$



4.5-rasm. Parchin mixlarning turlari: a) yarim aylanala bosh; b) past yarim aylanala boshli; v) ichi g'ovak; g) yarim potay boshli; d) potay boshli; e) tekis boshli



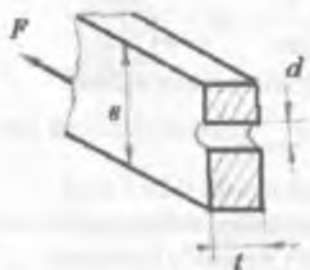
4.6-rasm. Parchin mixni hosil qilish sxemasi va parchin mixli birikma turlari: a) parchin mixni hosil qilish sxemasi (1-puanso; 2-yo'naltiruvchi; 3-parchin mix; 4-oprava); b) birikmani xavfli kesimi; v) ustma-ust birikma; g) parchin mixni qirqilishga hisoblash sxemasi



4.7-rasm. To'rt qirqimli parchin mix.



4.8-rasm. Parchin mixda ezilish yuzasi.



4.9-rasm. Birikmadagi zaif kesim

va parchin mix soni:

$$n \geq \frac{F}{\kappa A_k \cdot [\tau]} \quad (4.12)$$

k – bitta parchin mixdagi qirqimlar soni. Ulanuvchi I va II elementlarni parchin mixga bosimi ta'sirida parchin mix o'rining devorida, yarim tsilindrik yuza bo'ylab ezilish bo'ladi. Elementlarning parchin mixga yarim tsilindrik yuza bo'ylab bosimning tarqalish qonuniyati noma'lum (4.6-rasm, g; 4.8-rasm). Lekin bosim parchin mix sterjenining diametral kesimi BC bo'ylab teng tarqaladi.

BC diametral kesimda hosil bo'lgan ezilishdagi normal kuchlanish taxminan K nuqtadagi kuchlanishga teng:

$$\sigma_z = \frac{F}{ntd}$$

Mustahkamlik sharti: $\sigma = \frac{F}{ntd} \leq [\sigma] \quad (4.13)$

Bu yerda $[\sigma] = [2 \dots 2.5] [\sigma]$ ezilishga ruxsat etilgan kuchlanish.

(4.13) shartidan parchin mixlar soni topiladi

$$n \geq \frac{F}{dt[\sigma]} \quad (4.14)$$

Ulanuvchi elementlarda parchin mix o'rini (teshik) tayyorlanishi, ularni ko'ndalang kesimini zaiflashtiradi (4.9-rasm)

Natijada elementlarni cho'ziish va siqilishga mustahkamligi pasayadi. Elementni zaiflashmagan kesimining eni – b , bo'lsa, cho'zilish yoki siqilishga mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma = \frac{F}{t(b - md)} \leq [\sigma] \quad (4.15)$$

m – zaiflashgan ko'ndalang kesimdagi parchin mix soni.

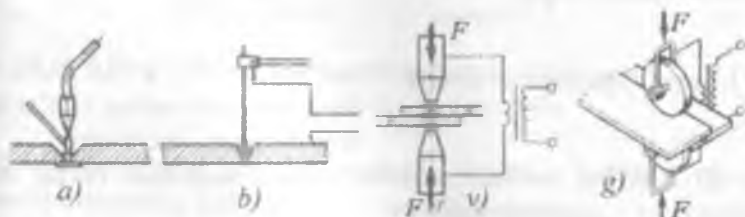
4.4. Payvand birikmalar

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, yuqori chastotali va h.k.);

- qizdirilmasdan deformatsiyalanadi (sovuq holda, portlatish).

Gazli payvandlash (4.10-rasm, a) mashinasozlikda kamuglerodli 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,



4.10-rasm. a) gazli, b) yoysimon, v-g) kontaktli payvandlash.

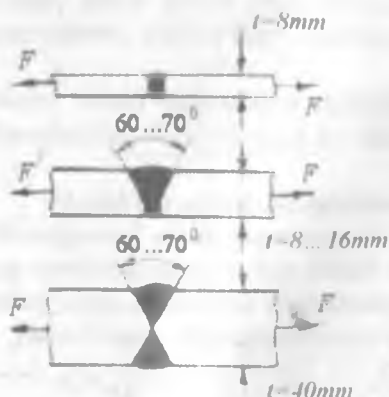
cho'yon, bronza, alyuminiy va magniy qorishmalaridan quyma shaklida tayyorlangan hamda nometall detallarni payvandlashda tadbiq etiladi.

Yoysimon payvand (4.10-rasm. b) – elektropayvandlashni turidir. Energiya manbai payvandlanadigan detal va elektrod orasidagi elektr yoyi, suyultiriladigan metall 1...5 mm. tashkil etadi, sovutilgan qorishma chok deyiladi. Elektr payvandlash qo'l kuchi yoki mexanizatsiyalashgan holda bajariladi. Avtomatlashtirilgan elektr payvandlashda – yuqori unumli, sifatli chok hosil bo'ladi.

Kontaktli payvandlash (4.10-rasm, v) - ikkita detalni nuqta ko'rinishida. Ushbu nuqtadan o'tayotgan elektr toki yordamida qizdirish

usuli bilan amalga oshiriladi. Nuqtani ikkita elektrod A kuch bilan siqadi, transformatoridan yuborilgan tok detallarni nuqtada eritish holatigacha qizdiradi, sovutilgan nuqta qora rangli bo'ladi.

Chokli payvandlash (4.10-rasm, g), elektrod sifatida majbur aflanma harakat qiladigan disklar ishlatiladi. Disklar payvandlanadigan detallarni siqadi. Payvandlash punktir chiziq yoki to'liq shaklda bajarilishi mumkin.



4.11-rasm. Payvandlash turlari.

$[\sigma]_k = (0,75 \dots 0,9)[\sigma]$ - chok materiali uchun siqilishga ruxsat etilgan kuchlanish. ℓ - chokning uzunligi.

Ustma-ust payvandlashda, chok valik shaklida bo'ladi (4.13-rasm). Valikli chok $m - m$ kesim bo'yicha yemirilishi mumkin, chunki bu tekislikda urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishadi. Ustma-ust payvandlashda tashqi kuch F pastki va yuqori choklarga ta'sir qiladi.



4.12-rasm. Uchma-uch payvandlash.



4.13-rasm. Ustma-ust payvandlash.

Payvand birikmalarni hisoblash

Payvand birikmalar ikki xil bo'ladi: uchma-uch va ustma-ust payvand birikmalar.

Uchma-uch payvand birikmalar ulanadigan elementlarni qalinligiga qarab har xil bo'ladi (4.11-rasm) va cho'zilish yoki siqilishga ishlaydi. Chokni mustahkamligi quyidagicha hisoblanadi (4.12-rasm).

$$\sigma = \frac{F}{\ell \cdot t} \leq [\sigma]_{kc} \quad (4.16)$$

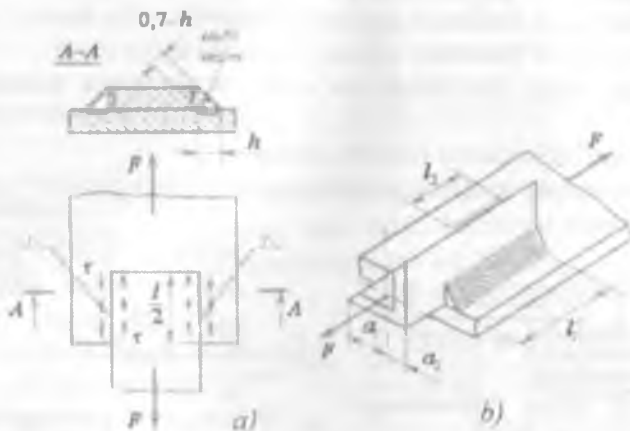
bu yerda $[\sigma] = (0,6 \dots 0,8)[\sigma]$ - chok materiali uchun cho'zilishga ruxsat etilgan kuchlanish;

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:

$$\tau = \frac{F}{1,4t \cdot \ell} \leq [\tau] \quad (4.17)$$



4.14-rasm. Ustma-ust payvandlash turlari:
a) plankali; b) burchakli.

(4.17) formuladan payvandlanadigan detalning qalinligi (t) yoki payvand birkmaning uzunligi ℓ aniqlanishi mumkin

$$\ell = \frac{F}{1,4t[\tau]}$$

Agar listga burchak profili payvandlansa, yon tomon choklar F kuch yo'nalishiga nosimmetrik joylashadi. Unda birinchi va ikkinchi

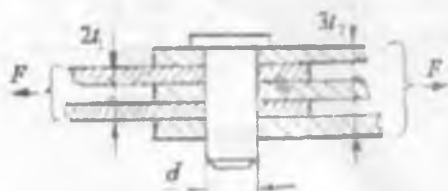
choklardagi kuchlar $F_1 + F_2 = F$, $F_1 \ell_1 - F_2 \ell_2 = 0$ bu yerdan $F_1 = F \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2}$

va $F_2 = F \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}$ bu yerda a_1 va a_2 - element og'irlik markazidan chok kesimining markazigacha bo'lgan masofa.

$$\tau_1 = \tau_2 = [\tau] \text{ shartdan } \ell_1 = \ell \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2} \text{ va } \ell_2 = \ell \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}$$

Savollar

1. Qanday konstruksiya qismlari siljishga uchraydi?
2. Sof siljish nima?
3. Siljishda Guk qonunini yozing
4. Siljish moduli qanday kattalik?
5. Parchin mixli birkmani qirqilishga mustahkamlik sharti
6. Parchin mixli birkmani ezilishga mustahkamlik sharti
7. Parchin mixli birkmani cho'zilish va siqilishga mustahkamlik sharti.
8. Payvand birkmalarni turlarini ayting
9. Ustma-ust payvandlashda chokni mustahkamlik shartini yozing.



Misol-1. Boltli birikmadagi po'latdan tayyorlangan valik orqali 480 kN kuch uzatiladi. Valikni qirqilishga va ezilishga mustahkamlik shartidan foydalanib, uning diametrini va

ulanuvchi elementlarni o'lehamlari topilsin. Ruxsat etilgan kuchlanish

qirqilishga $[\tau] = 95 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ ezilishga $[\sigma] = 95 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ va cho'zilishga

$$[\sigma] = 160 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Yechish: Boltli birikmani mustahkamlik shartidan foydalanib valikning diametrini topamiz:

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau]$$

bu yerda $A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ - valikni bitta qirqilish yuzasi, 4 - qirqilish yuzalarining soni.

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 - qalnlklardagi elementlarning ezilishga mustahkamlik shartidan foydalanib t_1 qalnlklkni topamiz. $\sigma = \frac{F}{ntd} \leq [\sigma]$, bu yerdan

$$t_1 = \frac{F}{2d[\sigma]} = \frac{480}{2 \cdot 0,04 \cdot 250 \cdot 10^3} = 0,024 \text{ m}. \text{ Ikkita bir xil } t_1 \text{ - qalnlklkdagi}$$

va eni bir xil bo'lgan elementlarni cho'zilishga mustahkamlik shartidan foydalanib b ni topamiz $\sigma = \frac{F}{2t_1(e - md)} \leq [\sigma]$, bu yerda $m = 1$.

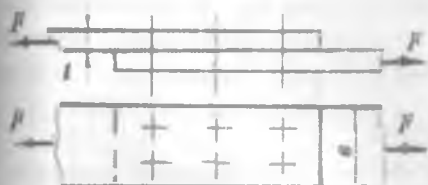
$$\text{Unda } b = \frac{F}{2t_1[\sigma]} + d = \frac{240}{160 \cdot 10^3 \cdot 0,024} + 0,04 = 0,1025 \text{ m}.$$

Birikmadagi qolgan 3 ta elementning qalinligi t_2 topamiz.

$$\sigma = \frac{F}{3t_2(e - md)} \leq [\sigma].$$

$$\text{Bu yerdan } t_2 = \frac{F}{3(b - d)[\sigma]} = \frac{480}{3(0,1025 - 0,04) 160 \cdot 10^3} = 0,016 \text{ m}$$

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

$$[F] = ntd[\sigma] = 6 \cdot 0,01 \cdot 0,02 \cdot 320 \cdot 10^3 = 384 \text{ KN}.$$

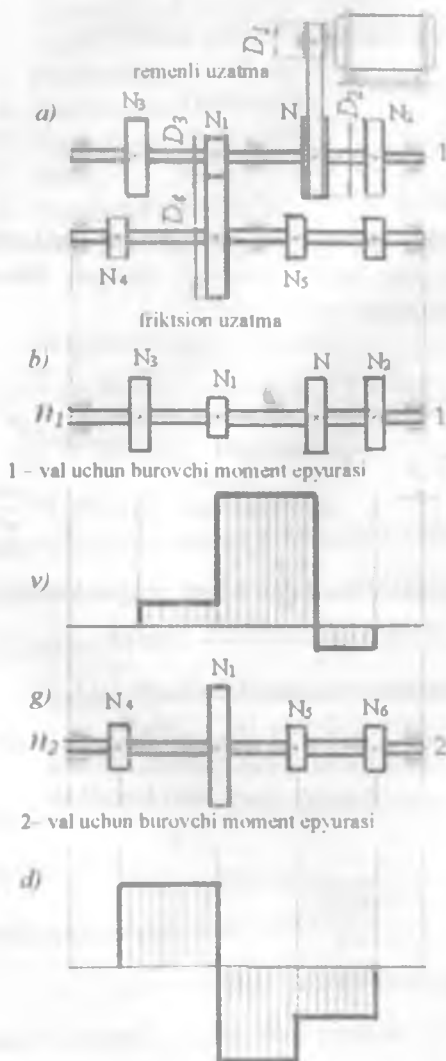
Ruxsat etilgan kuchlardan birinchisini qabul qilamiz, chunki parchin mixli birikmani ikkala mustahkamlik sharti ham bajariladi. Ulanuvchi elementlarni enini topamiz.

$$b = \frac{F}{[\sigma] \cdot t} + md = \frac{226}{160 \cdot 10^3 \cdot 0,01} + 2 \cdot 0,02 = 0,18 \text{ m}$$

V BOB. BURALISH

Sterjenning 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 konstruksiyalarning elementlarini ishlash jarayonida uchraydi. Buralishda brusning kesim yuzasida burovchi moment hosil bo'ladi. Buralish deformatsiyasining tavsifi ko'p jihatdan, buraladigan konstruksiya kesim yuzasining shakliga bog'liq. Texnikada ko'pincha kesim yuzasi doiraviy yoki halqasimon bo'lgan elementlar uchraydi



5.1. Burovchi moment haqida tushuncha

Burovchi momentni valning uzatayotgan quvvati va aylanishlari soni bilan ham ifodalash mumkin.

$$M_6 = 7162 \frac{N_K}{n} \text{ yoki}$$

$$M_6 = 9736 \frac{N}{n} \text{ Nm} \quad (5.1)$$

bu yerda: N , N_k – ot kuchi va kilovatt birligidagi quvvat;

n – valning bir minut dagi aylanishlari soni.

Elektrodvigateldan 1-valga N kVt quvvat uzatilsin. 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 $n_1 = n \frac{D_1}{D_2}$; $n_2 = n_1 \frac{D_3}{D_4}$

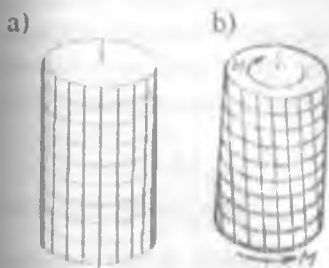
va burchak tezligi $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$ va $\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}$. Har bir g'ildirakdagi

aylantiruvchi momentlar $M_K = \frac{N_K}{\omega_1}$ va $M_L = \frac{N_L}{\omega_2}$

Bu yerda D_1, D_2, D_3, D_4 - g'ildiraklarning diametrlari

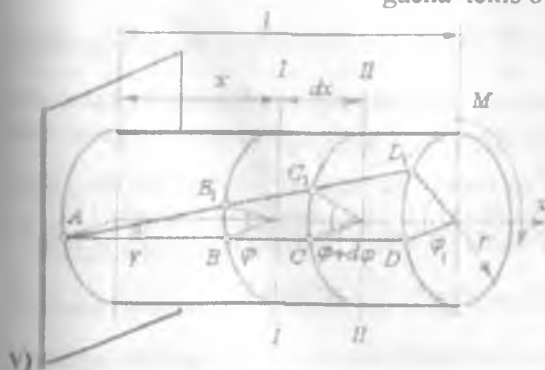
Aylantiruvchi moment yordamida remenlarni vallarga bosim kuchlarini aniqlash mumkin: $t = \frac{2M}{D}$

5.2. Doiraviy kesimli bruslarning buralishida kuchlanish va deformatsiya



Doiraviy kesimli sterjenni (silindr) sir-tiga doiraviy va bo'ylama chiziqlar yor-damida setka chizib (5.1-rasm, a), tashqi aylantiruvchi moment ta'sirida o'z bo'ylama o'qi atrofida buralishga uchrasa tsilindr sirtidagi chiziqlar vint ko'ri-nishini egallaydi (5.1-rasm, b). Buralish-gacha tekis bo'lgan kesim silindrni de-

formatsiyasidan ke-yin ham tekisligi-cha qoladi, ko'nda-lang kesim radiuslari to'g'ri chiziqligicha qoladi. Buning asosi-da buralish - kesim-larni bir-biriga nisba-tan aylanishi natijasi-dagi siljish tufayli so-dir bo'ladi deb aytish mumkin.



5.1-rasm Buralish.

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 (5.1-rasm, v), brusning buralishida AD holatini egallaydi AD to'g'ri chiziqdagi B va C nuqtalar B_1 va C_1 holatlarga o'tadi. Natijada, brusning qistirib qo'yilgan kesimidan x masofadagi kesimi φ burchakka, keyingi kesimi $\varphi + d\varphi$ burchakka va juft kuch momenti qo'yilgan kesim φ_1 burchakka buraladi. Tajribalar shuni ko'rsatadiki, 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.

Buning natijasida brus ko'ndalang kesim yuzalarida faqat urinma kuchlanish paydo (5.2-rasm, a) bo'ladi. Brusning buralishida bo'ylama tolalar cho'zilmaydi ham, siqilmaydi ham. Shuning uchun, brusning ko'ndalang kesimida normal kuchlanishlar paydo bo'lmaydi. Brus ixtiyoriy kesimning markazidan ρ masofada joylashgan nuqtalarning urinma kuchlanishi siljishdagi Guk qonuniga asosan topiladi (5.2-rasm, a):

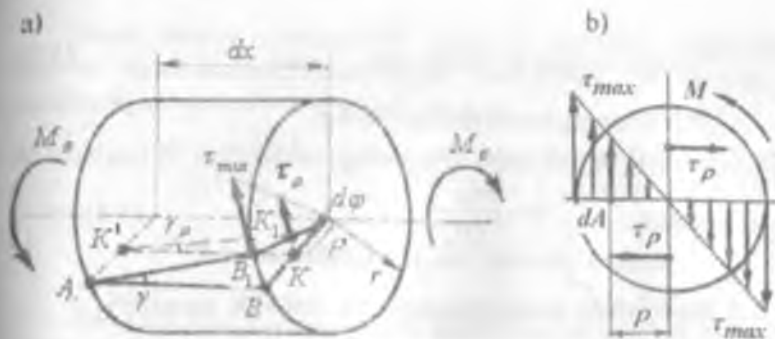
$$\tau_\rho = \gamma \cdot G$$

Bu yerda: $\gamma = \frac{\rho \cdot d\varphi}{dx}$ (5.2-rasm, a) brus kesim yuzasining markazidan ixtiyoriy (ρ) masofada yotuvchi tolasini uchun siljish burchagi bo'lib, brus sirtida yotuvchi tolaning siljish burchagi $\gamma = \frac{BB_1}{AB} = \frac{r \cdot d\varphi}{dx}$ asosida topiladi.

$$\text{Unda } \tau_\rho = G\rho \frac{d\varphi}{dx} \quad (5.3)$$

Demak, kesim yuzasining nuqtalaridagi kuchlanishlar, shu nuqtalardan brus o'qigacha bo'lgan masofaga proporsional o'zgarar ekan.

Hosil bo'lgan formuladan ko'rinishicha, agar $G \frac{d\varphi}{dx} = \text{const}$ bo'lsa, kuchlanish faqat ρ masofaga bog'liq bo'ladi. Masalan, $\rho = 0$ bo'lsa, $\tau_\rho = 0$ va $\rho = \rho_{\text{max}}$ bo'lsa, $\tau_\rho = \tau_{\text{max}} = G \cdot r \cdot \frac{d\varphi}{dx}$ bo'ladi.



5.2-rasm. a) Buralishda urinma kuchlanishni aniqlash sxemasi b) va uning epyurasi

Urinma kuchlanishlarning brus o'qiga nisbatan momenti miqdor jihatdan (M_s) buruvchi momentiga tengdir: $M_s = \int_A \tau_\rho dA \cdot \rho$ (5.4)

(5.3) formuladagi τ_ρ - ning qiymatini (5.4) formulaga keltirib quysak:

$$M_s = \int_A G \rho \frac{d\varphi}{dx} dA \cdot \rho = G \frac{d\varphi}{dx} \int_A \rho^2 dA \quad \text{hosil bo'ladi}$$

$I_\rho = \int \rho^2 dA$ - brus kesimning qutb inersiya momentini hisobga olsak.

$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_s}{GI_\rho}$ kelib chiqadi va bu ifodani (5.3) formulaga qo'yib, buralishdagi urinma kuchlanishni topamiz: $\tau_\rho = \frac{M_s \cdot \rho}{I_\rho}$ (5.5)

bu yerda agar $\rho = 0$ bo'lsa $\tau = 0$ va $\rho = R$ bo'lsa,

$$\tau = \tau_{\max} = \frac{M_s \cdot r}{I_\rho} = \frac{M_s}{W_\rho} \quad (5.6)$$

Urinma kuchlanish sterjen kesimining diametri bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi, chunki (5.5) formulada ρ masofa birinchi darajada (5.2-rasm, b). (5.6) formulada $W_\rho = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ -sterjen kesimining qutb qarshilik momenti. Buralish burchagini aniqlashda:

$$d\varphi = \frac{M_{\delta} \cdot dx}{GI_{\rho}} \text{ tenglamadan foydalanamiz. Unda } \varphi = \int \frac{M_{\delta} \cdot dx}{GI_{\rho}} \quad (5.7)$$

GI_{ρ} - brusning buralishdagi bikrligi

(5.7) formulani dx bo'yicha integrallab sterjenning to'liq buralish

burchagini topamiz.
$$\varphi = \frac{M_{\delta} \cdot \ell}{GI_{\rho}} \quad (5.8)$$

5.3. Buralishda mustahkamlik va bikrlilik shartlari

Yuqoridagi formulalardan ma'lumki, sterjen kesimining marka-zidan eng uzoqda joylashgan nuqtalanda urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishar ekan, ya'ni: $\tau_{\max} = \frac{M_{\delta}}{W_{\rho}}$. Agar, $\tau_{\max}$ shu sterjenning

materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lmasa, sterjenning buralishdagi mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\delta}}{W_{\rho}} \leq [\tau] \quad (5.9)$$

bu yerda $[\tau] = (0,5 \dots 0,6)[\sigma]$, Agar, sterjenga quyilgan burovchi moment va sterjenning materiali ma'lum bulsa, uning diametrini (5.9) formula yordamida tanlash mumkin: $d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\delta}}{\pi[\tau]}}$ (5.10)

Agar, sterjenning diametri va materiali berilgan bo'lsa, unga qo'yilishi mumkin bo'lgan burovchi moment topilishi mumkin.

$$M_{\delta} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [\tau]$$

Ko'pgina vallar uchun to'liq buralish burchagining qiymatini cheklab qo'yiladi, ya'ni $\varphi_{\max} = \frac{M_{\delta} \cdot \ell}{GI_{\rho}} \leq [\varphi]$ (5.11)

Bu yerda $[\varphi] = 0,15 \dots 0,3^{\circ}$ buralish burchagining ruxsat etilgan qiymati. (5.11) formula buralishdagi bikrlilik sharti deyiladi.

$$I_{\rho} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \approx 0,1d^4 \text{ qutb inersiya momentini hisobga olib, bikrlilik}$$

shartidan sterjenning diametrini topamiz. $d \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\delta}\ell}{\pi \cdot G[\varphi]}}$ (5.12)

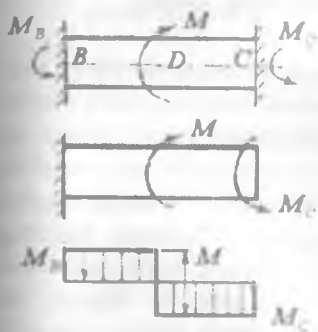
Agar, valning diametri d va uning bir minutdagi aylanishlari soni (n), val materialining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\tau]$ berilgan bo'lsa uzatilayotgan quvvat – N topilishi mumkin:

$$N = \frac{\pi \cdot n \cdot d^3 [\tau]}{155776} \text{ kVt} \quad \text{va} \quad N = \frac{\pi \cdot n \cdot d^3 [\tau]}{114592} \quad \text{ot kuchi}$$

5.4. Buralishda statik noaniq masala

Ikki uchi biki mahkamlangan tayanchga quyilgan doiraviy kesimli sterjenning burovchi momentini aniqlaylik (5.3-rasm). Berilgan masalani yechish uchun sterjenning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum M_x = -M_B + M - M_{C=0}$$



5.3-rasm. Buralishda statik noaniq sterjen va burovchi moment epyurasi.

φ_B bu yerda M_B 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 yechiladi. 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 biki (qo'zg'almas) mahkamlangan. Kuchlarni ta'sir qilishida halal bermaslik tamoyiliga asosan $\varphi_C = \varphi_{CM} - \varphi_{CMC} = 0$ tenglamasini hosil qilamiz, bu yerda: φ_{CM} - tashqi moment ta'sirida C kesimning buralish burchagi va φ_{CMC} - reaktiv moment M_C ta'sirida S kesimning buralish burchagi.

$$(5.8) \text{ formulaga asosan } \varphi_{CM} = \frac{M \cdot b}{G \cdot I_p} \quad \text{va} \quad \varphi_{CMC} = \frac{M_C (a+b)}{G \cdot I_p} \quad \text{ni}$$

hisobga olsak, deformatsiya tenglamasini quyidagicha yozish mumkin:

$$\frac{M \cdot b}{G I_p} - \frac{M_c(a+b)}{G I_p} = 0 \quad \text{yoki} \quad M_c = M \frac{b}{a+b}$$

Endi muvozanat tenglamasidan M , momentini topamiz:

$$M_b = M - M_c = M - M \frac{b}{a+b} = M \frac{a}{a+b}$$

M_b va M_c tayanch momentlari topilgandan keyin, burovchi moment epyurasini qurish mumkin.

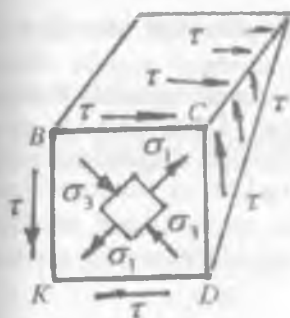
5.5. Buralishda kuchlanish holatining tahlili

Buralishda doiraviy kesimli sterjennmg 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 (5.4-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.



5.4 — rasm. Buralishda kuchlanganlik holati

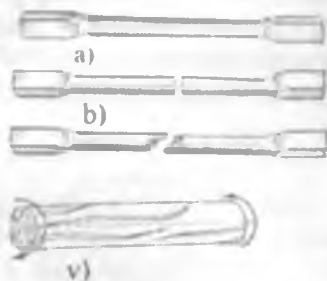
Sterjenning ko'ndalang kesim yuzalarida ham, bo'ylama kesimlarida ham normal kuchlanish hosil bo'lmaydi. Shunday qilib, sterjendan ajratilgan elementar yuza faqat, sterjenning ko'ndalang va bo'ylama yuzalarida hosil bo'lgan urinma kuchlanishlar ta'sirida. Bunday kuchlanish holatiga sof siljish deyiladi (5.5-rasm).



Sof siljishda sterjenning bo'ylama 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

$$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \tau_{\max} = -\tau_{\min} = \frac{M_6}{W_\rho} \quad (5.13)$$

5.5-rasm. Buralishdagi sterjendan ajratilgan elementar yuza

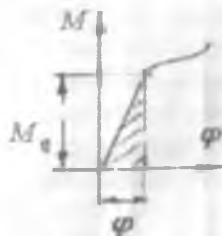


5.6-rasm. Buralishga sinash namunalari: a) namunani shakli; b) pulot, cho'yon va v) yog'och materiallarini yemirilish xarakterlari.

Mo'rt materiallar buralishda σ_1 yo'nalishida yemiriladi. Umuman, sterjenni markaziga yaqin joylashgan material 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 % oshar ekan. Radiusi $R = 350 \text{ mm}$ bo'lgan halqasimon val, radiusi $R = 300 \text{ mm}$ bo'lgan valdan 53,4 % ga engildir.

5.6. Buralishda potentsial energiya



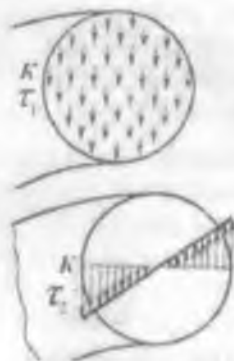
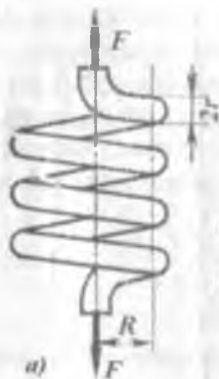
5.7-rasm. Buralishda proporsionallik chegara.

Sterjenning buralishi, uning materiali elastiklik chegarasi deb qaraladi. Unda burovchi momentning bajargan ishi buralish diagrammasining yuziga teng bo'ladi

$$A_{br} = U = \frac{M_{el} \cdot \varphi}{2} \text{ yoki } U = \frac{M_{el}^2 \ell}{2GI_p} \quad (5.14)$$

5.7. Vintsimon silindrik prujinalarni hisoblash

Vagonlarning reszorlari o'rnida, ichki yonuv dvigatelining gaz taqsimlash mexanizmlarida va h.k. mexanizmlarda vintsimon prujinalar ishlatiladi. Bu prujinalar cho'zuvchi yoki siquvchi kuchlar ta'sirida bo'ladi. Prujaning deformatsiyasi, tashqi kuchni yumshatadi yoki muvozanatlaydi.



5.8-rasm. Prujaning yuklanish sxemasi va ichki kuchlarni aniqlash.

5.9-rasm. Qirqilishdagi τ_1 va buralishdagi τ_2 kuchlanishlar.

Prujinadagi ichki kuchlarni aniqlash uchun, uni kesish usulidan foydalanib ikki qismga ajratamiz (5.8-rasm). Pastki qismini tashlab yuboramiz va uning yuqori qismga ta'sirini (ko'ndalang kuch) kesuvchi

kuch Q va burovchi moment M , bilan almashtiramiz. Prujinaning ajratib olingan qismining muvozanat shartiga ko'ra $Q = F$ va $M = F \cdot R$ 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 taqsimlangan deb qabul qilamiz (5.9-rasm):

$$\tau_1 = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r^2} \quad (5.15)$$

Buralishdan hosil bo'lgan urinma kuchlanish prujina o'rami kesimining markazidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarda hosil bo'ladi.

$$\tau_2 = \frac{M}{W_\rho} = \frac{2FR}{\pi \cdot r^3} \quad (5.16)$$

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
$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot r^2} + \frac{2FR}{\pi \cdot r^3}.$$

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:

$$A_{\text{ish}} = \frac{1}{2} F \cdot \lambda \quad (a)$$

Prujinada buralishdan hosil bo'lgan potentsial energiya:

$$U = \frac{M^2 \ell}{2GI_\rho} \quad (b)$$

n - o'ramli prujinani tayyorlashda $\ell = 2\pi n r$ uzunlikdagi sim ishlatiladi.

(a) va (b) formulalarni o'zaro tenglab, $I_\rho = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$ prujina o'rami kesimining qutb inersiya momentini hisobga olsak

$$\lambda = \frac{4FR^3 n}{Gr^4} \quad (5.17)$$

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, bu-

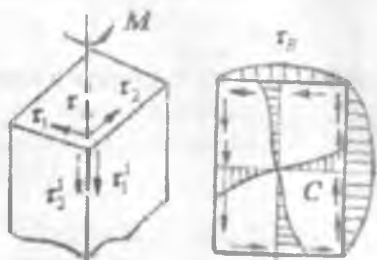


5.10-rasm. Buralish.

ralayotgan element 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. Yuqonda aytilgan barcha mulohazalar, kesimi doiraviy bo'lmagan elementlarning buralishida ularning ko'ndalang kesimi hosil bo'lgan kuchlanishni aniqlash murakkab ekanligini bildiradi.

Chunki, elementning kesimi egrilanishi bilan - kuchlanishning 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 C nuqtasida hosil bo'ladi.

$$\tau_c = \tau_{\max} = \frac{M_s}{\alpha \cdot a \cdot b^2} \quad (5.19)$$



5.11-rasm

B nuqtadagi urinma kuchlanish $\tau_B = \eta \tau_{\max}$

Kesimi doiraviy bo'lmagan elementlarning buralish burchagi

$$\varphi = \frac{M\ell}{G\beta \cdot a^3 a} \quad (5.20)$$

bu yerda α, η va β - element kesimi tomonlari nisbati

Ko'ndalang kesimning 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 $\omega_x = \frac{W}{\sqrt{A}}$

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.

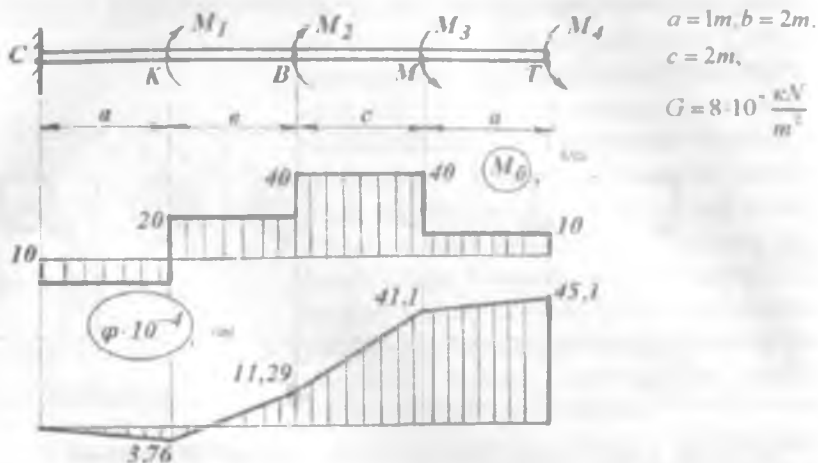
Savollar

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 (5.12-rasm)



5.12-rasm. Sterjenni yuklanish sxemasi, burovchi moment va buralish burchagining epyurlari.

Yechish: 1) Sterjenni tayanch kesimidagi M_s 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 $M_{o1} = -M_c = -10 \text{ kNm}$

II – II-oraliq $M_{o2} = -M_c + M_1 = -10 + 30 = 20 \text{ kNm}$

III – III-oraliq $M_{o3} = -M_c + M_1 + M_2 = -10 + 30 + 20 = 40 \text{ kNm}$

IV – IV-oraliq

$M_{o4} = -M_c + M_1 + M_2 - M_3 = -10 + 30 + 20 - 30 = 10 \text{ kNm}$

2) Buralishdagi mustahkamlik shartiga ko'ra sterjenni diametrini aniqlaymiz $d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{\max}}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 40}{3.14 \cdot 90 \cdot 10^3}} = 0.131 \text{ m}$; $d = 135 \text{ mm}$ qabul qilamiz.

3) Sterjenni buralish burchagini aniqlaymiz $\varphi_k = 0$;

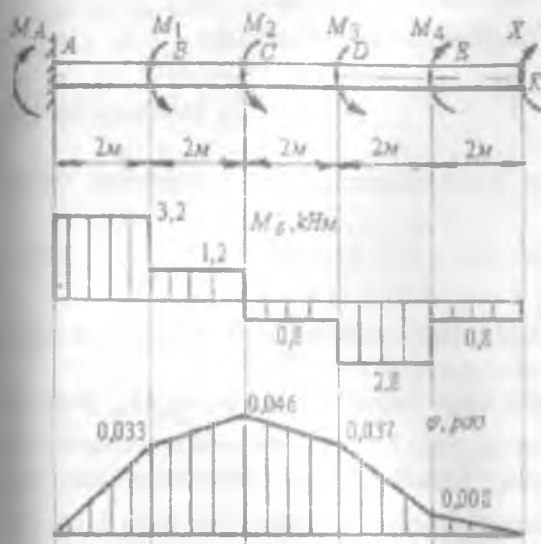
$$\varphi_k = \frac{M_{o1} \cdot a}{GI_p} = \frac{10 \cdot 1}{8 \cdot 10^3 \cdot 0.1 d^4} = \frac{-10}{8 \cdot 10^3 \cdot (0.135)^4} = -3.763 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\varphi_B = -3,76 \cdot 10^{-3} + \frac{20 \cdot 2}{2657 \cdot 10^3} = 11,29 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\varphi_M = 11,29 \cdot 10^{-3} + \frac{40 \cdot 2}{2657 \cdot 10^3} = 41,16 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\varphi_T = 41,16 \cdot 10^{-3} + \frac{10 \cdot 1}{2657 \cdot 10^3} = 45,16 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Buralish burchagining (φ) epyurasi 5.12-rasmda ko'rsatilgan.



5.13-rasm. Sterjenni yuklanish sxemasi va burovchi moment va buralish burchagining epyurlari.

Misol - 2. Po'lotdan tayyorlangan val to'rtta o'zaro teng

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4 = M$$

momentlar bilan yuklangan $M = 2 \text{ kNm}$ (5.13-rasm).

1) K kesimni buralish burchagi nolga teng bo'lgan holatga to'g'ri keluvchi X momentni qiy-mat topilsin.

2) burovchi moment epyuralari qurilsin va valni mustahkamlik shartiga asosan diametri topilsin;

3) buralish burchagi epyuralari qurilsin.

Yechish. K kesimiga noma'lum X momenti qo'yilgan va A kesimi bika 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 bo'lishi kerak. Kuchlarni ta'sir qilishdagi va qo'shishdagi xalal bermaslik prinsipiga asosan. K kesimni to'liq buralish burchagini qo'yilgan har qaysi momentlar ta'siridagi buralish burchaklari yig'indisiga teng deb qaraymiz.

$$\text{ya'ni } \varphi_k = \varphi_{kM_1} + \varphi_{kM_2} + \varphi_{kM_3} + \varphi_{kM_4} + \varphi_{kX} = 0$$

Faqat M_1 momenti ta'sirida K kesimni buralish burchagi AV oraliqni buralish burchagiga tengdir, ya'ni: $\varphi_{kv_1} = \varphi_{AB} = \frac{M_1 \cdot 2}{G \cdot I_\rho}$ va qolgan mo-

mentlar ta'siridagi buralish burchaklari

$$\varphi_{kv_2} = \varphi_{AC} = \frac{M_2 \cdot 4}{G \cdot I_\rho}, \quad \varphi_{kv_3} = \varphi_{AD} = \frac{M_3 \cdot 6}{G \cdot I_\rho},$$

$$\varphi_{kv_4} = \varphi_{AE} = \frac{M_4 \cdot 8}{G \cdot I_\rho} \text{ va } \varphi_{kx} = \varphi_{AK} = -\frac{X \cdot 10}{G \cdot I_\rho}$$

buralish burchaklarini (13) tenglamaga keltirib qo'ysak:

$$\frac{M_1 \cdot 2}{G \cdot I_\rho} + \frac{M_2 \cdot 4}{G \cdot I_\rho} + \frac{M_3 \cdot 6}{G \cdot I_\rho} - \frac{M_4 \cdot 8}{G \cdot I_\rho} - \frac{X \cdot 10}{G \cdot I_\rho} = 0 \text{ yoki } X = 0,8 \text{ kNm hosil bo'ladi}$$

Sistemani muvozanat holati tenglamasidan A kesimdagi reaktiv moment M_A ni topamiz:

$$\Sigma M_A = -M_1 - M_2 - M_3 + M_4 + x + M_A = 0 \quad \text{yoki}$$

$$M_A = 2 + 2 + 2 - 2 - 0,8 = 3,2 \text{ kNm}$$

Valni A kesimidan o'ngga qarab uchastkalarga bo'lamiz va oraliq masofalarda burovchi moment qiymatlarini topamiz.

I – I uchastka oraliq 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.

$$\text{I – I oraliq: } M_A = M_{B_1} = -3,2 \text{ kNm}$$

$$\text{II – II oraliq: } M_{B_2} = -M_A + M_1 = -3,2 + 2 = -1,2 \text{ kNm}$$

$$\text{III – III oraliq: } M_{B_3} = -M_A + M_1 + M_2 = -3,2 + 2 + 2 = 0,8 \text{ kNm}$$

$$\text{IV – IV oraliq: } M_{B_4} = -M_A + M_1 + M_2 + M_3 = -3,2 + 6 = 2,8 \text{ kNm}$$

$$\text{Y – Y oraliq:}$$

$$M_{B_5} = -M_A + M_1 + M_2 + M_3 - M_4 = 2,8 - 2 = 0,8 \text{ kNm}$$

Burovchi momentni eng katta qiymati I – I uchastkada hosil bo'ladi

$$\text{Buralishda mustahkamlik sharti } \tau_{\max} = \frac{M_{B_{\max}}}{W_\rho} \leq [\tau] \text{ dan valning}$$

$$\text{diametrini topamiz. } W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} \text{ val kesimini qutb qarshilik momenti}$$

$[\tau] = 60 \text{ MPa}$ - valni buralish deformatsiyasidagi urinma kuchlanishni ruxsat etilgan qiymati

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 M_{\tau \max}}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3,2}{3,14 \cdot 60 \cdot 10^6}} = 0,065 \text{ m} = 65 \text{ mm}$$

$d = 70 \text{ mm}$ qabul qilamiz

Valni har bir oralig'idagi buralish burchagini $\varphi = \int_0^l \frac{M_x dx}{G I_\rho}$ formula orqali qo'zg'almas tayanchdan boshlab topamiz. Bu yerda G - siljish moduli va I_ρ - val kesimim quth inersiya 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 $0,6x_1 \leq 2 \text{ m}$

$$\varphi_1 = \frac{M_{B_1} \cdot x_1}{G \cdot I_\rho} = \frac{3,2 \cdot x_1}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = \frac{3,2 \cdot x_1}{192}$$

agar $x_1 = 0$ bo'lsa $\varphi_1 = \varphi_A = 0$; agar $x_1 = 0$ bo'lsa

$$\varphi_1 = \varphi_B = -\frac{3,2 \cdot 2}{192} = -0,033 \text{ rad.} \quad \varphi_B = -0,033 \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = -0,033 \cdot \frac{180^\circ}{3,14} = -2^\circ 31'$$

$$\phi_2 = \phi_c = \phi_{AB} + \phi_{BC} = -0,033 + \frac{M_{B_2} \cdot x_2}{G \cdot I_\rho} = -0,033 + \frac{1,2 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}}$$

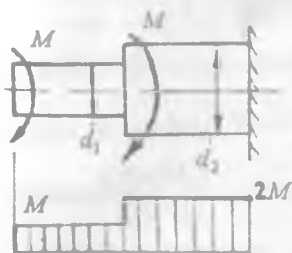
$$\phi_c = -0,046 \text{ rad.} \quad \text{yoki} \quad \phi_c = -3^\circ$$

$$\phi_3 = \phi_d = \phi_c + \phi_{CD} = -0,046 + \frac{M_{D_1} \cdot x_3}{G \cdot I_\rho} = -0,033 + \frac{0,8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = -0,037 \text{ rad.}$$

$$\phi_4 = \phi_e = \phi_d + \phi_{DE} = -0,037 + \frac{M_{D_2} \cdot x_4}{G \cdot I_\rho} = -0,037 + \frac{2,8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = -0,0083 \text{ rad.}$$

$$\phi_5 = \phi_f = \phi_e + \phi_{EK} = -0,0083 + \frac{M_{K_1} \cdot x_5}{G \cdot I_\rho} = -0,0083 + \frac{0,8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = 0$$

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 $d_2 = 60 \text{ mm}$ (5.14-rasm)



5.14-rasm

Sterjenning o'ng pog'onasidagi eng katta urinma kuchlanish 80 MPa . Sterjenning chap pog'onasidagi urinma kuchlanishni toping.

Yechish. Sterjenning o'ng pog'onasidagi eng katta urinma kuchlanish formulasini yozamiz.

$$\tau_k = \frac{M_k^H}{W_p^H} = 80 \text{ MPa}$$

Burovchi momentni topamiz:

$$M_k^H = 800 \cdot W_p^H = 800 \cdot \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = 800 \cdot \frac{3,14(6)^3}{16} = 33912 \text{ kGsm}$$

Sterjenning uzunligi bo'ylab burovchi moment epyurasini quramiz. Sterjenning II – II qirg'imi bilan ajratib olingan qismida burovchi moment tashqi momentlarning yig'indisiga teng, ya'ni $M_k^H = 2M$. Unda, I – I qirg'imdagi ya'ni sterjenning chap pog'onasidagi burovchi moment miqdor jihatdan tashqi momentga teng $M_k^H = M$. Chap pog'onadagi eng katta urinma kuchlanishni topamiz: $\tau_1 = \frac{M_k^H}{W_p^H} = \frac{33912}{2 \cdot 12,56} = 1350 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

bu yerda
$$W_p^H = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{3,14(4)^3}{16} = 12,56 \text{ sm}^3$$

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 $M_k = 71620 \frac{N}{n}, \text{ kGsm}$

Burovchi momentni valning mustahkamlik shartidan aniqlaymiz:

$$M_k = W_p[\tau] = \frac{\pi \cdot d^3}{16} [\tau] = \frac{3,14(9)^3}{16} \cdot 600 = 85839,7 \text{ kGsm}$$

Unda valning bir minutdagi aylanishlari soni
$$n = 71620 \frac{N}{M_k} = 75 \frac{\text{avl}}{\text{min}}$$

Misol-5. Avtomobilning kardanli vali ikki xil rejimda bir xil quvvatni uzatadi ($N = 23$ ot kuchi). Valni bir minutdagi aylanishlari soni, bir holatda $n_1 = 108 \text{ ayl/min}$; ikkinchi holatda $n = 60 \text{ ayl/min}$

Val materialining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\tau] = 400 \frac{\kappa G}{sm^2}$ 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:

$$M_0^I = 71620 \frac{23}{108} = 15252,4 \kappa Gsm, \quad M_0^{II} = 71620 \frac{23}{60} = 27454,3 \kappa Gsm$$

Valning diametri o'zgarmas bo'lsa, eng katta kuchlanish M_0^{II} momenti ta'sirida hosil bo'ladi. Val kesimining qutb inersiya momentini

topamiz:
$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} - \frac{\pi \cdot d_0^4}{32} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} (1 - 0,656) = 0,033755 d^4$$

Urinma kuchlanish va kesimining chetki nuqtasida, ya'ni kesim markazidan $0,5d$ masofada joylashgan nuqtasida hosil bo'ladi.

$$\tau_{max} = \frac{M_0^{II} \cdot 0,5d}{I_p} = \frac{M_0^{II} d}{2 \cdot 0,033755 d} \leq [\tau] \quad \text{yoki} \quad d = \sqrt{\frac{M_0^{II}}{0,06751 [\tau]}} = 10 sm$$

Unda valning ichki diametri $d_0 = 9 sm$

Misol-6. Po'latdan tayyorlangan halqasimon kesimli val $100 qvl/min$ tezlik bilan aylanib $N = 75 kVt$ quvvatni uzatadi. Val kesimi devorining qalinligi o'rtacha diametrining $1/50$ qismini tashkil etadi. Valning $3m$ uzunligiga to'g'ri keluvchi buralish burchagi $\varphi = 1^\circ$ dan qat'iyatmaslik 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 inersiya momentini aniqlaymiz:

$$I_p = \frac{\pi}{32} [d^4 - d_0^4] = \frac{\pi}{32} \left[\left(\frac{51d_y}{50} \right)^4 - \left(\frac{49d_y}{50} \right)^4 \right] = 0,0157 d_y^4$$

Valning buralishdagi birklik shartini yozamiz:

$$\varphi = \frac{M_0 \cdot l}{G \cdot I_p} \leq [\varphi], \quad \text{va} \quad \frac{M_0 \cdot l}{G \cdot 0,0157 d_y^4} = 1^\circ \quad \text{bu yerda:} \quad G = 8 \cdot 10^4 \frac{\kappa g}{sm^2};$$

$$M_0 = 97360 \frac{N}{n} = 97360 \frac{75}{100} = 73020 \kappa Gsm$$

O'rtacha diametрни topamiz:

$$d_s = \sqrt{\frac{M_0 \ell}{G \cdot 0,0157 \cdot 1^8}} = \sqrt{\frac{73020 \cdot 300}{8 \cdot 10^5 \cdot 0,0157 \cdot \frac{314}{180}}} = 17,8 \text{ sm}$$

$$\text{Unda } d = \frac{51 \cdot 17,8}{50} = 18,156 \text{ sm}, \quad d_0 = \frac{49 \cdot 17,8}{50} = 17,45 \text{ sm}$$

Kesimning qutb inersiya momenti:

$$I_p = 0,0157 d_s^4 = 0,0157 (17,8)^4 = 1576 \text{ sm}^4$$

Eng katta urinma kuchlanishni topamiz:

$$\tau_{\max} = \frac{M_0 \cdot 0,5d}{I_p} = \frac{73020 \cdot 9}{1576} = 417 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

Misol-7. Umumiy uzunligi $a+b=3,3$ m, chap qismining diametri $d_1=6$ sm o'ng qismining diametri $d_2=5$ sm bo'lgan sterjen uchi bilan qistirib – biki mahkamlangan. Sterjenning ikki qismida ham bir xil kuchlanish hosil bo'lsa A va B uzunliklar topilsin (5.15-rasm)

Yechish. Sterjenning S va V tayanchlaridagi reaktiv M_c va M_v 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.

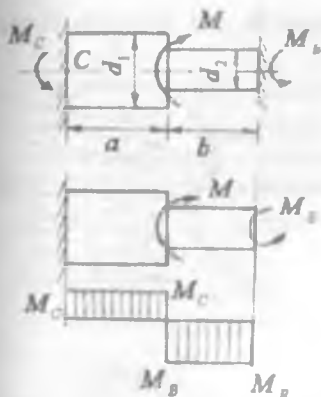
$$\text{Bu yerda } \varphi_{BM} = \frac{M \cdot a}{G \cdot I_{p1}} \quad \text{va} \quad \varphi_{BM_B} = -M_B \left(\frac{a}{G \cdot I_{p1}} + \frac{b}{G \cdot I_{p2}} \right)$$

B kesimning tegishli M_c va M_v momentlari ta'sidan buralish burchaklarini qo'shimcha tenglamaga keltirib qo'yamiz, unda

$$\frac{M \cdot a}{G \cdot I_{p1}} = M_B \left(\frac{a}{G \cdot I_{p1}} + \frac{b}{G \cdot I_{p2}} \right) \quad \text{va} \quad M_B = \frac{M a}{a + b \cdot \frac{I_{p1}}{I_{p2}}} \quad \text{momentni sterjenning}$$

muvozanat tenglamasiga keltirib qo'ysak, M_c tayanch momentini

$$\text{topamiz: } M_c = M - M_B = \frac{M \cdot b \cdot \frac{I_{p1}}{I_{p2}}}{a + b \cdot \frac{I_{p1}}{I_{p2}}}$$



5.15-rasm. Buralishda statik noxaliq pog'onali brus va burovchi moment epyurasi.

Sterjenning uzunligi bo'ylab burovchi moment epyurasini quramiz (5.15-rasm) va chap va o'ng qismlarini ko'ndalang kesimidagi urinma kuchlanishlarni topamiz.

$$\tau_1 = \frac{M_c}{W_{\rho_1}} = \frac{M \cdot b \cdot \frac{1}{\rho_2}}{\left(a + b \cdot \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}\right)} \quad \text{va}$$

$$\tau_2 = \frac{M_B}{W_{\rho_2}} = \frac{M \cdot a}{\left(a + b \cdot \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^3}{16}\right)}$$

Masalani shartiga ko'ra $\tau_1 = \tau_2$

Unda
$$\frac{M \cdot b \cdot \frac{1}{\rho_2}}{\left(a + b \cdot \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{\pi \cdot d_1^3}{16}\right)} = \frac{M \cdot a}{\left(a + b \cdot \frac{1}{\rho_1} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^3}{16}\right)} \quad \text{yoki} \quad \frac{1}{\rho_2} b d_2^3 = a \cdot d_1^3$$

hosil bo'ladi. Bu yerda
$$I_{\rho_1} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{32} = \frac{\pi(6)^4}{32} = \frac{\pi \cdot 1296}{32} \quad \text{va}$$

$$I_{\rho_2} = \frac{\pi \cdot d_2^4}{32} = \frac{\pi(5)^4}{32} = \frac{\pi \cdot 625}{32}$$

Sterjenni chap va o'ng qismlarining kesim yuzalarining qutb inersiya momentlarini hisobga olsak, $\frac{6}{5}b = a$ hosil bo'ladi. $a + b = 3,3m$

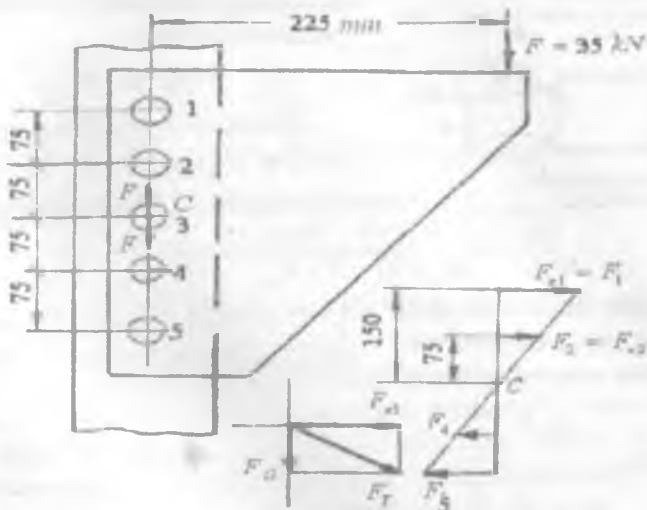
Tenglikdan $b = 1,5m$ va $a = 1,8m$ topamiz.

Masala-8. (5.16-rasm)da ko'rsatilgan diametri $d = 0,7874$ dyuymli bo'lgan, bir qirqimli parchin mixli birikma $F = 35 \text{ kN}$ kuch ta'sirida. Eng xafvli parchin mixdagi urinma kuchlanishni toping

Yechish. F kuchning parchin mixli birikmaning markazi C nuqtaga ko'chiramiz. Bitta chiziqli kuchlar $M_C = F \cdot l$ burovchi momentini hosil qiladi. Parchin mixli birikma M_B momenti ta'sirida bo'ladi. F kuch ta'siri beshta parchin mix orasida teng tarqaladi.

Har bir parchin mixga $F_0 = F : 5 = 3500 : 5 = 700 \text{ kG}$ qirquvchi kuch ta'sir qiladi. M 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 (5.16-rasm) dan $\frac{F_{k1}}{15} = \frac{F_{k2}}{7,5}$ va



5.16-rasm. Buralish va xilfshga oid masala.

$F_{k1} = 2F_{k2}$ ni hosil qilamiz va $F_{k1} = F_{k1}$ va $F_{k2} = F_{k2}$ ekanligini aniqlab olamiz. Birikmani burovchi 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 yerdan $2F_{k2} = 1050 \text{ kG}$ kuchni hosil qilamiz. $F_{k1} = 2F_{k2} = 2100 \text{ kG}$

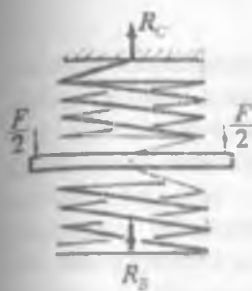
Demak, birikmani chetki, parchin mixlari ko'proq xavfli holatda bo'lar ekan. 1 va 5 parchin mixlardagi to'liq kuchni topamiz (5.16-rasm)

$$F_{s7} = F_{1r} = \sqrt{F_k + F_0} = \sqrt{(2100)^2 + (700)^2} = 2213 \text{ kG}$$

Chetki parchin mixlarda hosil bo'ladigan urinma kuchlanishlarni topamiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{1r}}{A_k} = \frac{2213}{3,14 \frac{d^2}{4}} = \frac{2213}{3,14 \frac{(2)^2}{4}} = 704 \frac{\text{kG}}{\text{sm}^2}$$

Misol-9. O'rtacha radiuslari $R = 10 \text{ sm}$, o'ramning diametri $d = 2 \text{ sm}$ bo'lgan po'latdan tayyorlangan ikkita prujinalar C va B nuqtalarda tayanchlarga tayangan.



5.17-rasm.
Tashqi kuch bilan
yuklangan
prujina

Yuqori prujinada $n_1 = 4$ ta va pastki prujinada $n_2 = 5$ ta o'ramlari bor. Ikkala prujinalar o'rtasiga $F = 450$ 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 yuqori prujinaning chuzilishi pastki pogonani siqilishiga teng, ya'ni

$$\lambda_1 = \lambda_2$$

bu yerda $\lambda_1 = \frac{4R_C R^3 n_1}{G \cdot r^4}$ va $\lambda_2 = \frac{4R_B R^3 n_2}{G \cdot r^4}$, 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

$$\lambda = \frac{4R_C R^3 h_1}{G \cdot r^4} = \frac{4 \cdot 250 \cdot 10^3 \cdot 4}{8 \cdot 10^3 \cdot 1^3} = 5 \text{ sm}$$

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

$$\tau_2 = \frac{R_B \cdot 4}{\pi \cdot d^2} + \frac{2R_B \cdot R}{\pi \cdot r^3} = \frac{200 \cdot 4}{\pi \cdot (2)^2} + \frac{2 \cdot 200 \cdot 10}{\pi \cdot 1^3} = 1338 \frac{\text{kG}}{\text{sm}^2}$$

VI BOB. EGILISH

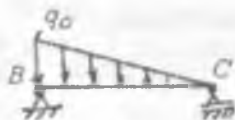
Amaliyotda ko'priklarning ramalari, imoratlarning ayrim qismlari, vagonning o'qlari va h.k. egilish deformatsiyasiga uchraydi. Ikki tayanchga tayangan va egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus – balka deyiladi. Ayrim balkalarning ko'rinishlarini keltiramiz: ko'p qavatli uylarning qavatlar orasidagi ulaydigan balkalar teng taqsimlangan kuchlar bilan yuklangan (6.1-rasm, *a*). Suv omboridagi platinaning ustuni, shatun taqsimlangan kuch intensivligi (suvni bosimi) 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*). Quyidagi balkalarning egilishini o'rganamiz:

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

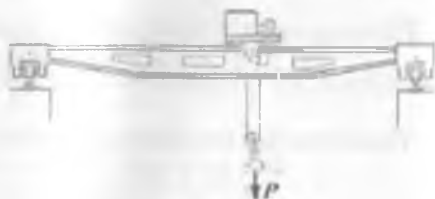
a)



b)



v)

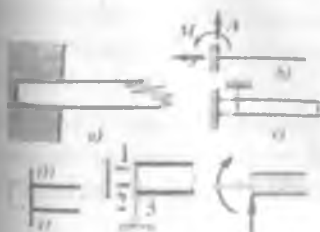
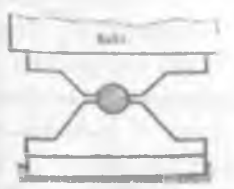
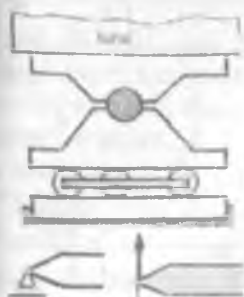


6.1-rasm

6.1. Tayanch va tayanch turlari

Jism harakatini cheklovchi sabab bog'lanish deyiladi. Bog'lanishlar tayanch vazifasini bajaradilar. Bunday tayanchlar imoratlaming asoslari, valni dvigatel korpusiga, shkv va yulduzchalami valga o'matishda va h.k. larda hosil bo'ladi.

Sharnirli tayanchlar to'g'risida tushuncha



Uch xil tayanch turlari mavjud

1) quzg'aluvchi sharnirli tayanch. sterjenning tayanch kesimini sharnir uqi atrofida aylanish burchagini va sterjenning gorizont tal tekislikdagi harakatini cheklamaydi. Shuning uchun, quzg'aluvchi - sharnirli tayanchda faqat vertikal reaksiya kuchi hosil buladi.

Bir chiziqli bog'lanish yoki qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch. bog'lanish tekislikida tayanch nuqtasining harakatini cheklaydi. Tayanch kesim ikkita erkinlik darajaga ega, bitta reaksiya hosil bo'ladi

2) Quzg'almas sharnirli tayanch. sterjenning tayanch kesimini vertikal va gorizont tal tekisliklardagi harakatini chegaralaydi. kesimni aylanish burchagini cheklamaydi. Bu tayanchda vertikal va gorizont tal reaksiya kuchlari hosil buladi

Ikki bog'lanishli tayanch yoki qo'zg'almas sharnirli tayanch. bog'lanish yo'nalishlarida gorizont tal va vertikal tekisliklarda tayanch kesimining harakatini cheklaydi. Tayanch kesim bitta erkinlik darajaga ega va unda ikkita reaksiya kuchi hosil bo'ladi.

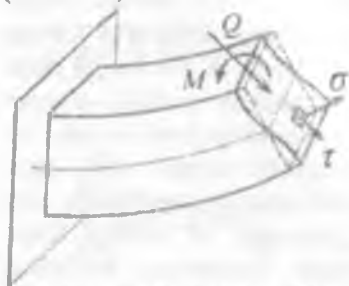
3) Quzg'almas biki mahkamlangan tayanch. Sterjenning tayanch kesimini barcha harakatlarini chegaralaydi. Uch bog'lanishli tayanch hamma erkinlik darajani cheklaydi. Sterjen 3 vertikal tekislikdagi ha-

rakatni, 1 va 2 sterjenlar esa gorizontaal tekislikdagi harakatni va kesimni aylanishini cheklaydi. Tayanchda uchta reaksiya vertikal, gorizontaal reaksiya kuchlari va reaktiv moment hosil bo'ladi. Reaksiya kuchlarini aniqlash uchun statikaning muvozanat shartlarini tuzamiz:

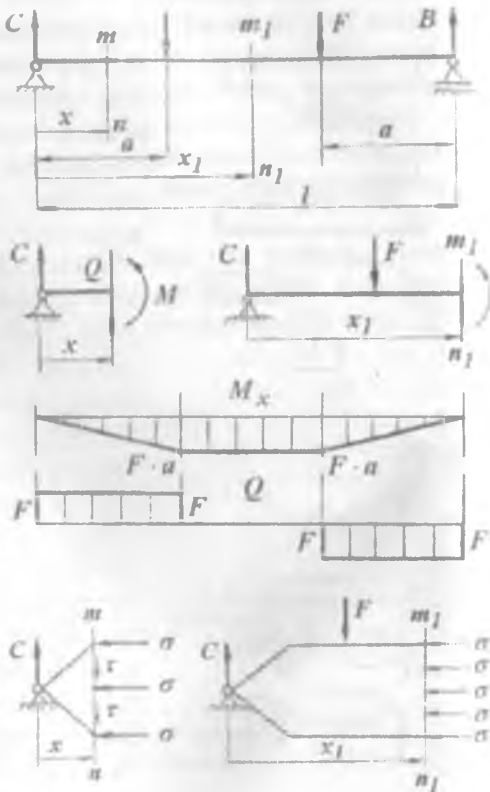
$$\sum x = 0; \quad \sum y = 0 \quad \text{va} \quad \sum M_o = 0$$

6.2. Egilishda normal kuchlanishni aniqlash

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 (6.4-rasm).



6.4-rasm. Egilishda ichki kuch faktorlari va kuchlanishlar.



Vertikal tekislikda joylashgan C va Q kuchlari balkani x oraliqda $M = Cx$ juft kuch momentini hosil qiladi. Juft kuch momenti M balkani $m-n$ tekisligidagi – kesim yuzasida normal kuchlanishlar σ - ni keltirib chiqaradi

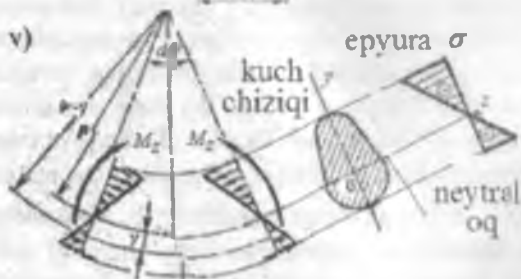
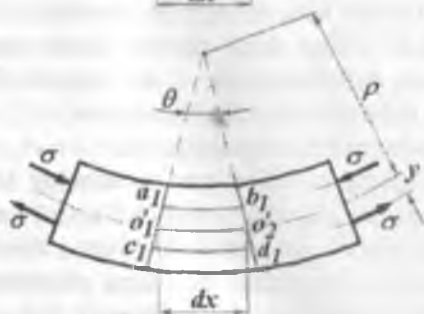
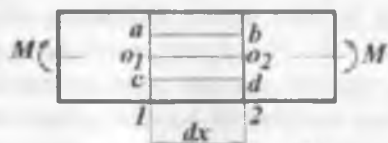
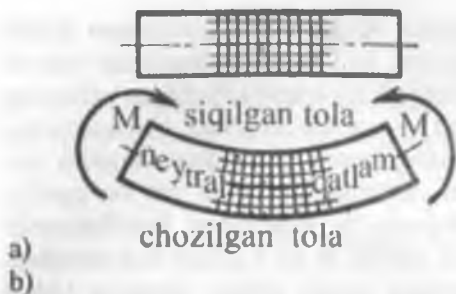
Demak, balkani C tayanchidan x masofada joylashgan kesim yuzasida τ va σ kuchlanishlar hosil bo'lib, bu kuchlanishlar balkani bir kesimidan ikkinchi kesimiga uzatiladi (6.4-rasm). Berilgan balkaning $m-n$ kesimidan normal kuchlanish σ - ni topish uchun, shu kesimdagi urinma kuchlanishni qiymatini, uning kesim yuzasidagi tarqalish xususiyatini bilishimiz kerak. Kesim yuzasidagi τ noma'lum bo'lganligi uchun, normal kuchlanishni balkaning bu kesimidagi kuchlanganlik holatidan foydalanib topolmaymiz, 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:

- balkaning deformatsiyasigacha tekis bo'lgan ko'ndalang kesim yuzasi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi (6.5-rasm) va bir-biriga nisbatan θ burchakka og'adi: o'zaro parallel bo'ylama chiziqlar egriklanadi 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, 6.5-rasm (b) dagi ab chiziq siqiladi, cd – chiziq esa cho'ziladi. Siqiladigan va cho'ziladigan tolalar orasidagi O_1O_2 tola cho'zilmaydi ham, siqilmaydi ham. Shuning uchun $O_1O_2 = O'_1O'_2 = dx$, ya'ni O_1O_2 tolni uzunligi o'zgarmaydi. Balkaning deformatsiyalanishida, o'z uzunligini o'zgartirmaydigan material qatlami neytral tola deyiladi. Neytral tola bilan ko'ndalang kesimning kesishishidan hosil bo'lgan chiziq neytral o'q deyiladi.

6.5-rasm (b)dan cd tolaning nisbiy uzayishini topamiz:



6.5-rasm. Egilish.

a) egilish xarakter-i; b) egilishda neytral qatlam holatini aniqlash; v) eguvchi moment va normal kuchlanishni tarqalish qonuniyati.

$$\varepsilon = \frac{\Delta_{cd}}{cd} = \frac{c_1 d_1 - cd}{cd} = \frac{c_1 d_1 - dx}{dx}$$

Bu yerda sxemadan

$$c_1 d_1 = \theta(\rho + y) \quad \text{va} \quad dx = \theta \cdot \rho.$$

Unda $\varepsilon = \frac{y}{\rho}$ ifodani Guk

$\sigma = \varepsilon \cdot E$ qonuniga keltirib qo'yilsa,

$$\sigma = \frac{y}{\rho} E \quad (6.6)$$

(6.6) formula yordamida normal kuchlanish kesim yuzaning balandligi bo'y-lab o'zgarish qonuniyatini aniqlash mumkin (6.5-rasm):

$y = 0$ bo'lsa $\sigma = 0$

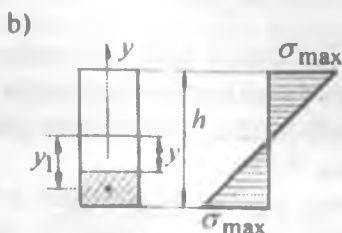
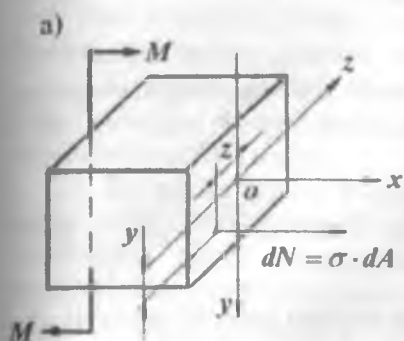
$y = y_{\max}$ bo'lsa

$$\sigma = \sigma_{\max}$$

Demak, normal kuchlanish kesimining markazida, ya'ni neytral o'qda nolga teng va kesimning sirtida, ya'ni kesim ning 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 (6.6-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 $\sum X = N = \int_A \sigma \cdot dA = 0$ va $\int_A \frac{E}{\rho} y dA = 0$



6.6-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 $\int_A y dA = 0$ kesim yuzasining neytral o'qi oz ga nisbatan statik momenti bo'lib, nolga tengdir. 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 proeksiya 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'qga nisbatan

inersiya 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 (6.6-rasm.b) yotuvchi istalgan nuqtadagi kuchlanishni topish uchun ishlatiladi. Agar, $y = y_{\max}$ va $M_z = M_{\max}$ bo'lsa

$$\sigma = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_{\max}}{I_z} \quad \text{yoki} \quad \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{\frac{I_z}{y_{\max}}} = \frac{M_{\max}}{W_z} \quad (6.8)$$

bu yerda 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: $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]$ (6.9)

(6.9) formula asosida, materiallar qarshiligida uch xil masala echilishi mumkin.

1. Konstruksiya qo'yilishi mumkin bo'lgan yukning qiymati topiladi:

$$M_{\max} = [\sigma] \cdot W$$

2. Konstruksiyaning kesimi tanlanadi: $W \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$

3. Konstruksiyaning 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 $[\sigma]_k \neq [\sigma]_k$ bo'lsa, unda

$$\sigma_{\max k} = \frac{M_{\max}}{W_1} \leq [\sigma]_k \quad \text{va} \quad \sigma_{\max c} = \frac{M_{\max}}{W_2} \leq [\sigma]_c \quad (6.10)$$

Egilishda urinma kuchlanishni aniqlash

Shakli to'g'ri burchakli kesimning bo'ylama o'qiga perpendikulyar bo'lgan ko'ndalang yuzadagi urinma kuchlanishni topamiz (6.7-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:

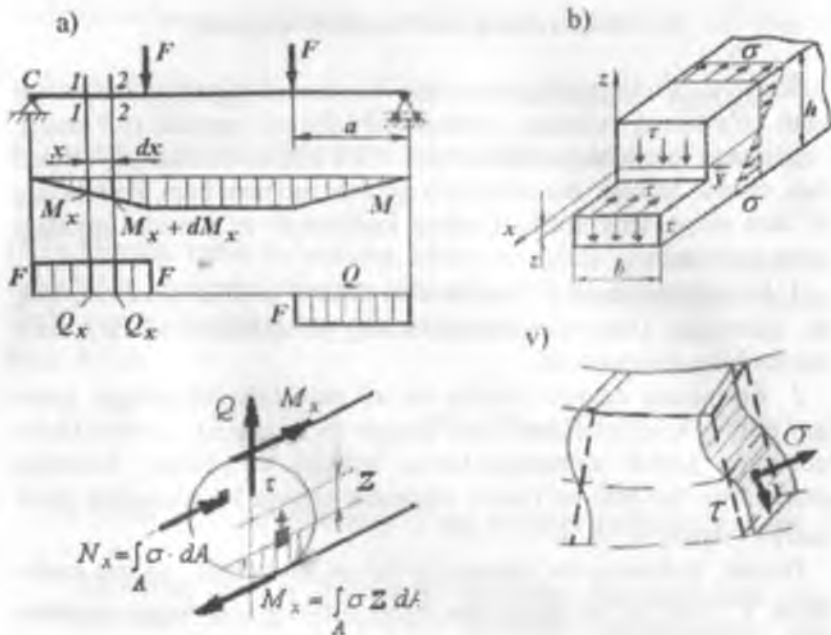
1. Ko'ndalang kuch Q barcha ichki urinma kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchisi. Urinma kuchlanishlarning yo'nalishi ko'ndalang kuch yo'nalishi bilan mos tushadi.

2. Kesimning neytral o'qidan bir xil masofada joylashgan yuzalardagi urinma kuchlanishlar o'zaro tengdir (6.7-rasm.b). Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra, balkani ko'ndalang kesimiga perpendikulyar bo'lgan bo'ylama kesimida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi (6.7-rasm. b), ya'ni: $\tau = -\tau'$.

Demak, balkaning bo'ylama o'qi yo'nalishida ham, urinma kuchlanishlar τ' hosil bo'lar ekan, 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 (6.7-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 (6.8-rasm). Ajratib olingan to'g'ri burchakli elementning gorizontall $BB_1O_1O_2$ yuzasi τ' urinma kuchlanishlari, vertikal BKO_1I yuzasi N_1 va unga parallel yuzada N_2 ichki bo'ylama kuchlari ta'sirida bo'ladi (6.8-rasm). $BB_1O_1O_2$ yuzadagi τ' urinma kuchlanishlarining teng ta'sir qiluvchisi $dT = \tau' b dx$ balkani bo'ylama o'qiga parallel yo'naladi.

BO_1 qirraga ta'sir qilayotgan N_1 bo'ylama kuch BKO_1I

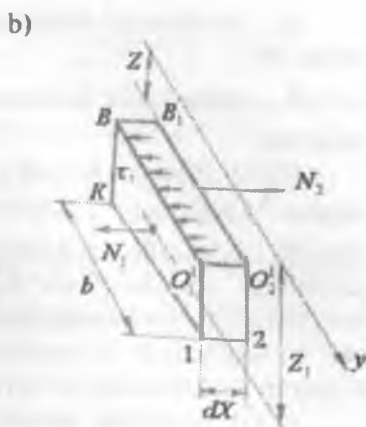
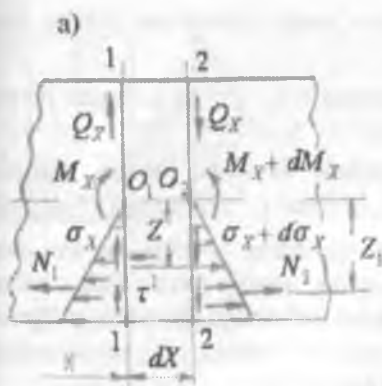


6.7-rasm. Egilishda urinma kuchlanishni aniqlashga oid a) balka uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyurlari; b) urinma kuchlanishlarni juftlik alomati; v) egilishda balka kesim yuzasining egrilanishi.

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 yerda integral $\int_0^A Z_1 dA$ balkaning neytral qatlamidan Z masofada ajratib olingan BKO_1 yuzaning neytral o'q y -ga nisbatan statik momenti, ya'ni: $S_y^0 = \int_0^A Z_1 dA$ Unda $N_1 = \frac{M_x}{I_y} S_y^0$ hosil bo'ladi B_1O_2 qirraga ta'sir qilayotgan N_2 ichki bo'ylama kuch $\sigma_s + d\sigma_s$



6.8-rasm. Balkaning elementar oraliqdagi qarama-qarshi kesim yuzalarida (a) ichki kuch faktorlari va cho'zuvchi kuchlanishlar; b) urinma kuchlanishni topish sxemasi.

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:

$$\sum x = N_1 + dT - N_2 = 0; \quad \frac{M_x}{I_y} \cdot S_y^0 + \tau^1 b dx - \frac{(M_x + dM_x)}{I_y} \cdot S_y^0 = 0$$

Ayrim soddalashtirishlardan keyin: $\tau = \frac{dM_x}{dx} \cdot \frac{S_y^0}{I_y \cdot b}$ hosil bo'ladi.

Agar, $\frac{dM_x}{dx} = Q_x$ differensial bog'lanishni hisobga olsak, egilishda

$$\text{urinma kuchlanish formulasi kelib chiqadi. } \tau = \frac{Q_x \cdot S_y^0}{I_y \cdot b} \quad (6.11)$$

bu yerda S_y^0 - ajratib olingan elementning BKO_1 yuzasini, ya'ni balkaning neytral o'qidan Z masofadan pastda va balka kesimining chetki 1 nuqtasidan yuqorida qolgan BKO_1 yuzasini neytral o'q u - ga nisbatan statik momenti;

b - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesim yuzasining eni

I_y - balka kesim yuzasining neytral o'q y - ga nisbatan inersiya 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'miga va shu nuqta joylashgan kesimning eni b -ga bog'liq ekan. Amaliyotda, hamma konstruktsiya qismlarining kesimi ham balandligi bo'ylab o'zgarmas enli bo'lavermaydi. O'zgaruvchan enli kesimlarda τ , kesim enining o'zgarish nuqtasida ikki xil qiymatga ega bo'ladi.

(6.11) formulaga asosan, τ kesimning balandligi bo'ylab egrichiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. 6.9-rasmdan ko'rinishicha Z masofa qanchalik kichik bo'lsa, BKO_1 l yuza shuncha kattalashadi, unda yuzani y -o'qiga nisbatan statik momenti ham qatnashadi. Demak, kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta neytral o'qqa yaqinlashsa, undagi urinma kuchlanish τ ham kattalashar ekan. Agar, kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta B yoki O_1 nuqtalar neytral o'qdan eng uzoqda joylashsa, ya'ni B nuqta l nuqta bilan ustma-ust tushsa, unda ajratilgan elementning yuzasi nolga teng bo'ladi, BKO_1 l yuzani y -o'qiga nisbatan statik momenti ham nolga teng bo'ladi. Demak, $Z = Z_{\max}$ nuqtada, ya'ni kesimning chetki nuqtasida urinma kuchlanish nolga teng bo'lar ekan.

Urinma kuchlanish kesimning neytral qatlamida eng katta qiymatga va kesimning chetki nuqtalanda nol qiymatga erishar ekan.

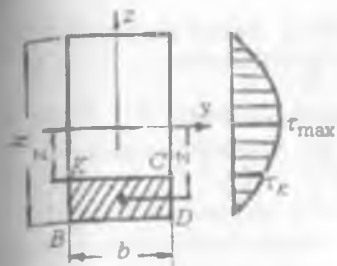
To'g'ri to'rtburchak kesimida urinma kuchlanishning tarqalish qonuniyatini aniqlash uchun Juravskiy formulasidan foydalanamiz

$$\tau = \frac{QS_y^0}{I_y b}$$

bu yerda S_y^0 - to'g'ri to'rtburchakning kesim yuzasidan ajratilgan $BKCD$ shtrixlangan yuzaning y -o'qiga nisbatan static momenti, ya'ni

$S_y^0 = A_{BKSD} \cdot Z_1$ $A_{BKSD} = a \left(\frac{h}{2} - Z \right)$ - ajratilgan $BKSD$ shtrixlangan

yuza;



6.9-rasm. Urinma kuchlanishni tarqalish qonuniyati

$$Z_1 = \frac{h}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - Z \right) - \text{ajratilgan BKSD}$$

yuzaning og'irlik markazidan neytral o'qigacha bo'lgan masofa. Unda

$$S_y^0 = b \left(\frac{h}{2} - Z \right) \left[\frac{h}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - Z \right) \right] = \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - Z^2 \right)$$

$I_y = \frac{bh^3}{12}$ - to'g'ri to'rtburchakning markaziy o'qiga nisbatan inersiya momenti.

$$\text{Unda } \tau = \frac{Q \cdot \frac{b}{2} \left[\frac{h^2}{4} - Z^2 \right]}{\frac{bh^3}{12} \cdot b} = \frac{6Q \left[\frac{h^2}{4} - Z^2 \right]}{bh^2} \quad (6.12)$$

Bu yerda, 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'rt burchakning chetki nuqtalarida τ -nol qiymatga va neytral qatlamida eng katta qiymatga erishadi.

Normal va urinma kuchlanish formulalarini turli kesimlarga tadbqiq etish

1. Uchburchak. Kesimning 1 va 2 nuqtalari neytral o'qdan uzoqda bo'lib, 1 nuqta cho'zilish va 2 nuqta siqilish tolalarida joylashgan.

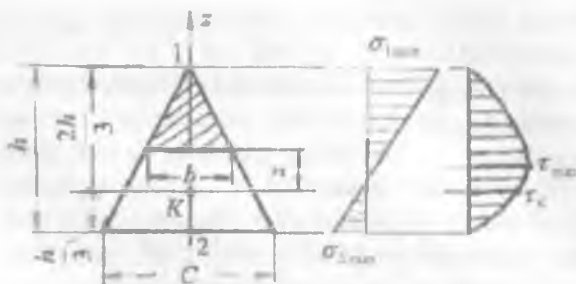
$$\text{Mustahkamlik shart: } \sigma_{1\max} = \frac{M_{\max}}{W_x^I} \leq [\sigma]; \quad \sigma_{2\min} = \frac{M_{\min}}{W_x^{II}} \leq [\sigma]$$

$$\text{bu yerda } W_x^I = \frac{bh^3}{24} \quad \text{va} \quad W_x^{II} = \frac{bh^3}{12} \quad \text{qarshilik momentlar}$$

Uchburchakning kesimida urinma kuchlanishning tarqalish qonuniyatini

aniqlash uchun Juravskiy formulasidan foydalanamiz: $\tau = \frac{QS_y^0}{I_y h}$

Uchburchakdan ajratilgan (shtrixlangan) yuzaning Y - 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 epyurasi

Uchburchakning og'irlik markazidan o'tgan o'q y - ga nisbatan inertsia momenti $I_y = \frac{ch^3}{36}$ va statik momentni Juravskiy formulasiga

$$\text{keltirib qo'yamiz: } \tau = \frac{QS_y^0}{I_y h} = \frac{Q \cdot \frac{b}{3} \left(\frac{2h}{3} - Z \right) \left(\frac{h}{3} + Z \right)}{\frac{ch^3}{36} h} = \frac{12Q \left(\frac{2h}{3} - Z \right) \left(\frac{h}{3} + Z \right)}{ch^3}$$

bu yerda $-\frac{h}{3} \leq Z \leq \frac{2h}{3}$

Agar: $Z = -\frac{h}{3}$ bo'lsa, $\tau = 0$ (pastki chetki nuqta)

$Z = \frac{2h}{3}$ bo'lsa, $\tau = 0$ (yuqori chetki nuqta)

$Z = 0$ bo'lsa, $\tau = \frac{8}{3} \cdot \frac{Q}{ch} = \tau_k$, $Z = \frac{h}{6}$ masofada $\tau = \tau_{\max} = \frac{3Q}{ch}$

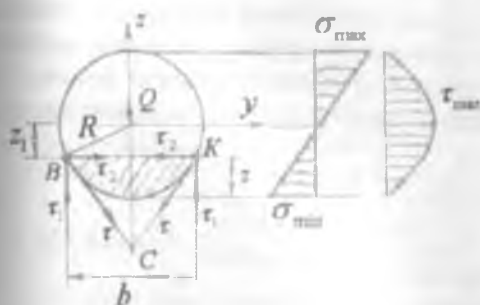
Demak, uchburchaksimon kesimlarda urinma kuchlanish neytral qatlamdan $\frac{h}{6}$ - masofada joylashgan nuqtada maksimal qiymatga erishadigan.

2. Doiraviy kesim. Kesimning qarshilik momenti:

$$W_x = W_y = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

Mustahkamlik sharti $\sigma_{\max} = \frac{32M_{\max}}{\pi \cdot d^3} \leq [\sigma]$

Neytral qatlamdan Z_1 masofada joylashgan B , K nuqtalaridagi urinma kuchlanishni topamiz. Bu nuqtalardagi urinma kuchlanishlar doiraviy kesimning shu nuqtasidagi urinma tekislik bilan bir xil yo'nalishda bo'ladi va Z o'qi bilan C nuqtada kesishadi B va K nuqtalardagi τ urinma kuchlanishlarni τ_1 va τ_2 kuchlanishlariga ajratish mumkin. Kesimning B va K nuqtalaridagi gorizontaal urinma kuchlanishlari (τ_2) o'zaro muvozanatlashadi. τ_1 urinma kuchlanishlarining yig'indisi esa ko'ndalang kuch Q ga tenglashadi. Demak, doiraviy kesimdagi τ_1 urinma kuchlanishlari to'g'ri burchakli kesimdagi to'liq urinma kuchlanish τ bilan bir xil funksiyada bo'lar ekan.



*Doiraviy kesimning diametri
balandligi bo'yicha normal va urinma
kuchlanishlarni
o'zgarish epyurasi*

Shuning uchun, doiraviy kesimlardagi urinma kuchlanishni topish uchun ham Juravskiy formulasidan foydalanamiz, va'ni

$$\tau = \frac{Q S_y^0}{I_y b} \quad (6.13)$$

bu yerda S_y^0 - doiraviy kesimning Z - masofa va kesimning chetki nuqtasi bilan chegaralangan ajratilgan yuzasining neytral o'qqa nisbatan statik momenti.

$$S_y^0 = \frac{2}{3} (R^3 - Z^2) \quad \text{va} \quad b = 2\sqrt{(R^2 - Z^2)}$$

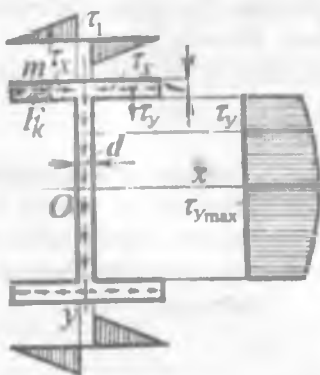
Doiraviy kesimning neytral o'qqa nisbatan inersiya momenti $I_y = \frac{\pi \cdot R^4}{4}$, ajratilgan yuzaning statik momenti S_y^0 va kesimning cni b ni (6.13) formulaga qo'yamiz:

$$\tau = \frac{\frac{QZ}{3}(R^2 - Z^2)^{\frac{3}{2}}}{\frac{1}{4}\pi \cdot R^4 \cdot 2\sqrt{(R^2 - Z^2)}} = \frac{4Q}{3\pi \cdot R^3} (R^2 - Z^2) \quad (6.14)$$

bu yerda $0 \leq Z \leq \pm R$ oraliqda o'zgaradi.

Agar, $Z = 0$ bo'lsa $\tau = \tau_{\max} = \frac{4Q}{3\pi \cdot R^3}$ 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'zgarar ekan.



Qo'shtavr kesimining balandligi va polkasining eni bo'yicha urinma kuchlanish epyurasi

3. Qo'shtavrli kesim. Qo'shtavrli kesim oddiy to'g'ri to'rtburchaklardan tashkil topgan. Shuning uchun qo'shtavrli kesimning neytral o'qidan y masofada joylashgan nuqtasining urinma kuchlanishini Juravskiy formulasi bilan aniqlash mumkin:

$$\tau = \frac{QS_x^0}{I_x b(d)} \quad (6.15)$$

bu yerda S_x^0 - neytral o'qdan y va qo'shtavrli kesimning chetki nuqtalari oralig'ida qolgan yuzaning neytral o'q x -ga nisbatan statik momenti:

$$\tau_b = \frac{Ql(h-l)}{2I_x} \quad \tau_1 = \frac{Ql(h-l)b}{2I_x \cdot d}$$

b - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesimning cm.

Qo'shtavrli kesim supachasining eni bo'ylab, urinma kuchlanish bir xil emas. Shuning uchun qo'shtavrli kesim supachasidagi urinma kuchlanish Juravskiy formulasi bilan topilishi mumkin emas. Qo'shtavrli kesim supachasining y o'qiga yaqin yuzasida urinma kuchlanish taxminan egr

chiziqli qonuni bilan tarqaladi deb qabul qilish mumkin (τ - epyurasidagi punktir chiziqli).

Qo'shtavming 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 devorining K nuqtasidagi urinma kuchlanishni topish uchun shtrixlangan yuzaning statik momentini

yo'zamyiz,

$$S_x^0 = bt \left(\frac{H-t}{2} \right) + \frac{d}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right)$$

Urinma kuchlanish:

$$\tau = \frac{Q}{2I_x d} \left[bt(H-t) + d \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \right] \quad (6.16)$$

bu yerda $I_x = \frac{d \cdot h^3}{12} + 2 \left[\frac{b \cdot t^3}{12} + bt \left(\frac{H-t}{2} \right)^2 \right]$ - qo'shtavr kesimining neytral o'q x - ga nisbatan inersiya momenti, d - kuchlanish tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesimning eni.

(6.16) formulaga asosan, qo'shtavr devorining balandligi bo'ylab τ parabola qonuniyati bilan o'zgarar ekan

Agar, $u = 0$ bo'lsa $\tau = \tau_{\max} = \frac{Q}{2I_x d} \left[bt(H-t) + \frac{d^2}{4} \right]$ va

$$y = \frac{h}{2}, \quad \tau = \tau_1 = \frac{Qbt(H-t)}{2I_x d}$$

Qo'shtavming supachasiga nisbatan devorida y -ni turli qiymatida S_x^0 kichik chegarada o'zgaradi. Shuning uchun, qo'shtavmi devorida urinma kuchlanish juda katta. Demak, qo'shtavming devori asosan urinma kuchlanishlar ta'siridadir. Bu kuchlanishlar y o'qiga parallel yo'nalishda bo'ladi.

Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra, qo'shtavming devoriga perpendikulyar yuza - supachada ham kesimni neytral o'qiga parallel yo'nalgan urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi va quyidagi

formula bilan topiladi:

$$\tau_n = \frac{QS_x^0}{I_x t_n}$$

Qo'shtavr supachasidan ajratib olingan, x -uzunlikdagi shtrixlangan yuzaning statik momentini topamyiz: $S_x^0 = x \cdot t \frac{H-t}{2}$ shuning uchun

$$\tau_n = \frac{Q \cdot x(H-t)}{2I_x} \quad (6.17)$$

(6.17) formulada y - birinchi darajada bo'lganligi uchun τ_n supachaning uzunligi bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi: $x=0$ bulsa $\tau=0$ va $x=b_1$;

$$\tau_{n \max} = \frac{Qb_1(H-t)}{2I_x}$$

Demak, τ_n qo'shtavr supachasining u o'qqa yaqin yuzasida eng katta qiymatga ega ekan.

6.3. Egilish markazi

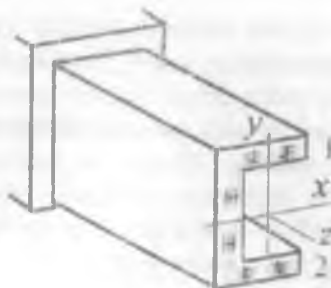
Ayrim profillarda urinma kuchlanishlarning oqimi kesim yuzaning markazidan o'tadi. Masalan: doira, to'rtburchak, qo'shtavr, uchburchak. Ochiq profilni ayrim kesimlarda (shveller, burchak, halqasimon kesim va h.k.) urinma kuchlanishlar to'plami (6.10-rasm, a) profilning og'irlik markazidan o'tmaydi. Natijada, kuchlanishlar to'plami kesimning og'irlik markaziga nisbatan M_s - moment hosil qiladi: $M_s = QX + T(h-t)$, bu yerda X - shveller devorining qalinligi - δ ning yarmidan og'irlik markazi O nuqtasigacha bo'lgan masofa (6.10-rasm, v) $X = \frac{b^2}{2b+h}$, va

$$T = \frac{\tau_{\max, n} + 0}{2} tb_1 = \frac{Qb_1^2(h-t)}{4I_y} \quad t - \text{shveller supachasidagi urinma kuchla-}$$

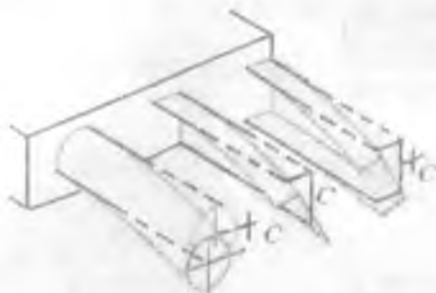
nishlarning teng ta'sir qiluvchisi. M_s - burovchi moment ta'sirida ochiq profilni element buraladi.

Natijada element egilish bilan birga buralishga (6.10-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_s burovchi momentni muvozanatlashtirilsa ochiq profilni elementning buralishini cheklab qo'yish mumkin.

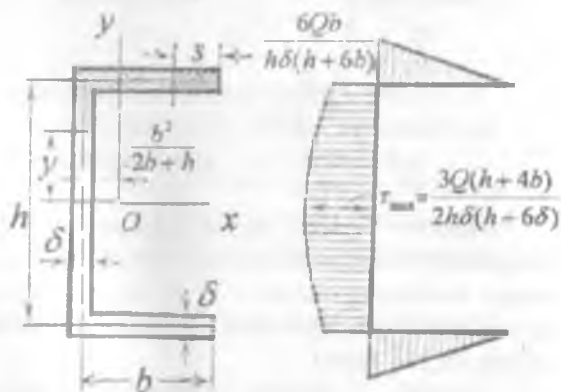
a)
urinma
kuchlanishlar
potoki va
ularnig
yo'nalishi



b)
urinma
kuchlanishlar
momenti ta'-
sirida pro-
filning defor-
matsiyasi



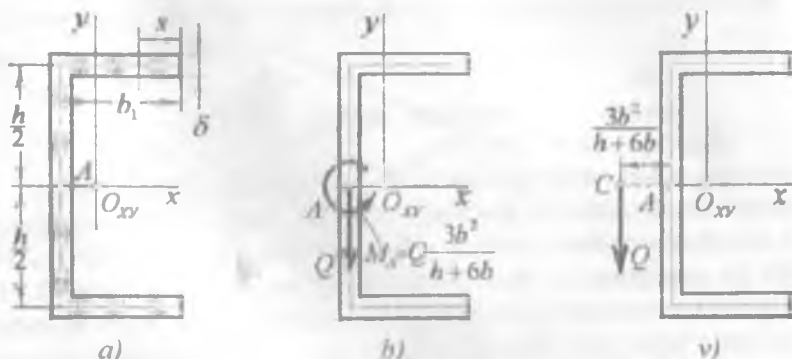
v)
shveller
kesim yuza-
sida urinma
kuchlanishni
aniqlash
va uning
tarqalish
qonuniyatiga
oid



6.10-rasm

$$\Sigma M_x = Q\ell - T(h-t) = 0 \quad \text{va} \quad \ell = \frac{T(h-t)}{Q} = \frac{b^2(h-t)(h-t)}{4I} t \quad (6.18)$$

Bu nuqta egilish markazi deyiladi va Q ko'ndalang kuchdan t masofada joylashadi (6.11-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.



6.11-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 (6.12 - 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:

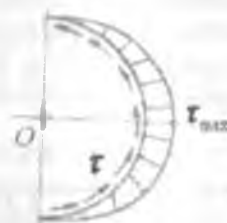
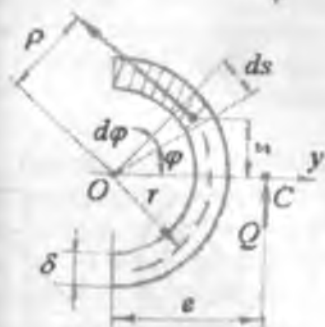
$dT = \tau \cdot dA = \tau \cdot \delta \cdot dS$ ni O nuqtaga nisbatan momenti Q kuchning shu nuqtaga nisbatan momentiga teng bo'ladi.

ya'ni: $Q\ell = \int dT \cdot \rho = \int \tau \cdot \delta \cdot dS \rho = \int \frac{QS_y^0}{l_y \delta} \delta \cdot \rho \cdot dS$. Chizmadan (6.12-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 $\ell = \frac{1}{l_y} \int S_y^0 \rho \cdot dS$. Chizmadan $\rho = r$, $ds = r \cdot d\varphi$ va ajratilgan elementar yuzani Y o'qiga nisbatan statik momenti

$$S_y = \int z \cdot dA = \int_{\varphi}^A r \cdot \sin \varphi \cdot \delta \cdot r \cdot d\varphi = r^2 \cdot \delta \cdot \cos \varphi$$



6.12-rasm. Yarim halqasimon kesimda urinma kuchlanishlar oqimi va tarqalish qonuniyati.

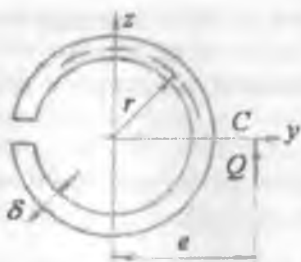
Yarim halqasimon kesimning y - o'qiga nisbatan inersiya momenti:

$$I_y = \int Z^2 dA = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} (r \sin \varphi)^2 \delta \cdot r d\varphi = \frac{\pi \cdot r^3 \delta}{2}$$

$$\text{Unda } \ell = \frac{1}{l_y} \int S_y^0 \rho dS = \frac{2}{l_y} \int_0^{\frac{\pi}{2}} r^2 \delta \cos \varphi \cdot r \cdot d\varphi = \frac{2r^4 \delta}{l_y} = \frac{4r}{\pi}$$

Demak, yarim halqasimon kesimning egilish markazi O nuqtadan

$\ell = \frac{4r}{\pi}$ masofada joylashgan S nuqtada bo'ladi



6.13-rasm. Doiraviy kesimli
ochiq profil.

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:

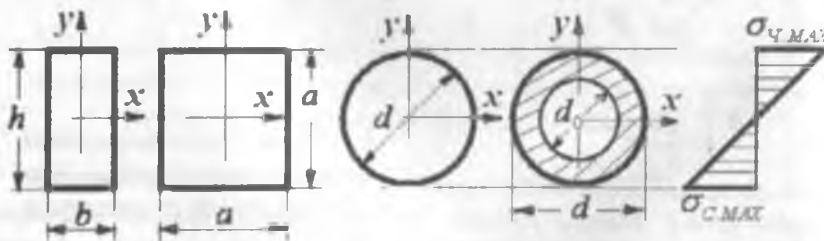
$$\tau_{\max} = \frac{2Q}{\pi \cdot r \delta} = \frac{2 \cdot 7000}{3,14 \cdot 25 \cdot 0,25} = 715 \text{ kg/cm}^2$$

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.

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 halqali kesimlarning qarshilik momentlarini bosh markaziy inersiya momentlaridan foydalanib topamiz:

to'g'ri to'rtburchak $W_x = \frac{b \cdot h^2}{6}$, kvadrat $W_x = \frac{a^3}{6}$,

aylana $W_x = \frac{I_x}{\frac{d}{2}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ va halqa $W_x = \frac{I_x}{\frac{d}{2}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} (1 - c^4)$

h - to'g'ri to'rtburchak inersiya momenti olingan x -o'qiga perpendikulyar joylashgan kesimni balandligi. Kesimi simmetrik bo'lgan plastik materiallardan tayyorlangan balkalar cho'zilish va siqilishga bir

xil qarshilik ko'rsatadi, shuning uchun bu kesimlarda $\sigma_{\max} = \sigma_{C, \max}$.

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 ratsionaldir, chunki materialni asosiy qismi – polkada, ya'ni eng katta kuchlanishlar tomonida joylashgan. Qo'shtavr devorining asosiy vazifasi kesimning monolitligini ta'minlashdir.

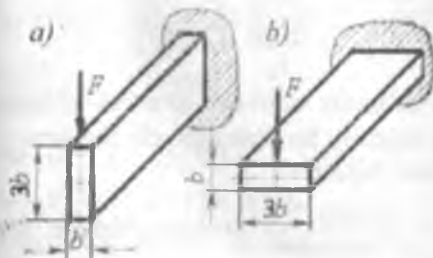
Berilgan uzunlikdagi balka materialining sarfi ko'ndalang kesim yuzaga to'g'ri proporsionaldir. Shuning uchun, W_x - qancha katta va kesim yuza kichik bo'lsa, balka kesimining shakli ratsionaldir. Kesimni ratsionalligini baholovchi o'lchov birliksiz xarakteristika qabul qilamiz:

$$\omega_x = \frac{W_x}{\sqrt{A}}$$

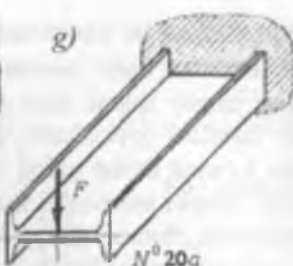
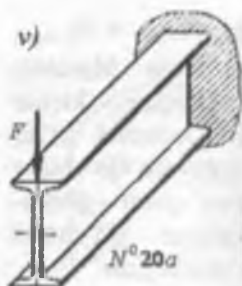
Bu yerda ω_x - solishtirma qarshilik momenti; A - kesim yuza.

Solishtirma qarshilik momenti aylana uchun $\omega_x = 0.141$; halqa uchun $\omega_x = 0.294$ ($s = 0.7$); №10 qo'shtavr $\omega_x = 0.955$ va №20 qo'shtavr $\omega_x = 1.33$.

Kesimni tashqi kuchning ta'sir chiziqiga nisbatan joylashuviga ko'ra mustahkamlik o'zgaradi (yuk o'zgarmas). Masalan, $h : b = 3$ nisbatda bo'lgan to'g'ri to'rt burchak brus uchun ruxsat etilgan yuk, kesimni 90° ga aylantirgandagi holatiga nisbatan uch barobar ko'p. Shunga o'xshash №20 qo'shtavr uchun ham profilni 90° ga aylantirilganda 7,2 marotaba kam kuchni qabul qiladi. Demak, kuch chiziqi minimal inersiya 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 materialkularang cho'yan ishlatiladi. Kulrang cho'yan cho'zilish-

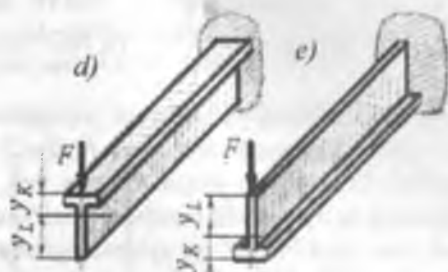
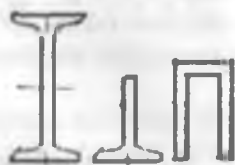


ga nisbatan siqilishga ko'proq qarshilik ko'rsatadi. Shuning uchun

$$\frac{[\sigma_c]}{[\sigma_t]} = 3 \dots 4,5 \quad \text{Bunda,}$$

simmetrik kesimdan foydalanish noqulay, chunki siqiladigan.

a), b) to'rtburchak va v), g) qo'shtavr 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.



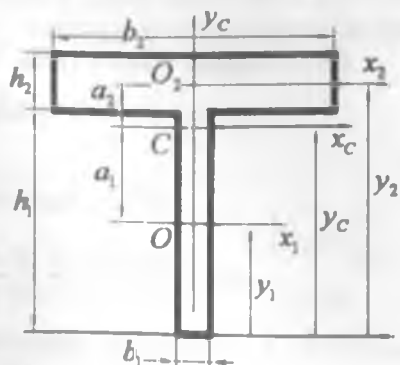
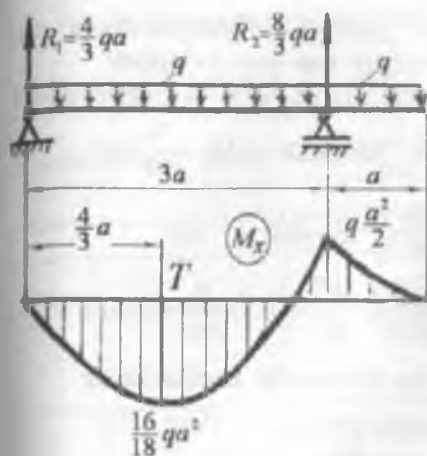
Bunday kesimlarni shunday joylashtirish kerakki, materialni asosiy qismi cho'ziladigan tomonda joylashsin. Masalan, d-rasmda ko'rsatilgan tavrli kesim e-rasmda

ko'rsatilgan tavrli kesimdan 2,22 marotaba ko'p yukni ko'taradi. Bu holatni aniqlash uchun $\frac{y_K}{y_C} = \frac{[\sigma_u]}{[\sigma_c]}$ tenglikdan foydalanildi.

$$\sigma_{\max, u} = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y_K \leq [\sigma] \quad \text{va} \quad \sigma_{\max, c} = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y_C \leq [\sigma].$$

Bu shart balka uzunligi bo'yicha eguvchi moment o'zgarmas bo'lsa samarali bo'ladi. Balkani uzunligi bo'ylab eguvchi moment o'zgaruvchan bo'lgan hol uchun misol yechamiz.

Misol. $[\sigma_u] = 40 \frac{N}{mm^2}$ va $[\sigma_c] = 120 \frac{N}{mm^2}$ kuchlanishlardan foydalanib cho'yon balka uchun ruxsat etilgan yuk hisoblansin.



Berilgan balkaning kesim yuzasi

Yechish. 1. Kesimni geometrik xarakteristikalarini hisoblaymiz. Buning uchun uni ikkita to'g'ri to'rtburchakka ajratamiz va og'irlik markazini topamiz:

$$y_C = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2}{A_1 + A_2} = 11 \text{ sm}$$

bu yerda $h_1 = 120 \text{ mm}$; $b_1 = 15 \text{ mm}$; $h_2 = 30 \text{ mm}$; $b_2 = 120 \text{ mm}$; $y_1 = 60 \text{ mm}$; $y_2 = 135 \text{ mm}$; $A_1 = 1,5 \cdot 12 = 18 \text{ sm}^2$ va $A_2 = 3 \cdot 12 = 36 \text{ sm}^2$

x_C, y_C - bosh markaziy o'qlarga nisbatan kesimni inersiya momentini hisoblaymiz:

$$I_y = I_{y1}^I + I_{y2}^{II} = \frac{b_1^3 \cdot h_1}{12} + \frac{b_2^3 \cdot h_2}{12} = \frac{12 \cdot (1,5)^3}{12} + \frac{3 \cdot (12)^3}{12} = 435 \text{ sm}^4$$

$$I_x = I_{x1}^I + a_1^2 \cdot A_1 + I_{x2}^{II} + a_2^2 \cdot A_2 = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + (5)^2 \cdot 1,5 \cdot 1,2 + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + (2,5)^2 \cdot 12 \cdot 3 = \frac{1,5 \cdot (12)^3}{12} + 450 + \frac{12 \cdot (3)^3}{12} + 225 = 918 \text{ sm}^4$$

bu yerda $a_1 = y_C - y_1 = 11 - 6 = 5 \text{ sm}$;

$$a_2 = y_2 - y_C = 13,5 - 11 = 2,5 \text{ sm}$$

2. Balkani xavfli va ratsional kesimini tanlaymiz. Eng katta eguvchi moment l' - 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 qismi cho'ziladigan tomonda joylashadi.

Cho'ziladigan tola bo'yicha ruxsat etilgan yukni hisoblaymiz:

$$\sigma_{\max} = \sigma_K = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_K \leq [\sigma], \quad \text{bu yerda} \quad M_T = \frac{16}{18} q \cdot a^2$$

$$\text{unda} \quad \sigma_{\max} = \frac{16q \cdot a^2}{18 \cdot I_X} \cdot y_K \leq [\sigma], \quad \text{va}$$

$$q = \frac{18 \cdot [\sigma_y] \cdot I_X}{16 \cdot a^2 \cdot y_K} = \frac{18 \cdot 40 \cdot 918 \cdot 10^4}{16 \cdot (1000)^3 \cdot 40} = 10,33 \frac{N}{mm}$$

T – kesimdagi siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar:

$$\sigma_c = \sigma_L^I = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_L = \frac{\frac{16}{18} \cdot 10,33 \cdot 10^6 \cdot 110}{918 \cdot 10^4} \approx 110 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_y = \sigma_K^I = \frac{M_T}{I_X} \cdot y_K = \frac{\frac{16}{18} \cdot 10,33 \cdot 10^6 \cdot 40}{918 \cdot 10^4} \approx 40 \frac{N}{mm^2}$$

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.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_B}{I_X} \cdot y_L \leq [\sigma], \quad \text{yoki} \quad \sigma_{\max} = \frac{q \cdot a^2}{2 \cdot I_X} \cdot y_L \leq [\sigma],$$

$$\text{Bu yerdan} \quad q = \frac{2 \cdot [\sigma_y] \cdot I_X}{a^2 \cdot y_L} = \frac{2 \cdot 918 \cdot 10^4}{16 \cdot 110} = 6,68 \frac{N}{mm}$$

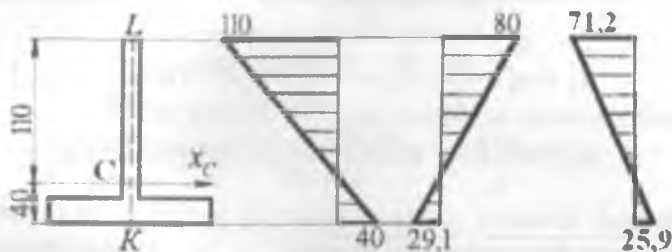
B – kesimdagi siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar:

$$\sigma_c = \sigma_K^B = \frac{M_B}{I_X} \cdot y_K = \frac{6,68 \cdot 10^6 \cdot 40}{918 \cdot 10^4} \approx 29,1 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_y = \sigma_L^B = \frac{M_B}{I_X} \cdot y_L = \frac{6,68 \cdot 10^6 \cdot 110}{918 \cdot 10^4} \approx 80 \frac{N}{mm^2}$$

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 $\sigma_K^B = 45 \frac{N}{mm^2} > [\sigma_y]$ hosil bo'ladi. Ruxsat etilgan yukni $q = 6,68 \frac{N}{mm}$ qabul qilamiz.

Normal kuchlanish epyurlari			
Tavr profili	T - kesim	B - kesim	$q = 6,68 \frac{N}{mm}$ yukda T - kesim



Turli kesimlardagi normal kuchlanish epyurlari

3. Qo'shtavr profilining polkasini yuqorida joylashgan bolat uchun ruxsat etilgan yukni hisoblaymiz.

Cho'ziladigan tola bo'yicha ruxsat etilgan yukni hisoblaymiz:

$$\sigma_{max} = \sigma_L = \frac{M_L}{I_x} \cdot y_L \leq [\sigma], \quad \sigma_{max} = \frac{16q \cdot a^2}{18 \cdot I_x} \cdot y_L \leq [\sigma]$$

$$\text{bu yerdan } q = \frac{18 \cdot [\sigma_y] \cdot I_x}{16 \cdot a^2 \cdot y_L} = \frac{18 \cdot 40 \cdot 918 \cdot 10^4}{16 \cdot (1000)^3 \cdot 110} = 3,76 \frac{N}{mm}$$

T - kesimdagi siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar:

$$\sigma_c = \sigma_K = \frac{M_L}{I_x} \cdot y_K = \frac{16 \cdot 3,76 \cdot 10^3 \cdot 40}{918 \cdot 10^4} = 14,56 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_q = \sigma_L^r = \frac{M_r}{I_x} \cdot y_L = \frac{16 \cdot 3,76 \cdot 10^6 \cdot 110}{918 \cdot 10^4} = 40 \frac{N}{mm^2}$$

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

$$\sigma_{\max q} = \frac{M_B}{I_x} \cdot y_K \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad \sigma_{\max q} = \frac{q \cdot a^2}{2 \cdot I_x} \cdot y_K \leq [\sigma],$$

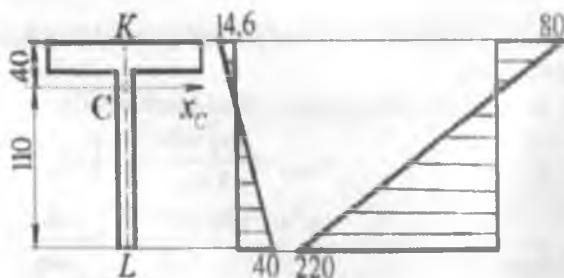
bu yerdan $q = \frac{2 \cdot [\sigma_q] \cdot I_x}{a^2 \cdot y_K} = \frac{2 \cdot 918 \cdot 10^4}{16 \cdot 40} = 18,36 \frac{N}{mm}$

B - kesimdagi siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar:

$$\sigma_q = \sigma_K^B = \frac{M_B}{I_x} \cdot y_K = \frac{18,36 \cdot 10^6 \cdot 40}{918 \cdot 10^4} \approx 80 \frac{N}{mm^2} > [\sigma_q]$$

$$\sigma_c = \sigma_L^B = \frac{M_B}{I_x} \cdot y_L = \frac{18,36 \cdot 10^6 \cdot 110}{918 \cdot 10^4} \approx 220 \frac{N}{mm^2} > [\sigma_c]$$

Normal kuchlanish epyurlari		
Tavr profili	T - kesim	B - kesim



Ushbu nuqtalardagi kuchlanishlarni

$q = 3,76 \frac{N}{mm}$ kuch ta'sirida hisoblaymiz

$$\sigma_L^B = 45 \frac{N}{mm^2} < [\sigma_c]$$

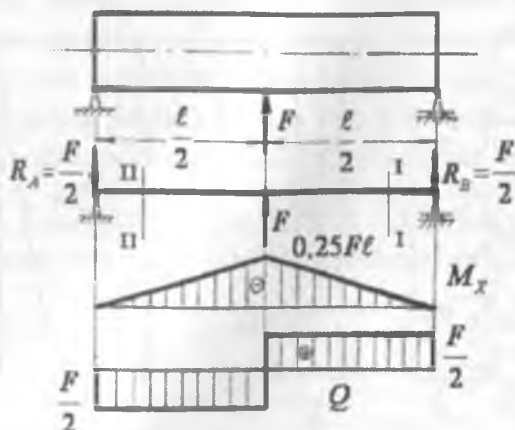
va

$$\sigma_K^B = 16,4 \frac{N}{mm^2} < [\sigma_q]$$

hosil bo'ladi.

Turli kesimlardagi normal kuchlanish epyurlari

6.4. Balka mustahkamligini bosh kuchlanishlar bo'yicha tekshirish



6.14-rasm. Balkani berilgan yuklanish sxemasi uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyurlari

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 qiymaga erishgan balkaning neytral qatlamida joylashgan materialda normal kuchlanish nolga teng. Shuning uchun kesimning neytral o'qidan eng uzoqda joylashgan tolalarining mustahkamligi

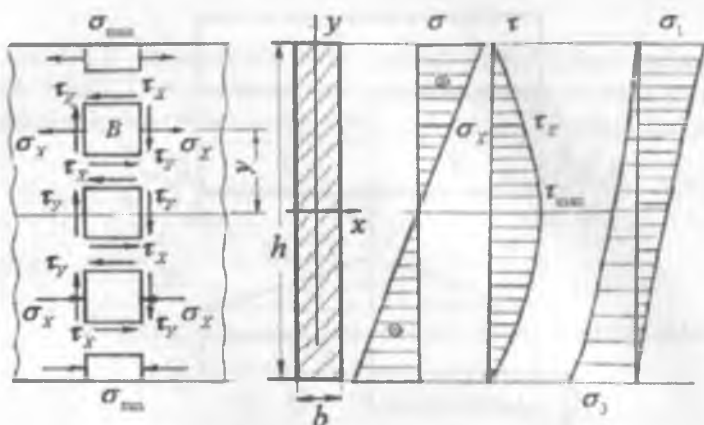
normal kuchlanishlar bo'yicha ta'minlanadi: $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \leq [\sigma]$

Balka kesimining neytral qatlamida joylashgan materialning mustahkamligi urinma kuchlanishlar bo'yicha ta'minlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_{\max}}{I_x d} \leq [\tau]$$

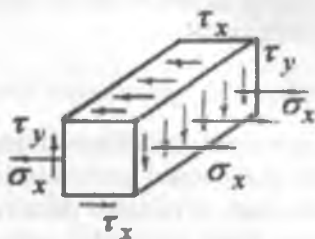
Balka kesimining neytral o'qidan y masofada joylashgan materialining (B element) (6.15-rasm) mustahkamligini normal kuchlanishlar bo'yicha ham, urinma kuchlanishlar bo'yicha ham ta'minlash mumkin emas. Chunki B elementda σ va τ lar noldan farqli bo'lganligi uchun bu elementning mustahkamligi yuqorida keltirilgan egilishdagi normal

va urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik shartlariga bo'ysunmaydi.



6.15-rasm. Balka kesimining balandligi bo'ylab normal va urinma hamda bosh normal kuchlanishlarni tarqalish qonuniyati

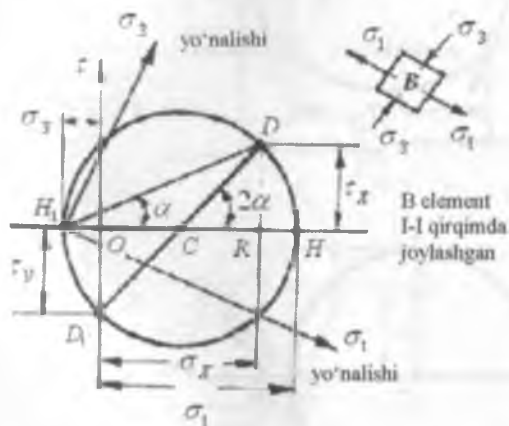
Ajratilgan B elementning old qismi – balkaning yon sirtiga ustma - ust tushadi va bu yuza normal va urinma kuchlanishlardan ozod. shuning uchun bu yuzacha bosh yuza. B elementni vertikal yuzalari σ_x va τ_y kuchlanishlari, gorizonta yuzasi esa faqat τ_x urinma kuchlanishi ta'sirida bo'ladi. Demak, B elementning kuchlanganlik holati murakkab bo'lib, tekis kuchlanganlik holatiga to'g'ri keladi (6.16-rasm). Tekis kuchlanganlik holatida bo'lgan elementning mustahkamligi bosh kuchlanishlarga bog'liq bo'lib, mustahkamlik nazariyalari asosida tekshiriladi.



6.16-rasm

Tekis kuchlanganlik holatidagi elementda uchta bosh normal kuchlanishlardan bittasi (masalan $\sigma_z = 0$) nolga teng. σ_x va σ_y bosh normal kuchlanishlarni, berilgan $\sigma_x; \tau_x = -\tau_y$ kuchlanishlari yordamida Mor doirasini qurish usuli bilan topamiz (6.17- rasm). Buning uchun $\sigma\tau$ koordinata sistemasini olamiz.

Koordinata boshidan (O nuqtadan) kuchlanishlar masshtabida $\sigma_x = OK$ masofani, K nuqtadan σ o'qiga perpendikulyar tekislikda musbat ishorali urinma kuchlanish $\tau_x = KD$ joylashtiriladi. B elementning gorizontal yuzadagi normal kuchlanish $\sigma_y = 0$ bo'lganligi uchun bu kuchlanish $\sigma\tau$ koordinata sistemasining O nuqtasida joylashadi. O nuqtadan τ o'qining manfiy tomoniga $\tau_y = OD_1$ 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 (6.17-rasm) Mor doirasi σ o'qining H va H_1 nuqtalarda kesib o'tadi.



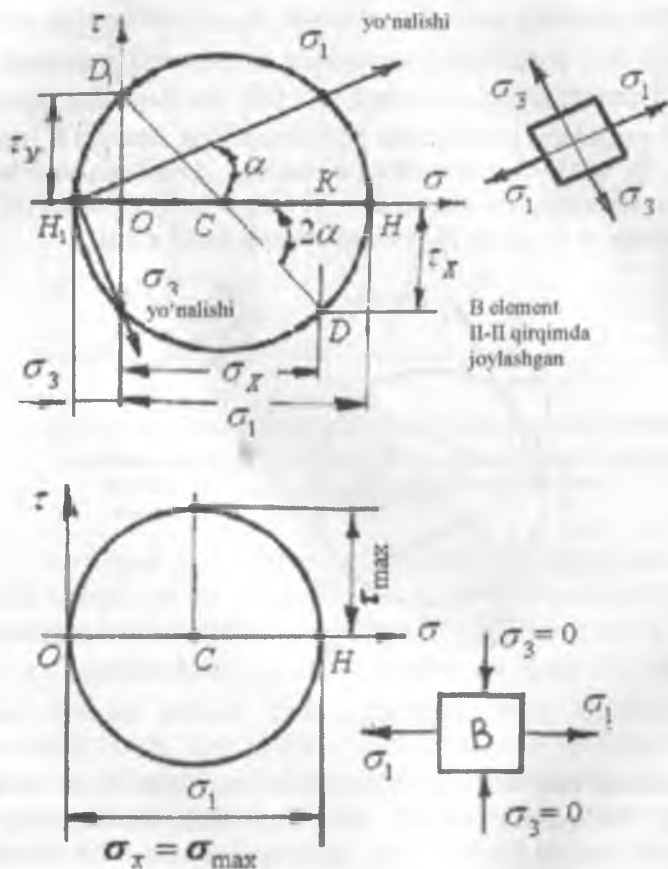
6.17-rasm.

Kuchlanishlar masshtabida ON masofa σ_1 eng katta bosh normal kuchlanishga, ON_1 masofa esa σ_3 bosh normal kuchlanishga teng. σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlar quyidagi formula bilan topiladi.

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[\sigma_x \pm \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_x^2} \right] \quad (6.19)$$

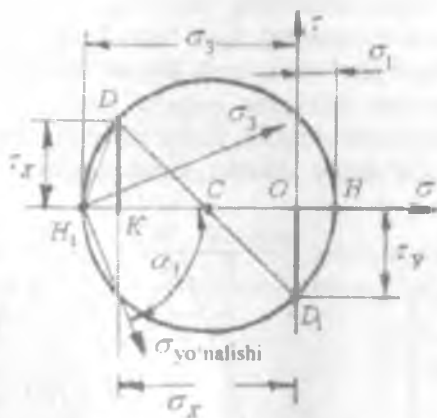
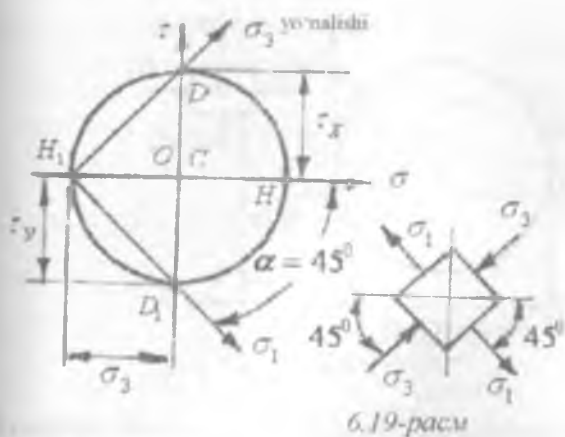
(6.19) formuladan ko'rinishicha σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlar σ_x va $\tau_x = -\tau_y$ kuchlanishlarning qiymatlariga bog'liq ekan. σ_x normal va $\tau_x = -\tau_y$ urinma kuchlanishlar esa B element balka kesimining neytral qatlamidan qanday masofada joylashishiga bog'liq. Agar $y = y_{max}$ bo'lsa, $\sigma_x = \sigma_{max}$ va $\tau_x = 0$. Unda Mor doirasi σ o'qining musbat tomonida bo'ladi (6.18-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 $\tau_x = \tau_{\max}$ soʻf siljish hosil boʻladi.

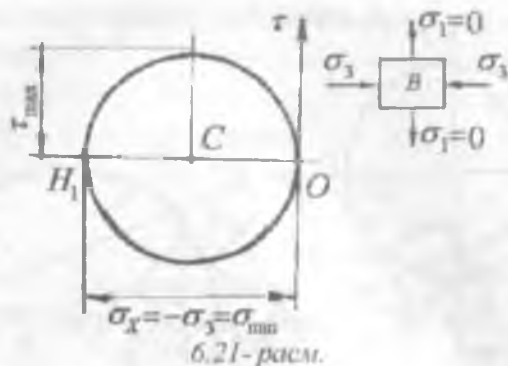


6.18-расм.

Bu holatda Mor doirasi $\tau_x = -\tau_y$ urinma kuchlanishlarning qiy-matlarida chiziladi. Mor doirasining markazi C nuqta koordinata boshi O nuqta bilan ustma-ust tushadi. (6.19-rasm). Balkadan ajratilgan B element neytral qatlam bilan eng chetki siqiladigan tola oraligʻida joy-lashsin. Bu nuqtadagi normal kuchlanish manfiy, urinma kuchlanish esa musbat ishorali (6.20-rasm).

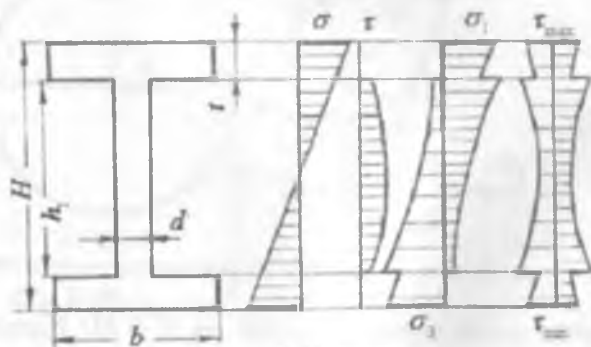


Mor doirasini qurish uchun $-\sigma = OK$ va $\tau_x = KD$ masofalardan foydalanamiz. ON masofa eng katta bosh normal kuchlanish σ_1 - ga teng. σ_1 bosh kuchlanish ta'sirida B element cho'ziladi ON masofa eng kichik bosh normal kuchlanish σ_3 - ga teng. $\sigma = \sigma_{\min}$ va $\tau_x = 0$ bo'lgan nuqta atrofida ajratilgan elementga ta'sir qilayotgan bosh normal kuchlanishlarni topamiz. Bu element siqiladigan tolalarda joylashganligi uchun normal kuchlanish manfiy ishorali. Shuning uchun Mor doirasi to'liq $\sigma\tau$ koordinata o'qining manfiy tomonida chiziladi (6.21-rasm).

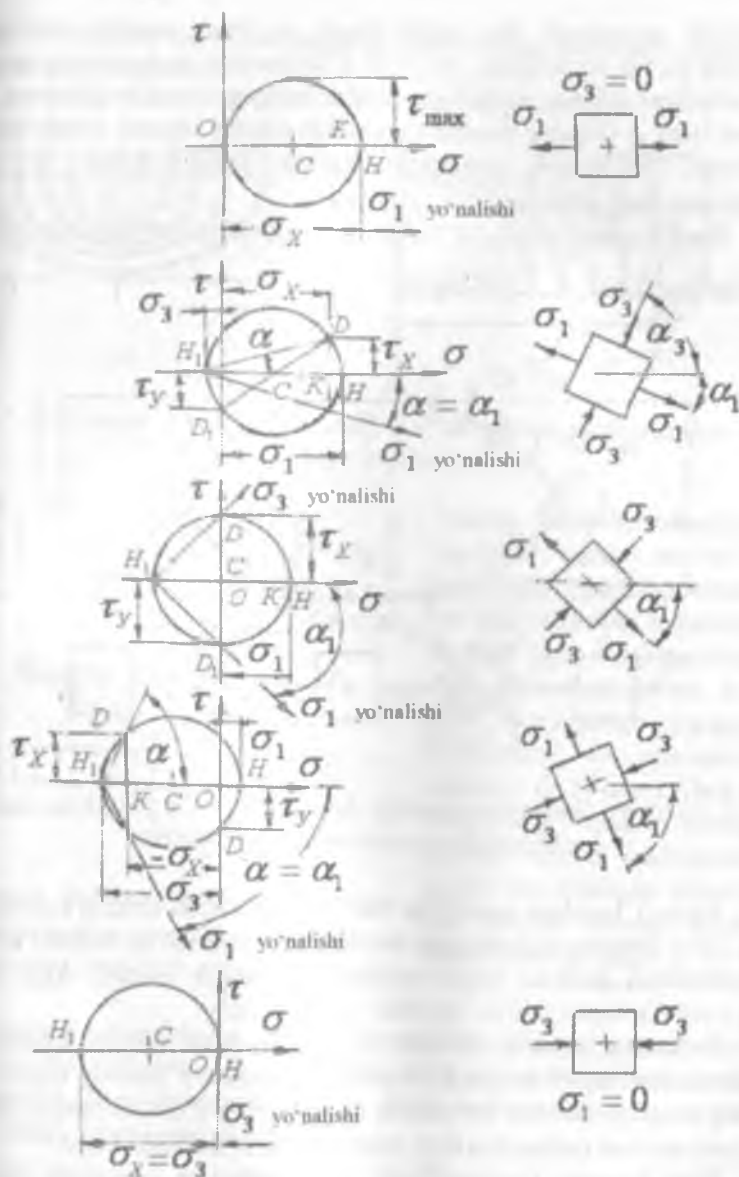


(6.19) formula asosida yoki Mor doirasi yordamida topilgan bosh kuchlanishlarni balka kesimining balandligi bo'ylab o'zgarish grafikasi quriladi (6.17 va 6.23-rasmlar). Agar balka kesimining eni uning balandligi bo'ylab o'zgarmas bo'lsa, bosh normal kuchlanishlarning epyurasi silliq o'zgaruvchi egri chiziqdan iborat bo'ladi.

Agar, balka kesimining eni uning balandligi bo'ylab o'zgaruvchan bo'lsa, masalan: qo'shtavr, shveller, burchaksimon.



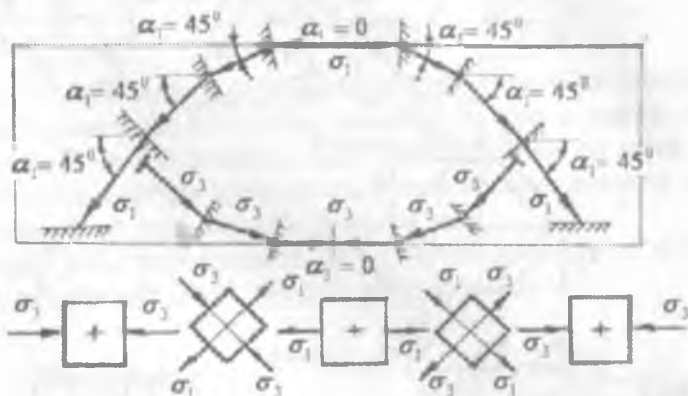
Element va kesim enining o'zgarish nuqtasida σ_1 va σ_3 epyuralarida sakrash bo'ladi. Yuqorida keltirilgan balkaning yuqori tolalari cho'zilishga, pastki tolalari esa siqilishga uchrayapti. Shuning uchun musbat ishorali normal kuchlanish va σ_1 bosh normal kuchlanish epyuralari I-I chiziqning (6.16 va 6.17-rasmlar) o'ng tomonida joylashadi. Agar, balka kesimining yuqori tolalari cho'zilsa, Mor doirasi σ o'qining musbat



6.23-rasm. Balka kesimining balandligi bo'yicha σ_1 bosh normal kuchlanish yo'nalishining o'zgarishi.

tomonida joylashadi. Bu nuqta faqat σ_1 bosh normal kuchlanishi ta'sirida bo'lib, bu nuqtada $\sigma_3 = 0$. Kuchlanishi tekshirayotgan nuqta cho'ziladigan toladan siqiladigan tolalar tomonga harakat qilaversa, Mor doirasi ham σ o'qning musbat tomonidan manfiy ishorali tomoniga o'ta boshlaydi. Bu holatda σ_1 bosh kuchlanish kamayib boradi, σ_3 bosh kuchlanish esa kattalashadi (6.23-rasin).

Bosh kuchlanishlarning yo'nalishi analitik usulda quyidagi formula bilan topiladi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2\tau_x}{\sigma_x} \quad (6.20)$$


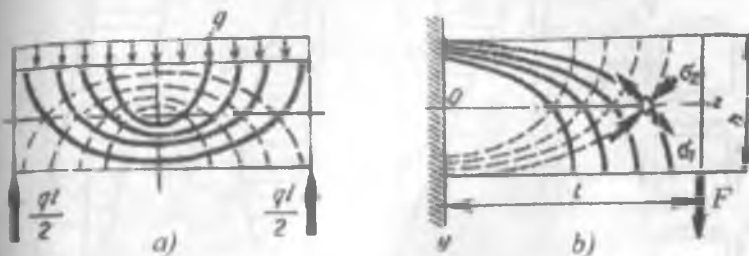
6.24-rasm. Balkaning uzunligi bo'ylab σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlar traektoriyasini o'zgarishi

Agar α burchak manfiy bo'lsa, eng katta bosh normal kuchlanishning (σ_1) abtissa o'qidan soat strekasi harakat yo'nalishi bo'ylab joylashtiriladi. Balkani yuqori tolalari cho'zilsa α manfiy. Agar balkaning yuqori tolalari siqilsa burchak α musbatdir.

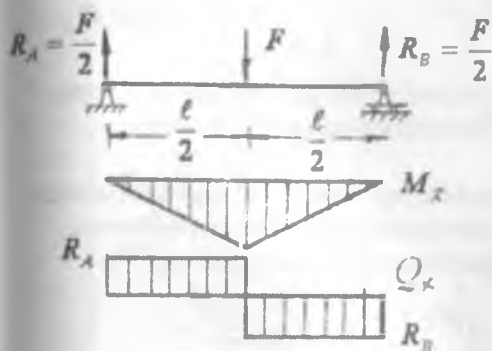
Balkaning uzunligi bo'ylab σ_1 va σ_3 bosh normal kuchlanishlarini traektoriyasini aniqlash mumkin (6.24-rasm). Buning uchun, balkaning uzunligi bo'ylab bir nechta nuqtalarning o'rinlari tanlab olinadi. Nuqtalar neytral qatlamdan turli masofalarda joylashishi kerak.

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 yechiladi (6.25-rasm).



6.25-rasm. Balkaning uzunligi bo'yicha bosh kuchlanishlar yo'nalishining traektoriyasi.

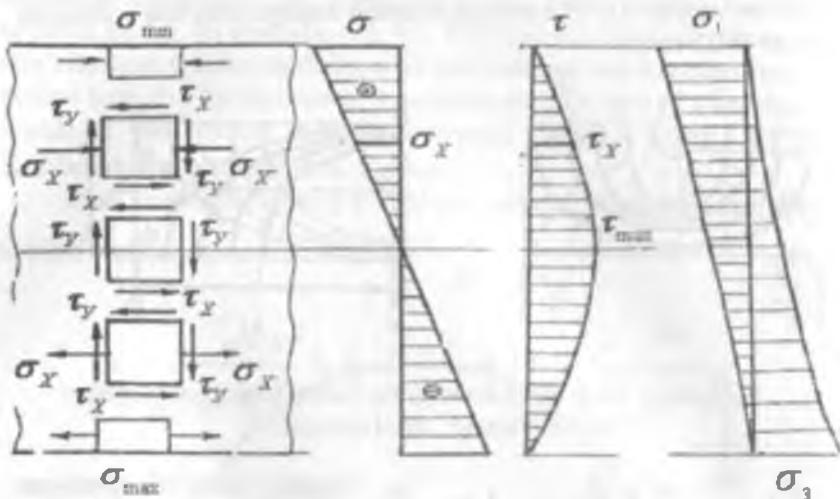


6.26-rasm. Berilgan balkani yuklanish sxemasi uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyurlari

Yuqori tolalari siqiladigan va pastki tolalari cho'zi-ladigan balkaning (6.26-rasm) xavfli kesimining balandligi bo'ylab bosh kuchlanishlar-niing qiymatlarini Mor doi-rasi yordamida topamiz (6.26-rasm) va epyurasini quramiz (6.27-asm). Balka-niing yuqori tolasida manfiy ishorali normal kuchlanish, pastki cho'ziladigan tolasida esa musbat ishorali kuch-lanish hosil bo'ladi.

Urinma kuchlanishning ishorasi ko'ndalang kuch Q - ning isho-rasiga mos ravishda topiladi. Balkaning o'ng tomonida urinma kuch-lanish manfiy, chap tomonida musbat. Bosh kuchlanishlarning yo'na-lishi 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.

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 yerda $\sigma_1 = 0$ va σ_1 va σ_3 bosh kuchlanishlarni hisobga

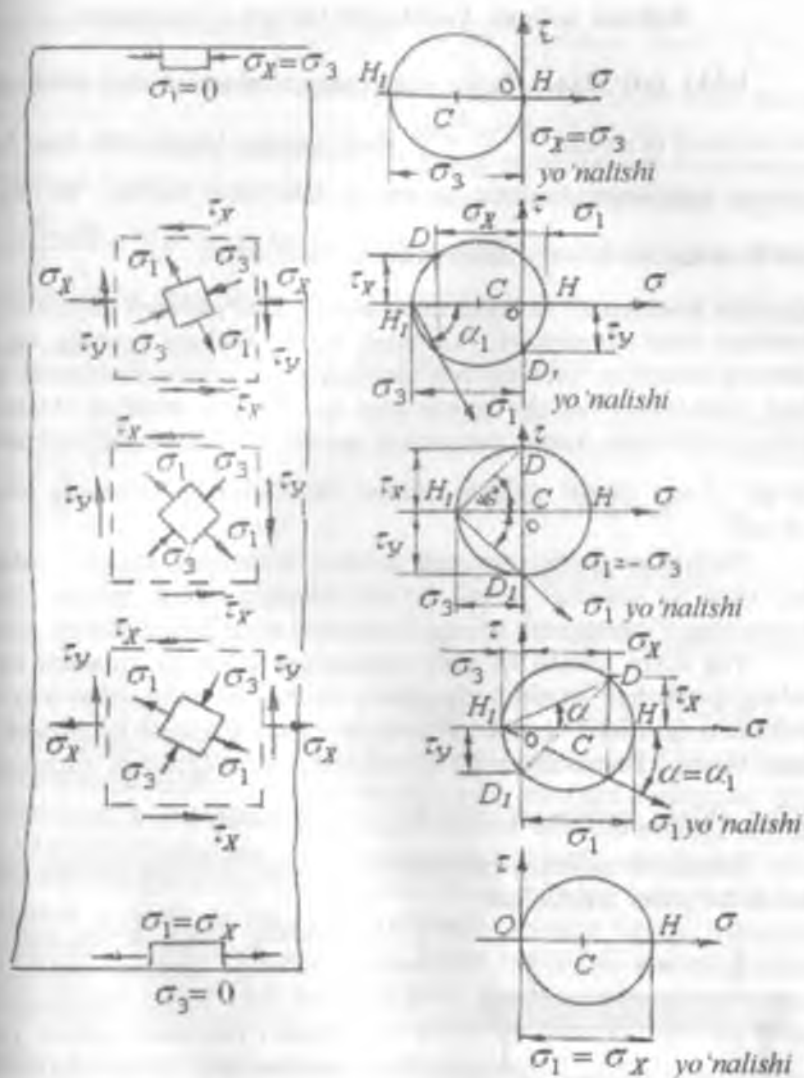
olsak: $\left[\frac{1-\mu}{2} \sigma_x + \frac{1+\mu}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \right] \leq [\sigma]$

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.

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 = 2[\sigma]^2 \quad \text{yoki} \quad \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$



6.28-rasm. Balka kesimining balandligi bo'yicha σ_1 bosh normal kuchlanish yo'nalishining o'zgarishi.

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 hisoblashda 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 qirqilishga qarshiligidan ancha kichik. Shuning uchun yog'och balkalarni egilishda neytral qatlamda bo'ylama sirpanish kuchlanishlari hosil bo'ladi. Sosna uchun bu yo'nalishda, ya'ni egilishda sirpanishga ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] = 20 \frac{\kappa G}{\text{sm}^2}$ belgilanadi.

Balkalarni egilishga hisoblashda quyidagi hollarda urinma kuchlanish bo'yicha tekshiriladi.

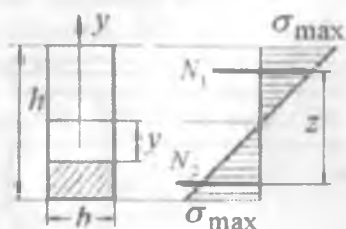


1. Ko'ndalang kuch ta'siri eguvchi moment ta'siriga nisbatan xavfli (kichik proetli yoki yuqori yuklanishda).
2. O'ta yuqori yuklanish tayanch yaqinida (masalan, yog'ochdan tayyorlangan temir yo'l ko'prigidagi ko'ndalang brus).

Bunday hollarda eng katta eguvchi moment ta'siridan hisoblangan kesim o'lchami egilishdagi bo'ylama sirpanish kuchlanishni ko'tarolmasligi mumkin. Bo'ylama siljituvchi kuchni bir birlik uzunlikka to'g'ri keladigan qiymati $\tau = \frac{Q \cdot S_x}{I_x}$ formula bilan topiladi. Agar,

balkani biror oraligida $Q = \text{const}$ bo'lsa, siljituvchi kuch $T = t_p \cdot a$ bo'ladi, agar Q kuch o'zgaruvchan bo'lsa $T = \frac{Q}{S_x} \int_{x_1}^{x_2} Q \cdot dx$ hosil bo'ladi.

X_1 va X_2 - oraliq 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 inersiya 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 $S = \frac{2R^3}{3}$ va $z = 0,6 \cdot d$

Tarkibiy balkalar. 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'mi uchun tayyorlangan teshik tarkibiy balka kesimini zaiflashtiradi, shuning uchun tarkibiy balkalarni hioblashda balka kesimining I_{netto} inersiya momenti quyidagicha aniqlanadi: $I_{\text{netto}} = I_{\text{brutto}} - I_T$

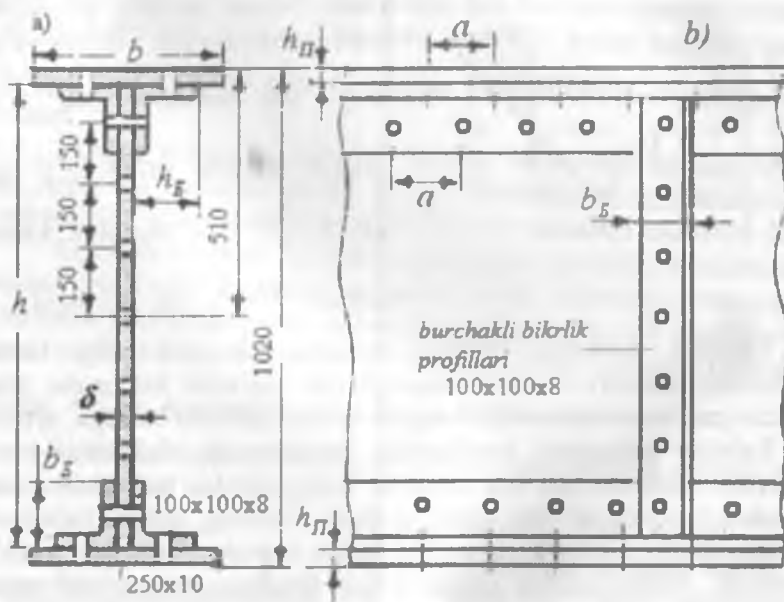
bu yerda I_{brutto} - balka zaiflashgan kesimining to'liq inersiya momenti.

I_T -parchin mix o'mi uchun tayyorlangan teshik kesimining inersiya momenti.

Parchin mixli biriktirilgan tarkibiy balka (6.29 -rasm) tarkibida vertikal devor to'rtta teng tomonli burchak, bitta yoki bir nechta gorizontal list bor. Kesimlardagi kuchlanishlarni tekshirish va burchak va balka devonini biriktiruvchi parchin mixlar qadamini aniqlaymiz. Tayanchlarga nisbatan simmetrik 540kN kuch bilan yuklangan tarkibiy balkani hisoblaymiz (6.30-rasm). Balka materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar: $[\sigma] = 1600 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$ va $[\tau] = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$.

Parchin mix uchun ruxsat etilgan kuchlanish:

$$[\sigma]_{\text{m}} = 2800 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \quad \text{va} \quad [\tau] = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$



6.29-rasm. Tarkibiy kesim.

Yuk osilgan kesimda $Q_{\text{max}} = 540\text{kN}$ va $M_{\text{max}} = 540 \cdot 1,65 = 891\text{kN} \cdot \text{m}$

Balka uchun talab etilgan karshilik momenti:

$$W = \frac{M_{\text{max}}}{[\sigma]} = \frac{8910000}{1600} = 5570\text{sm}^3$$



6.30-rasm. Balka

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:

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{\text{tirik}}}{h \cdot \delta} \leq [\tau] \text{ bu yerdan } \delta \geq \frac{3Q_{\text{tirik}}}{2[\tau]h} = \frac{3 \cdot 540000}{2 \cdot 1000 \cdot 100} = 0,81 \text{ sm}$$

$$\text{Unda } h = 1,2 \sqrt{\frac{W}{\delta}} = 1,2 \sqrt{\frac{5570}{0,8}} = 100 \text{ sm}$$

Biz $h = 102 \text{ sm}$ va $\delta = 0,8 \text{ sm}$ qabul qilamiz. Balka kesimining har bir tokchasida bittadan qalinligi 10 mm bo'lgan gorizontallik o'rnatiladi. Unda talab qilingan netto inersiya momenti:

$$I_{\text{netto}} = W \cdot \frac{h}{2} = 5570 \cdot 51 = 284000 \text{ mm}^4$$

Parchin mix o'ri uchun tayyorlangan teshiklar balka kesimini taxminan 15% ga zaiflashtiradi. Unda kerak bo'lgan brutto inersiya

$$\text{momenti: } I_{\text{brutto}} = \frac{284000}{0,85} = 334000 \text{ mm}^4$$

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 $A_s = 15,6 \text{ sm}^2$ inersiya momentlari $I_{x0} = 147 \text{ mm}^4$, $I_{x0} = 233 \text{ mm}^4$, $I_{y0} = 60,9 \text{ mm}^4$, $I_{x1} = 265 \text{ mm}^4$ og'irlik markazining koordinatasi $z_0 = 2,75 \text{ sm}$. Devor va burchak brutto inersiya momentlarini

$$\text{hisoblaymiz: } I_{\text{dev}} = \frac{\delta \cdot h^3}{12} = \frac{0,8 \cdot (100)^3}{12} = 66700 \text{ sm}^4$$

$$I_{YT} = 4 \left[I_{XS} + A_S \cdot y_S^2 \right] = 4 \cdot \left[147 + 15,6 \cdot (47,2)^2 \right] = 142400 \text{ sm}^4$$

bu yerda $y_S = \frac{h}{2} - z_0 = \frac{100}{2} - 2,75 = 47,25 \text{ sm}$

Gorizontal listlarning inersiya momenti

$$I_{JI} = I_{SPYITO} - I_{CT} - I_{YT} = 334000 - 66700 - 142400 = 124900 \text{ sm}^4$$

Qalinligi $h_n = 10 \text{ mm}$ bo'lgan har bir list kesimining eni- b - ni tokcha kesim yuzasini balkaning neytral o'qiga nisbatan inersiya momentidan foydalanib hisoblaymiz. Polka kesimining enini $b = 250 \text{ mm}$ qabul qilamiz.

$$I_{JI} = 2 \cdot \left[\frac{b \cdot h_n^3}{12} + b \cdot h_n \cdot (y_n)^2 \right] = 2 \cdot \left[\frac{25 \cdot 1^3}{12} + 25 \cdot 1 \cdot (50,5)^2 \right] = 127516 \text{ sm}^4$$

bu yerda $y_n = \frac{h}{2} + \frac{h_n}{2} = \frac{100}{2} + \frac{1}{2} = 50,5 \text{ sm}$

$$I_{brutto} = I_{JI} + I_{CT} + I_{YT} = 127516 + 66700 + 142400 = 336616 \text{ sm}^4$$

inersiya 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 tokehasi va vertikal devorlarini birlashtirish uchun ishlatiladi. Teng tomonli burchakni vertikal qismi balka devoriga birlashtirish qirrasini o'ynaydi. Kesimni zaiflashishi parchin mix o'ziga uchun tayyorlangan teshiklar hisobiga balka kesim yuzasini va uning inersiya momentini keskin kamayishi bilan belgilanadi. Inersiya momentini kamayishi balka kesimini I_{BRUTTO} - inersiya momentidan teshiklar kesim yuzalarini neytral o'qqa nisbatan inersiya momentini - I_{OTV} ayirmasiga teng.

$$I_{HETTO} = I_{BRUTTO} - I_{OTV} = 336616 - 46200 = 290416 \text{ sm}^4$$

bu yerda

$$I_{OTV} = 4d(h_n + t_s) \left[\left(\frac{h}{2} + h_n \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} + t_s \right) \right]^2 + 2d \cdot d \cdot (15^2 + 30^2 + 45^2) =$$

$$4 \cdot 2 \cdot 1,8 \cdot (50,1)^2 + 2 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 3150 = 46200 \text{ sm}^4$$

Bu yerda b_A, h_A, t_A - teng tomonli burchakning o'lchamlari

Ushbu inersiya 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:

$$W = \frac{I_{HETTO}}{h + \frac{h_n}{2}} = \frac{290416}{\frac{100}{2} + 1} = 5694 \text{ cm}^3$$

Balka xavfli nuqtasidagi eng katta kuchlanish

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W} = \frac{8190000}{5694} = 1564 < 1600 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

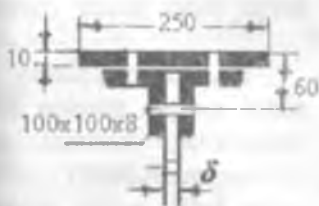
Balka kesimning devoridagi urinma kuchlanishni tekshiramiz. Buning uchun balka kesimining neytral o'qidan bir tomonda joylashgan yuzasining brutto statik momentini hisoblaymiz:

$$S_{OB} = b \cdot h_n \left(\frac{h + h_n}{2} \right) + 2 \cdot d_s \left(\frac{h}{2} - z_o \right) + \delta \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{h}{4} =$$

$$= 25 \cdot 1 \cdot 50,5 + 2 \cdot 15,6 \cdot 47,2 + 50 \cdot 0,8 \cdot 25 = 3735 \text{ cm}^3$$

Neytral qatlamdagi urinma kuchlanish

$$\tau_{max} = \frac{Q \cdot S_{OB}}{I_{BRUTTO} \cdot \delta} = \frac{540000 \cdot 3735}{336616 \cdot 0,8} = 745 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$



Parchin mixlar qadamini hisoblaymiz. Balkani egilishida gorizontallistlar va teng tomonli burchaklar devorga nisbatan harakatlanishiga ezilishga ishlovchi gorizontall (devordagi) parchin mixlar qarshilik ko'rsatadi. Balkani 1sm uzunligiga to'g'ri keluvchi kuch

Parchin mixni hisoblash sxemasi.

$$t_F = \frac{Q \cdot S}{I} \text{ formuladan topiladi.}$$

Parchin mix qadamini a - bilan belgilaymiz. Balkaning chetki oraliqlarida ko'ndalang kuch o'zgarmas bo'lganligi uchun, kesuvchi kuch gorizontall kesimda - tokchada teng taqsimlanadi. Bitta parchin mixdagi kesuvchi kuch $T = t_F \cdot a = 438,75 \text{ kg}$. Bu shart parchin mixni qirg'ilishiga va ezilishga qarshilik kuchidan ortib ketmasligi kerak. a -ni hisoblash uchun 2 ta shartdan foydalanamiz

$$1) T \leq 2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} [\tau] - \text{ikki qirg'imli parchin mixni qirg'ilishga}$$

$$2) T \leq d \cdot \delta \cdot [\sigma]_{KM} - \text{ezilishga}$$

$$\text{Birinchi shartdan } a \leq 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 2^2}{438,75 \cdot 4} \cdot 1000 = 14,31 \text{ sm}$$

$$\text{Ikkinchi shartdan } a \leq \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 2800}{438,75 \cdot 4} = 10,21 \text{ sm}$$

Gorizontal va vertikal parchin mixlar uchun $a = 100 \text{ mm}$ qabul qilamiz. Bosh kuchlanishlarni tekshirish balka devorini teng tomonli burchak bilan biriktirilgan kesimida bajariladi, chunki shu kesimda tokchadan devorga kesuvchi kuch uzatiladi.

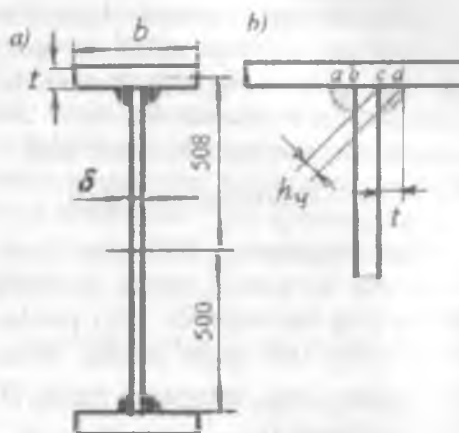
$$\text{Normal kuchlanish } \sigma = \frac{M \cdot y}{I_{\text{NETTO}}} = \frac{8910000 \cdot 45}{290416} = 1380 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$$

$$\text{Urinma kuchlanish } \tau = \frac{Q \cdot S}{I_{\text{BRUTTO}} \cdot \delta} = \frac{540000 \cdot 2925}{336616 \cdot 0,8} = 586 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$$

$S = 2735 + 0,8 \cdot 5 \cdot 47,5 = 2925 \text{ sm}^3$ - bosh kuchlanishlarni tekshirish nuqtasidan 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 katta-roq bo'lgan gorizontal list tayyorlanib, devor bilan ikkita burchakli chok yordamida payvandlanadi.



6.31-rasm

Payvand balkalarda kesimni tanlash parchin mixli balkalardagi kesimni zaiflashmagan. Rasmda ko'rsatilgan balka uchun payvand tarkibli kesim tanlansin. Balkani devori $1000 \times 8 \text{ mm}$ inersiya momenti

$$I_{CT} = 66700 \text{ sm}^4$$

Gorizontal listni qalinligini $h_n = 16 \text{ mm}$ qabul qilamiz, uning eni - b - ni topish uchun tokchani inersiya momentini hisoblaymiz:

$$I_{lp} = \frac{1}{2} (I_{\text{netto}} - I_{st}) = \frac{1}{2} (290416 - 66700) = 111858 \text{ sm}^4$$

Polka kesim yuzasini neytral o'qqa nisbatan inersiya momenti formulasidan (o'zining markaziy o'qiga nisbatan inersiya 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 inersiya 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 $W = \frac{I}{\frac{h}{2} + h_n} = \frac{289634}{51,6} = 5613 \text{ sm}^3$

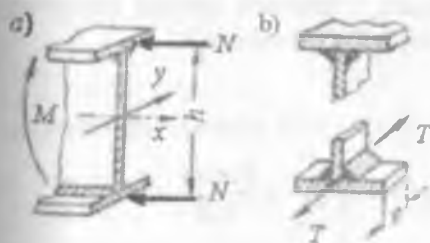
$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{8190000}{5613} = 1587 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

Chok kalinligini 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 $t_r = \frac{Q \cdot S_I}{I}$. Tokcha kesim yuzasining statik momenti

$$S_n = b \cdot h_n \cdot \left(\frac{h + h_n}{2} \right) = 27 \cdot 1,6 \cdot \left(\frac{100 + 1,6}{2} \right) = 2195 \text{ sm}^3$$

$$t_r = \frac{54000 \cdot 2195}{289634} = 409 \frac{\text{kg}}{\text{sm}}$$

Bu kuch chokni *ab, cd* yuzalarida ta'sir etadi.



6.32-rasm. Payvand birikmali kesimlar.

Burchakli choklar uchun hisoblashda $h = 0,7 \cdot l$ o'lcham ishlatiladi. Shuning uchun chokni qalinligi h -ni $t_r = 1,4 \cdot h \cdot [\tau]$ tenglikdan topamiz:

$$h_{\text{ch}} = \frac{409}{1,4 \cdot 800} = 0,365 \text{ sm}$$

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 $\tau = \frac{t_r}{\delta} = \frac{409}{0,8} = 511 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

Bosh kuchlanish

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{1538}{2} + \sqrt{\left(\frac{1538}{2}\right)^2 + (511)^2} = 1692 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

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 yelkasi h -ga teng bo'lgan (80-85%) juft kuchlar N tarzda ta'sir qiladi deb taxmin qilinadi (6.32-rasm). Demak,

$N = \frac{0,8 \cdot M}{h}$. 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 tokchani 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 inersiya momentini hisoblaymiz:

$$I = 2 \cdot b \cdot h_n \cdot \left(\frac{h + h_n}{2} \right)^2 + \frac{b \cdot h^3}{12} = 2 \cdot 27 \cdot 1,8 \cdot (50,9)^2 + 66667 = 318494 \text{ sm}^4$$

Balka kesimining qarshilik momenti $W = \frac{I}{\frac{h}{2} + h_n} = \frac{318494}{518} = 6148 \text{ sm}^3$

$$\text{Kuchlanish } \sigma = \frac{8910000}{6148} = 1450 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

Tokcha kesim yuzasining statik momenti

$$S_n = 27 \cdot 1,8 \cdot \left(\frac{100 + 1,8}{2} \right)^2 = 2473 \text{ sm}^3 \quad \text{urinma kuch}$$

$$t_r = \frac{54000 \cdot 2473}{318494} = 419 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

Chokni qalinligi $h_q = \frac{419}{1,4 \cdot 800} = 0,374 \text{ sm}$

Normal kuchlanish $\sigma = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{8910000 \cdot 50}{318494} = 1400 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$

Urinma kuchlanish $\tau = \frac{t_x}{\delta} = \frac{419}{0,8} = 524 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$

Bosh kuchlanish

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma}{2}\right)^2 + \tau^2} = \frac{1400}{2} + \sqrt{\left(\frac{1400}{2}\right)^2 + (524)^2} = 1574 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$$

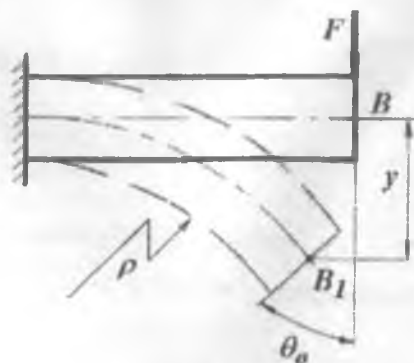
VII BOB. EGILISHDA BALKALARNING KO'CHISHINI ANIQLASH

Muhandislik 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 yetarli bo'lgan balkalar birligi yetarli darajada bo'lmisligi tufayli foydalanishga yaroqsiz bo'lishi mumkin. Masalan, to'rtinchi yopuvchi plitalarni ko'taradigan balkalar, ko'priklarni 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 birligini tekshirish uchun uning o'qida yotuvchi ayrim nuqtalarning ko'chishlarini topishni o'rganish lozim.

7.1. Salqiliq va kesimning aylanish burchagi

Balkani biror inersiya o'qi tekisligida tashqi kuch bilan yuklansa, uning o'qi shu inersiya 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 bo'lganligi uchun, bu qochish ikkinchi tartibli kichik miqdor bo'lligi uchun u e'tiborga olinmaydi.

Egillishgacha 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 absissaning funksiyasidir. Balkaning har bir kesimi uchun y bilan θ orasida matematik bog'lanish bor:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{dy}{dx}$$

Burchak θ ni juda kichik miqdor ekanligini hisobga olsak,

$$\operatorname{tg} \theta = \theta \quad \text{yoki} \quad \theta = \frac{dy}{dx} \quad (7.1)$$

Demak, balka har bir kesimining aylanish burchagi θ shu kesimdagi salqilik y dan abtsissa bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng ekan.

Balka bikrligini tekshirish uchun eng katta salqilik $y_{\max} = f$ balka prolyotining qandaydir ulushidan oshib ketmaganligini aniqlashdan iboratdir $f = \frac{l}{300 \dots 1000}$. Mas'uliyatli inshootlar, masalan, temir yo'l

ko'priklari uchun $f = \frac{l}{1000}$ olinadi. Bundan ko'rinib turibdiki,

egilishda salqilik balka prolyotiga nisbatan juda kichik bo'ladi.

Egilishda ko'chishni aniqlashni ikkita maqsadi bor:

1) yuklanish ta'sirida balkaning elastik deformatsiyasini naqadar kichik bo'lishini ta'minlash;

2) statik noaniq masalalarni, masalan, uzluksiz balkalar va statik noaniq ramalarni yechish.

Salqilik va kesimni aylanish burchagini tahliliy va tajriba usullari bilan aniqlash mumkin. Tahliliy usullar quyidagilardan iborat:

1) balka egilgan o'qining taqribiy tenglamasini uzluksiz integrlash 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 γ ni abtsissa funksiyasi 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 inersiya momenti orasidagi bog'lanish va ikkinchidan, egrilik radiusi ρ bilan uning x va y koordinatalari orasidagi bog'lanishdir, ya'ni

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}; \quad (7.2)$$

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}} \quad (7.3)$$

unda

$$\frac{M}{EI} = \pm \frac{\frac{d^2y}{dx^2}}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}} \quad (7.4)$$

(7.4) formula balka egilgan o'qining differentsial tenglamasi. Amaliyotda burchak $\theta = \frac{dy}{dx}$ kichik miqdordir, 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

$$\pm \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M}{EI} \text{ yoki } EI \frac{d^2y}{dx^2} = \pm M \quad (7.5)$$

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 integrali: $EI \frac{dy}{dx} = \int M dx + C$ va ikkinchi tartib-
li integrali: $EI \cdot y = \int dx \int M dx + CX + D$ ko'rinishda bo'ladi.

Unda kesimni aylanish burchagi $\theta = \frac{1}{EI} [\int M dx + C]$

va salqilik tenglamasini hosil qilamiz. $y = \frac{1}{EI} [\int dx \int M dx + CX + D]$ (7.6)

bu yerda S va D - integrallash doimiyligi.



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 C va D ni topish uchun balka uchlarining tayanch shartlaridan foydalaniladi. Agar, $x=0$ bo'lsa, (a) tenglamadan

$$\theta = \theta_0 = \theta_0 = \frac{C}{EI} \quad \text{yoki} \quad C = \theta_0 EI \quad \text{(v)}$$

Demak, integrallash doimiysi S balka boshlang'ich kesimining aylanish burchagi θ_0 ni balkaning bikrligi EI ga ko'paytmasiga teng ekan.

(a) tenglamadan θ_0 burchak noma'lum bo'lganligi uchun C ham

nomalumlilgicha qoladi (b) tenglamadan $y = y_0 = y_0 = \frac{D}{EI}$ va

$$D = y_0 EI \quad \text{(g)}$$

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 (a) tenglamadan $\theta = \theta_K = 0$ va (b) tenglamadan $y = y_B = 0$ hosil bo'ladi. Unda (a) tenglamadan $C = \frac{Fl^2}{2}$ ifodani (b) tenglamaga keltirib

qo'yamiz va $D = \frac{Fl^3}{6} - \frac{Fl^2}{2} \cdot l = -\frac{Fl^3}{3}$ ifodani hosil qilamiz.

C va D integrallash doimiylarini (a) va (b) tenglamalarga keltirib

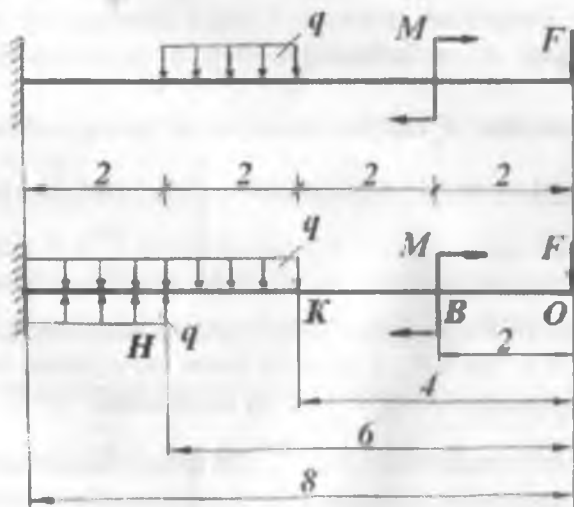
$$\text{qo'ysak:} \quad \theta = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} + F \frac{l^2}{2} \right] \quad \text{va} \quad y = \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} + F \frac{l^2}{2} x - \frac{Fl^3}{3} \right]$$

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 y - larni aniqlashda, taqribiy differensial tenglamani tadbqiq etish foydali bo'lavermaydi. Chunki, n - ta oraliqdan iborat balkani deformatsiyasini aniqlash uchun n - ta taqribiy differensial 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 cgilgan o'qning differensial tenglamasini tadbqiq etish va undagi doimiy'larni aniqlash ancha murakkab va noqulaydir.

Agar, balkani deformatsiyasiga ta'sir qilmagan holda uning sxemasini o'zgartirishda va elastik cgilgan o'qning differensial tenglamasini integrallashda ayrim cheklanishlarni qabul qilsak, differensial tenglamalardagi $2n$ - ta noma'lumni 2-taga qadar kamaytirish mumkin.



7.2-rasm. Universal formulani hosil qilish sxemasi.

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 qaramaqarshi yo'nalgan taqsimlangan kuch intensivligi bilan to'ldiramiz.

4) Juft kuch momentini MX^0 - ko'rinishda yozamiz;

5) Differensial tenglamani integrallashda - qavslarni ochmaymiz.

Integrallashni quyidagicha bajaramiz:
$$\int (x-a)^n dx = \frac{(x-a)^{n+1}}{n+1}$$

Balkani har bir oraliqlari uchun e'gillan o'qning differensial tenglamasini tuzamiz va integrallaymiz:

OB - qirqim. $0 \leq x_1 \leq 2.M$

$$EI \cdot y_1'' = -Fx_1; \quad ; \quad EI \cdot y_1' = -F \frac{x_1^2}{2} + C_1 \quad EI \cdot y_1 = -F \frac{x_1^3}{6} + C_1 x_1 + D_1$$

OK - qirqim. $2 \leq x_2 \leq 4.M$

$$EI \cdot y_2'' = -Fx_2 - M(x_2 - 2)^0;$$

$$EI \cdot y_2' = -F \frac{x_2^2}{2} - M(x_2 - 2) + C_2$$

$$EI \cdot y_2 = -F \frac{x_2^3}{6} - M \frac{(x_2 - 2)^2}{2} + C_2 x_2 + D_2$$

OH - qirqim. $4 \leq x_3 \leq 6.M$

$$EI \cdot y_3'' = -Fx_3 - M(x_3 - 2)^0 - q \frac{(x_3 - 4)^2}{2}$$

$$EI \cdot y_3' = -F \frac{x_3^2}{2} - M(x_3 - 2) - q \frac{(x_3 - 4)^3}{6} + C_3$$

$$EI \cdot y_3 = -F \frac{x_3^3}{6} - M \frac{(x_3 - 2)^2}{2} - q \frac{(x_3 - 4)^4}{24} + C_3 x_3 + D_3$$

OJ - qirqim. $6 \leq x_4 \leq 8.M$

$$EI \cdot y_4'' = -Fx_4 - M(x_4 - 2)^0 - q \frac{(x_4 - 4)^2}{2} + q \frac{(x_4 - 6)^2}{2}$$

$$EI \cdot y_4' = -F \frac{x_4^2}{2} - M(x_4 - 2) - q \frac{(x_4 - 4)^3}{6} + q \frac{(x_4 - 6)^3}{6} + C_4$$

$$EI \cdot y_4 = -F \frac{x_4^3}{6} - M \frac{(x_4 - 2)^2}{2} - q \frac{(x_4 - 4)^4}{24} + q \frac{(x_4 - 6)^4}{24} + C_4 x_4 + D_4$$

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 oraliqga o'tish kesimidagi aylanish burchaklari va salqiliklari teng: $-F\frac{4}{2} + C_1 = -F\frac{4}{2} + C_2$ va

$$-F\frac{8}{6} + C_1 \cdot 2 + D_1 = -F\frac{8}{6} + C_2 \cdot 2 + D_2$$

Shuning uchun $C_1 = C_2$ va $D_1 = D_2$ shu usul bilan $x_2 = 4m$ x_3 nuqtada $y_1 = y_2$ va $y_2 = y_3$ tengliklar asosida $C_3 = C_2$ va $D_3 = D_2$ lar; $x_3 = 6m$ $x_4 = 6m$ nuqtada $y_3 = y_4$ va $y_3 = y_4$ Shuning uchun $C_3 = C_4$ va $D_3 = D_4$ tengliklar hosil qilinadi.

Demak, $C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = CS$ 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 differensial 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 y_0 orqali ifodalash mumkin. Barcha integrallash doimiyliklari tengligidan foydalanib balkaning oxirgi oraliqlari uchun differensial tenglamani quyidagicha ko'rinishda yozamiz:

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[-F\frac{x^2}{2} - M(x-2) - q\frac{(x-4)^3}{6} + q\frac{(x-6)^3}{6} \right] \quad (7.7)$$

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI} \left[-F\frac{x^3}{6} - M\frac{(x-2)^2}{2} - q\frac{(x-4)^4}{24} + q\frac{(x-6)^4}{24} \right] \quad (7.8)$$

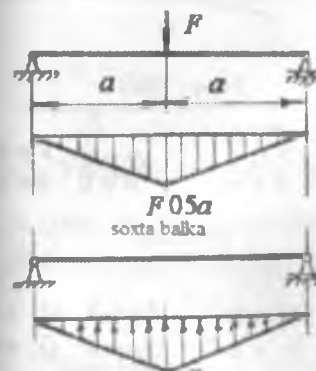
Hosil bo'lgan tenglamalar (7.7) va (7.8) universal formulalar deyiladi. Formulaning universalligi, uning balkani uzunligi bo'ylab barcha oraliqlarini hisobga olishida. Balkani qaysi oraliqning deformatsiyasini o'rganish kerak bo'lsa, universal formulada - shu oraliqdagi kuchlar qoldiriladi, boshqa kuchlar esa tashlab yuboriladi. Balkaning barcha oraliqlari uchun θ_0 va y_0 lar umumiydir.

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 yerda 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 kintamiz. Soxta balka haqiqiy balkadan farq qiladi va u soxta kuch intensivligi q , 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 differensial bog'lanishni haqiqiy balkadagi M va q orasidagi bog'lanish asosida yozamiz:

$$\frac{d^2 M_f}{dx^2} = q_f \quad (7.10)$$

$M = q_f$ 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, ixtiyoriy o'zgarmas chap va o'ng tomon integrallash doimiyliklarini o'zaro tenglashtirsak, quyidagini hosil qilamiz:

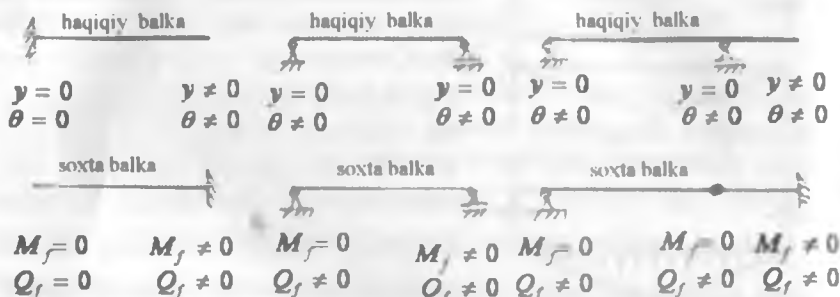
$$\frac{d(EI \cdot y)}{dx} = EI \theta = \frac{dM_f}{dx} \quad \text{va} \quad EI \cdot y = M_f$$

Berilgan tashqi kuch ta'sirida haqiqiy balkani ixtiyoriy kesimining aylanish burchagi - θ , soxta balkani shu kesimidagi ko'ndalang kuchning haqiqiy balkani bikrligiga bo'linmasiga teng: $\theta = \frac{Q_f}{EI}$ (7.12)

Berilgan tashqi kuch ta'sirida haqiqiy balkaning ixtiyoriy nuqtasining salqiligi - y , soxta balkaning shu nuqtasidagi eguvchi moment M_f - ning haqiqiy balkaning bikrligi bo'linmasiga teng:

$$y = \frac{M_f}{EI} \quad (7.13)$$

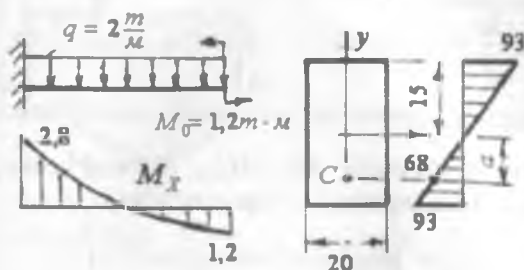
Haqiqiy balkani tanlangan kesimining aylanish burchagi va salqiligi aniqlash uchun soxta balkani shu kesimidagi soxta ko'ndalang kuch va soxta eguvchi momentini aniqlash kerak ekan. Soxta balkani tanlash shartlari 7.4-rasmda ko'rsatilgan.



Savollar

1. Sof egilish deb nimaga aytiladi?
2. Sof egilishga misollar keltiring.
3. Neytral qatlam deb qanday materialga aytiladi?
4. Egilishda normal kuchlanish formulasini yozing.
5. Egilishda normal kuchlanish balka kesimini yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?
6. Egilishda urinma kuchlanish formulasini yozing.
7. Egilishda urinma kuchlanish balka kesimini yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?
8. Egilishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart formulasini yozing.
9. Egilishda urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart formulasini yozing.
10. Teng qarshilik ko'natuvchi 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 differensial tenglamasini yozing

14. Universal formulani yozing.



7.5-rasm.

Misol-1.

Berilgan balka uchun eguvchi moment epyurasi qurilsin; xavfli kesimdagi eng katta normal kuchlanish va shu kesimdagi C nuqtaning kuchlanishi topilsin

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'qi-ga nisbatan qarshilik momentini topamiz:

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{0,2(0,5)^2}{6} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

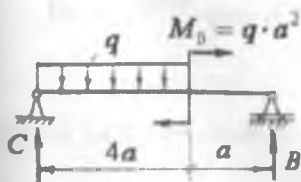
Eng katta eguvchi moment balkaning tayanch kesimida hosil bo'ladi:

$$M_{\max} = 28 \text{ kNm} \quad \text{va} \quad \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{28}{3 \cdot 10^{-3}} = 9,3 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

C nuqta balka kesimining x o'qidan $y-a = \frac{h}{2} - 4 = 0,1 \text{ m}$ masofada joylashgan.

$$\sigma_c = \frac{-M_{\max}}{I_x} \cdot 0,11 = \frac{28 \cdot 0,11}{4,5 \cdot 10^{-4}} = -0,684 \cdot 10^4 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

$$\text{bu yerda} \quad I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,2(0,3)^3}{12} = 4,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^4$$



7.6-rasm.

Yechish: Reaksiya kuchlarini topamiz:

Misol-2. Uzunligi $l=3 \text{ m}$ bo'lgan, kesimi to'g'ri burchakli balka 7.6-rasmida ko'rsatilgandek yuklangan. O'lchamlari $h = 0,2 \text{ m}$; $b = 0,12 \text{ m}$ bo'lgan balkani xavfli kesimdagi eng katta normal kuchlanish $\sigma_{\max} = 1,21 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ -dan foydalanib, taqsimlangan kuch intensivligi - q topilsin.

$$\Sigma M_c = q \cdot 4a \cdot \frac{4a}{2} + M_0 - B \cdot 5a = 0; \quad B = \frac{9}{5} q \cdot a$$

$$\Sigma M_B = C \cdot 5a - q \cdot 4a \left(\frac{4a}{2} + a \right) + M = 0; \quad C = \frac{11}{5} q \cdot a$$

M_x va Q tenglamalarini tuzamiz: $M_x = c \cdot x - q \frac{x^2}{2}$ va $Q = c - qx$

Balkani $Q = 0$ bo'lgan nuqtasida $M_x = M_{\max}$. Shuning uchun, $Q = 0$ nuqtaning koordinatasi x -ni topamiz. $C - qx = 0$ yoki

$$x = \frac{c}{q} = \frac{11 \cdot q \cdot a}{5q} = \frac{11a}{5}, \quad \text{unda } M_{\max} = C \cdot \frac{11a}{5} - q \frac{\left(\frac{11}{5} a \right)^2}{2} = 2,42qa^2$$

Balka xavfli kesimining mustahkamlik shartini yozamiz:

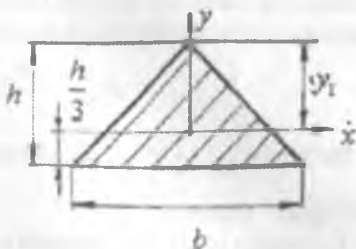
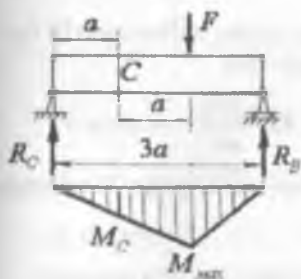
$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{2,42qa^2}{\frac{bh^3}{6}} = 1,21 \frac{\kappa N}{m^2}$$

$$\text{Bu yerdan } q = \frac{1,21 \cdot b \cdot h^3}{2,42 \cdot 6 \cdot a^2} = \frac{1,21 \cdot 0,12 \cdot (0,21)^2}{2,42 \cdot 6 \cdot 1} = 4 \cdot 10^{-4} \frac{\kappa N}{m}$$

Misol -3. G' kuch ta'siridan balka kesimining S nuqtasida hosil bo'lgan normal kuchlanish $\sigma_c = 3 \frac{\kappa N}{m^2}$. 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

$$M_c = \sigma_c \cdot \frac{I_x}{y} = \sigma_c \cdot \frac{bh^3 \cdot 3}{12 \cdot h} = 0,75bh^2$$



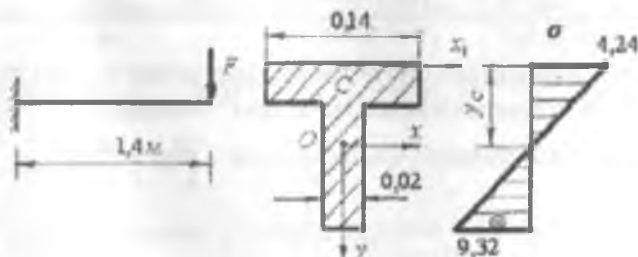
7.7-rasm. Berilgan balka va uning kesimi

Eguvchi moment epyurasidan va mustahkamlik shartidan kelib chiqqan M_x momentlarini solishtirsak, $F = \frac{2,25bh^2}{a}$ ni hosil qilamiz.

Unda $M_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{2,25bh^2}{a} \cdot a = 1,5bh^2$. Balkaning xavfli kesimidagi eng katta normal kuchlanish

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_1}{I_x} = \frac{1,5bh^2}{bh^3} \cdot \frac{2}{3}h = \frac{1,5 \cdot 2}{1} \frac{\kappa N}{m^2} = 12 \frac{\kappa N}{m^2}$$

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 tola-

lardagi eng katta choʻzuvchi kuchlanish boʻyicha balkani xavfli holatidagi materialining mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_0}{I_x} = 4,24 \frac{\kappa N}{m^2}$$

Bu yerda $y_0 = \frac{\sum Sx}{\sum A}$ – balka kesimining neytral oʻqidan C nuqtaga cha boʻlgan masofa;

I_x – balka kesimning neytral oʻqqa nisbatan inersiya momenti

S_{x1} – balka kesimining x_1 oʻqiga 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: $\frac{1,4Fy_0}{I_x} = 4,24 \frac{\kappa N}{m^2}$ 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:

$$M_{\max} = 82,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1,4 = 115,5 \cdot 10^{-5} \kappa N \cdot m$$

$$\sigma_x = \frac{115,5 \cdot y_0 \cdot 10^{-5}}{1,3623 \cdot 10^{-5}} = - \frac{115,5 \cdot 10^{-5} (0,16 - 0,05)}{1,3623 \cdot 10^{-5}} = 9,32 \frac{\kappa N}{m^2}$$

Misol-5. Yogʻochdan tayyorlangan balka uchun $h = 1,5b$ nisbatdan foydalanib toʻgʻri burchakli kesim tanlansin (7.9-rasm).

Berilgan: $a = 0,25m$; $q = 10 \frac{\kappa N}{m}$; $F = 10qa = 25\kappa N$

$$[\sigma] = 10 \frac{\kappa N}{m^2}; \quad [\tau] = 0,12 \frac{\kappa N}{m^2}$$

Yechish: Bir tomoni qistirib mahkamlangan balkaning xavfli kesimidagi eguvchi moment va koʻndalang kuchini topamiz.

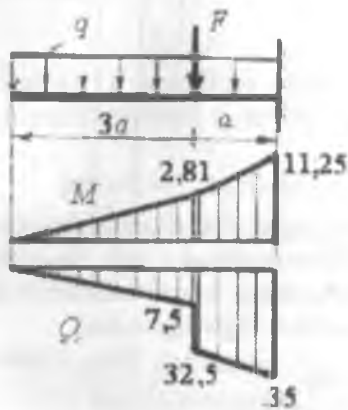
I-qirgim $0 \leq x_1 \leq 0,75m$

$$Mx_1 = -q \frac{x_1^2}{2} \quad \text{va} \quad Q_1 = -qx_1$$

II-qirgim $0,75 \leq x_2 \leq 1m$

$$I\delta_2 = -q \frac{x_2^2}{2} - F(x_2 - 0,75)$$

$$Q_2 = -qx_2 - F$$



7.9-rasm

Balkaning xavfli kesimi tayanch nuqtasida ekan: $M_{\max} = -11,25 \text{ kNm}$ va $Q_{\max} = -35 \text{ kN}$. Xavfli kesim uchun normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik shartlar: $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$ va $\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_x}{I_x \cdot b} \leq [\tau]$.

Bu yerda $W_x = \frac{bh^2}{6}$ 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 momenti

(m^3), $I_x = \frac{bh^3}{12}$ kesimni x - o'qiga nisbatan inersiya momenti. Kesimning

o'lchamlarini normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik

shartidan foydalanib topamiz. $\frac{M_{\max}}{hb^2} = [\sigma]$ yoki $h = 1,5b$ ni hisobga olsak:

$$b = \sqrt{\frac{\sigma \cdot M_{\max}}{1,5[\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 11,25}{1,5 \cdot 10^7}} = 0,165 \text{ m}, \quad h = 1,5 \cdot b = 1,5 \cdot 0,165 = 0,2475 \text{ m}$$

Kesimning o'lchamlarini urinma kuchlanishga bog'lab aniqlaymiz:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot \frac{bh^2}{2}}{\frac{bh^3}{12} \cdot b} \leq [\tau] \quad h = 1,5b \quad \text{nisbatni hisobga olsak:}$$

$$b = \sqrt{\frac{Q_{\max}}{[\tau]}} \approx 0,17m \quad \text{va} \quad h = 1,5 \cdot b = 1,5 \cdot 0,17 = 0,255m; \quad \text{o'lchamlarni qabul qilamiz}$$

Misol-6. II – shaklli profilning (7.10-rasm) devorlar balandligi bo'ylab normal σ va urinma τ kuchlanishlarning tarqalish qonuniyatini grafikasini quring.

Berilgan: $Q_{\max} = 120kN$; $M_{\max} = 50kNm$

Yechish: Kesimning neytral o'qining holatini aniqlaymiz. Neytral o'q kesimning og'irlik markazidan o'tadi. Shuning uchun Π – shaklli kesimni og'irlik markazining koordinatalarini aniqlaymiz. Kesim Z o'qiga nisbatan simmetrik bo'lganligi uchun

$$y_c = 0. \quad \text{Unda} \quad Z_c = \frac{\sum S_y}{\sum A} = \frac{11,04 \cdot 10^{-4}}{9,6 \cdot 10^{-3}} = 0,115m$$

$\sum S_y$ - kesimning Y_1 o'qiga nisbatan statik momenti, m^3

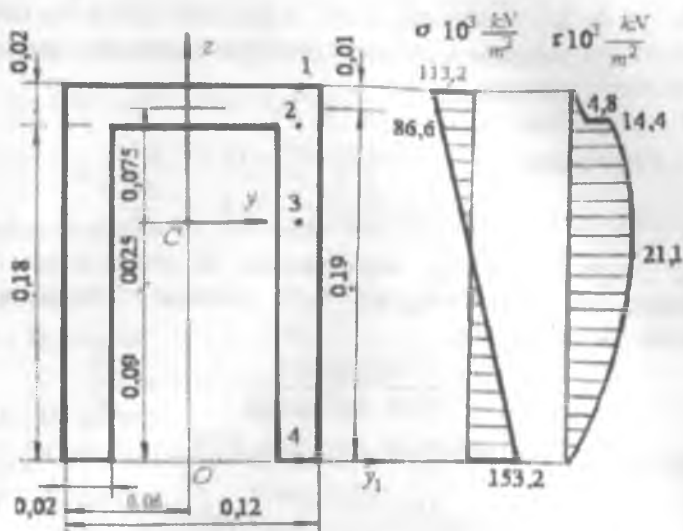
$\sum A$ - shaklning kesim yuzasi, m^2

$$\sum S_y = 0,02 \cdot 0,12 \cdot 0,19 + 2 \cdot 0,18 \cdot 0,02 \cdot 0,09 = 11,04 \cdot 10^{-4} m^3$$

$$\sum A = 2 \cdot 0,02 \cdot 0,18 + 0,02 \cdot 0,12 = 9,6 \cdot 10^{-3} m^2$$

Parallel o'qlarga nisbatan inersiya momentlari formulasidan foydalanib kesimning y - o'qiga nisbatan inersiya momentini topamiz.

$$I_y = 2 \left[\frac{0,02 \cdot [0,18]^3}{12} + (0,025)^2 \cdot 0,02 \cdot 0,18 \right] + \frac{0,12(0,02)^3}{12} + 0,75^2 \cdot 0,02 \cdot 0,12 = 37,52 \cdot 10^{-6} m^4$$



7.10-rasm. P-shaklli profil kesimining balandligi bo'yicha normal va urinma kuchlanishlarning epyurlari.

$\sigma = \frac{M_{\max} \cdot Z}{I_y}$ - formuladan foydalanib kesimning balandligi bo'ylab

normal kuchlanishning o'zgarishini topamiz. bu yerda Z – kuchlanish tekshirilayotgan nuqtadan kesimning neytral o'qigacha bo'lgan masofa, m

1. nuqta ($Z_1 = 0,085m$); $\sigma^I = \frac{-50 \cdot 0,085}{37,52 \cdot 10^{-6}} = -113,273 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$

2. nuqta ($Z_2 = 0,065m$) $\sigma^{II} = \frac{-50 \cdot 0,065}{37,52 \cdot 10^{-6}} = -86,62 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$

3. nuqta ($Z_3 = 0$) ($\sigma^{III} = 0$)

4. nuqta ($Z_4 = 0,115m$) $\sigma^{IV} = \frac{50 \cdot 0,115}{37,52 \cdot 10^{-6}} = -153,25 \cdot 10^3 \frac{\kappa N}{m^2}$

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 o'zgarishini aniqlaymiz: $\tau = \frac{Q_{\max} \cdot S_y}{I_y b(d)}$

bu yerda S_y – kesimning chetki nuqtasidan pastda va kuchlanish tekshiriladigan nuqtadan yuqorida joylashgan yuzasining neytral o'qqa nisbatan statik momenti.

1. nuqta uchun $S_1 = 0$ va $\tau_1 = 0$

2. nuqta uchun $S_2 = 0,02 \cdot 0,12 \cdot 0,075 = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$

$$\tau_2 = \frac{120 \cdot 1,8 \cdot 10^{-4}}{37,52 \cdot 10^{-4} \cdot 0,12} = 4,8 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

2. nuqta kesimning supachasidan devoriga o'tish qismida joylashgani uchun kesimning eni 0,12 metrdan 0,02 metrga qadar kamayadi. Shuning uchun

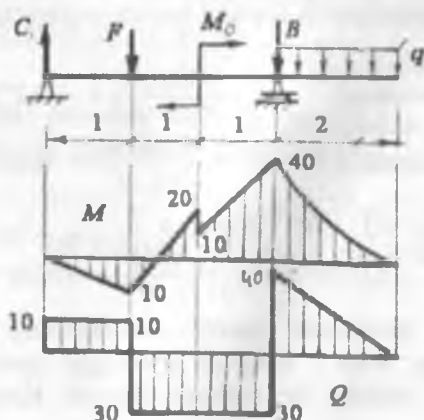
$$\tau_2^1 = \frac{120 \cdot 1,8 \cdot 10^{-4}}{37,52 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 0,02} = 14,4 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

3. nuqta uchun $S_3 = 1,18 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 0,02 \cdot 0,065 \cdot \frac{0,065}{2} = 26,45 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$

$$\tau_3 = \frac{120 \cdot 26,45 \cdot 10^{-4}}{37,52 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 0,02} = 21,15 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

4. nuqta uchun $S_4 = 0$ va $\tau_4 = 0$

Misol-7. Berilgan po'lat materialidan tayyorlangan balka uchun qo'shtavrli kesim tanlansin. Balkani xavfli kesimi III-mustahkamlik nazariyasi asosida to'liq tekshirilsin. Balka materialining ruxsat etilgan urinma $[\tau] = 100 \text{ MPa}$ va normal kuchlanishi $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$



7.11-rasm.

Berilgan: $F = 40 \text{ kN}$; $M_0 = 10 \text{ kNm}$; $q = 20 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$

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 - ni topamiz.

I-I qirg'iqim $0 \leq x_1 \leq 1 \text{ m}$ $M_{x_1} = C \cdot x_1$ $Q_1 = C = 10 \text{ kN}$

II - II qirg'iqim $0 \leq x_2 \leq 1 \text{ m}$

$$M_{x_2} = C(1 + x_2) - Fx_2; Q_2 = C - F = -30 \text{ kN}$$

III - III qirg'iqim $0 \leq x_3 \leq 1 \text{ m}$

$$M_{x_3} = C(2 + x_3) - F(1 + x_3) + M_0; \quad Q_2 = C - F = 10 - 40 = -30 \text{ kN}$$

IV - IV qirg'iqim $0 \leq x_4 \leq 2 \text{ m}$

$$M_{x_4} = -qx_4 \frac{x_4}{2} \quad \text{va} \quad Q_4 = qx_4$$

Balkaning B tayanch kesimi xavfli holatda $M_{\max} = -40 \text{ kNm}$ va $Q_{\max} = 40 \text{ kN}$ Normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma] \text{ asosida balkaning kesimini tanlaymiz:}$$

$$W_x = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{40}{160 \cdot 10^3} = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad \text{va} \quad W_T = 0,254 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

qarshilik momentli N-22a qo'shtavmi qabul qilamiz. Tanlangan qo'shtavrlri kesimda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartini tekshiramiz.

$$\sigma_{\max} = \frac{40}{0,254 \cdot 10^{-3}} = 157,48 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} < [\sigma]$$

Kesimdagi eng katta normal kuchlanish. $\sigma_{\max}$ balkaning materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishidan kichik ekan. Shuning uchun $W_T = 0,254 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ qarshilik momenti N-22a qo'shtavmi qabul qilamiz:

$$h = 0,22 \text{ m}; \quad b = 0,12 \text{ m}; \quad d = 0,0054 \text{ m}; \quad t = 0,0089 \text{ m};$$

$$I_x = 2790 \cdot 10^{-5} \text{ m}^4; \quad W_x = 0,254 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad S_x = 143 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3.$$

Balkaning mustahkamligini urinma kuchlanish bo'yicha tekshiramiz. $r_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_x}{I_x \cdot d} = \frac{40 \cdot 143 \cdot 10^{-6}}{2790 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0054} = 3,87 \cdot 10^3 < [\tau]$

σ va τ qo'shtavming balandligi bo'yicha o'zgarish tavsifini aniqlaymiz. Buning uchun qo'shtavming balandligi bo'yicha to'q-qizta nuqtaning normal va urinma kuchlanishlarini topamiz.

Normal kuchlanish quyidagi formula bilan topiladi. $\sigma = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y$;

bu yerda y - kuchlanish tekshirilayotgan nuqtadan qo'shtavr kesimining neytral o'qigacha bo'lgan masofa, m

$$y_1 = \frac{h}{2} = \frac{0,22}{2} = 0,11m; \quad y_{2,3} = \frac{h}{2} - t = \frac{0,22}{2} - 0,0089 = 0,101m$$

$$y_4 = \frac{h_0}{4} = \frac{h-2t}{4} = \frac{0,22-2 \cdot 0,009}{4} = 0,05m$$

$$y_5 = 0; \quad y_6 = -0,05m; \quad y_{7,8} = -0,101m; \quad y_9 = -0,1m$$

Urinma kuchlanish Juravskiy formulasi bilan topiladi.

$$\tau = \frac{Q_{\max} \cdot S_x^0}{I_x b(d)}$$

S_x^0 - qo'shtavr kesimining chetki nuqtasi bilan kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta orasidagi yuzasini neytral o'qqa nisbatan statik momenti, m^3

I_x - qo'shtavr kesimining neytral o'qga nisbatan inersiya momenti, m^4

$b(d)$ - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesimning eni, m .

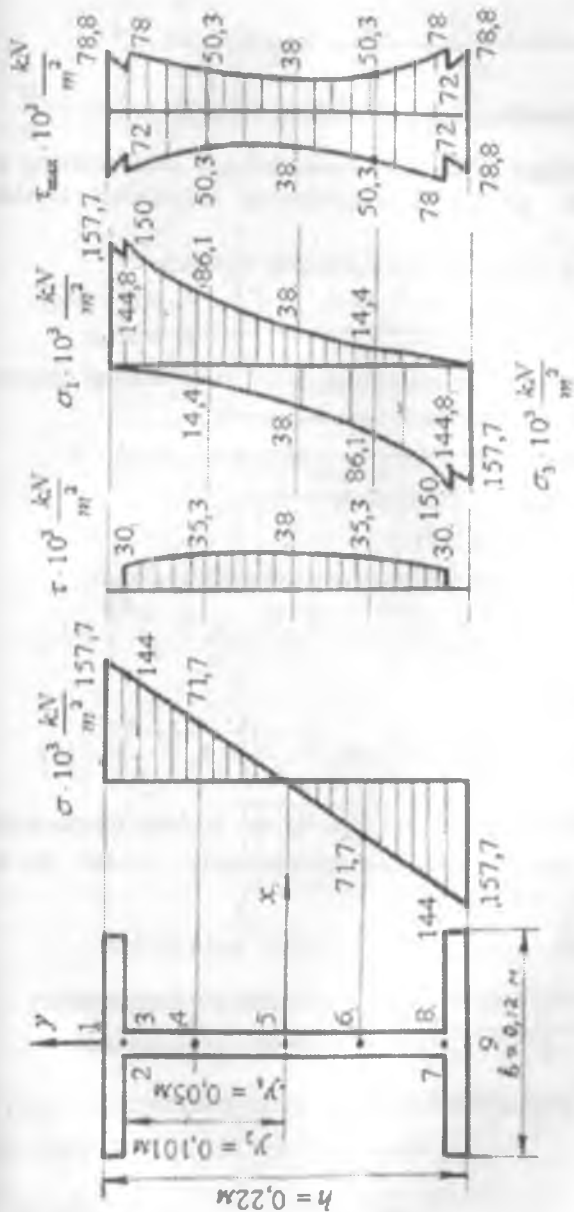
Qo'shtavming balandligi bo'yicha τ - ning o'zgarishi S_x^0 ga bog'liq. $S_x^I = 0$

$$S_x^{II} = S_x^{III} = b \cdot t \frac{h-t}{2} = 0,12 \cdot 0,0089 \frac{0,22-0,0089}{2} = 1,13 \cdot 10^{-4} m^4$$

$$S_x^{IV} = 1,13 \cdot 10^{-4} + \frac{d}{2} \left(\frac{h_0^2}{y} - y^2 \right) = 1,13 \cdot 10^{-4} + \frac{0,0054}{2} \left[\frac{(0,2022)^2}{4} - (0,05)^2 \right] = 1,33 \cdot 10^{-4} m^4$$

$$S_x^V = 1,33 \cdot 10^{-4} + \frac{0,0054}{2} \cdot \frac{(0,2022)^2}{4} = 1,4 \cdot 10^{-4} m^4 \approx S_x$$

σ va τ - kuchlanishlarning hisoblangan qiymatlari asosida ularning epyuralari quriladi (7.12-rasm). Kesimning balandligi bo'y-lab bosh kuchlanishlarni quyidagi formulalar bilan aniqlaymiz:



7. 12-rasm. Qo'shtavring balandligi bo'ylab normal kuchlanish, urinma kuchlanish, bosh normal kuchlanish va bosh urinma kuchlanishlarni tarqalish epyurlari.

$$\sigma_{1,2} = \frac{1}{2} \left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right] \quad \text{va} \quad \tau_{\max/\min} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$$

Bosh normal kuchlanishlarning yo'nalishini topamiz: $\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\tau}{\sigma}$

Misol-8. Berilgan balka (7.13-rasm) tayanch kesimlarining aylanish burchaklari, C 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.

I – I-qirgim $0 \leq x_1 \leq 1m$ $M_{x_1} = -Fx_1,$

II – II-qirgim $1 \leq x_2 \leq 5m$ $M_{x_2} = -Fx_2 + R_A(x_2 - 1)$

III – III-qirgim $5 \leq x_3 \leq 6m$

$$M_{x_3} = -Fx_3 + R_A(x_3 - 1) + R_B(x_3 + 5)$$

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 uchlarining tayanish shartidan foydalanamiz: $x = 1m$ bo'lsa, $\theta = \theta_A \neq 0$; $y = y_0 = 0$ unda (b)

tenglamadan $y_0 + \theta_0 \cdot 1 - \frac{F \cdot 1^3}{6EI} = 0$ (v) hosil bo'ladi.

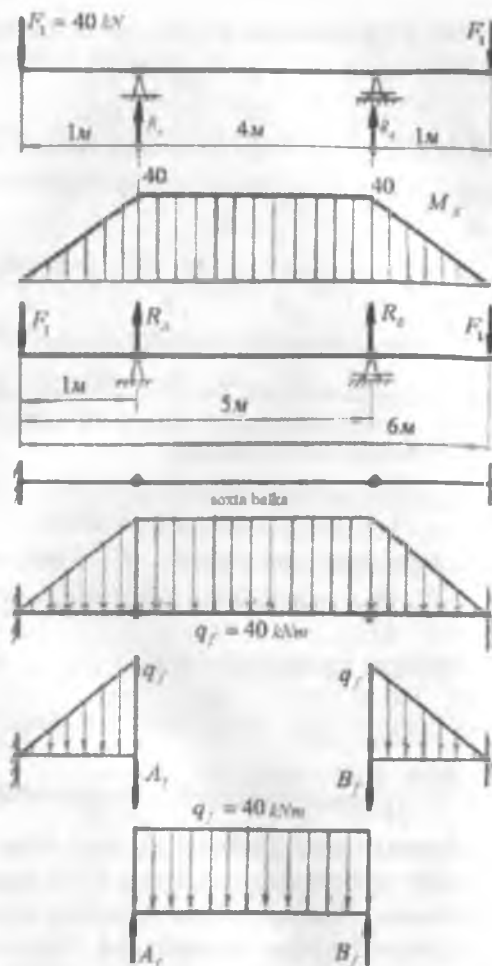
$x = 5m$ bo'lsa, $\theta = \theta_B \neq 0$; $y = y_B = 0$ unda (b) tenglamadan

$$y_0 + 5\theta_0 + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{125}{6} + R_A \frac{64}{6} \right] = 0 \quad \text{tenglama hosil bo'ladi}$$

(v) va (g) tenglamalarni sistema qilib yechamiz:

$$y_0 + \theta_0 - \frac{F}{6EI} = 0,$$

$$y_0 + 5\theta_0 - \frac{125F}{6EI} + \frac{64R_A}{6EI} = 0$$



7.13 -rasm. Berilgan balkadan soxta balkani tanlash va ularning yuklanish sxemalari.

Yuqoridagi tenglamani - 1ga ko'paytirib, hosil bo'lgan tenglamani pastki tenglamaga qo'shamiz: $4\theta_s = \frac{124F}{6EI} + \frac{64R_s}{6EI} = 0$

bu yerdan
$$\theta_s = \frac{124F - 64R_s}{24EI} = \frac{124 \cdot 40 - 64 \cdot 40}{24EI} = \frac{100}{EI}$$

$\theta_0 = \frac{100}{EI}$ ifodani (v) tenglamaga qo'yib. y_0 - ni topamiz

$$Y_0 = \frac{F}{6EI} - \theta_0 = \frac{40}{6EI} - \frac{100}{EI} = -\frac{560}{6EI}$$

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:

$$\theta = \theta_A = \frac{100}{EI} - \frac{F \cdot 1^2}{2EI} = \frac{100}{EI} - \frac{20}{EI} = \frac{80}{EI} = \frac{80}{4 \cdot 10^3} = 0,02 \text{ rad}$$

V tayanch kesimining aylanish burchagi

$$\theta = \theta_B = \frac{100}{EI} + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{25}{5} + R_A \frac{16}{2} \right] = \frac{100}{EI} - \frac{80}{EI} = -\frac{20}{4 \cdot 10^3} = -0,02 \text{ rad}$$

C 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 (7.13-rasm) va uni soxta kuch bilan yuklaymiz. Haqiqiy konsol balkaning tayanch nuqtalari soxta balkada shamirlar bilan almashtiriladi. Shamirli kesimlarda momentni ta'siri nolga teng bo'lganligi uchun, soxta balkaning uchta oddiy balkalarga ajratamiz. O'rtta 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 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 kesimning aylanish burchagi: $\theta_B = \frac{\theta_f^B}{EI} = \frac{B_f}{EI} = -\frac{80}{4 \cdot 10^3} = -0,02 \text{ rad}$

$$C \text{ nuqtaning salqiligi: } y_C = \frac{M_f^C}{EI} = \frac{80}{4 \cdot 10^3} = 0,02m$$

$$\text{bu yerda } M_f^C = A_f \cdot 2 - q_f \frac{2^2}{2} = 80 \cdot 2 - 40 \cdot 2 = 80 \text{ kNm}^3$$

D nuqtaning salqiligini topish uchun $B - D$ uzunlikdagi soxta

$$\text{balkani o'rganamiz: } y_D = \frac{M_f^D}{EI} = \frac{-\omega \frac{2}{3} \cdot 1 - B_f \cdot 1}{EI} = \frac{-\frac{40}{3} - 80}{4 \cdot 10^3} = -0,023m$$

$$\text{bu yerda } \omega = \frac{1}{2} q_f \cdot 1 = \frac{40}{2} = 20 \text{ kNm}^2$$

Misol-9. Bir uchi qistirib mahkamlangan balkaning θ va B nuqtalari salqiligi boshlangich parametrlar va grafonolitik usullar bilan toping.

Yechish: Balkaning oraliqlarga bo'lib eguvchi momentning tenglamalarini tuzamiz va epyurasini quramiz (7.14-rasm).

$$\text{I - I-qirqim} \quad 0 \leq x_1 \leq 1m \quad M_{x_1} = -Fx_1;$$

$$\text{II - II-qirqim} \quad 1 \leq x_2 \leq 2m \quad M_{x_2} = -Fx_2 - M;$$

$$\text{III - III-qirqim} \quad 2 \leq x_3 \leq 3m \quad M_{x_3} = -Fx_3 - M - q \frac{(x_3 - 2)^2}{2};$$

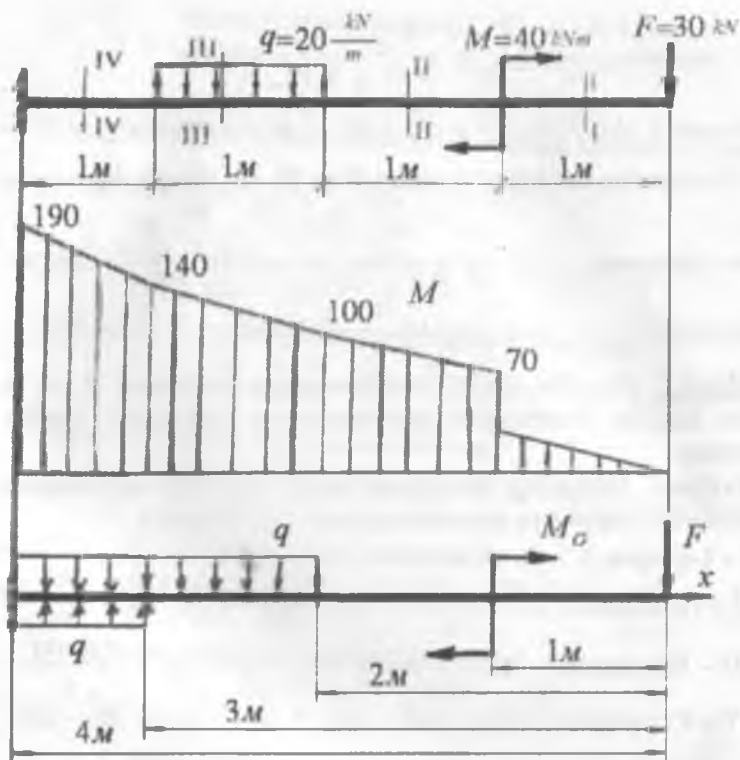
$$\text{IV - IV-qirqim} \quad 3 \leq x_4 \leq 4m \quad M_{x_4} = -Fx_4 - M - q \cdot 1(x_4 - 2,5);$$

Balka uchun universal formulani tuzamiz:

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} - M(x-1)^1 - q \frac{(x-2)^3}{6} + q \frac{(x-3)^3}{6} \right]$$

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} - M \frac{(x-1)^2}{2} - q \frac{(x-2)^4}{24} + q \frac{(x-3)^4}{24} \right]$$

Universal formuladagi θ_0 va y_0 noma'lumlarni balka uchlarining tayanish shartidan foydalanib topamiz. $x = 0$ nuqta tayanchdan ozod. bu kesim da $\theta = \theta_0 \neq 0$ va $y = y_0 \neq 0$. Shuning uchun, $x = 0$ shartdan foydalanib bo'lmaydi. $x = 4m$ masofadagi tayanchning barcha yo'nalishdagi harakatlari chegaralangan.



7.14-rasm. Berilgan balka uchun eguvchi moment epyurasi va universal formulani tuzish sxemasi.

Shuning uchun $x = 4$ m, bo'lsa θ va y tenglamalaridan quyidagini hosil qilamiz:

$$\theta = 0 \text{ va } y = 0$$

$$\theta_0 = \frac{1}{EI} \left[F \frac{16}{2} + M \cdot 3 + q \frac{8}{6} - q \frac{1}{6} \right] = \frac{2300}{6EI};$$

$$y_0 = -\frac{2300 \cdot 4}{6 \cdot EI} + \frac{1}{EI} \left[F \frac{64}{6} + M \cdot \frac{9}{2} + q \frac{16}{24} - q \frac{1}{24} \right] = -\frac{24500}{24EI}$$

hosil bo'ladi. Topilgan θ_0 va y_0 - larni universal formulaga keltirib qo'yamiz.

$$\theta = \frac{2300}{6EI} + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^2}{2} - M(x-1)^1 - q \frac{(x-2)^3}{6} + q \frac{(x-3)^3}{6} \right]$$

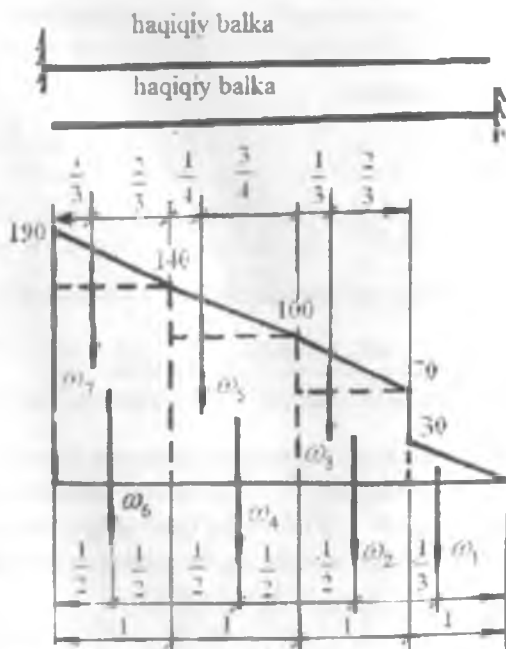
$$v_x = -\frac{24500}{24EI} + \frac{2300}{6EI} \cdot x + \frac{1}{EI} \left[-F \frac{x^3}{6} - M \frac{(x-1)^2}{6} - q \frac{(x-1)^4}{24} + q \frac{(x-3)^4}{24} \right]$$

O nuqtani salqiligi $x = 0$ nuqtaga to'g'ri kelib $y = y_0$ hosil bo'ladi. $y_0 = -\frac{24500}{24 \cdot 10^5} = -0,0102m$

V nuqtaning salqiligini topamiz ($x = 2m$)

$$v_B = -\frac{24500}{24EI} + \frac{2300 \cdot 2}{6EI} - \frac{240}{6EI} - \frac{40}{2EI} \approx -3,14 \cdot 10^{-3}m$$

Balkaning deformasiyasini grafoanalitik usul bilan aniqlaymiz. Buning uchun haqiqiy balkadan soxta balkani tanlaymiz. Soxta balkani haqiqiy balkaning eguvchi momenti bilan yuklaymiz. Soxta balkada notekis tarqalgan soxta kuch miqdor jihatdan haqiqiy balkaning shu nuqtasidagi eguvchi momentga teng bo'ladi ($q_i = M$) soxta kuch intensivligi bilan yuklangan kuch yuzalarini topamiz (7.15-rasm).



7.15-rasm. Soxta kuch yuzalarini hisoblash sxemasi.

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot 30 \cdot 1 = 15 \kappa \text{Nm}^2;$$

$$\omega_2 = 70 \kappa \text{Nm}^2;$$

$$\omega_3 = \frac{1}{2} (100 - 70) \cdot 1 = 15 \kappa \text{Nm}^2;$$

$$\omega_4 = 100 \cdot 1 = 100 \kappa \text{Nm}^2;$$

$$\omega_5 = \frac{1}{3} (140 - 100) \cdot 1 = \frac{40}{3} \kappa \text{Nm}^2;$$

$$\omega_6 = 140 \cdot 1 = 140 \kappa \text{Nm}^2;$$

$$\omega_7 = \frac{1}{2} (190 - 140) \cdot 1 = 25 \kappa \text{Nm}^2$$

B nuqtaning salqiligini topamiz:

$$\begin{aligned} M_B^f &= -\omega_1 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \right) - \omega_2 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \right) - \omega_3 \left(\frac{3}{4} \cdot 1 \right) - \omega_4 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1 = \\ &= -25 \frac{5}{3} - 140 \frac{3}{2} - \frac{40}{3} \cdot \frac{3}{4} - 100 \frac{1}{2} = -\frac{935}{3} \kappa \text{Nm}^3 \\ y_B &= \frac{M_B^f}{EI} = -\frac{935}{3 \cdot 10^5} = 3,11 \cdot 10^{-3} \text{ m} \end{aligned}$$

C nuqtaning salqiligini topamiz:

$$\begin{aligned} M_C^0 &= -\omega_1 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 3 \right) - \omega_2 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 3 \right) - \omega_3 \left(\frac{3}{4} \cdot 1 + 2 \right) - \omega_4 \left(\frac{1}{2} \cdot 1 + 2 \right) - \\ &- \omega_5 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 + 1 \right) - \omega_6 \left(\frac{1}{2} \cdot 1 + 1 \right) - \omega_7 \left(\frac{2}{3} \cdot 1 \right) = -25 \frac{11}{3} - 140 \frac{7}{2} - \frac{40}{3} \cdot \frac{11}{4} - \\ &- 100 \frac{5}{2} - 15 \frac{5}{3} - 70 \frac{3}{2} - 15 \frac{2}{3} = -\frac{3025}{3} \kappa \text{Nm}^3 \\ y_C &= \frac{M_C^0}{EI} = -\frac{3025}{3 \cdot 10^5} = -0,0101 \text{ m} \end{aligned}$$

Misol-10. Ikkita sharmirli tayanchga tayangan, uzunligi $\ell = 1$. Balkaning o'rtasida 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 burchaklidir. Balka materialining elastiklik moduli va bo'ylama o'qining egrilik radiusi topilsin. $\sigma_{\text{max}} = [\sigma] = 10 \cdot 10^3 \frac{\kappa \text{N}}{\text{m}^2}$

Yechish: Balkaning normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartini yozamiz: $\sigma_{\text{max}} = \frac{M \cdot y_{\text{max}}}{I_x} = [\sigma]$. Bu yerda $y_{\text{max}} = \frac{h}{2}$ va M

balkaning xavfli kesimidagi eguvchi momenti. M - momentli balkaning eng katta salqiligin f bilan belgilaymiz. $f = \frac{M\ell^2}{8EI_x}$ va

$M = \frac{fEI_x \cdot 8}{\ell^2}$ unda mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\frac{fEI_x \cdot 8 \cdot \frac{h}{2}}{I_x \cdot \ell^2} = [\sigma] \quad \text{va}$$

$$E = \frac{[\sigma]\ell^2}{f \cdot 8 \cdot \frac{h}{2}} = \frac{1 \cdot 10^8}{6,25 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \cdot \frac{0,04}{2}} = 1 \cdot 10^7 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$$

Egrilik radiusi ρ bilan M va balkaning egilishdagi birligi EI , orasidagi bog'lanishni yozamiz: $\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$, bu yerdan

$$\rho = \frac{EI_x}{M} = \frac{EI_x \ell^2}{fEI_x \cdot 8} = \frac{\ell^2}{f \cdot 8} = \frac{1^2}{6,25 \cdot 10^{-3} \cdot 8} = 20\text{m}$$

Misol-11. Balkani egilishga to'liq hisoblash. (7.16-rasm)

1) Balkaning reaksiya kuchlarini hisoblaymiz.

$$\Sigma M_B = 0; \quad -6A + q \cdot 2 \left(\frac{2}{2} + 4 \right) - 4F + M = 0 \quad \text{va} \quad A = \frac{100}{6} \text{ kN}$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad 2F - q \cdot \frac{(2)^2}{2} + M + 6B = 0 \quad \text{va} \quad B = -\frac{100}{6} \text{ kN}$$

$$\text{Tekshirish: } \Sigma Y = A + F + B - 2q = 0 \quad \text{va} \quad \frac{100}{6} + 40 - \frac{100}{6} - 2 \cdot 20 = 0$$

Balkani eguvchi moment va kundalang kuch epyuralarini quramiz.

$$\text{I-I-oraliq. } 0 \leq x_1 \leq 2\text{m.} \quad Q_1 = A - qx_1 \quad \text{va} \quad M_{x_1} = Ax_1 - q \frac{x_1^2}{2}$$

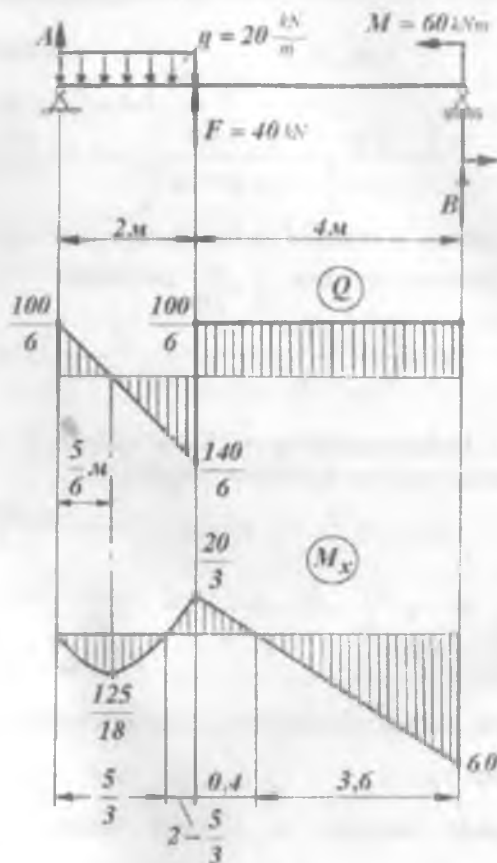
$Q_1 = 0$ bo'lganda nuqtada M_{x_1} eguvchi moment maksimumga erishadi.

$$Q_1 = A - qx_1 = 0; \quad x_1 = \frac{A}{q} = \frac{100}{6 \cdot 20} = \frac{5}{6} \text{m}$$

$$M_{x_1 \max} = \frac{100}{6} \cdot \frac{5}{6} - 20 \frac{\left(\frac{5}{6}\right)^2}{2} = \frac{125}{18} \text{ kNm}$$

$$\text{Birinci va ikkinchi oraliqlarda} \quad M_{x_1} = Ax_1 - q \frac{x_1^2}{2} = 0;$$

$x_1 = \frac{100}{60} = \frac{5}{3} \text{ m}$ va $M_{x1} = A(2 + x_2) - q \cdot 2(\frac{2}{2} + x_2) + Fx_2 = 0$
 $x_2 = 0,4 \text{ m}$ nuqtada M_x ishorasini o'zgartiradi.



7.16-rasm. Berilgan balka uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyurlari.

2. Balkani xavfli kesimi uchun normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan qo'shtavrli profil tanlaymiz.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

Bu yerda $M_{\max} = 60 \text{ kNm}$ - balkani B xavfli kesimidagi eguvchi moment, $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$, - balkani materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish, mustahkamlik shartdan xavfli kesimni talab etilgan qarshilik momentini hisoblaymiz.

$$W_x = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{60}{160 \cdot 10^3} = 0,375 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

Qo'shtavrlı 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 - №27 a - raqamli qo'shtavrlar

Tanlangan - №27 qarshilik momentlar asosida - mustahkamlik shartni tekshiramiz.

$$\sigma_{\max}^{27} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{60}{0,371 \cdot 10^{-3}} = 161,725 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} > [\sigma]$$

$$\sigma_{\max}^{27a} = \frac{60}{0,407 \cdot 10^{-3}} = 147,42 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} < [\sigma]$$

№ 27-raqamli qo'shtavr - $\frac{161,725 - 160}{160} \cdot 100\% = 1,08\%$ yuqori kuchlanishda va № 27a-raqamli qo'shtavr $\frac{147,42 - 160}{160} \cdot 100\% = -7,86\%$ to'liq yuklanmagan vaziyatda ishlaydi. Qo'shtavrlar mustahkamligini balkani ko'ndalang kuch bo'yicha xavfli kesimidagi urinma kuchlanishlar asosida tekshiramiz.

$$\tau_{\max}^{27} = \frac{Q_{\max} \cdot S_{\max}}{I_x} = \frac{\frac{140}{6} \cdot 100 \cdot 210}{5010 \cdot 0,6} = 163 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} < [\tau]$$

$$\tau_{\max}^{27a} = \frac{Q_{\max} \cdot S_{\max}}{I_x \cdot d} = \frac{\frac{140}{6} \cdot 100 \cdot 229}{5500 \cdot 0,6} = 162 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} < [\tau]$$

Bu yerda $Q_{\max} = \frac{140}{6} \cdot 100 \text{ kG}$ - balkadagi eng katta ko'ndalang kuch; $S_{\max}$ va d - qo'shtavrlı kesimni tegishli geometrik xarakteristikalar. Balkani xavfli kesimida mustahkamlikni ta'minlash uchun № 27a-qo'shtavrmı tanlaymiz va uning geometrik xarakteristikalarini yozamiz:

$$h = 270 \text{ mm}, \quad b = 135 \text{ mm}, \quad d = 6 \text{ mm}, \quad t = 10,2 \text{ mm} \quad I_x = 5500 \text{ sm}^4$$

$$S_x = 229 \text{ sm}^3 \quad W_T = 407 \text{ sm}^3$$

Qo'shtavrli kesimni balandligi bo'yicha normal - σ - va τ - urunma kuchlanishlarini hisoblaymiz.

- normal kuchlanish: $\sigma = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y$ formula bilan hisoblanadi

Bu yerda y qushtavrli kesimni x neytral o'qidan tegishli nuqtalargacha bo'lgan masofa.

$$1\text{-nuqta } y_1 = y_9 = \frac{h}{2} = \frac{27}{2} = 13,5 \text{ sm}; \quad \sigma_1 = -1472,7 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

$$2\text{-nuqta } y_{2,3} = y_{7,8} = \frac{h}{2} - t = \frac{27}{2} - 1,02 = 12,48 \text{ sm} \quad \sigma_2 = -1361,45 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

$$4\text{-nuqta } y_{4,5} = \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - t \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{27}{2} - 1,02 \right) = 6,24 \text{ sm} \quad \sigma_4 = -680,73 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

$$5\text{-nuqta } y_5 = 0; \quad \sigma_5 = 0$$

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. Urinma kuchlanish

$$\tau = \frac{Q_{\max} \cdot S_x^0}{I_x \cdot b(d)} \text{ formula bilan hisoblanadi.}$$

Bu yerda S_x - qushtavrli kesimning chetki va kuchlanishi hisoblanishi lozim bo'lgan - tanlangan nuqtalar orasidan ajratilgan yuzani neytral o'qga nisbatan statik momentni va u quyidagicha hisoblanadi.

$$1\text{-nuqta} - S_x^{01} = 0; \text{ demak, } \tau_{1,9} = 0$$

$$2\text{-nuqta} - S_x^{02} = \left(\frac{h-t}{2} \right) \cdot t \cdot b = \left(\frac{27-1,02}{2} \right) \cdot 1,02 \cdot 13,5 = 178,9 \text{ sm}^3$$

Qushtavmi 2 va 3 nuqtalari joylashga kesimining eni $b = 13,5 \text{ sm}$ dan $d = 0,6 \text{ sm}$ ga qadar kichiklashadi. Shuning uchun bu nuqtalardagi kuchlanishlar bir-biridan tubdan farq qiladi:

$$\tau_2 = \frac{14000 \cdot 178,9}{6 \cdot 5500 \cdot 13,5} = 5,62 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2} \quad \text{va} \quad \tau_3 = \frac{14000 \cdot 178,9}{6 \cdot 5500 \cdot 0,6} = 126,5 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$$

$$4\text{-nuqta uchun } S_x^{04} = 178,9 + \frac{d}{2} \left(\frac{h_c^2}{4} - y^2 \right), \text{ bu yerda}$$

$$h_c = h - 2t = 27 - 2 \cdot 1,02 = 24,96 \text{ sm} \quad \text{va} \quad y = y_4 = \frac{h_c}{4} = 6,24 \text{ sm}$$

Unda, $S_x^{04} = 213,9 \text{ sm}^3$ va $r_t = \frac{14000 \cdot 213,9}{6 \cdot 5500 \cdot 0,6} = 151,2 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

5-nuqta uchun $S_x^{05} = S_{\text{max}} = 229 \text{ sm}^3$; va $r_{\text{max}} = 162 \text{ kg/sm}^2$

4. Balka mustahkamligini bosh kuchlanishlar bo'yicha tekshirish uchun qush-tavrli kesimni har bir nuqtasidagi bosh normal kuchlanishlar topiladi:

$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[\sigma \pm \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right]$ formula bilan hisoblanadi.

1-nuqta uchun $\sigma_1 = 0$ va $\sigma_3 = -1472,7 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

2-nuqta $\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[1361,4 \pm \sqrt{(1361,4)^2 + 4 \cdot (5,62)^2} \right] = \frac{1}{2} (-1361,4 \pm 1361,44)$

bu yerdan $\sigma_1 = 0,02 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$ va $\sigma_3 = -1361,42 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

3-nuqta $\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[1361,4 \pm \sqrt{(1361,4)^2 + 4 \cdot (126,5)^2} \right] = \frac{1}{2} (-1361,4 \pm 1384,7);$

bu yerdan $\sigma_1 = 11,7 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$ $\sigma_3 = -1373,4 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

4-nuqta $\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[681,7 \pm \sqrt{(681,7)^2 + 4 \cdot (151,2)^2} \right] = \frac{1}{2} (-681,7 \pm 745,8);$

bu yerdan $\sigma_1 = 32 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$ va $\sigma_3 = -713,8 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

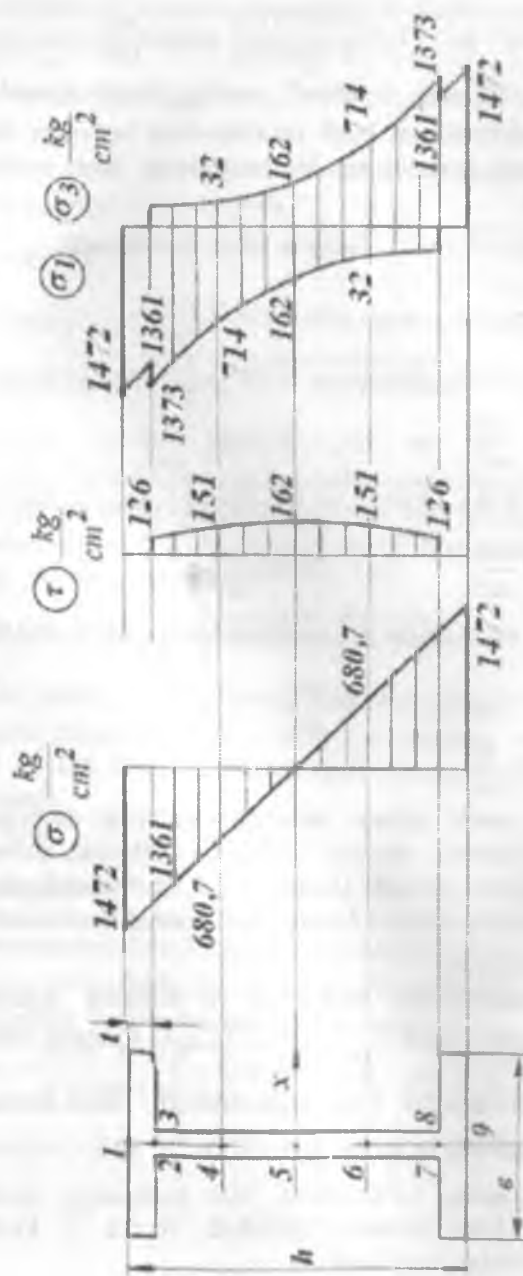
5-nuqta $\sigma_{1,3} = \pm 162 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}$

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.

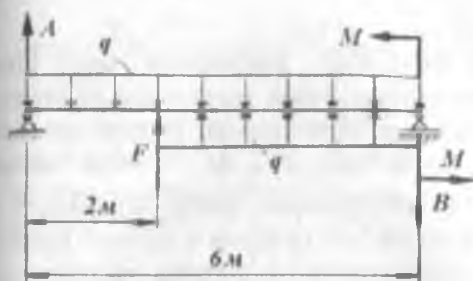
Bosh urinma kuchlanishni maksimal va minimal qiymati kesimni har bir nuqtasi uchun $r_{\text{max}} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$ formula bilan

hisoblanadi. Hisoblash natijalari 7-jadvalga kiritiladi. Bosh normal kuchlanishlarni yo'nalishlari $\text{tg}^2 \alpha_0 = -\frac{2\tau}{\sigma}$

Bosh kuchlanishlarning yo'nalishlari Mor doirasining qurish usuli bilan topiladi. Mor doirasini qurishda σ va τ kuchlanishlarining qiymatlaridan foydalanamiz.



7.17-rasm. Qo'shtavring balandligi bo'ylab normal kuchlanish, urinma kuchlanish, bosh normal kuchlanish epyurlari.



7.18-rasm

5. Balkani ogilishdagi ko'chishini boshlang'ich parametrlar usuli bilan hisoblaymiz. Balkani berilgan sxemasini 7.18-rasmda ko'rsatilganidek chizamiz va universal formulani tuzamiz.

Kesim aylanish burchagining formulasi:

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI} \left[A \frac{x^2}{2} - q \frac{x^3}{6} + F \frac{(x-2)^2}{2} + q \frac{(x-2)^3}{6} \right] \quad \text{va}$$

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 tayanch turlariga 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. $x = 6$ m bo'lsa $\theta = \theta_B \neq 0$ va $y = y_B = 0$. Unda ikkinchi tenglamadan

$$6\theta_0 + \frac{1}{EI} \left[\frac{100 \cdot 6^3}{6} - 20 \frac{6^4}{24} + 40 \frac{(4)^3}{6} + 20 \frac{(4)^4}{24} \right] = 0 \quad \text{yoki} \quad \theta_0 = \frac{-26,7}{EI}$$

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

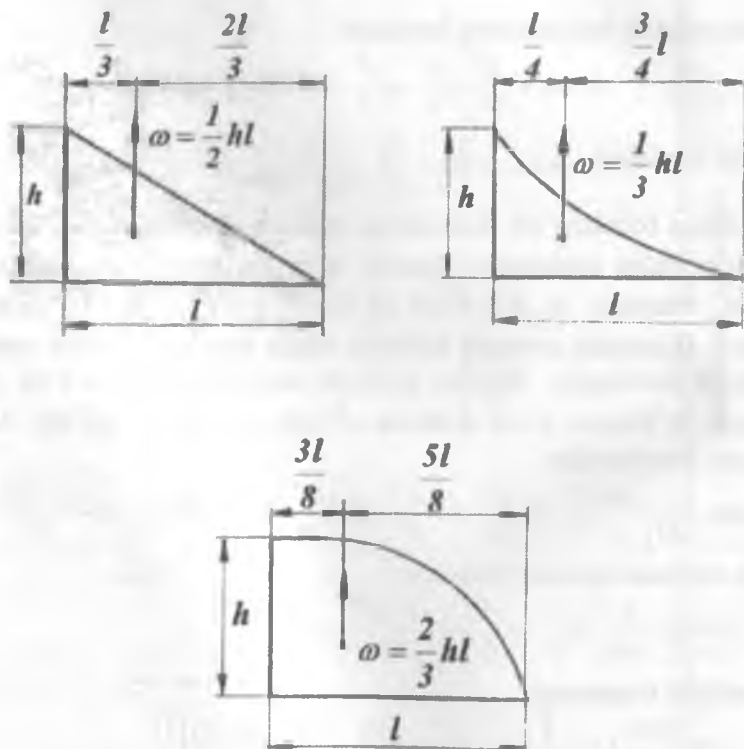
$$y = \frac{-3840}{144EI} x + \frac{1}{EI} \left[A \frac{x^3}{6} - q \frac{x^4}{24} + F \frac{(x-2)^3}{6} + q \frac{(x-2)^4}{24} \right]$$

Balkani turli kisimlar uchun y va θ ni hisoblaymiz.

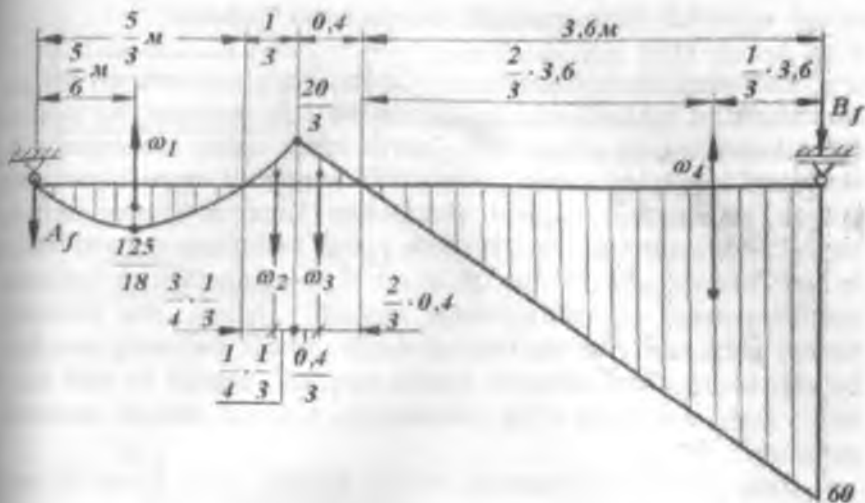
$$x = 2 \text{ m.} \quad y = \frac{-3840 \cdot 2}{144EI} + \frac{1}{EI} \left[\frac{100 \cdot 8}{6} - 20 \frac{16}{24} \right] = \frac{44,4}{EI}$$

$$x = 6 \text{ m.} \quad \theta_B = \frac{-3840}{144EI} + \frac{1}{EI} \left[\frac{100 \cdot 36}{6} - 20 \frac{216}{6} + 40 \frac{16}{2} + 20 \frac{64}{6} \right] = \frac{86,63}{EI}$$

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 (7.20-rasm). Soxta kuch $q_f = M_x$ - soxta balkani uzunligi bo'ylab to'g'ri chiziqli yoki parabola qonuniyati bilan o'zgarishi mumkin, yoki soxta balkani ma'lum oraliqida o'zgarmas bo'lishi mumkin. 7.19-rasmda har xil kuch yuzalar va ularning og'irlik markazlari koordinatalarining hisoblash formulalari keltirilgan.



7.19-rasm. Turli shaklli kesim yuzalar og'irlik markazlarining koordinatalari.



7.20-rasm. Soxta balkaning kuch yuzasi.

Soxta balkani reaksiya kuchlarini topamiz $\sum M_b = 0$

$$A_f \cdot 6 - \omega_1 \left(6 - \frac{5}{6} \right) + \omega_2 \left(4 + \frac{1}{12} \right) + \omega_3 \left(3,6 + \frac{0,8}{3} \right) - \omega_4 \frac{3,6}{3} = 0$$

bu yerda $\omega_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{4}{3} \cdot \frac{125}{18} \approx 7,71605 \text{ kNm}^2$ $\omega_2 = \frac{1}{3} \cdot \frac{20}{3} \cdot \frac{1}{3} = \frac{20}{27} \text{ kNm}^2$

$$\omega_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{20}{3} \cdot 0,4 = \frac{4}{3} \text{ kNm}^2$$

$$\omega_4 = \frac{1}{2} \cdot 60 \cdot 3,6 = 108 \text{ kNm}^2$$

Unda $A_f \cdot 6 - \frac{156770}{972} = 0$; $A_f = \frac{156770}{6 \cdot 972} \approx 26,9 \text{ kNm}^2$

y va θ larni aniqlaymiz $\nu_k = \frac{M_f^k}{EI} = \frac{-44,8}{EI}$ bu yerda

$$M_f^k = -A_f \cdot 2 + \omega_1 \left(\frac{5}{6} + \frac{1}{3} \right) - \omega_2 \frac{1}{12} = -26,9 \cdot 2 + 7,716 \cdot \frac{7}{6} - 0,74 \cdot \frac{1}{12} = -44,8 \text{ kNm}^3$$

Soxta balkaning B tayanch reaksiya kuchini aniqlaymiz.

$$\sum M_A = -\omega_1 \cdot \frac{5}{6} - \omega_2 \left(\frac{5}{3} + \frac{3}{4} \right) - \omega_3 \left(2 + \frac{0,4}{3} \right) + \omega_1 \left(2,4 + \frac{2}{3} \cdot 3,6 \right) - B_f \cdot 6 = 0$$

$B_f = 86,76 \text{ kH.M}^2$; Unda B tayanch kesimning aylanish burchagi

$$\theta_B = \frac{Q_B^B}{EI} = \frac{B_f}{EI} = \frac{86,76}{EI}$$

7.5. Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkalar

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 $\sigma = 0$ (7.21-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, uzunlik bo'ylab material kuchlanish bilan to'liq yuklanmaydi. Natijada ortiqcha material sarflanadi.

Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkani tanlash uchun, kesim yuzasi to'g'ri to'rtburchak ko'rinishida va balandligi o'zgarmas bo'lgan balkaning xavfli kesimi va erkin uchidan x masofada joylashgan kesimi uchun mustahkamlik shartlarini yozamiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{F\ell}{bh^2} \leq [\sigma] \quad \text{va} \quad \sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Fx}{b_x h_x^2} \leq [\sigma],$$

bu yerdan $\frac{6F\ell}{bh^2} = \frac{6Fx}{b_x h_x^2}$ yoki $b_x = b \cdot \frac{x}{\ell}$ (7.14)

$M_{\max}$ – qistirib mahkamlangan kesimdagi moment;

M_x – balkaning erkin uchidan x – masofada joylashgan kesimining momenti;

W – qistirib mahkamlangan kesimning qarshilik momenti;

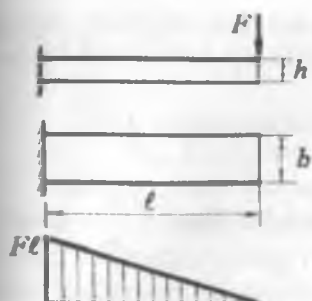
W_x – balkaning x masofadagi kesimining qarshilik momenti.

(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.

$$W_x = \frac{b_x h_x^3}{6} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{x}{\ell} = W \cdot \frac{x}{\ell}$$

Bu kesimdagi kuchlanishni tekshiramiz $\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} = \frac{Fx}{W \cdot \frac{x}{\ell}} = \frac{F\ell}{W} = \sigma_{\max} = \text{const}$

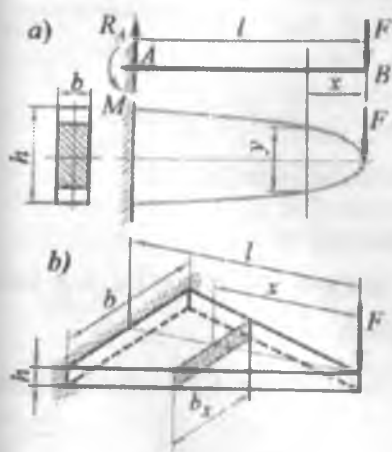


7.21-rasm

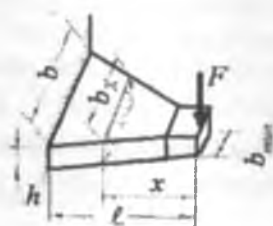
Shunday qilib, balkaning barcha kesimlarida eng katta normal kuchlanishlar bir xil. Tashqi yukni ko'taradigan kesimning minimal enini urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan foydalanib topamiz.

$$\tau_{\max} = \frac{3Q}{2b_{\min}h} \leq [\tau].$$

$$b_{\min} = \frac{3Q}{2h[\tau]}$$



v)



7.22-rasm. a) Berilgan balkani yuklanish sxemasi va o'zgaruvchan kesimli balka;

b) 7.14-formula asosida tayyorlangan balka; v) teng qarshilik ko'rsatuvchi balka.

O'zgaruvchan kesimli balkalarda ko'chishlarni aniqlash. O'zgaruvchan kesimli balkalarning birligi x -ning funksiyasi. Shuning uchun egilgan o'qning taqribiy tenglamasi quyidagicha yoziladi (7.22-

rasm): $EI_x \frac{d^2 y}{dx^2} = M_x$

Bu yerda I_x - balka kesimining o'zgaruvchan inertsia momenti, ya'ni:

$$I_x = \frac{b_x h^3}{12} = \frac{b h^3}{12} \cdot \frac{x}{\ell} = I \frac{x}{\ell}$$

$$\text{Unda } EI \frac{x}{\ell} \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = -Fx \quad \text{yoki} \quad EI \frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{Fx\ell}{x} = -F\ell \quad (7.15)$$

(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: $\frac{dy}{dx} = \theta = 0$

$$\text{Unda } 0 = -F\ell^2 + C \quad \text{va} \quad 0 = -F\ell \frac{\ell^3}{2} + C\ell + D$$

$$\text{Bu yerdan } C = F\ell^2 \quad \text{va} \quad D = -\frac{F\ell^3}{2}$$

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:

$$x = 0 \text{ bo'lsa } y_{\max} = f = -\frac{F\ell^3}{2EI}$$

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 usullarni 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'rinishlarda, uni aniqlash yoki hisoblash qulay.

Egilishga uchraydigan konstruksiya qismlarining ayrim murakkab shakl yoki ko'rinishlari mavjudki, bu xildagi konstruksiya 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

niqilish, buralish va egilishdagi ko'chishlarini aniqlash va statik noaniq masalalarni yechish mumkin.

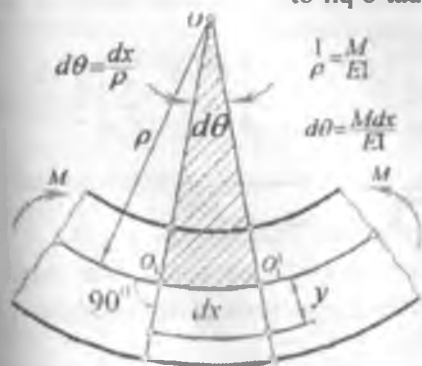
7.6.1. Egilish deformatsiyasining potentsial energiyasi

Balkaga o'sib boruvchi elementar kichik dF yuk bilan ta'sir qilinsin (7.23-rasm). Yuk dF miqdorga ortganda balkaga yuklangan oldingi yuk pastga tushadi va uning potentsial energiyasi (U_F) kamayadi, balka deformatsiyasining energiyasi (U) esa tegishlicha ortadi. Balkani har bir dF miqdordagi yuklanganida, uni zarrachalarining harakat xususiyati o'zgarmaydi.



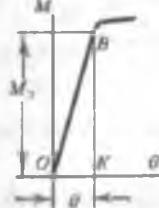
7.23-rasm.

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 deformatsiyasining potentsial energiyasiga to'liq o'tadi.



7.24-rasm. Egrilik radiusi va eguvchi moment orasidagi bog'lanish.

Boshqa turga aylangan energyaning o'lchami sifatida, konstruksiyaga ta'sir qiluvchi tashqi kuchni bajargan ishi qabul qilinadi.



7.25-rasm.

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 manfiydir.

Demak, $A_F = 0$, ya'ni muvozanat buzilmagan holatdagi ko'chishda tashqi va ichki kuchlarning bajargan ishlarning yig'indisi nolga teng ekan. Yuqoridagi tenglikka asosan, deformatsiyaning potentsial energiyasi U tashqi kuchning bajargan ishi A ga teng ekan, ya'ni: $U = A_F$.

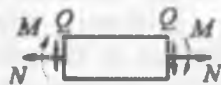
Balkaning sof egilishda bo'lgan qismidan ajratilgan dx uzunlikdagi bo'lagingining deformatsiyasini tekshiramiz (7.24-rasm). Balka o'qining egrilanishida, uning kesimlari $d\theta$ burchakka aylanadi. Egrilik radiusi ρ eguvchi moment va $d\theta$ burchak orasidagi bog'lanish 7.24-rasmda ko'rsatilgan.

Balka egilishining proportsionallik chegarasida eguvchi momentning bajargan ishi OBK uchburchakning yuzasi bilan o'lchanadi (7.25-

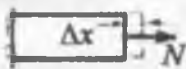
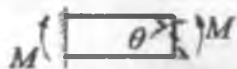
rasm). $dA = \frac{Md\theta}{2} = \frac{M^2 dx}{2EI}$ yoki $dU = dA = \frac{M^2 dx}{2EI}$ Agar balkaning uzunligi bo'ylab $M = const$ va $EI = const$ bo'lsa, ya'ni bir jinsli deb qaralsa: $U = \int_0^l \frac{M^2 dx}{2EI} = \frac{M^2 l}{2EI}$ (7.16)

Egilayotgan balkaning ko'ndalang kesimida M , Q va N ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi.

U paytda to'liq potentsial energiya quyidagicha yoziladi:

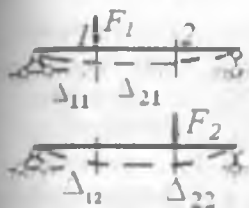


$$U = \sum \int_0^l \frac{M^2 dx}{2EI} + \sum \int_0^l \frac{N^2 dx}{2EI} + \sum \int_0^l \frac{Q^2 dx}{2GA}$$



7.26-rasm. Ichki kuch faktorlari va ular ta'siridagi 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.



7.27-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 F_1 kuch bilan 1 nuqtada yuklangan. 1 va 2 nuqtalarning F_1 kuch ta'siridagi ko'chishlarini Δ_{11} va Δ_{21} bilan belgilaymiz.

II-holat. Balkaning 2 nuqtasiga F_2 kuch qo'yiladi. 1 va 2 nuqtalarning F_2 kuch ta'siridagi ko'chishini Δ_{12} va Δ_{22} bilan belgilaymiz (7.27-rasm):

Bu yerda: Δ_{11} - birinchi nuqtaning F_1 kuch ta'sirida shu kuch yo'nalishi bo'yicha ko'chishi.

Δ_{21} - ikkinchi nuqtaning F_1 kuch ta'sirida F_1 kuch yo'nalishidagi ko'chishi;

Δ_{12} - birinchi nuqtaning F_2 kuch ta'sirida F_2 kuch yo'nalishidagi ko'chishi;

Δ_{22} - ikkinchi nuqtaning F_2 kuch ta'sirida shu kuch yo'nalishidagi ko'chishi.

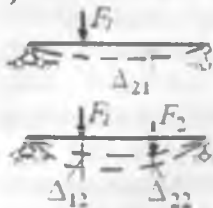
F_1 va F_2 tashqi kuchlarning bajargan ishlarini Klapcyron formulasi bilan aniqlaymiz: $A_{11} = \frac{F_1 \Delta_{11}}{2}$ va $A_{22} = \frac{F_2 \Delta_{22}}{2}$

A_{11} va A_{22} ishlarni, balkaning ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan ichki omil, eguvchi moment yordamida ham aniqlash mumkin:

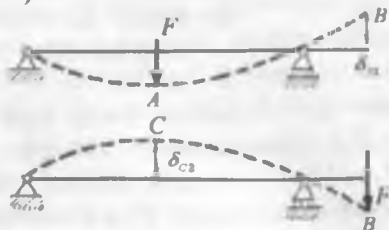
$$A_{11} = \sum \int_0^l \frac{M_1^2 dx}{2EI} \quad \text{va} \quad A_{22} = \sum \int_0^l \frac{M_2^2 dx}{2EI}$$

III-holat. Balkani ketma-ket, avval F_1 kuch bilan, keyin F_2 kuch bilan yuklaymiz. 7.27-rasm I-nuqtani ko'chishida F_1 kuchning bajargan ishi A_{11} ni topgan edik. F_2 kuch egilgan balkadagi 2 nuqtaga qo'yiladi. F_2 kuch nol qiymatdan - eng katta qiymatga o'sishi davomida, F_1 kuch o'zgarmas bo'ladi va Δ_{12} miqdorga ko'chishida $A_{12} = F_1 \Delta_{12}$ ishni bajaradi.

a)



b)



7.28-rasm.

a) ketma-ket
qo'yilgan
kuchlar
ta'sirida

balkani egilishi
b) Maksvell
teoremasiga oid.

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:

$$A = A_{11} + A_{12} + A_{22} = \frac{F_1 \Delta_{11}}{2} + F_1 \Delta_{12} + \frac{F_2 \Delta_{22}}{2} \quad (7.17)$$

Boshqa tomondan to'liq ishni, F_1 va F_2 kuchlarni tegishli ko'chishlarga ko'paytmalarini yig'indisining yarmiga teng deb qabul qilish mumkin: $A = \frac{F_1(\Delta_{11} + \Delta_{12})}{2} + \frac{F_2(\Delta_{21} + \Delta_{22})}{2}$ (7.18)

(7.17) va (7.18) tenglamalarni o'zaro tenglashtirsak, $F_1 \Delta_{12} = F_2 \Delta_{21}$ hosil bo'ladi. Bu yerda $A_{12} = F_1 \Delta_{12}$ bo'lib, F_2 kuch ta'sirida 1 nuqtaning ko'chishida F_1 kuchni o'z yo'nalishida bajargan ishdir. 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 ishdir (7.28- rasm, a)

Demak, $A_{12} = A_{21}$ ikkinchi kuch ta'sirida birinchi kuch qo'yilgan nuqtaning 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 ekan. Bu ta'rif ishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi bo'lib, Betti teoremasi deyiladi.

To'liq A - ishni eguvchi momentlar orqali ifodalaymiz:

$$A = \int_0^l \frac{(M_1 + M_2)^2 dx}{2EI} \quad (7.19)$$

bu yerda - M_1 va M_2 ichki kuch faktorlari, F_1 va F_2 ta'sirida balkaning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan eguvchi momentlaridir. (7.17) tenglikdan A_{12} ishni topamiz: $A_{12} = A - A_{11} - A_{22}$ yoki

$$A_{12} = \int_0^l \frac{(M_1 + M_2)^2 dx}{2EI} - \int_0^l \frac{M_1^2 dx}{2EI} - \int_0^l \frac{M_2^2 dx}{2EI}$$

bu yerdan: $A_{12} = \sum \int_0^l \frac{M_1 M_2 dx}{EI}$ va $A_{21} = \sum \int_0^l \frac{M_2 M_1 dx}{EI}$

IV – holat. $F_1 = F_2 = 1$ birlik kuch deb qabul qilsak,

$$1 \cdot \Delta_{12} = 1 \cdot \Delta_{21} \text{ yoki } \delta_{12} = \delta_{21} \quad (7.20)$$

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 (7.28-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

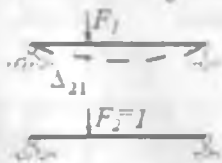
Balka yuklanishining 2 xil holatini ko'ramiz.

Birinchi holda balkaga F_1 tashqi kuch, ikkinchi holda $F_2 = 1$ birlik kuch qo'yilgan bo'lsin (7.29-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.

$$A_{21} = \Delta_{21} = \int_0^l M_2 \frac{M_1 dx}{EI} \quad (7.21)$$



7.29-rasm. Tashqi va birlik kuchlar ta'siridagi balkalar.

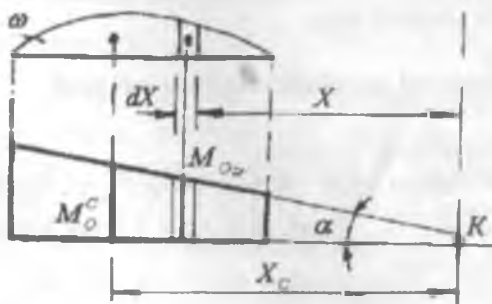
bu yerda M_2 - birlik $F_2 = 1$ kuch ta'siridan hosil bo'lgan moment. (7.21) tenglik, Mor integrali. Demak, Mor integrali yordamida har qanday ko'chishni ichki kuch bilan ifodalash mumkin emas. Buning uchun berilgan balkaning sxemasi yonida birlik kuch bilan yuklangan soxta balka sxemasi chizilar ekan.

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 birliksiz moment ta'sir qildiriladi.

Birlik kuchning yo'nalishi ko'chishning yo'nalishi bilan mos tushishi kerak.

7.6.4. Vereshagin qoidasi

Birlik kuch to'planma kuch yoki moment bo'lishidan qat'iy nazar, bu momentning epyurasi to'g'ri chiziqdir. Tashqi kuch momentining epyurasi to'g'ri chiziqli ham, egri chiziqli ham bo'lishi mumkin. Faraz qilaylik, tashqi kuch momenti M -ning epyurasi egri chiziqli, birlik kuch momenti M_0 - ni epyurasi to'g'ri chiziqli bo'lsin (7.30-rasm). Unda integral $\int_0^l M M_0 dx$ - moment M - ning har qanday holatida - $\omega \cdot M_0$ ifoda bilan almashtirish mumkin.



7.30-rasm. Vereshagin qoidasiga sxema.

Sxemadan: $M = x \cdot tg \alpha$ bo'lsa,

$$\int_0^l M M_0 dx = \int_0^l d\omega \cdot x \cdot tg \alpha$$

kelib chiqadi. Bu yerda $M dx = d\omega$ - 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

$$\omega \cdot x_c \cdot tg \alpha = \omega \cdot M_0^c$$

bu yerda $M_0^c = x_c \cdot tg \alpha$ eguvchi moment M epyurasining og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momentining ordinatasi. Unda

$$\text{Vereshagin formulasi: } \delta = \frac{\omega \cdot M_0^c}{EI} \quad (7.22)$$

Vereshagin usuli bilan cgilishda ko'chishlarni topish uchun, berilgan balka eguvchi momentining epyurasi ostida birlik kuch momenti epyurasi qurilishi kerak, keyin epyuralar o'zaro ko'paytiriladi.

Ramalarda ko'chishlarni hisoblashga oid misollar

Misol-I. Berilgan ramani B tayanchining gorizontal ko'chishi, C nuqtani vertikal kuchishi va D kesimni aylanish burchagi topilsin (7.31-rasm). Berilgan:

$$q=20 \text{ kN/m}; \quad a=2 \text{ m}; \quad n=3 \text{ m}; \quad EI = \text{const}$$

Yechish: I. Ramani tayanch kuchlarini aniqlaymiz.

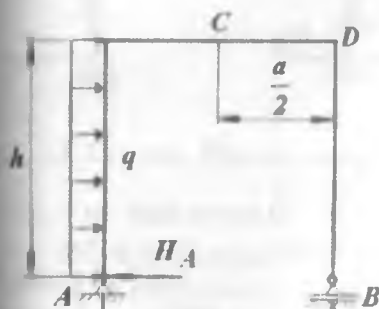
$$\sum x = -H_A + qh = 0; \quad H_A = 60 \text{ kN}; \quad \text{va}$$

$$\sum M_A = 0; \quad Ba - q \frac{h^2}{2} = 0 \text{ bu yerdan } B = q \frac{h^2}{2a} = 45 \text{ kH}$$

$$\sum M_B = 0 \quad Aa - q \frac{h^2}{2} = 0 \text{ tenglamadan } A = q \frac{h^2}{2a} = 45 \text{ kH} \text{ hosil bo'ladi.}$$

2. Eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz va epyuralarini quramiz.

I-I-qirqim. $0 \leq y_1 \leq h = 3 \text{ m} \quad M_{x_1} = H_A \cdot y_1 - q \frac{y_1^2}{2}.$



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. $0 \leq y_2 \leq h; \quad M_{x_2} = 0$

Masalani shartida talab qilingan ko'chishlarni Vereshagin usuli bilan aniqlaymiz. Berilgan balkani eguvchi momenti epyurasining yuzalarini hisoblaymiz. (7.32-rasm, a).

7.31-rasm. Berilgan rama.

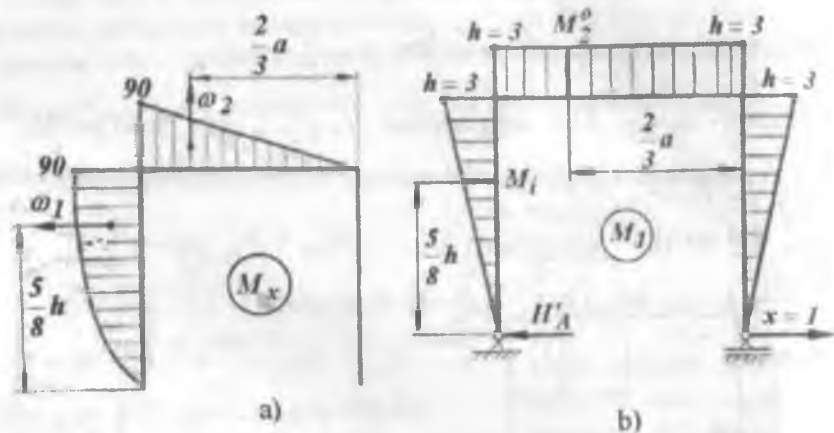
$$\omega_1 = \frac{2}{3} \cdot 90 \cdot 3 = 180 \text{ kNm}^2; \quad \omega_2 = \frac{1}{2} \cdot 90 \cdot 2 = 90 \text{ kNm}^2;$$

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. $M_1^0 = \frac{5}{8}h$ va $M_2^0 = h = 3$ (7.32-rasm, b).

$$B \text{ nuqtani gorizontal ko'chishi } \Delta_B = \frac{\omega_1 M_1^0}{EI} + \frac{\omega_2 M_2^0}{EI} = \frac{180 \cdot \frac{5}{8} \cdot 3}{EI} + \frac{90 \cdot 3}{EI} = \frac{4860}{8EI}$$

C nuqtani vertikal ko'chishini aniqlash uchun, ramani shu nuqtasiga $x_1 = 1$ birlik kuchini qo'yamiz va eguvchi moment epyurasini quramiz (7.33-rasm). $x_1 = 1$ birlik kuch rama gorizontal qismining o'rtasida ta'sir qilganligi uchun $A' = B' = \frac{1}{2}$. Unda

$$M_c = -A' \frac{a}{2} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} = -\frac{1}{4} m$$



7.32-rasm. Eguvchi moment epyurlari: a) tashqi kuch va b) birlik kuch ta'siridan.

C nuqtani vertikal ko'chishi $\Delta_C = \frac{\omega_2 M_3^0}{EI} = \frac{\omega_{x1} M_q^0}{EI}$

bu yerda $\omega_{x1} = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot \frac{a}{2} = \frac{1}{2} \cdot 0,5 \cdot \frac{2}{2} = \frac{1}{4} m^2$

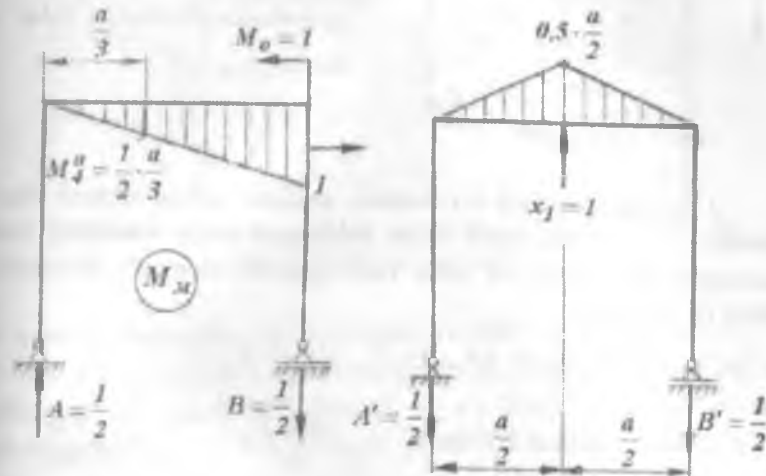
$M_q^0 = B' \cdot \frac{a}{2} = 45 \cdot \frac{2}{2} = 45 kNm$ - berilgan ramaning gorizontal qismidagi eguvchi moment epyurasini $x_1 = 1$ birlik kuchi momenti epyurasining yuzi ω_{x1} ni og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi ordinatasi. Unda

$$\Delta_C = \frac{\frac{1}{4} \cdot 45}{EI} = \frac{11,25}{EI}$$

D kesimni aylanish burchagini aniqlash uchun ramani shu nuqtada $M_0 = 1$ birlik momenti bilan yuklaymiz (7.33-rasm) va reaksiya kuch-

larini aniqlaymiz: $A = -B = \frac{M}{a} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{1} \right)$ birlik momenti (M_m) epyurini

quramiz. D kesimni aylanish burchagi: $\theta_D = \frac{\omega_2 \cdot M_4^0}{EI} = \frac{90 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{2}{3}}{EI} = \frac{30}{EI}$



7.33-rasm. Eguvchi moment epyurlari: a) birlik moment va b) birlik kuch ta'siridan.

Misol-2. Berilgan rama (7.34-rasm) A kesimining vertikal, B kesimining gorizontal ko'chishlari va C kesimining aylanish burchaklari topilsin. Ramani gorizontal va vertikal sterjenlari uchun $EI = \text{sonst}$.

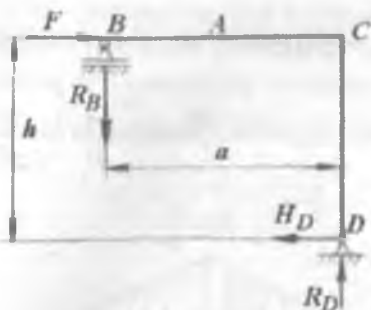
Yechish: Ramani D va B tayanchlaridagi R_D va R_B reaksiya kuchlarini aniqlaymiz (7.34-rasm). $\sum x = 0$ $F - H_D = 0$ va $H_D = F$

$$\sum M_B = -H_D \cdot h + R_D \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R_D = \frac{H_D \cdot h}{a} = \frac{F \cdot h}{a}$$

$$\sum M_D = -F \cdot h + R_B \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R_B = \frac{F \cdot h}{a}$$

Tekshirish: $\sum y = R_D - R_B = 0$ yoki $\frac{F \cdot h}{a} - \frac{F \cdot h}{a} = 0$

Ramani eguvchi momenti epyuralarini quramiz. Ramani har bir oraliqidagi eguvchi momenti epyuralarining yuzalarini hisoblaymiz va ularning og'irlik markazlarini topamiz.



7.34-rasm

$$\omega_1 = \frac{1}{2} \cdot R_B \cdot a \cdot a - F \cdot h \cdot a \cdot \frac{1}{2};$$

$$\omega_2 = \frac{1}{2} \cdot H_D \cdot h \cdot h = \frac{1}{2} Fh^2$$

Ramaning tegishli kesimlaridagi salqilik va aylanish burchaklarini Vereshagin formulasi bilan aniqlaymiz. $\Delta = \frac{\omega \cdot M^0}{EI}$

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 (7.35-rasm).

$$\sum M_D = Ba - x_1 \frac{a}{2} = 0 \quad \text{va} \quad B = \frac{x_1}{2} \quad M_A = -B \frac{a}{2} = \frac{-x_1 a}{4} = -\frac{a}{4}$$

$$A \text{ kesimni vertikal ko'chishi } \Delta_A = \frac{\omega_1' M_F^0}{EI} = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{a}{4} \cdot \frac{Fh}{2} = \frac{Fha^2}{16EI}$$

bu yerda $\omega_1' = \frac{1}{2} \cdot a \cdot \frac{a}{4} = \frac{a^2}{8}$ 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, $M_F^0 = R_B \cdot a = \frac{Fh}{2}$

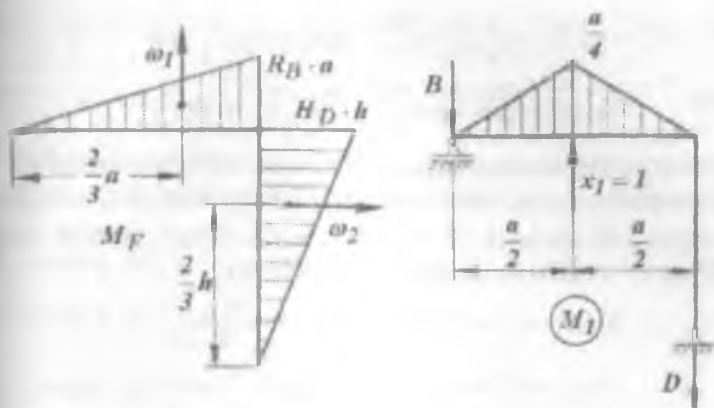
B kesimni gorizontal ko'chishini aniqlash uchun ramani shu nuqtasiga gorizontal $x_2 = 1$ birlik kuchini joylashtiramiz va soxta ramani $x_2 = 1$ birlik kuchi eguvchi momenti epyurasini quramiz

$$\text{- Reaksiya kuchlari } \sum x = x_2 - H_D' = 0; \quad H_D' = x_2 = 1$$

$$\sum M_B = -H_D' \cdot h + R_D' \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R_D' = \frac{H_D' h}{a} = \frac{x_2 h}{a} = \frac{h}{a}$$

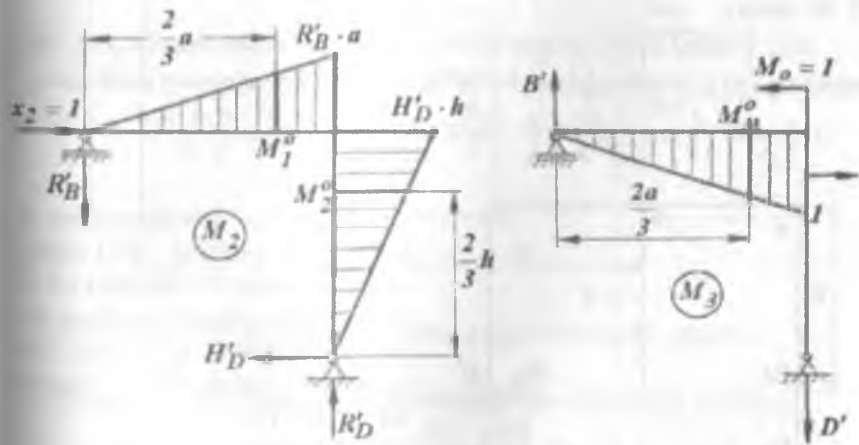
$$\sum M_D = -x_2 \cdot h + R_B' \cdot a = 0 \quad \text{va} \quad R_B' = \frac{h}{a}$$

B kesimni gorizontal ko'chishini Vereshagin formulasi bilan aniqlaymiz. $\Delta_B = \frac{\omega_1 M_1^0 + \omega_2 M_2^0}{EI}$ bu yerda $\omega_1 = \frac{Fha}{2}$ va $\omega_2 = \frac{Fh^2}{2}$ - tashqi



7.35-rasm. Eguvchi moment epyurlari: a) tashqi kuch va b) birlik kuch ta'siridan.

kuch eguvchi momenti epyuralarining yuzalari (7.36 - 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



7.36 -rasm. Eguvchi momenti epyurlari: a) birlik kuch va b) birlik moment ta'siridan.

$$\text{ordinatasi. } M_1^0 = R_B^1 \cdot \frac{2}{3}a = \frac{h}{a} \cdot \frac{2a}{3} = \frac{2h}{3}, \quad M_2^0 = H_D^1 \cdot \frac{2h}{3} = 1 \cdot \frac{2h}{3} = \frac{2h}{3}$$

$$\text{Unda } \Delta_B = \frac{1}{EI} \left(\frac{Fha}{2} \cdot \frac{2h}{3} + \frac{Fh^2}{2} \cdot \frac{2h}{3} \right) = \frac{Fh^2}{3} (a+h)$$

C kesimni aylanish burchagini Vereshagin usuli bilan aniqlash ramani shu nuqtasini $M_0=1$ birlik momenti bilan yuklaymiz va eguvchi moment epyurasini quramiz (7.36-rasm). Soxta ramani tayanch nuqtalaridagi B' va D' – reaksiya kuchlarini hisoblaymiz.

$$\Sigma M_D = -B' \cdot a + M^0 = 0 \quad \text{va} \quad B' = \frac{M^0}{a} = \frac{1}{a}$$

$$\Sigma M_D = -B' \cdot a + M^0 = 0 \quad \text{va} \quad D' = \frac{M^0}{a} = \frac{1}{a}$$

$$\text{tekshirish: } \Sigma y = B' - D' = 0 \quad \text{yoki} \quad \frac{1}{a} - \frac{1}{a} = 0$$

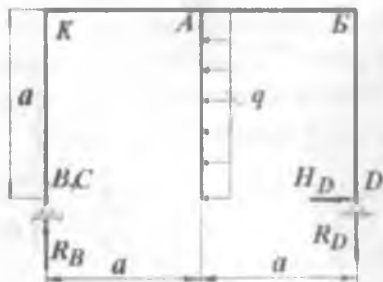
$$S \text{ nuqtadagi eguvchi momenti } M_c = B' \cdot a = \frac{1}{a} \cdot a = 1$$

$$\text{Kesimni aylanish burchagining formulasi } \theta_c = \frac{\omega_1 \cdot M^0}{EI}$$

Bu yerda $\omega_1 = \frac{Fha}{2}$ - tashqi kuch eguvchi momenti epyurasining yuzasi (7.36 -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.

$$M_M^0 = B' \cdot \frac{2}{3}a = \frac{1}{a} \cdot \frac{2a}{3} = \frac{2}{3}. \quad \text{Unda } \theta_c = \frac{F \cdot h \cdot a \cdot 2}{2 \cdot EI \cdot 3} = \frac{F \cdot h \cdot a}{3 \cdot EI}$$



7.37-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 $EI = \text{const}$ (7.37-rasm).

Yechish.

1) Ramani tayanch nuqtalaridagi R_B va R_D reaksiya kuchlarini hisoblaymiz.

$$\Sigma x = H_D - qa = 0 \quad \text{va} \quad H_D = qa$$

$$\sum M_D = -R_B 2a + q \frac{a^2}{2} = 0 \quad \text{va} \quad R_B = \frac{qa}{4}$$

$$\sum M_B = -R_D 2a + q \frac{a^2}{2} = 0 \quad \text{va} \quad R_D = \frac{qa}{4}$$

2) Ramani eguvchi moment epyurasini quramiz. Buning uchun ramani B, K, A, B va D nuqtalaridagi momentlarini hisoblaymiz (7.38-rasm).

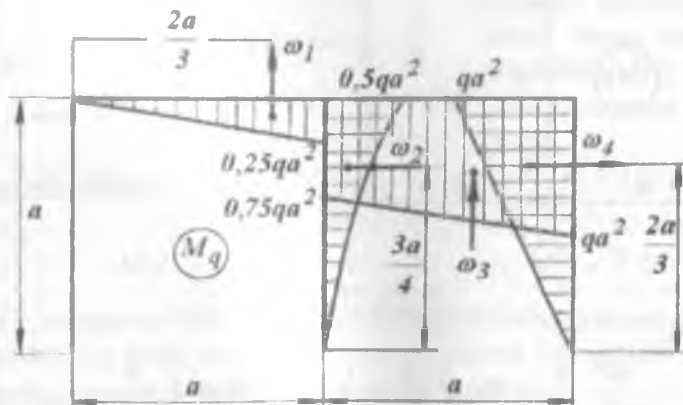
$$BK - \text{oraliq. } M_B = 0; \quad M_K = 0;$$

$$AK - \text{oraliq. } M_A = R_B \cdot a = q \frac{a^2}{4}$$

$$AI' - \text{oraliq. } M_{I'} = 0 \quad M_A = -q \frac{a^2}{2};$$

$$AB - \text{oraliq. } M_A = H_D a - R_D a = \frac{3}{4} qa^2$$

$$DB - \text{oraliq. } M_D = 0; \quad M_B = H_D a = qa = qa^2$$



7.38-rasm. Tashqi kuch ta'siridan eguvchi moment epyurasi.

Ramani har bir oraliq eguvchi moment epyuralarining yuzalari:

$$\omega_1 = \omega_3 + \omega_4 = 0.75qa^2 a + \frac{1}{2} (qa^2 - 0.75qa^2) a = \frac{7}{8} qa^3;$$

$$\omega_4 = \frac{1}{2} \cdot qa^2 a = \frac{qa^3}{2}; \quad \omega = \frac{1}{2} \cdot 0.25qa^2 a = \frac{qa^3}{8} \quad \omega_2 = \frac{1}{3} \cdot 0.5qa^2 a = \frac{qa^3}{6}$$

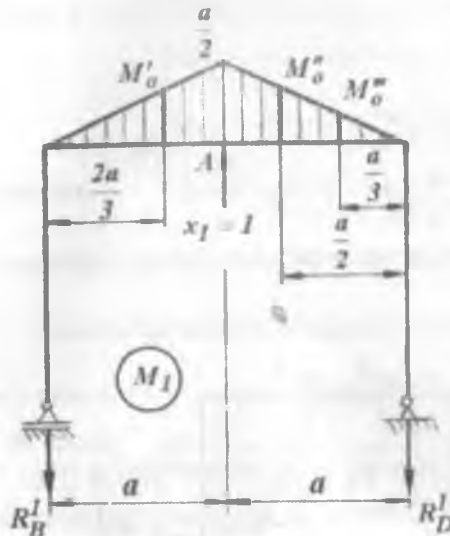
3) B, C va A - kesimlarning ko'chishlari va aylanish burchaklarini Vereshagin qoidasi bilan topamiz. A - kesimni vertikal ko'chishini

aniqlash uchun ramani shu nuqtasidan $x_1 = 1$ birlik kuch bilan yuklaymiz va eguvchi moment epyurasini quramiz.

Soxta ramaning reaksiya kuchlari va eguvchi moment epyurasi (7.39-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 kesimdag $x_1 = 1$ kuch eguvchi momenti $M_{1-1} = -R'_B \cdot a = -\frac{a}{2}$ (m) va vertikal ko'chish

7.39-rasm. Birlik kuch momenti

$$\Delta_A = -\frac{\omega_1 \cdot M'_1 + \omega_2 \cdot M'_2 + \omega_3 \cdot M'_3}{EI} = -\frac{\frac{qa^3}{8} \cdot \frac{a}{3} + 0,75qa^3 \cdot \frac{a}{4} + \frac{1}{2}(qa^2 - 0,75qa^2) \cdot \frac{a}{6}}{EI} = -\frac{qa^4}{4}$$

Bu yerda M'_0 - Berilgan ramani tashqi kuch eguvchi moment epyurasi ω_1 - yuzasining og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi $x_1 = 1$ birlik kuch eguvchi momenti M_1 - epyurasining ordinatasi.

$$M'_0 = R'_B \cdot \frac{2a}{3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2a}{3} = \frac{a}{3}$$

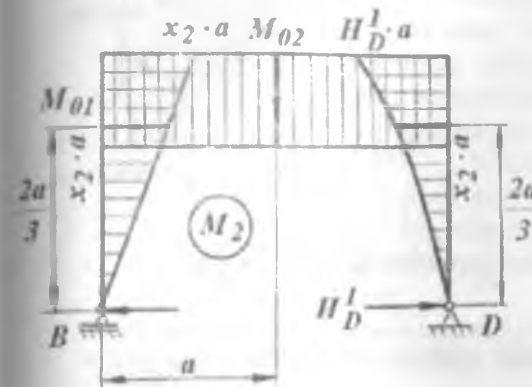
$$M'_0 = R'_D \cdot \frac{a}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{2} = \frac{a}{4}, \quad M'_0 = R'_D \cdot \frac{a}{3} = \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{3} = \frac{a}{6}$$

Ramani AB - oraliqda eguvchi moment epyurasining yuzasi trapeziya 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 B 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 (7.40-rasm).



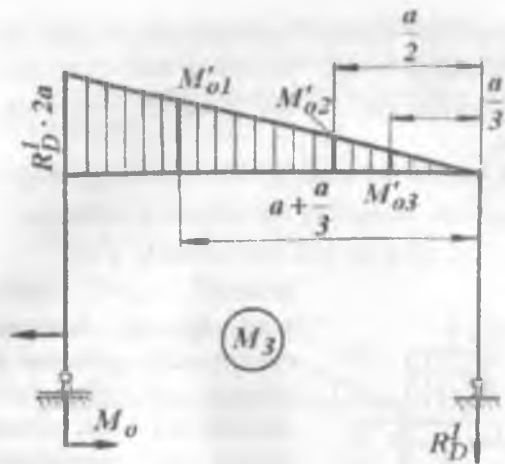
7.40-rasm. Birlik kuch momenti epyuri

$\Sigma x = -x_2 + H'_D = 0$ va $H'_D = x_2 = 1$

$$M_{02} = x_2 \cdot a = a \quad \text{va} \quad M_{03} = H'_D \cdot \frac{2a}{3} = \frac{2a}{3}$$

C kesimni aylanish burchagini aniqlash uchun ramani shu kesimidan $M_0 = 1$ birlik momenti bilan yuklaymiz va eguvchi moment epyurasini quramiz. kesimni gorizontal ko'chishi.

$$\Delta_B = \frac{1}{EI} (\omega_1 \cdot M_{02} + \omega_2 \cdot M_{02} + \omega_4 \cdot M_{03})$$



7.41 - rasm Birlik moment epyuri.

$$\Delta_B = \frac{1}{EI} \left(\frac{qa^3}{8} \cdot a + \frac{7}{8} qa^3 \cdot a + q \frac{a^3}{2} \cdot \frac{2a}{3} \right) = \frac{4}{3} qa^4$$

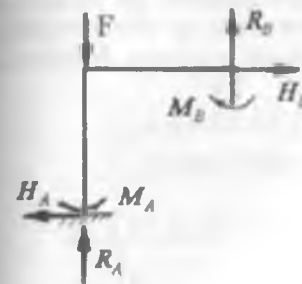
7.7. Statik noaniq sistemalar

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 (7.42-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:

$$\left. \begin{array}{l} \sum X = 0 \\ \sum Y = 0 \\ \sum M = 0 \end{array} \right\} 7.24$$

Statikaning tenglamalaridan va rasmdan ko'rinib turibdiki, har bir Sistemadagi noma'lum reaksiya kuchlarining soni statikaning tenglamalari sonidan ortiqcha ekan. Bunday sistemalar statik noaniq sistemalar, noma'lum reaksiya kuchlarini aniqlash statik noaniq masalalar

deyiladi. Statik noaniq sistemalarni hisoblash uchun, avval uni aniqmaslik darajasi topiladi $S = n - 3$



7.42-rasm. Statik noaniq rama.

3-statikaning muvozanat tenglamalari soni; n – sistemadagi noma'lumlar soni;

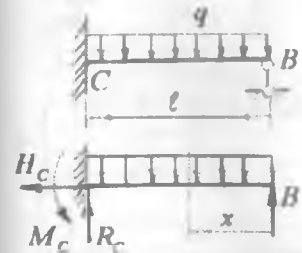
Sistemaning aniqmaslik darajasi-ning ortiqcha bog'lanishlari soniga teng bo'ladi. Ortiqcha bog'lanishlari yo'qotilgan yoki statik aniqmaslik darajasi ochilgan har qanday statik noaniq sistema – statik aniq sistemadir. Sistemani aniqmaslik darajasi qo'shimcha tenglamalar – sistemaning deformatsiya tenglamasi tuzilishi bilan ochiladi.

Sistemaning deformatsiya tenglamasi quyidagi usullardan bittasini tadbqiq etish bilan tuziladi:

- 1) balka egilgan o'qining differentsial tenglamasi;
- 2) ko'chishlarni taqqoslash;
- 3) Mor integrali yoki Vereshagin formulasini tadbqiq etish;
- 4) Uch moment teoremasini tatbiq etish;
- 5) Kuch usuli. Kanonik tenglama tuzish.

Balka egilgan o'qining differentsial tenglamasini tatbiq etish.

Ortiqcha bog'lanish yoki ortiqcha noma'lum sifatida B tayanchdagi reaksiya kuchini tanlaymiz. B noma'lum reaksiya kuchi va q bilan yuklangan sistema statik noaniq sistema bo'lib asosiy sistema deyiladi.



7.43-rasm. Statik noaniq balka.

Asosiy sistema berilgan sistemaga-ekvivalentdir. Noma'lum reaksiya kuchlarini topish uchun statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum X = -H_A = 0 \quad a)$$

$$\sum Y = -R_C - q\ell + B = 0 \quad b)$$

$$\sum M_C = -M_C + q \frac{\ell^2}{2} - B\ell = 0 \quad v)$$

(a), (b) va (v) tenglamalardan ko'rinib turibdiki, noma'lum reaksiya kuchlarining soni statikaning muvozanat tenglamalaridan

ortiqcha ekan. Shuning uchun, bu masala statik noaniqdir. Sistemaning aniqmaslik darajasini topamiz: $S = n - 3 = 4 - 3 = 1$

Sistemaning aniqmaslik darajasi birga teng ekan, ya'ni $S = 1$. Sistemani aniqmaslik darajasini ochish uchun bitta qo'shimcha tenglama tuzish kerak. Buning uchun balka egilgan o'qining differensial

tenglamasidan foydalanamiz. $EI \cdot y^{11} = Bx - q \frac{x^2}{2}$

Differensial tenglamani ikki marotaba integrallaymiz:

$$EI \cdot y' = B \frac{x^2}{2} - q \frac{x^4}{6} + C \quad g)$$

$$EI \cdot y = B \frac{x^3}{6} - q \frac{x^4}{24} + CX + D \quad d)$$

Integrallash doimiyligi C va D hisobiga noma'lumlar soni ikkitaga ortdi. Lekin, balka uchlarning tayanchlarga tayanish shartlariga ko'ra: $X = 0$ da $U = 0$ va $D = 0$ $X = \ell$ da $y = 0$, va $y' = 0$

$$\text{unda} \quad \left. \begin{aligned} B \frac{\ell^2}{2} - q \frac{\ell^3}{6} + C &= 0 \\ B \frac{\ell^3}{6} - q \frac{\ell^4}{24} + C\ell &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (d)$$

(e) tenglamalar sistemasidan $B = \frac{3}{8} q\ell$ kelib chiqadi.

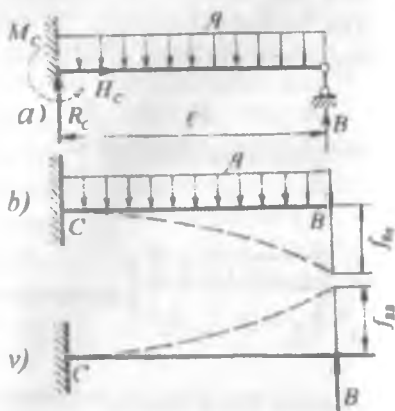
Ko'chishlarni taqqoslash usuli. Asosiy sistemadagi B nuqtaning salqiligi q va B reaksiya kuchlari ta'siridagi salqilarning yig'indisiga teng bo'ladi (7.44-rasm), ya'ni

$$f_B = f_{Bq} + f_{BB} = 0;$$

bu yerda: $f_{Bq} = -\frac{q\ell^4}{8EI}$ B nuqtaning q kuchi ta'siridan salqiligi.

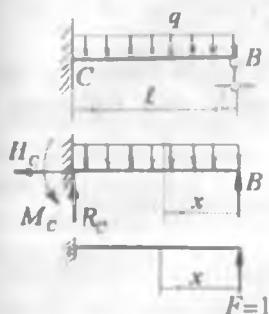
$$f_{BB} = \frac{B\ell^3}{3EI} - B$$

nuqtaning B reaksiya kuchi ta'siridan ko'chishi, $-\frac{q\ell^4}{8EI} + \frac{B\ell^3}{3EI} = 0$



7.44-rasm.

yoki $B = \frac{3q\ell}{8}$ B reaksiya kuchining qiymatini shunday hisoblab topildi-ki, bu holatda q va B kuchlar ta'siridagi ko'chishlar o'zaro teng bo'ldi.



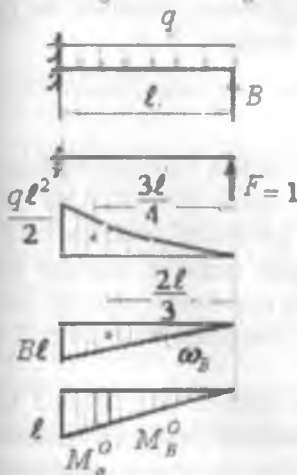
7.45-rasm. Tashqi va birlik kuch bilan yuklangan balkalar.

Mor integralini tadbiq 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 (7.45-rasm). $M_x = Bx - q \frac{x^2}{2}$ tashqi kuch va noma'lum reaksiya kuchi B ta'siridagi eguvchi moment tenglamasi

$$M_o = Fx = 1 \cdot x = x$$

B nuqtaning salqiligi nolga teng, ya'ni: $f_B = 0$ yoki

$$f_B = \int_0^l \frac{M_x M_o dx}{EI} = \int_0^l \frac{(Bx - q \frac{x^2}{2}) \cdot dx}{EI} = 0; \text{ bu yerda } \frac{1}{EI} \neq 0,$$



7.46-rasm

$\int_0^l (Bx - q \frac{x^2}{2}) \cdot dx = 0$ yoki 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 epyurasi yuzalarini topamiz:

$$\omega_q = \frac{1}{3} q \frac{\ell^2}{2} = q \frac{\ell^3}{6}, \quad \omega_B = \frac{1}{2} B \ell \cdot \ell = \frac{B \ell^2}{2}$$

Ushbu yuzalarining og'irlik

markazlariga to'g'ri keluvchi birlik kuchi momenti epyurasining ordinatasini topamiz: $M_A^* = \frac{3}{4}\ell$ va $M_B^* = \frac{2}{3}\ell$.

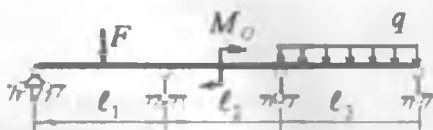
B nuqtaning ko'chishini yozamiz:

$$f_B = \frac{\omega_A \cdot M_A^* + \omega_B \cdot M_B^*}{EI} = \frac{1}{EI} \left(-q \frac{\ell^3}{6} \cdot \frac{3}{4}\ell + \frac{B\ell^2}{2} \cdot \frac{2}{3}\ell \right) = 0 \text{ va } B = \frac{3}{8}q\ell$$

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 shamirlar bo'lmagan balkaga aytiladi. Uzlüksiz balkaning chetki kesimlari shamirli yoki qistirib, mahkamlangan tayanchlarga tayanadi.

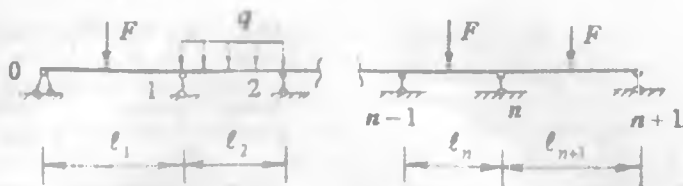


7.47-rasm. Uzlüksiz balka.

Bo'ylama kuchni qabul qilish uchun uzlüksiz balkaning bitta tayanchi qo'zg'almas shamirli bo'lishi kerak.

Harorat ta'sirida uzunligini o'zgartirishi uchun uzlüksiz balkaning qolgan tayanchlarini qo'zg'aluvchan shamirli qabul qilinadi. Agar balka $n + 1$ ta shamirli tayanchga tayansa, unda gorizonta reaksiya kuchini hisobga olmaganda, shuncha vertikal yo'nalgan reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Berilgan uzlüksiz balka uchun ikkita muvozanat shartini tuzish mumkin bo'lganligi uchun, bu balka $n - 1$ marotaba noaniqdir (7.48-rasm).

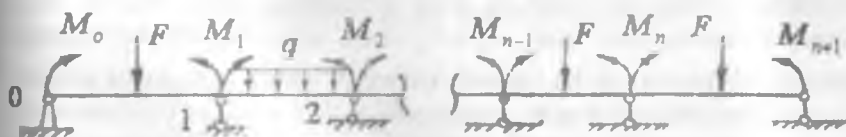
Balkaning tayanchlari chapdan o'ngga qarab 0; 1; 2; 3 ... $n-1$ va $n + 1$ sonlari bilan belgilanishi mumkin. Tayanchlar orasidagi masofalar $\ell_1, \ell_2, \ell_3, \dots, \ell_n$ va ℓ_{n+1} bilan belgilanadi. Har bir oraliq uzunligining indeksi o'ng tayanch nomeriga to'g'ri keladi.



7.48-rasm. Uzlüksiz balkani hisoblash sxemasi.

Balkaning uzunligi bo'ylab kesimning inersiya momenti bir xil bo'lsin. Uzlüksiz balkaning aniqlanish darajasini ochish uchun uch moment teoremasidan foydalanamiz. Buning uchun uzlüksiz balkaning asosiy sistemasini tanlaymiz. Asosiy sistemada oraliq shamirli tayanchlar ustiga shamirlar, noma'lum reaksiya kuchlari o'rniga esa noma'lum tayanch momentlari qabul qilingan.

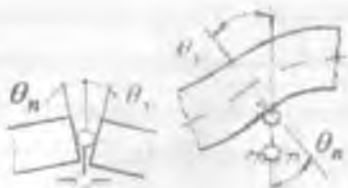
Bunday asosiy sistemada har bir tashqi kuch, o'zi qo'yilgan oraliqqa ta'sir qiladi, ya'ni tashqi kuch balkaning boshqa oraliqlariga ta'siri noma'lum tayanch momentida ifodalanadi.



7.49-rasm. Noma'lum momentlar bilan yuklangan uzlüksiz balka.

Demak, asosiy sistema – shamirlarga 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.

Asosiy sistemada, har bir oddiy ikki tayanchli balka, boshqa balkalardagi kuchlarga bog'liq bo'lmasdan, o'ziga qo'yilgan tashqi kuch ta'sirida alohida deformatsiyalanadi. Demak, ikkita balkaning bir tayanchga tayanuvchi kesimlaridan bittasi θ_1 burchakga, ikkinchisi esa θ_2 burchakka aylanar ekan. Berilgan balkada bu ikkita kesim bir butun



7.50-rasm.
Tayanch kesimni aylanishi.



7.51-rasm. Ikki prolyotli uzluksiz
balka

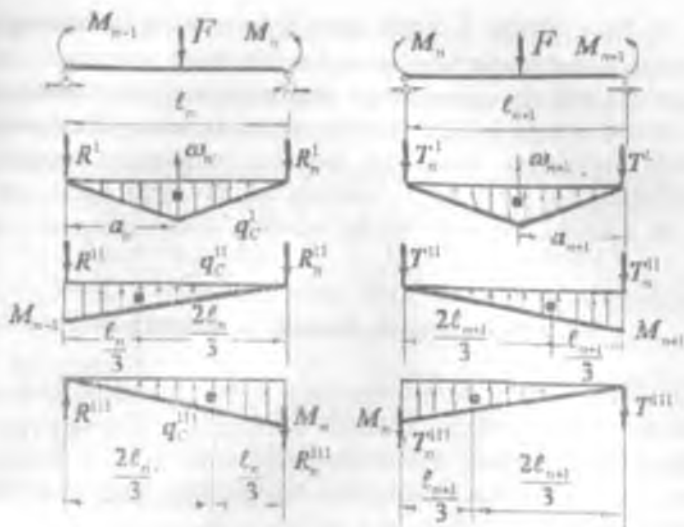
bo'lganligi uchun, tayanch kesimining deformatsiyasi (aylanish burchagi) quyidagicha bo'ladi.

Bu yerda θ_n - uzunligi l_n bo'lgan chap balkani tayanchga tayanuvchi kesimining aylanish burchagi;

θ_y - uzunligi l_{n+1} bo'lgan o'ng balkaning n tayanchga tayangan kesimining aylanish burchagi. Bu ikkita kesim bir butun bo'lganligi uchun $\theta_n = \theta_y$, ya'ni o'zaro qarama-qarshi burchaklar tengdir. n - tayanchga tayanuvchi chap va o'ng balkalardagi M_{n-1} , M_n va M_{n+1} noma'lum momentlari faqat $\theta_n = \theta_y$ shart uchun tegishli bo'lmasdan uzluksiz balkaning barcha tayanch kesimlari uchun ham ahamiyatlidir θ_n va θ_y burchaklarini topish uchun grafoanalitik usuldan foydalanamiz l_n va l_{n+1} uzunlikdagi balkalarni alohida-alohida chizib olamiz. Har qaysi balkalar uchun berilgan tashqi kuch va noma'lum momentlar ta'siridagi eguvchi momentlar epyuralarini quramiz. Uchta soxta balkani bir butun - bitta soxta balka deb qarash kerak, chunki biz o'quvchiga l kuchi: M_{n-1} , M_n va M_{n+1} noma'lum momentlarining eguvchi momenti tushunarli bo'lsin deb, har bir asosiy balka uchun uchtadan eguvchi moment epyurasini qurdik.

$$\text{Unda } R_n = R_n^I + R_n^{II} + R_n^{III} \text{ va } T_n = T_n^I + T_n^{II} + T_n^{III}$$

R_n va T_n reaksiya kuchlarini topish uchun soxta balkadagi taqsimlangan kuch intensivligi q_c - lardan va R_n, R_n, R_n, T_n, T_n va T_n reaksiya kuchlaridan $n-1$ va $n+1$ tayanchlarga nisbatan momentlarining yig'indisini nolga tenglashtiramiz.



7.52-rasm. n - tayanch kesimining aylanish burchagini grafoanalitik usulda hisoblash sxemalari.

Chap balka uchun:

$$\sum M_{n-1} = R_n \cdot \ell_n - \omega_n \cdot a_n - \frac{M_{n-1} \cdot \ell_n}{2} \cdot \frac{\ell_n}{3} - \frac{M_n \cdot \ell_n}{2} \cdot \frac{2\ell_n}{3} = 0$$

Bu yerdan

$$R_n = \frac{M_{n-1} \cdot \ell_n}{6} + \frac{M_n \cdot \ell_n}{3} + \omega_n \frac{a_n}{\ell_n}$$

U paytda chap balka tayanch kesimini aylanish burchagi quyidagicha topiladi.

$$\theta_n = \frac{Q_n^I}{EI} = \frac{R_n}{EI} = \frac{1}{EI} \left(\frac{M_{n-1} \ell_n}{6} + \frac{M_n \ell_n}{3} + \omega_n \frac{a_n}{\ell_n} \right) \quad (7.25)$$

O'ng balka uchun:

$$\sum M_{n+1} = -T_n \cdot \ell_{n+1} + \omega_{n+1} \cdot a_{n+1} + \frac{M_{n+1} \cdot \ell_{n+1}}{2} \cdot \frac{\ell_{n+1}}{3} + \frac{M_n \cdot \ell_{n+1}}{2} \cdot \frac{2\ell_{n+1}}{3} = 0$$

Bu yerdan

$$T_n = \frac{M_{n-1} \cdot \ell_{n+1}}{6} + \frac{M_n \cdot \ell_{n+1}}{3} + \omega_{n+1} \frac{a_{n+1}}{\ell_{n+1}} \quad \text{va}$$

$$\theta_y = \frac{Q_n^y}{EI} = \frac{T_n}{EI} = \frac{1}{EI} \left[\frac{M_{n+1} \ell_{n+1}}{6} + \frac{M_n \ell_{n+1}}{3} + \frac{\omega_{n+1} a_{n+1}}{\ell_{n+1}} \right] \quad (7.26)$$

Q_n va Q_y ifodalarni (7.25) va (7.26) -larni o'zaro tenglashtirsak:

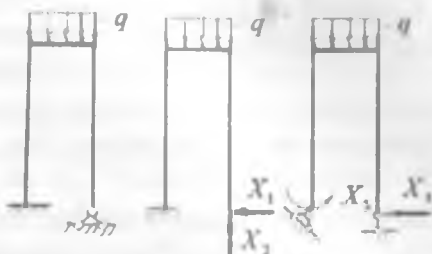
$$M_{n-1} \ell_n + 2M_n (\ell_n + \ell_{n+1}) + M_{n+1} \ell_{n+1} = -EI \left(\frac{\omega_n a_n}{\ell_n} + \frac{\omega_{n+1} a_{n+1}}{\ell_{n+1}} \right) \quad (7.27)$$

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 hisqblansa, 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 noaniq ramalarni hisoblash

Ramali (binkmalar) konstruksiyalar o'zaro biki qilib birlashtirilgan sterjenlardan tashkil topgan. Ulardan bittasining deformatsiyasi unga yondashgan boshqalarining deformatsiyasiga sabab bo'ladi. Bunday statik noaniq sistemalarni kuch usuli bilan hisoblashda ham asosiy sistema tanlab olish kerak.



7.53-rasm. Berilgan statik noaniq rama va unga ekvivalent hisoblangan asosiy sistemalarning mumkin bo'lgan variantlari

Sistema bir necha variantda tanlab olinadi. Asosiy sistemani tanlashda ortiqcha bog'lanishlar ortiqcha noma'lumlar X bilan almashtiriladi. Asosiy sistemada statik noaniq sistema sodda va statik aniq ko'rinishga ega bo'lishi, geometrik o'zgarmas bo'lishi kerak.

Ikki marta statik noaniq rama uchun asosiy sistemaning ikkita varianti va bir marta statik noaniq ramaning asosiy sistemasi 7.53-rasmga 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 yuborilar ekan.

Asosiy sistema variantlaridan biri (7.53-rasm) ga ko'ra B tayanch qo'zg'almas – shamirli 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 V nuqtaning barcha kuchlar ta'siridan gorizontaal va vertikal ko'chishlari cheklangandir, ya'ni $\Delta_P(q, x_1, x_2) = 0$.

Deformatsiya tenglamalari bu holda quyidagicha yoziladi:

$$\Delta_P = \Delta_{Pk1} + \Delta_{Pk2} + \Delta_{Pq} = 0 \quad (\text{gorizontaal ko'chish})$$

$$\Delta_P = \Delta_{Pn1} + \Delta_{Pn2} + \Delta_{Pn} = 0 \quad (\text{vertikal ko'chish})$$

X_1 va X_2 noma'lumlardan hosil bo'ladigan ko'chishlarni quyidagicha yozish mumkin $\Delta_{Pn1} = \delta_{Pn1} X_1$ va $\Delta_{Pn2} = \delta_{Pn2} X_2$

Bu yerda δ_{Pn1} va δ_{Pn2} - asosiy sistema B tayanchini $X_1 = 1$, $X_2 = 1$ birlik kuchlari ta'siridan ko'chishidir. Gorizontaal ko'chishda $\Delta_P = \Delta_1$ va vertikal ko'chishda $\Delta_P = \Delta_2$ deb qabul qilinsa, yuqoridagi tenglama quyidagicha yoziladi.

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \Delta_{1n} &= 0 \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \Delta_{2n} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (7.28)$$

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 qunladi. 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.

Misol-1. 1) Berilgan statik aniqmas balkaning B tayanchdagi reaktiv moment M_B topilsin. 2) M_x va Q_x epyuralari qurilsin.

1) Balkaning uzunligi bo'ylab salqilik epyurası qurilsin. $\alpha = 1,0$

Yechish: Berilgan sistemaning ekvivalent sxemasini tanlaymiz (7.54-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. Binnchi 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 salqiliginı ifodolovchi universal formulani tuzamiz.

$$f = y_0 + Q_0 x + \frac{1}{EI} \left[B \frac{x^3}{6} - M_B \frac{x^2}{2} - q \frac{(x-\ell)^4}{24} + A \frac{(x-2\ell)^3}{6} + q \frac{(x-2\ell)^4}{24} - P \frac{(x-\ell)^3}{6} \right] \quad (a)$$

U_0 va Q_0 balkaning boshlang'ich B kesimining salqiligi va aylanish burchagi (b) tenglamadagi $x = 0$ va balkaning B kesimida tayanishga asosan nolga tengdir. $x = 2\ell$ bo'lsa balkaning A tayanchida salqilik nolga teng bo'ladi.

$$\text{Demak, } f = f_A = \frac{1}{EI} \left[B \frac{8\ell^3}{6} - M_B \frac{4\ell^2}{2} - q \frac{\ell^4}{24} - P \frac{\ell^3}{6} \right] = 0 \quad \text{yoki}$$

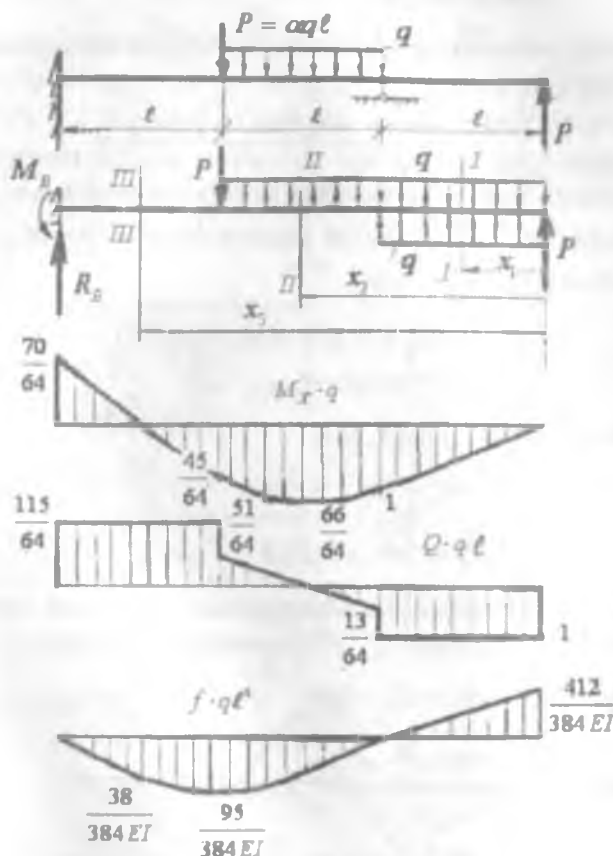
$$\frac{8B\ell^3}{6} - \frac{4M_B\ell^2}{2} - \frac{P\ell^3}{6} - \frac{q\ell^4}{24} = 0 \quad \text{bu yerdan}$$

$$M_B = \frac{1}{2} \left(\frac{8B\ell^3}{6} - q \frac{\ell^3}{6} - P \frac{\ell^2}{24} \right) = \frac{4B\ell}{6} - \frac{5 \cdot q \cdot \ell^2}{48} \quad (v)$$

(a) va (v) tenglamalarni o'zaro tenglashtirib, B reaksiya kuchini topamiz: $2B\ell - 2P\ell - q \frac{\ell^2}{2} = 4B\ell - \frac{5q\ell^2}{48}$

bu yerdan $B = \frac{115 \cdot 6}{48 \cdot 8} q \ell^2 = \frac{115}{64} q \ell^2$ ifodani (a) tenglamaga qo'ysak,

M_B momentni topamiz: $M_B = 2 \cdot \frac{115}{64} q \ell^2 - 2q \ell^2 - q \frac{\ell^3}{2} = \frac{70}{64} q \ell^2$



7.54-rasm. Statik noaniq balka uchun eguvchi moment, ko'ndalang kuch va salqilik epyurlari.

Endi barcha kuchlardan B nuqtaga nisbatan moment tenglamasini tuzamiz va A tayanch kuchini topamiz:

$$\Sigma M_B = -M_B + P\ell + q2\ell\left(\frac{2\ell}{2} + \ell\right) - A \cdot 2\ell - P \cdot 3\ell - q\ell\left(\frac{\ell}{2} + 2\ell\right) = 0$$

$$A = \frac{-M_B + P\ell + 4q\ell^2 - 3P\ell - 2.5q\ell^2}{2\ell} = -\frac{102}{128}q\ell$$

tekshirish: $\sum y = B - P - 2q\ell + A + q\ell + P = 0$ yoki

$$B + A - q\ell = \frac{115}{64} - \frac{102}{128} - 1 = 0, \quad 0 = 0$$

Balkani uchta oraliqqa bo'lib M_x va Q_x epyuralarni quramiz:

I-I-qirgim. $0 \leq x_1 \leq \ell$ $M_{x_1} = Px_1 = q\ell x_1$ va $Q_{x_1} = -P = -q\ell$

M_x va Q_x tenglamalarini tuzishda balkaning $0 \leq x_1 \leq \ell$ oralig'dagi taqsimlangan kuch intensivligi q - ning ta'sirini hisobga olmadik. Chunki q kuch faqat (δ) tenglamani keltirib chiqarishda va f salqilikni topishda ishlatiladi. $x_1 = 0$ bo'lsa $M_{x_1} = 0$ va $x_1 = \ell$ da $M_{x_1} = q\ell^2$

II-II-qirgim. $\ell \leq x_1 \leq 2\ell$

$$M_{x_2} = P \cdot x_2 + A(x_2 - \ell) - q \frac{(x_2 - \ell)^2}{2}$$

$$Q_{x_2} = -P - A + q(x_2 - \ell)$$

III-III-qirgim. $2\ell \leq x_1 \leq 3\ell$

$$M_{x_3} = P_{x_3} + A(x_3 - \ell) - q\ell \left[x_3 - \left(\ell + \frac{\ell}{2} \right) \right] - P(x_3 - 2\ell)$$

$$Q_{x_3} = -P - A + q\ell + P = \frac{51}{64}q\ell + q\ell = \frac{115}{64}q\ell$$

III - III qirgimda ko'ndalang kuch o'zgarmas qiymatga ega $M_{\max}$ - ni II - II qirgimdan $Q_{x_2} = 0$ kesimdan aniqlaymiz.

$$0 = -P - A + q(x_2 - 2\ell) \quad \text{yoki} \quad 0 = -q\ell + \frac{51}{64}q\ell + qx_2 - q\ell$$

tenglamadan
$$x_2 = \frac{2q\ell - \frac{51}{64}q\ell}{q} = \frac{77}{64}q \approx 1,2\ell$$

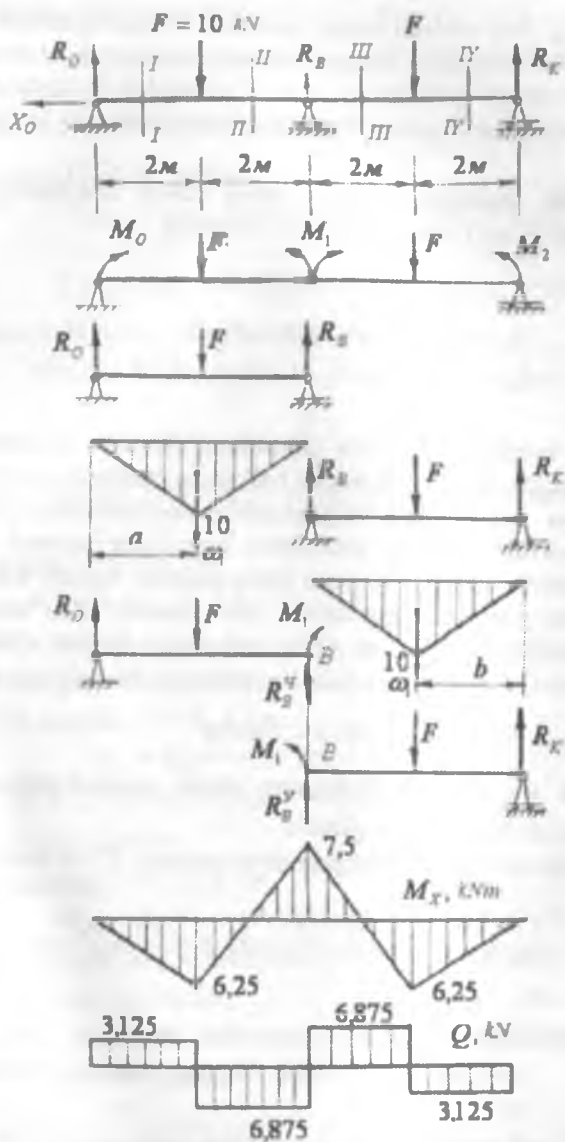
$$M_{x_2} = M_{\max} = q\ell \cdot 1,2\ell - \frac{51}{64}q \cdot 0,2\ell^2 - q \frac{0,04\ell^2}{2} = \frac{65,5}{64}q\ell^2$$

Uchinchi savolga javob berish uchun (δ) tenglamadan foydalanamiz:

$$f = \frac{1}{EI} \left[B \frac{x^3}{6} - P \frac{(x-\ell)^2}{6} - M_B \frac{x^2}{2} - q \frac{(x-\ell)^2}{24} + A \frac{(x-2\ell)^3}{6} + q \frac{(x-2\ell)^4}{24} \right]$$

$$x = 0,5\ell, \quad f = -\frac{38,1q\ell^4}{384EI} \quad x = \ell, \quad f = -\frac{95q\ell^4}{384EI}$$

$$x = 1,5\ell, \quad f = -\frac{93,37q\ell^4}{384EI}; \quad x = 2\ell; \quad f = 0; \quad x = 3\ell; \quad f = \frac{412}{384}q\ell^4$$



7.55-rasm. Uzlüksiz balkada eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyurlarini qurish.

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 $[\sigma]=160\text{MPa}$ (7.55-rasm)

Yechish: Berilgan uzluksiz balka uchun statikaning tenglamalaridan quyidagilarni hosil qilamiz (7.55-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 uchun uch 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 shamir bilan almashtiramiz. Shamir uzluksiz balkani 2 ta oddiy balkalarga ajratadi. Oddiy balkalar uchun eguvchi moment epyurlarni quramiz va ularni kuch yuzalari deb qabul qilamiz $\omega_1 = \omega_2 = \frac{1}{2} \cdot 10 \cdot 4 = 20\text{kNm}^2$

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 $M_0 = 0$, $M_2 = 0$, $\ell_1 = 4\text{m}$, $\ell_2 = 4\text{m}$
 $a = 2\text{m}$, $b = 2\text{m}$ unda, $M_1 = -7,5\text{kNm}$

Oddiy balkalarni M_1 - momenti bilan yuklaymiz (7.55 g-rasm) har bir oddiy balkaning F tashqi kuchi va M_1 momenti ta'siridan reaksiya kuchlarini topamiz.

Chap balka (7.55 g-rasm)

$$\sum M_O = F \cdot 2 - R_B^* \cdot 4 + M_1 = 0; \quad R_B^* = \frac{27,5}{4}, \kappa N.$$

$$\sum M_B = R_O \cdot 4 - F \cdot 2 + M_1 = 0; \quad R_O = \frac{12,5}{4}, \kappa N$$

O'ng balka (7.55 g – rasm)

$$\sum M_B = -M_1 + F \cdot 2 - R_c \cdot 4 = 0; \quad R_c = \frac{12,5}{4}, \kappa N.$$

$$\sum M_c = -M_1 + R_B^* \cdot 4 - F \cdot 2 = 0; \quad R_B^* = \frac{27,5}{4}, \kappa N$$

Uzlaksiz balkaning reaksiya kuchlarini yozamiz:

$$R_O = \frac{12,5}{4} = 3,125 \kappa N; \quad R_c = \frac{12,5}{4} = 3,125 \kappa N$$

$$R_B = R_B^* + R_B^* = \frac{27,5}{4} + \frac{27,5}{4} = 13,75 \kappa N$$

Uzlaksiz balkani oraliqlarga bo'lib, M va Q tenglamalarini tuza-
miz:

I-I-qirqim. $0 \leq x_1 \leq 2m$

$$M_{x_1} = R_O x_1; \quad Q_1 = R_O = 3,125 \kappa N;$$

$$x_1 = 0; M_1 = 0; \quad x_1 = 2m; \quad M_1 = 6,25 \kappa Nm$$

II – II-qirqim. $0 \leq x_2 \leq 2m$

III – III-qirqim. $0 \leq x_3 \leq 2m$

$$M_{x_3} = R_O(4 + x_3) - F(2 + x_3) + R_B x_3;$$

$$Q_3 = R_O - F + R_B = 3,125 - 10 + 13,75 = 6,875 \kappa N;$$

$$x_3 = 0; M_3 = -7,5 \kappa Nm; \quad x_3 = 2m; \quad Mx_3 = 6,25 \kappa Nm$$

IV–IV-qirqim. $0 \leq x_4 \leq 2m$

$$M_{x_4} = R_O(6 + x_4) - F(4 + x_4) + R_B(2 + x_4) - Fx_4;$$

$$Q_4 = R_O - 2F + R_B = 3,125 - 10 + 13,75 - 10 = -3,125 \kappa N;$$

$$x_4 = 0; Mx_4 = 6,25 \kappa Nm; \quad x_4 = 2m; \quad Mx_4 = 0$$

Eng katta eguvchi moment B tayanchda hosil bo'ladi:

$M_{max} = 7,5 \kappa Nm$. Egilishda mustahkamlik shartiga asosan

$$W_x = \frac{M_{max}}{[\sigma]} = \frac{7,5}{160 \cdot 10^3} = 4,7 \cdot 10^{-5} m^3. \text{ Bu yerda } W_x = \frac{bh^2}{6} \text{ va } h = 2b$$

$$\text{Unda } b = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 4,7 \cdot 10^{-5}}{4}} = 0,0413 m; \quad h = 2 \cdot 0,0413 = 0,086 m$$

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 balkalalami oddiy ikki tayanchli balkalarga ajratib, tashqi kuch ta'siridan eguvchi moment epyurlarini quramiz. Kuch yuzalarining teng ta'sir qiluvchilarini topamiz (7.56, v, g-rasm). $\omega_1 = \omega_2 = \frac{1}{2} \cdot 87 \cdot 5,8 = 252,3 \text{ kNm}^2$; $a_1 = b = 2,9 \text{ m}$

Har qaysi ikki oraliqli uzluksiz balka uchun uch moment tenglamasini tuzamiz:

$$M_2 \cdot 4,6 - 2M_2(4,6 - 5,6) - M_2 \cdot 5,8 = -6 \frac{\omega_1 \cdot a_1}{5,8}$$

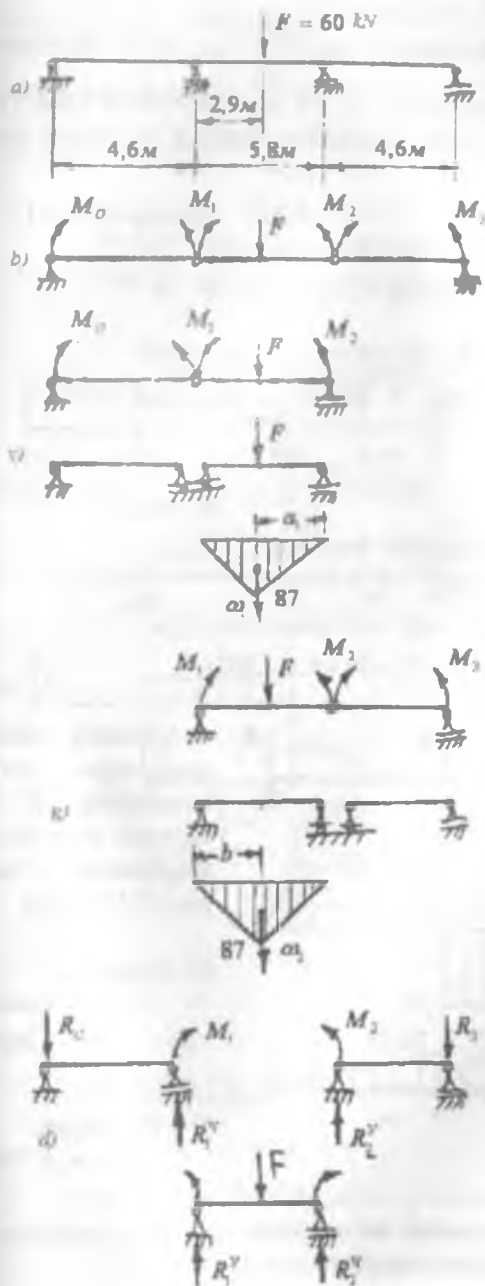
$$M_1 \cdot 5,8 + 2M_1(5,8 + 4,6) + M_3 \cdot 4,6 = -6 \frac{\omega_2 \cdot b}{5,8}$$

$$\begin{aligned} \text{bu yerda } M_0 = 0 \quad M_3 = 0 \quad \left. \begin{aligned} 20,8M_1 + 5,8M_2 &= -6 \frac{\omega_1 a_1}{5,8} \\ 5,8M_1 + 20,8M_2 &= -6 \frac{\omega_2 b}{5,8} \end{aligned} \right\} \begin{aligned} & \cdot (-20,3) \\ & \cdot (5,8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Unda} \quad \left. \begin{aligned} -432,64M_1 - 120,64M_2 &= 124,8 \frac{\omega_1 \cdot a_1}{5,8} \\ 33,64M_1 + 120,64M_2 &= -34,8 \frac{\omega_2 \cdot b}{5,8} \end{aligned} \right\} \end{aligned}$$

Ikkala tenglamani qo'shsak.

$$-399M_1 = 124,8 \frac{252,3 \cdot 2,9}{5,8} - 34,8 \frac{252,8 \cdot 2,9}{5,8}; \quad M_1 = -28,45 \text{ kNm} \text{ hosil}$$



7.56-rasm. Uzlüksiz balkani oddiy balkalarga ajratish tartibi.

a) uzlüksiz balka;

b) oraliq sharnirlar oʻrnatilgan va nominal momentlar bilan yuklangan uzlüksiz balka;

v) uzlüksiz balkadan ajratib olingan chap tomon ikki prolyotli balkaning variantlari va eguvchi moment epyurasi;

g) uzlüksiz balkadan ajratib olingan oʻng tomon ikki prolyotli balkaning variantlari va eguvchi moment epyurasi;

d) uzlüksiz balkadan ajratib olingan va qiymatlari va yoʻnalishlari aniqlashtirilgan M_1 va M_2 momentlar bilan yuklangan ikki tayanchli balkalar.

$$\text{bo'ladi va } 20,8(-28,45) + 5,8M_2 = -6 \frac{252,3 \cdot 2,9}{5,8}, \quad M_2 = -28,45 \text{ kNm}$$

Oddiy ikki tanyachli balkalarni M_1 va M_2 momentlari bilan yuklaymiz (7.56-rasm). Har bir oddiy balkaning reaksiya kuchlarini topamiz:

1 balka

$$\Sigma M_0 = M_1 - R_1' \cdot 4,6 = 0; \quad R_1' = 6,2 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_1' = -R_0 \cdot 4,6 + M_1 = 0; \quad R_0 = 6,2 \text{ kN}$$

2 balka

$$\Sigma M_1' = F \cdot 2,9 - M_1 + M_2 - R_2' \cdot 5,8 = 0; \quad R_2' = 30 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_2' = R_1' \cdot 5,8 - M_1 + M_2 - F \cdot 2,9 = 0; \quad R_1' = 30 \text{ kN}$$

3 balka

$$\Sigma M_2' = R_3 \cdot 5,8 - M_2 = 0; \quad R_3 = 6,2 \text{ kN}$$

$$\Sigma M_3 = R_2' \cdot 5,8 - M_2 = 0; \quad R_2' = 6,2 \text{ kN}$$

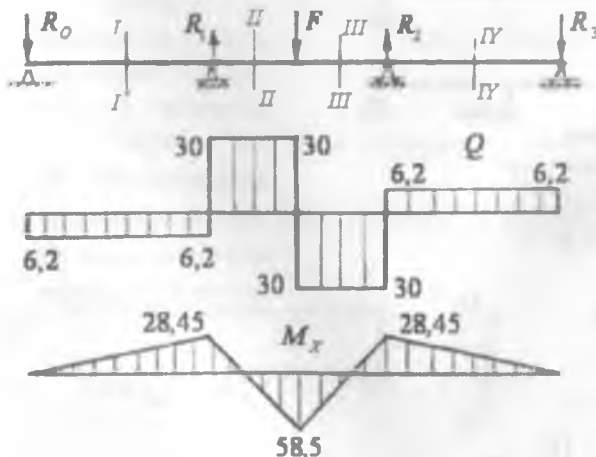
Uzluksiz balkaning reaksiya kuchlari:

$$R_0 = 6,2 \text{ kN}, \quad R_1 = 6,2 \text{ kN}$$

$$R_1 = R_1' + R_1'' = 6,2 + 30 = 36,2 \text{ kN};$$

$$R_2 = R_2' + R_2'' = 30 + 6,2 = 36,2 \text{ kN}$$

Uzluksiz balkani oraliqlarga bo'lib ko'ndalang Q va eguvchi moment M tenglamalarini tuza-miz (7.57-rasm).



I – I-qirg'iqim.

$$0 \leq x_1 \leq 4,6 \text{ m}$$

$$Q_1 = -R_0 = -6,2 \text{ kN};$$

$$M_{x_1} = -R_0 x_1$$

II – II-qirg'iqim.

$$4,6 \leq x_2 \leq 7,5 \text{ m}$$

7.57-rasm. Uzluksiz balka uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyurlari.

$$Q_2 = -R_0 + R_1 = -6,2 + 36,2 = 30 \text{ kN};$$

$$M_{x_2} = -R_0 x_2 + R_1 (x_2 - 4,6)$$

III – III-qirgim. $7,5 \leq x_3 \leq 10,4 \text{ m}$

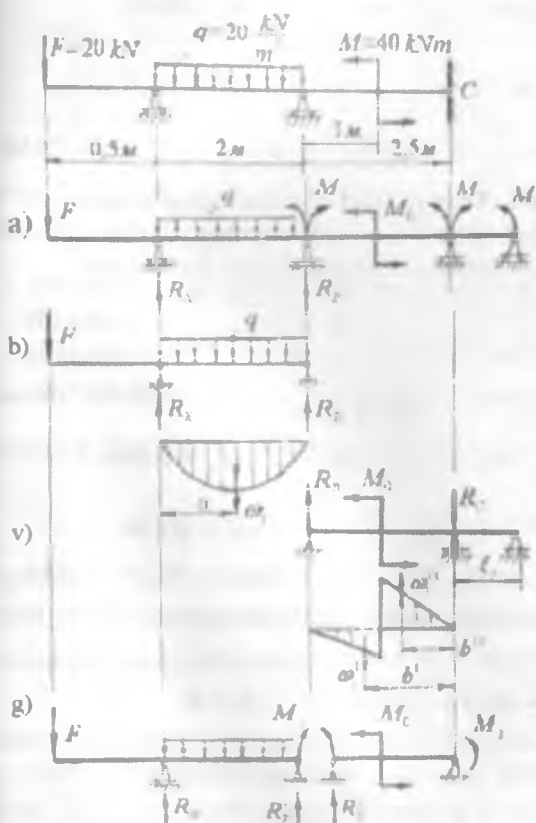
$$Q_3 = -R_0 + R_1 - F = -6,2 + 36,2 - 60 = -30 \text{ kN},$$

$$M_{x_3} = -R_0 x_3 + R_1 (x_3 - 4,6) - F(x_3 - 7,5)$$

IV – IV-qirgim. $10,4 \leq x_4 \leq 15 \text{ m}$

$$Q_4 = -R_0 + R_1 - F + R_2 = -6,2 + 36,2 - 60 + 36,2 = 6,2 \text{ kN}$$

$$M_{x_4} = -R_0 x_4 + R_1 (x_4 - 4,6) - F(x_4 - 7,5) + R_2 (x_4 - 10,4)$$



Misol-4. Uzlüksiz balka uchun M va Q epyuralari qurilsin (7.58-rasm). Yechish. Uzlüksiz balka K va B nuqtalarda qoʻzgʻaluvchan shamirli tayanchlarga tayanaadi; C nuqtada esa biki mahkamlangan. Biki mahkamlangan tayanch oʻmiga bir-biridan $\ell_3 = 0$ masofada joylashgan – ikkita tayanch qabul qilamiz (7.58-rasm,a).

7.58-rasm Uzlüksiz balka: a) asosiy sistema; b) – v) uzluksiz balkadan ajratilgan ikki tayanchli balkalar; g) noma'lum momentlar bilan yuklangan oddiy balkalar.

Hosil bo'lgan uzluksiz balkani ikkita oddiy ikki tayanchli balkalarga ajratamiz (7.58, b,v-rasm). Har qaysi balka uchun reaksiya kuchlarini topib, M – eguvchi moment epyurlarni quramiz. Birinchi balka: (7.58, a-rasm) M epyurasining oddiy ko'rinishini hosil qilish va uni og'irlik markaining koordinatalarini hisoblashni osonlashtirish uchun F kuch ta'sirini olmaymiz

Birinchi balka

$$\sum M_B = R_A \cdot \ell_1 - q \frac{\ell_1^2}{2} = 0; \quad R_A = 20 \text{ kV};$$

$$\sum M_A = -R_B \cdot \ell_1 + q \frac{\ell_1^2}{2} = 0; \quad R_B = 20 \text{ kV};$$

$$M_x = R_A \cdot x_1 - q \frac{x_1^2}{2}; \quad 0 \leq x_1 \leq \ell_1$$

$$x_1 = 0; M_x = 0; \quad x_1 = \ell_1; \quad M_x = 0; \quad x_1 = \frac{\ell_1}{2}; \quad M_x = 10 \text{ kNm}$$

Ikkinchi balka (7.58, b-rasm) ikkinchi oraliqning uzunligi bo'lganligi uchun, balkada faqat B va C tayanchlar qoladi. Demak, ikkinchi balka ikki tayanchli va Mo – 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.

$$M_{x_1} = R_B \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq 1 \text{ m}$$

$$x_1 = 0; M_{x_1} = 0; \quad x_1 = 1 \text{ m}; \quad M_{x_1} = 16 \text{ kNm}$$

II–II-qirgim.

$$M_{x_2} = -R_C \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq 1,5 \text{ m}$$

$$x_2 = 0; M_{x_2} = 0; \quad x_2 = 1,5 \text{ m}; \quad M_{x_2} = -24 \text{ kNm}$$

Ikkita oddiy balkalardagi kuch yuzalarining teng ta'sir etuvchilarini topamiz.

$$\omega_q = \frac{2}{3} \cdot 10 \cdot \ell_1 = \frac{2}{3} \cdot 10 \cdot 2 = \frac{40}{3} \text{ kNm}^2; \quad a_q = 1 \text{ m}$$

$$\omega_1^I = \frac{1}{2} \cdot 16 \cdot 1 = 8 \text{ kNm}^2; \quad b^I = \frac{1}{3} \cdot 1 + 1,5 = \frac{5,5}{3} \text{ m}.$$

$$\omega_1^{II} = \frac{1}{2} \cdot 24 \cdot 1,5 = 18 \text{ kNm}^2; \quad b^{II} = \frac{2}{3} \cdot 1,5 = 1 \text{ m};$$

7.58, v-rasmga asosan, uch moment tenglamasini tuzamiz.

$$\begin{cases} M_k \ell_1 + 2M_1(\ell_1 + \ell_2) + M_2 \ell_2 = -6 \left(\frac{\omega_q \cdot a_q}{\ell_1} + \frac{\omega_1^1 b_1^1 + \omega_1^{11} b^{11}}{\ell_2} \right) \\ M_1 \ell_2 + 2M_2(\ell_2 + \ell_3) + M_3 \ell_3 = -6 \left(\frac{\omega^1 \frac{2}{3} \cdot 1 - \omega^{11} \left(1 + \frac{1,5}{3} \right)}{\ell_2} + \frac{\omega_3 \cdot a_3}{\ell_3} \right) \end{cases}$$

Bu yerda $M_k = -F \cdot 0,5 = -10 \kappa N$; $M_3 = 0$; $\omega_3 = 0$;
 $a_3 = 0$; $\ell_3 = 0$

Unda $-10 \cdot 2 + 9M_1 + 2,5M_2 = -6 \left(\frac{40 \cdot 1}{6} + \frac{8 \cdot \frac{5,5}{3} - 18 \cdot 1}{2,5} \right)$

$$M_1 2,5 + 5M_2 = -6 \left[\frac{16}{7,5} - \frac{18 - 1,5}{2,5} \right] \quad \text{va}$$

$$\begin{cases} -20 + 9M_1 + 2,5M_2 = -32 \\ 2,5M_1 + 5M_2 = 52 \end{cases} \quad \text{yoki} \quad \begin{cases} 9M_1 + 2,5M_2 = -12 \\ 2,5M_1 + 5M_2 = 52 \end{cases}$$

Ikki noma'lumli, ikkita tenglamalar sistemasi hosil bo'ldi.

Bu yerda $M_1 = -4,9 \kappa Nm$ 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 (7.58 g-rasm).

Chap balka $\sum M_k = -F \cdot 0,5 + q \frac{\ell_1^2}{2} + M_1 - R_B^H \cdot \ell_1 = 0$; $R_B^H = 17,45 \kappa N$

$$\sum M_B = -F \cdot (0,5 + \ell_1) - q \frac{\ell_1^2}{2} + M_1 - R_k \cdot \ell = 0; \quad R_k = 42,25 \kappa N$$

O'ng balka $\sum M_B^y = -M_1 - M_0 - M_2 + R_c \cdot \ell_2 = 0$; $R_c = 23,096 \kappa N$

$$\sum M_c = -M_1 - M_0 - M_2 + R_B^y \cdot \ell_2 = 0; \quad R_B^y = 23,096 \kappa N$$

Uzluksiz balkaning reaksiya kuchlari: $R_k = 42,55 \kappa N$; $R_c = 23,096 \kappa N$

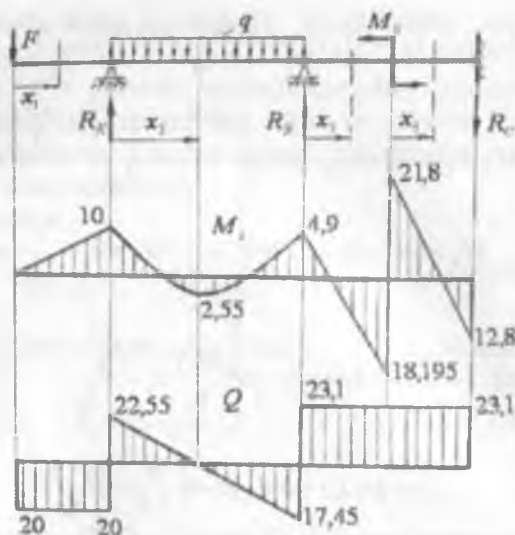
$$R_B = R_B^H + R_B^y = 17,45 + 23,096 = 40,545 \kappa N$$

Uzluksiz balkaning S qo'zg'almas tayanch nuqtasidagi reaksiya kuchi

$R_c = 23,096 \kappa N$ va tayanch momenti $M_2 = M_c = 12,84 \kappa Nm$

Balkani (7.59-rasm) oraliqlarga bo'lib M va Q tenglamalarini topamiz

I - I-qirg'iqim. $0 \leq x_1 \leq 0,5m$ $M_k = -Fx_1$; $Q_1 = -F = -20 \kappa N$;



7.59-rasm. Uzlüksiz balka uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuch epyurlari.

II – II-qirgim. $0 \leq x_2 \leq 2m$

$$M_{x_1} = -F(0,5 + x_2) + R_A x_2 - q \frac{x_2^2}{2}; \quad Q_2 = -F + R_A - qx_2$$

Q - ko'ndalang kuch abtsissa o'qini kesib o'tish nuqtasida nolga teng bo'ladi. Shu nuqtada balkaning ikkinchi qirgimdagi cho'ziladigan tolalarida $M_{x_2} = M_{\max}$, eguvchi moment eng katta qiymatga erishadi.

$$-F + R_A - qx_2 = 0 \quad \text{yoki} \quad x_2 = \frac{R_A - F}{q} = 1,1275m \quad \text{unda}$$

$$M_{x_1} = M_{x_2} = -20 \cdot 1,6275 + 42,55 \cdot 1,1275 - 20 \frac{(1,1275)^2}{2} = 2,71 \text{ kNm}$$

III – III-qirgim. $0 \leq x_3 \leq 1m$

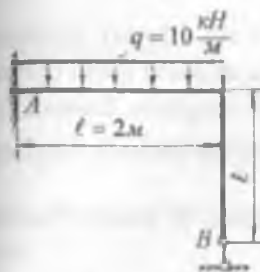
$$M_{x_1} = -F(2,5 + x_3) + R_A(2 + x_3) - q \cdot 2(1 + x_3) + R_B x_3$$

$$Q_3 = -F + R_A - 2q + R_B = 23,096 \text{ kN}$$

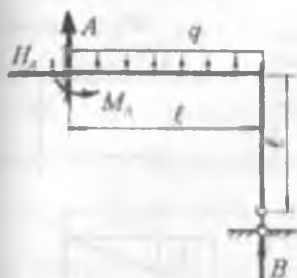
IV – IV-qirgim. $0 \leq x_4 \leq 1,5m$

$$M_{x_1} = -F(3,5 + x_4) + R_A(3 + x_4) - q \cdot 2(2 + x_4) + R_B(1 + x_4) - M_0$$

$$Q_4 = -F + R_A - 2q + R_B = 23,096 \text{ kN}$$



7.60-rasm. Statik noaniq rama.



7.61-rasm. Statik noaniq masala.

Misol-5. Statik noaniq ramaning M , Q va N epyuralari qurilsin:

Yechish. Ramaning A kesimi bikk mahkamlangan tayanchga B kesimi qo'zg'aluvchan shamirli 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 (7.61-rasm):

$$\sum x = 0; \quad H_A = 0$$

$$\sum y = 0; \quad A - ql + B = 0$$

$$\sum M_A = 0; \quad -M_A + q \frac{l^2}{2} - Bl = 0$$

Sistemadagi noma'lum reaksiyalar soni, statikaning tenglamalari sonidan bittaga ko'p ekan. 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 darajasini 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 (7.62-rasm).

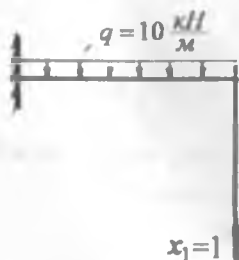
Asosiy sistemaga qo'yilgan noma'lum ortiqcha bog'lanish kuchi- X birlik kuch deyiladi. Berilgan sistemada q va B kuchlari ta'siridan B

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:

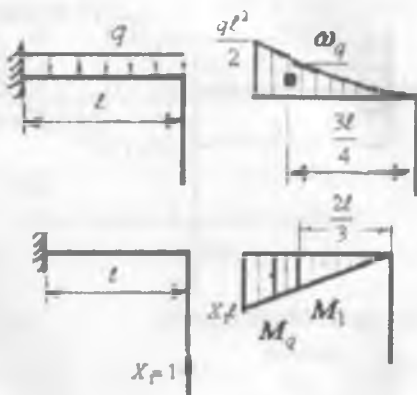
$\Delta_B = x_1 \delta_{11} + \Delta_{1q} = 0$ yoki $\delta_{11} + \Delta_{1q} = 0$ tenglama kanonik tenglama sistemaning noaniqlik darajasi qancha bo'lsa kanonik tenglamalar soni ham shuncha bo'ladi.

Bu yerda 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.



7.62-rasm. Tashqi va birlik kuch bilan yuklangan rama.



7.63-rasm. Tashqi va birlik kuchlari ta'siridan eguvchi moment epyuralari.

δ_{11} va Δ_{1q} ko'chishlarni topish uchun asosiy sistemada noma'lum birlik kuchlardan va tashqi kuch q dan eguvchi moment epyuralari quriladi. δ_{11} va Δ_{1q} - larni Mor - Maksvell yoki Vereshagin formulalari bilan topish mumkin:

$$\text{Mor-Maksvell formulasi: } \delta_{11} = \int_0^l \frac{M_1^2}{EI} dx, \quad \Delta_{1q} = \int_0^l \frac{M_q M_1}{EI} dx$$

bu yerda 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

$$\delta_{11} = \int_0^{\ell} \frac{x \cdot x dx}{EI} = \frac{1}{EI} \int_0^{\ell} x^2 dx = \frac{\ell^3}{3EI} = \frac{8}{3EI},$$

$$\Delta_{1q} = - \int_0^{\ell} \frac{q \frac{x^2}{2} \cdot x dx}{EI} = -q \frac{\ell^4}{8EI} = -\frac{20}{EI},$$

δ_{11} va Δ_{1q} - larni kanonik tenglamaga qo'yib x_1 noma'lum kuchni topamiz:

$$x_1 \cdot \frac{\ell^3}{3EI} - q \frac{\ell^4}{8EI} = 0 \quad \text{yoki} \quad x_1 = \frac{3}{8} q \ell, \quad x_1 = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ kN}$$

Vereshagin formulasi: $\delta_{11} = \frac{\omega_1 M_1}{EI}$ va $\Delta_{1q} = \frac{\omega_q M_{1q}}{EI}$

bu yerda: ω_1 va ω_q - asosiy sistema uchun $x_1=1$ va q kuchlardan qurilgan M_1 va M_q eguvchi moment epyuralarining yuzasi (7.63-rasm);

M_1 - (δ_{11} ko'chish uchun) ω_1 yuzaning og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momentining ordinatasi, $M_1 = \frac{2\ell}{3} \cdot x_1 = \frac{2\ell}{3}$

M_{1q} - (Δ_{1q} ko'chish uchun) ω_q yuzaning og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch momentining ordinatasi, $M_{1q} = \frac{3\ell}{4} \cdot x_1 = \frac{3\ell}{4}$.

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 2 \right) \left(\frac{2}{3} \cdot 2 \right) = \frac{8}{3EI} \quad \Delta_{1q} = - \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{3} \cdot 20 \cdot 2 \right) \left(\frac{3}{4} \cdot 2 \right) = -\frac{20}{3EI}$$

Kanonik tenglamadan $x_1 \frac{8}{3EI} - \frac{20}{EI} = 0$ yoki $x_1 = \frac{60}{8} = 7,5 \text{ kN}$

Demak, $x_1 = B = 7,5 \text{ kN}$.

$B = 7,5 \text{ kN}$ kuch yordamida berilgan balka uchun eguvchi moment M , ko'ndalang kuch Q va bo'yлама kuch N epyuralarini quramiz.

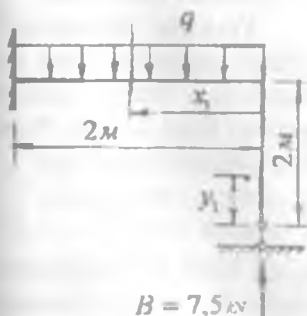
I – I-qirgim (BC oraliq) (7.64-rasm)

$$0 \leq y_1 \leq 2m$$

$$M_q = 0; \quad Q_1 = 0; \quad N_1 = -B = -7,5 \text{ kN}$$

II – II-qirgim (CA oraliq).

$$0 \leq x_1 \leq 2m$$



$$B = 7,5 \text{ kN}$$

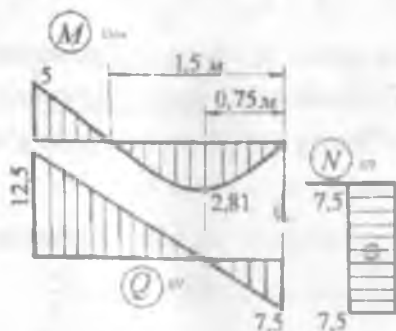
7.64-rasm. Statik aniq rama.

$$M_y = Bx_1 - q \frac{x_1^2}{2}; \quad Q_2 = -B + qx_1; \quad \text{va} \quad N_1 = 0$$

CA - oraliqda eguvchi moment M_y egn 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 absissa o'qim kesib o'tish nuqtasida, ya'ni $Q_2 = 0$ nuqtada M_y ekstremal qiymatga erishdi $Q_2 = -B + qx_1 = 0$

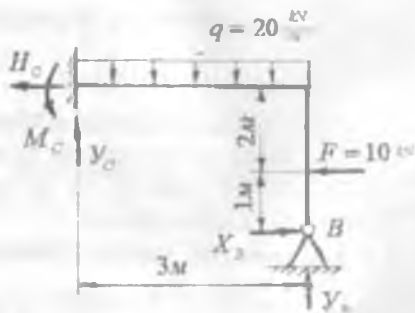
yoki $x_1 = \frac{B}{q} = 0,75m$ $M_2 = 7,5 \cdot 0,75 - 10 \frac{(0,75)^2}{2} = 2,8125 \text{ kNm}$.



$M_y = 0$ nuqtani topamiz

$$M_{ey} = 7,5x_1 - 10 \frac{x_1^2}{2} = 0; \quad x_1 = 1,5m$$

7.65-rasm. Eguvchi moment ko'ndalang va bo'ylama kuch epyurlari



7.66-rasm. Statik noaniq rama.

Misol-6. Statik noaniq rama uchun M , Q va N epyurlari qurilsin (7.66-rasm).

Yechish: Ramaning S tayanch nuqtasida uchta va B nuqtasida ikkita reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Ramaning aniqlanish darajasi

$$S = n - 3 = 5 - 3 = 2$$

B tayanch ta'sirini $x_1 = 1$ va $x_2 = 1$ birlik kuchlar bilan almashtirib asosiy sistemani hosil qilamiz (7.67-rasm)

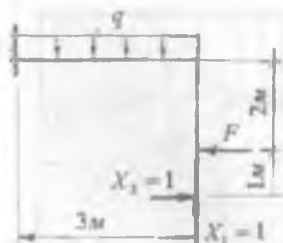
Kanonik tenglama:

$$x_1 \delta_{11} + x_2 \delta_{12} + \Delta_{1F} + \Delta_{1q} = 0$$

$$x_1 \delta_{12} + x_2 \delta_{22} + \Delta_{2F} + \Delta_{2q} = 0$$

Kanonik tenglamaning koef-
fitsiyentlarini Vereshagin formu-
lasidan foydalanib topamiz:

$$\delta_{11} = \sum \frac{M_1^2}{EI} \text{ va } \delta_{12} = \sum \frac{M_1 M_2}{EI}$$



7.67-rasm. Tashqi va birlik kuchlar
bilan yuklangan rama

Birlik va tashqi kuchlar momentlarining epyuralarini quramiz (7.68-rasm): M_1 - birlik x_1 kuch momentining epyurasi, M_2 - birlik kuch momentining epyurasi, M_s - birlik $x_1 = 1$ va $x_2 = 1$ kuchlar momentlarning epyuralari:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \cdot \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3 = \frac{9}{EI}; \quad \delta_{12} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot \frac{2}{3} + 3 \cdot 3 \cdot 3 \right) = \frac{36}{EI}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot 3 \right) = \frac{27}{EI} \quad \Delta_{1F} = \frac{w_F \cdot \overline{M}_1}{EI} = -\frac{20 \cdot 3 \cdot \frac{3}{2}}{EI} = -\frac{90}{EI}$$

$$\Delta_{2F} = \frac{w_F \cdot \overline{M}_2}{EI} = -\frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 2 \cdot \frac{7}{3} + 20 \cdot 3 \cdot 3 \right) = -\frac{680}{3EI}$$

$$\Delta_{2q} = \frac{w_q \cdot \overline{M}_2}{EI} = -\frac{\frac{1}{3} \cdot 90 \cdot 3 \cdot 3}{EI} = -\frac{270}{EI}$$

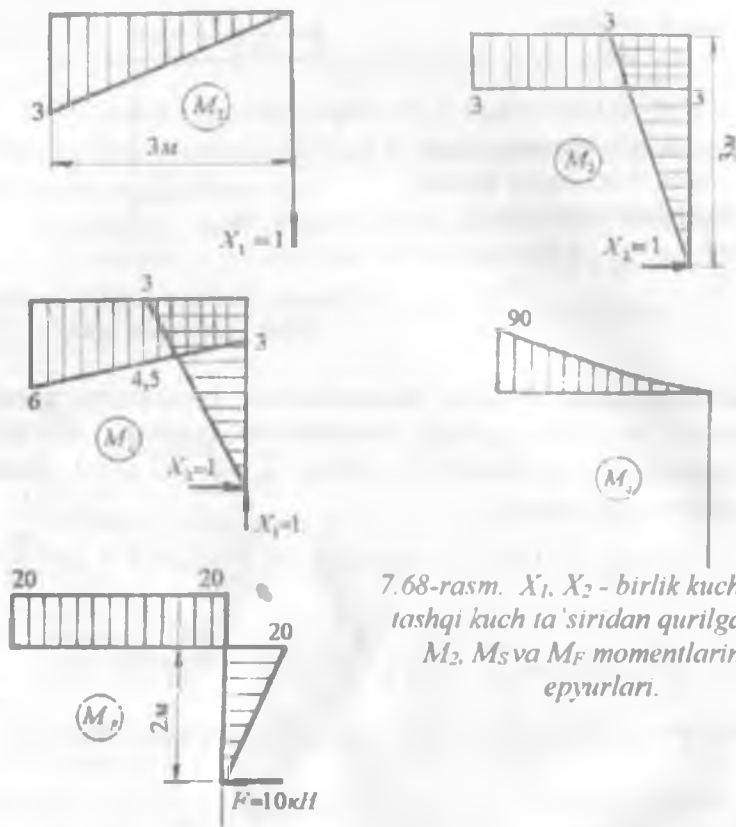
$$\Delta_{1q} = \frac{w_q \cdot \overline{M}_1}{EI} = -\frac{\frac{1}{3} \cdot 90 \cdot 3 \cdot \frac{3}{4} \cdot 3}{EI} = -\frac{810}{4EI}$$

$$\delta_s = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \cdot \frac{2}{3} \cdot 3 + 3 \cdot 3 \cdot 4,5 + \frac{1}{2} \cdot 3 \cdot 3 \left(3 + \frac{2}{3} \cdot 3 \right) \right] = \frac{72}{EI}$$

Tekshirish: $\delta_{11} + \delta_{12} - \delta_{21} + \delta_{22} = \delta_s$

$$\frac{9}{EI} + \frac{27}{2EI} + \frac{27}{2EI} + \frac{36}{EI} = \frac{72}{EI}, \quad \frac{72}{EI} = \frac{72}{EI}$$

$$\Delta_{1F} + \Delta_{1q} + \Delta_{2F} + \Delta_{2q} = -\frac{202,5}{EI} - \frac{90}{EI} - \frac{680}{3EI} - \frac{270}{EI} = -\frac{789,1}{EI}$$



7.68-rasm. X_1 , X_2 - birlik kuchlari va tashqi kuch ta'siridan qurilgan M_1 , M_2 , M_3 va M_F momentlarining epyurlari.

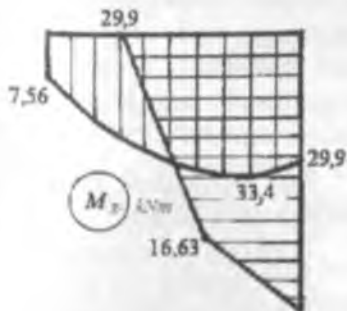
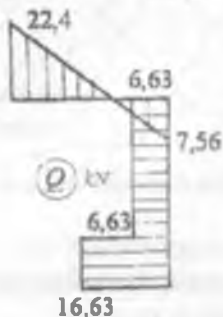
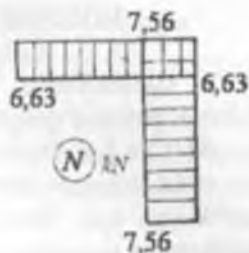
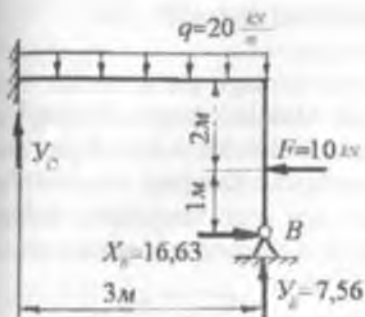
$$\Sigma \frac{M_s (M_s + M_F)}{EI} - \frac{1}{EI} \left(-\frac{1}{2} \cdot 20 \cdot 2 \cdot \frac{7}{3} - 20 \cdot 3 \cdot 4,5 - \frac{1}{3} \cdot 90 \cdot 3 \cdot \frac{21}{4} \right) = -\frac{789,17}{EI}$$

Topilgan koeffitsiyentlarni kanonik tenglamaga keltirib qo'yamiz va

$$\left. \begin{aligned} x_1 \frac{9}{EI} + x_2 \frac{27}{2EI} - \frac{90}{EI} - \frac{810}{4EI} &= 0 \\ -x_1 \frac{27}{2EI} + x_2 \frac{36}{EI} - \frac{680}{3EI} - \frac{270}{EI} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

x_1, x_2 nomalarni topamiz:

Bu yerdan $x_1 = 7,56 \text{ kN}$ va $x_2 = 16,63 \text{ kN}$.



7.69-rasm. M , Q va N epyurlarini quramiz.

I – I-qirqim. $0 \leq x_1 \leq 1m$ Eguvchi moment tenglamasi

$$Mx_1 = x_B \cdot x_1$$

Ko'ndalang kuch tenglamasi $Q_1 = -x_B = -16,63 \text{ kN}$; va bo'ylama kuch tenglamasi $N_1 = -y_B = -7,56 \text{ kN}$

II – II-qirqim. Eguvchi moment tenglamasi

$$Mx_2 = x_B \cdot x_2 - F(x_2 - 1)$$

Ko'ndalang kuch tenglamasi $Q_2 = -x_B + F = -6,63 \text{ kN}$; va bo'ylama kuch tenglamasi $N_2 = -y_B = -7,56 \text{ kN}$

III – III-qirqim. $0 \leq x_3 \leq 3m$:

$$\text{Eguvchi moment tenglamasi } Mx_3 = y_B \cdot x_3 - q \frac{x_3^2}{2} + x_B \cdot 3 - 2F$$

Ko'ndalang kuch tenglamasi $Q_3 = -y_B + qx_3$; va bo'ylama kuch tenglamasi $N_3 = x_B - F = 6,63 \text{ kN}$

VIII BOB. EGRI STERJENLAR

Ayrim konstruksiya va mexanizmlardagi elementlarda egriklik markazidan o'tuvchi o'qlar egri bo'ladi. Masalan: zanjimig bug'inlari, ilgaklar, arklar va h.k. Bundan tashqari amaliyotda uchraydigan barcha sterjenlar ideal tekis bo'lmasdan, qandaydir darajada notekisliklarga yoki egrikliklarga ega. Shuning uchun egri o'qli sterjenning kesimida kuchlanishlarning tarqalish qonuniyati, egri sterjenlarni mustahkamlikka hisoblashni bilish kerak.



8.1-rasm.
Xalqa, kryuk va
yuk ko'taruvchi
kranning sxemasi

Egri sterjenlarni mustahkamlikka hisoblashda quyidagi cheklashlarga rioya qilamiz.

- 1) sterjen kesimining simmetriya o'qi bor;
- 2) sterjenning o'qi tekis egri bo'lib, simmetriya tekisligida yotadi;
- 3) tashqi kuchlar simmetriya tekisligida ta'sir qiladi;
- 4) deformatsiyagacha tekis bo'lgan kesim yuzasi sterjenning deformatsiyasidan keyin ham tekisligicha qoladi

8.1. Ko'ndalang va bo'ylama kuchlar bilan bog'liq bo'lgan kuchlanishlar

Nazariy izlanishlar, 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 kesimdag, urinma kuchlanishni Juravskiy formulasi bilan aniqlaymiz:

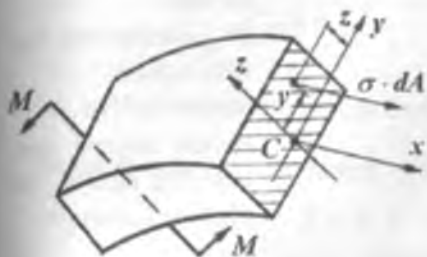
$$\tau = \frac{QS_x}{I_x b} \leq [\tau]$$



Egri sterjendan ajratilgan element oddiy cho'zilish yoki siqilishga uchraydi. $\sigma_x = \frac{N}{A}$

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 (8.3-rasm). Egri sterjenning ajratib olingan qismi eguvchi moment va bo'ylama kuch $N = \sigma \cdot dA$ ta'sirida bo'ladi.



8.3-rasm. Sof egilishdagi egri sterjenning yuklanish sxemasi.

Kesim neytral qatlamining holati bizga aniq emas va kesimni egriklik markazi O nuqtadan o'tmaydi deb faraz qilamiz. Egri sterjenning ajratib olingan qismining koordinata sistemasiga; boshlang'ich nuqtasini esa C nuqtaga joylashingtiramiz. 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.

$$\sum x = 0; \quad \int_A \sigma \cdot dA = 0$$

$$\sum z = 0 \text{ va } \sum y = 0$$

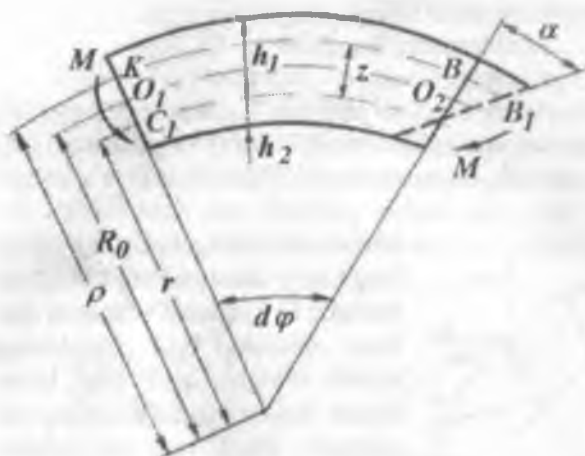
$$\sum M_x = 0 \text{ va } \sum M_z = 0$$

$$\sum M_y = M - \int \sigma \cdot dA \cdot z = 0, \quad M = \int_0^A \sigma \cdot dA \cdot z \quad (8.1)$$

Egri sterjenning egilishiga asosan normal kuchlanishni aniqlash uchun oltita muvozanat shartlaridan faqat $\sum x = 0$ va $\sum M_y = 0$ tenglamalardan foydalanish mumkin. Lekin, bu tenglamalardan σ - ni sterjenning kesimini balandligi bo'ylab o'zgarish qonuniyatini aniqlab bo'lmaydi.

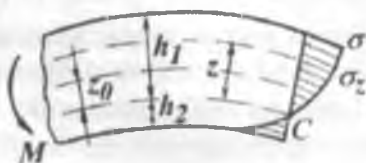
Demak, normal kuchlanishni topish noaniqlikka keladi. Shuning uchun egri sterjenning deformatsiyasini o'rganamiz. Sterjenning egilishida ko'ndalang kesimda yuzalar tekisligicha qolib, oldingi holatiga nisbatan α burchakka aylanadi. Sterjen $C_1 C_2$ tolasining uzunligi o'zgarmaydi; KB tola esa BB_1 miqdorga uzayadi. KB tolaning uzayishi Guk qonuniga bo'ysunadi, ya'ni (8.4-rasm) $\sigma = \epsilon_{KB} \cdot E$

bu yerda $\epsilon_{KB} = \frac{BB_1}{KB} = \frac{z\alpha}{\rho \cdot d\varphi}$ unda $\sigma = \frac{z\alpha}{\rho \cdot d\varphi} \cdot E \quad (8.2)$



8.4-rasm. Eguvchi moment bilan bog'liq kuchlanishni aniqlash sxemasi.

(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 chekka tashqi toladagi normal kuchlanish ichki toladagi normal kuchlanishdan kichik bo'ladi (8.5-rasm). (8.1) formuladan σ - ning ifodasini, (8.2) formulaga keltirib qo'yamiz.



8.5-rasm. Normal kuchlanishni tarqalish qonuniyati.

Sterjenning har bir kesimi uchun $\frac{\alpha}{d\varphi}$ va E o'garmas bo'lganligi uchun, σ - ning ifmati Z va ρ masofaga bog'liq bo'ladi.
 ρ - sterjenning egrilik radiusi,
 $\rho = r + z$ va r - sterjen neytral qatlamlarining egrilik radiusi.

$$\int_0^A \sigma \cdot dA = \int_0^A E \frac{z\alpha}{\rho \cdot d\varphi} dA = 0 \quad \text{bu}$$

$$\text{yerda } E \frac{\alpha}{d\varphi} \neq 0.$$

$$\text{Shuning uchun } \int_0^A \frac{z}{\rho} dA = 0$$

$$\text{Lekin } z = \rho - r, \text{ unda } \int_0^A \frac{\rho - r}{\rho} dA = \int_0^A dA - r \int_0^A \frac{dA}{\rho} = 0$$

bu yerdan $r = \frac{A}{\int_A \frac{dA}{\rho}}$ (8.3) neytral qatlam tenglamasi.

(8.2) formuladan σ - ning ifodasini (8.1) formulaga keltirib qo'yamiz

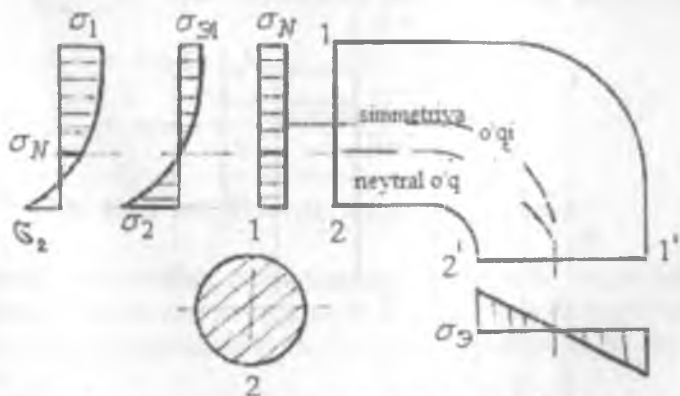
$M = E \frac{\alpha}{d\varphi} \int_0^A \frac{z}{\rho} \cdot z \cdot dA$, bu yerda integralni alohida hisoblaymiz.

$$\int_0^A \frac{z}{\rho} \cdot z \cdot dA = \int_0^A \frac{\rho - r}{\rho} \cdot z \cdot dA = \int_0^A z \cdot dA - r \int_0^A \frac{z}{\rho} dA$$

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 momentidir, ya'ni: $S = A \cdot Z$, unda $M = E \frac{\alpha}{d\varphi} \cdot S$ va $\frac{\alpha}{d\varphi} = \frac{M}{ES}$ formulani (8.2) ga keltirib qo'ysak egri sterjenning kesimida eguvchi moment ta'siri dagi normal kuchlanish formulasi hosil bo'ladi:

$$\sigma_z = \frac{MZ}{S\rho} \quad (8.4)$$

Shunday qilib, egri sterjenning ko'ndalang kesimida eguvchi moment ta'siridan hosil bo'ladigan normal kuchlanish σ_z , kesimning neytral



8.6-rasm. Egri sterjenning kesimidagi bo'ylama kuchga, eguvchi momentga bog'liq hamda to'liq kuchlanish.

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 eng katta qiymatga erishadi (8.6-rasm), ya'ni $Z = Z_{1,2}$ va $\rho = \rho_{1,2}$ bo'lsa

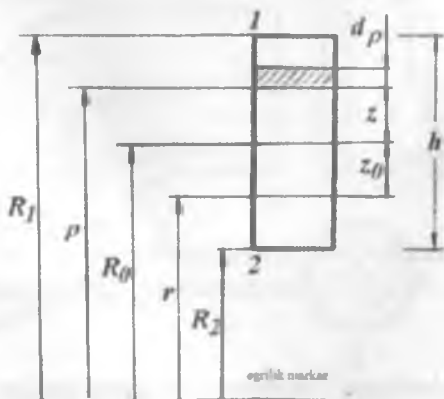
$$\sigma_1 = \sigma_{\max} = \pm \frac{MZ_{1,2}}{S\rho_{1,2}}$$

Egri sterjenning ko'ndalang kesimida ichki bo'yлама kuch N ta'sirida ham normal kuchlanish hosil bo'ladi. Unda kesimning to'liq normal kuchlanishi eguvchi moment va bo'yлама kuch ta'sirida hosil bo'lgan normal kuchlanishlar yig'indisidan iborat bo'ladi.

$$\sigma_{1,2} = \frac{N}{A} \pm \frac{MZ_{1,2}}{S\rho_{1,2}} \quad (8.5)$$

8.3. Egri sterjenda neytral o'q holatini aniqlash.

Egri sterjenlarda (8.5) formula bo'yicha normal kuchlanishni aniqlash uchun neytral o'q holatini aniqlash kerak. Buning uchun neytral qatlamning egrilik 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 egrilik radiusini topamiz (8.7-rasm).



8.7-rasm. To'rtburchak kesimning neytral o'qini aniqlash sxemasi.

Neytral o'q tenglamasini yozamiz:

$$r = \frac{A}{\int_0^A \frac{dA}{\rho}}, \text{ bu yerda } dA = b \cdot d\rho \text{ to'g'ri to'rtburchakli kesimdan ajra-}$$

tilgan elementar yuza;

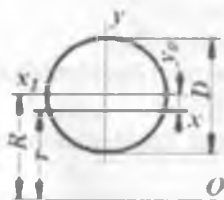
ρ - sterjenning egrilik markazidan elementar yuzagacha bo'lgan masofa; $A = bh$ - egri sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi.

$$\text{Unda } r = \frac{bh}{b \int_0^h \frac{d\rho}{\rho}} = \frac{h}{\ln \frac{R_1}{R_2}}. \text{ Rasmdan } Z_0 = R_0 - r = R_0 - \frac{h}{\ln \frac{R_1}{R_2}}$$

Taxminiy hisoblashlar uchun Z_0 quyidagicha topilish mumkin:

$$Z_0 = \frac{l_j}{R_0 A} \quad (8.6)$$

$$\text{To'g'ri to'rtburchak kesimi uchun: } Z_0 = \frac{bh^3}{12 R_0 bh} = \frac{h^2}{12 R_0}$$



Doiraviy kesim neytral o'qning egrilik radiusi:

$$r = \frac{D^2}{8 \left(R - \sqrt{R^2 - \frac{D^2}{4}} \right)}, \text{ va}$$

$$y_0 = \frac{D^2}{16R}$$

8.4. Egri sterjenlarda mustahkamlik shart

Oldingi mavzulardan aniq-ki, normal kuchlanish sterjen kesimi-ning neytral o'qidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida hosil bo'ladi. Agar egri sterjenning materiali cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatsa

$$\sigma_{\max} = \pm \frac{N}{A} \pm \frac{MZ_{L2}}{SR_{L2}} \leq [\sigma] \quad (8.7)$$

(8.7) formuladagi $\sigma_{\max}$ - ni hisoblashda sterjenning egilishiga e'tibor berilishi kerak, chunki egriligi katta yoki kichik sterjenlar mavjuddir.

Masalan: $\frac{R_0}{h} \leq 5$, egriligi katta sterjenlar (ilgak, halqa va h.k.

$\frac{R_0}{h} \leq 5$ egriligi kichik sterjenlar. Bu sterjenlarda $\frac{z}{\rho}$ - 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.

$R_0 = 5h$ bo'lsa

$$r = \frac{h}{\ln \frac{R_0 + 0,5h}{R_0 - 0,5h}} = \frac{h}{\ln \frac{5,5}{4,5}} = \frac{h}{0,20067} = 4,9833h$$

$$Z_0 = R_0 \cdot r = 5h - 4,9833h = 0,0167 \quad \text{yoki} \quad Z_0 = 0,00334R_0$$

ya'ni neytral o'q kesimini og'irlik markazidan:

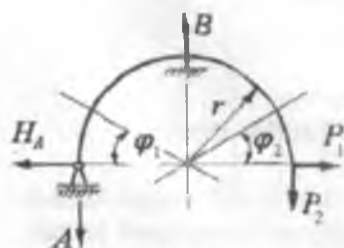
$$Z_1 = 0,5167h, \quad Z_2 = 0,4833h \quad \text{birlikka farq qiladi.}$$

$$\text{Unda} \quad \sigma_1 = \frac{MZ_1}{S_y R_1} = \frac{M \cdot 0,5167h}{b_n \cdot 0,0167h \cdot 5,5h} = \frac{0,567M \cdot 6}{0,5511bh^2} = 0,935 \frac{M}{W'}$$

$$\sigma_2 = \frac{MZ_2}{S_y R_2} = \frac{M \cdot 0,4833h}{b_n \cdot 0,0167h \cdot 4,5h} = \frac{0,4833M \cdot 6}{0,4809bh^2} = 1,071 \frac{M}{W'}$$

$R_0 = 5h$ o'rtacha egrilikdagi sterjenlarda normal kuchlanish to'g'ri sterjenlardagi normal kuchlanishdan 7% ga farq qiladi.

Misol-1. Egri sterjenni xavfli kesim normal kuchlanishini toping (8.8-rasm).



8.8-rasm.

Berilgan:

$$P = 1100N; \quad d = 5,05mm$$

$$r = 16sm, \quad P_1 = P_2 = P$$

Yechish: Egri sterjen A va B tayanchlarga tayanadi. Reaksiya kuchlarini topamiz:

$$\sum x = 0; \quad -H_A + P_1 = 0$$

$$\text{yoki} \quad H_A = P_1 = 1100H; \quad \sum M_A = 0$$

$$P_2 \cdot 2r - Br = 0$$

$$\text{bu yerdan} \quad B = 2P_2 = 2200N$$

$$\sum M_B = 0; \quad H_A \cdot r - A \cdot r + P \cdot r - P_1 r = 0$$

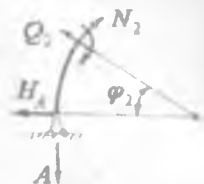
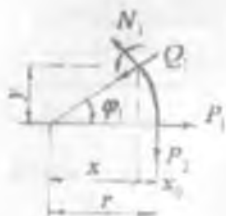
$$\text{bu yerdan} \quad A = \frac{H_A \cdot r}{r} = H_A = 1100H \quad \text{Tekshirish: } \sum y = -A - B - P = 0$$

I – I-qirgim. $0 \leq \varphi_1 \leq 90^\circ$

Eguvchi moment tenglamasini tuzamiz: $M_1 = P_2 \cdot x_0 - P_1 \cdot y$.

Bu yerda $x_0 = r - x = r - r \cdot \cos \varphi = r(1 - \cos \varphi)$, $y = r \cdot \sin \varphi$

Unda $M_1 = P_2 \cdot r(1 - \cos \varphi) - P_1 r \sin \varphi$



8.9-rasm.

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

$$Q_1 = P_2 \sin \varphi_1 - P_1 \cos \varphi_1 \quad \text{va} \quad N_1 = P_2 \cos \varphi_1 - P_1 \sin \varphi_1$$

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. $0 \leq \varphi_2 \leq 90^\circ$

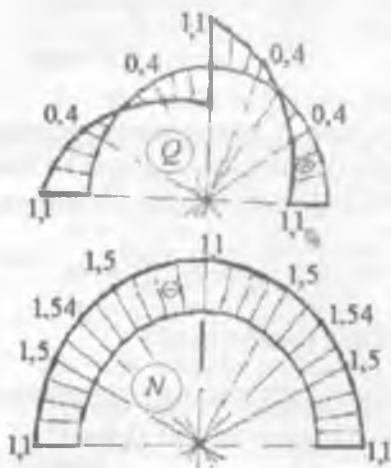
$$M_2 = Ar(1 - \cos \varphi_2) - H_A \cdot r \cdot \sin \varphi_2. \quad Q_2 = -H_A \cdot \cos \varphi_2 + A \cdot \sin \varphi_2$$

$$N_2 = -A \cos \varphi_2 - H_A \cdot \sin \varphi_2$$

Eguvchi moment epyurasini egri sterjening cho'ziladigan tolalari tomoniga quriladi. Q va N kuchlarni musbat ishorali qiymati sterjening tashqi tomoniga, manfiy ishorali qiymatini ichki tomoniga joylash-tiramiz (8.10-rasm).

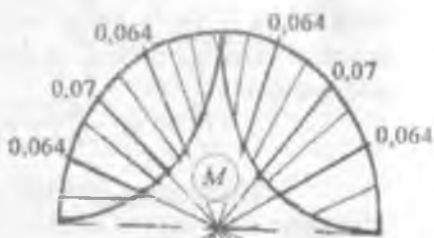
Hisoblashni jadvalda bajaramiz.

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:

$$M_{\max} = 0,07 \text{ kNm}, \quad N_{\max} = 1,54 \text{ kNm}$$



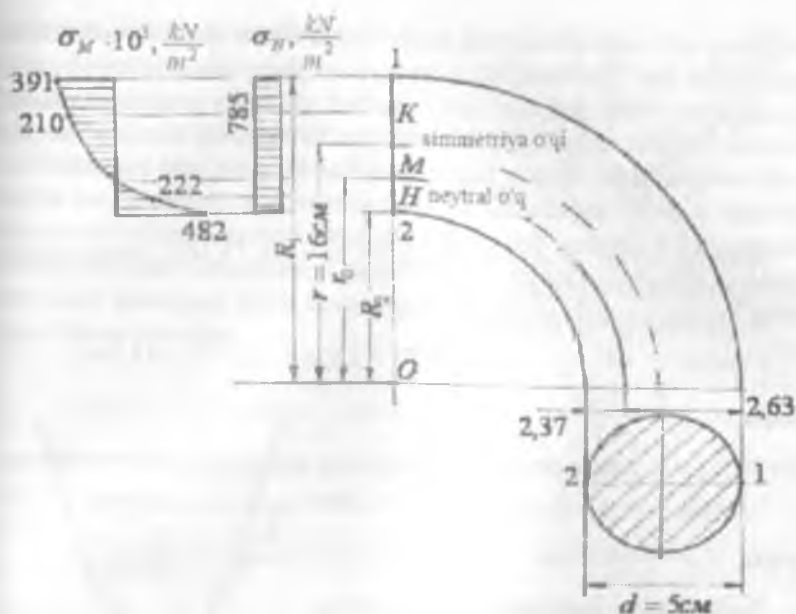
8.10-rasm. Egri sterjen uchun ko'ndalang kuch, eguvchi moment va bo'ylama kuch epyurlari.

Xavfli kesimidagi normal kuchlanishni topish uchun quyidagi sxemani chizamiz (8.11-rasm). 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 - egriklik markazi O nuqtadan 1 va 2 nuqtalargacha

bo'lgan masofa, sm: $F = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 25}{4} = 19,625 \text{ sm}^2$ - sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi. Neytral o'qning egriklik radiusini topamiz:



8.11-rasm

$$r_0 = \frac{d}{\ell \cdot \frac{R_1}{R_2}} = \frac{5}{\ell \cdot \frac{18.5}{13.5}} = \frac{5}{0.315} = 15.87 \text{ sm}$$

Simmetriya o'qi - u - bilan neytral o'q orasidagi masofa:

$$Z_0 = r - r_0 = 16 - 15.87 = 0.13 \text{ sm}$$

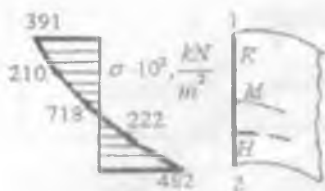
Kesimning neytral o'qga nisbatan statik momenti:

$$S = F \cdot Z_0 = 19.625 \cdot 0.13 \approx 2.55 \text{ sm}^3$$

Xavfli kesimning M va N ta'siridan hosil bo'lgan to'liq normal

kuchlanishini quyidagi formuladan topamiz: $\sigma = \frac{N_{\max}}{F} - \frac{M_{\max} \cdot Z_1}{S \cdot \rho_1}$

Bu yerda Z_1 - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta bilan neytral o'q orasidagi masofa, sm



ρ_1 - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta bilan sterjenning egrilik markazi Q nuqta orasidagi masofa
Sterjen kesimining diametri bo'ylab σ epyurali egn chiziq bo'ladi

Shuning uchun kesimning diametri bo'ylab $/KMN2$ nuqtalaridagi to'liq kuchlanishni topamiz.

Nuqtalarning koordinatalari:

$$1 \text{ nuqta } Z_1 = R_1 - r_0 = 18,5 - 15,87 = 2,63 \text{ sm}; \quad \rho_1 = R_1 = 18,5 \text{ sm}$$

$$K \text{ nuqta } Z_k = \frac{Z_1}{2} = \frac{2,63}{2} = 1,315 \text{ sm}; \quad \rho_k = R_1 - \frac{Z_1}{2} = 18,5 - \frac{2,63}{2} = 17,185 \text{ sm}$$

$$M \text{ nuqta } Z_M = 0 \text{ (nuqta neytral o'q ustiga joylashgan)} \quad \rho_M = r_0 = 15,87 \text{ sm}$$

$$2 \text{ nuqta } Z_2 = r_0 - R_2 = 15,87 - 13,5 = 2,37 \text{ sm}; \quad \rho_2 = R_2 = 13,5 \text{ sm}$$

$$N \text{ nuqta } Z_N = \frac{Z_2}{2} = 1,185 \text{ sm}; \quad \rho_N = r_0 - \frac{Z_2}{2} = 15,87 - 1,185 = 14,685 \text{ sm}$$

Nuqtalarning kuchlanishlarini topamiz:

$$\sigma_1 = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,07 \cdot 10^2 \cdot 2,63 \cdot 10^{-2}}{2,55 \cdot 10^{-6} \cdot 18,5 \cdot 10^{-2}} = -391 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_k = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,07 \cdot 10^2 \cdot 1,315 \cdot 10^{-2}}{2,55 \cdot 10^{-6} \cdot 17,185 \cdot 10^{-2}} = -210,84 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_M = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} = -784,7 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_2 = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,07 \cdot 10^2 \cdot 1,185 \cdot 10^{-2}}{2,55 \cdot 10^{-6} \cdot 14,685 \cdot 10^{-2}} = -222,3 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

$$\sigma_r = -\frac{1,54}{19,625 \cdot 10^{-4}} - \frac{0,07 \cdot 10^2 \cdot 2,37 \cdot 10^{-2}}{2,55 \cdot 10^{-6} \cdot 13,5 \cdot 10^{-2}} = -482,7 \cdot 10^3 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

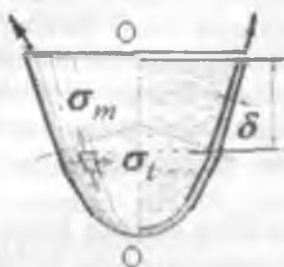
8.5. Yupqa devorli idishlarni hisoblash

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.

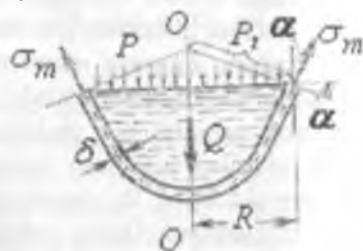
Bunday konstruksiyalarning o'ziga xos tomonlaridan biri ularning devorlari qalinligi δ ning inshoot gabarit o'lchamlariga nisbatan juda

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 S ni $O-O$ o'qi atrofida aylantirish yo'li bilan olinishi mumkin (8.12-rasm, a). Idishning $O-O$ o'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. 8.12,a-rasmda ko'rsatilgan idish devorining pastki qismi yuqori qismdan aylanma kesim bilan ajratilgan. Idish devorining qalinligini teng ikkiga bo'lavchi sirtga o'rta sirt deyiladi.

a)



b)



8.12-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'zgarmaydigan, faqat meridian bo'ylab o'zgaradigan nagruzka) ta'sir etganida aylanma va meridional kesimlar bilan ajratilgan idish o'rta sirtidagi 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 egriligidan 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'rindir. 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 mahkamlanish 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 qobiqlar deb ataladigan sistemalar keng sinfining xususiy holdir, 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 kesimlarda 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 (8.13-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_t - aylanma kuchlanish.

Momentsiz nazariyaga muvofiq element tomonlarining yuzasiga ta'sir qiladigan σ_m va σ_t 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 tekshirilayotgan 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_t bilan belgilaymiz (8.12-rasm). Element yoqlariga $\sigma_m \delta \cdot dS_t$ va $\sigma_t \delta \cdot dS_m$ kuchlar ta'sir qiladi. Ajratilgan elementning ichki sirtiga suyuqlik bosimi p ta'sir qiladi: uning teng ta'sir etuvchisi $p dS_1 dS_m$ ga teng. Aytib o'tilgan kuchlarni $n-n$ normalga proektsiyalaymiz

$$2\sigma_m \delta \cdot dS_t \sin \frac{d\alpha_m}{2} + 2\sigma_t \delta \cdot dS_m \sin \frac{d\alpha_t}{2} - p \cdot dS_t \cdot dS_m = 0 \quad (a)$$

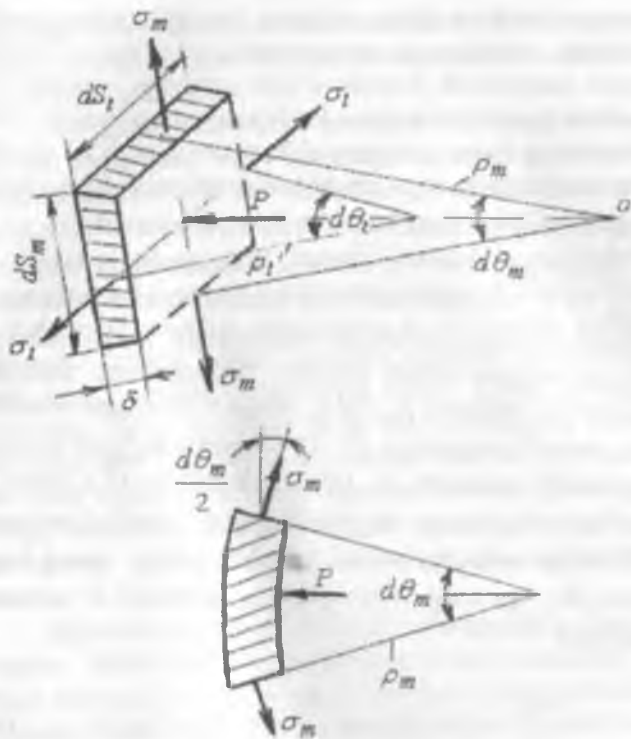
Bu yerda birinchi qo'shiluvchan elementning 8.13-rasmda tasvirlangan meridional tekislikdagi proektsiyasi asosida yozilgan. Ikkinchi qo'shiluvchi analogiya bo'yicha yozilgan. (a) tenglamada burchak kichik bo'lganligidan sinusni uning argumenti bilan almashtirib va barcha hadlarni $\delta dS_1 dS_m$ ga bo'lib quyidagini topamiz:

$$\sigma_m \frac{d\alpha_m}{dS_m} + \sigma_t \frac{d\alpha_t}{dS_t} = \frac{p}{\delta}, \quad \text{yoki} \quad \frac{d\alpha_t}{dS_t} = \frac{1}{\rho_t} \quad \text{va} \quad \frac{d\alpha_m}{dS_m} = \frac{1}{\rho_m} \quad \text{ekanligini}$$

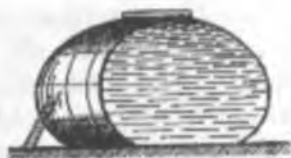
hisobga olib, quyidagini olamiz:

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{p}{\delta} \quad (8.8)$$

8.13-rasm.
Kuchlanish-
larni
aniqlashni
momentsiz
nazariyasiga
oid sxema.



(8.8) ifoda Laplas tenglamasi deyiladi. Uni o'tgan asming boshlarida suyuqlik ta'siridan sirtning cho'zilishini o'rganishda Laplas keltirib chiqargan. Bu yerda e'tiborni sirtqi cho'zilishga ishlayotgan suyuqlikning yupqa pardasi bilan idish devori o'rtasidagi o'xshashlikka jalb qilish o'rindir. Analogiya shundan iboratki, parda ham, idish devori ham cho'zilishga ishlab, sirti ma'lum shaklga ega bo'lgan suyuqlik hajmini muvozanatda ushlab turadi. Namlanmaydigan sirtga tushgan suyuqlik tomchisi sirtqi cho'zilish hisobiga yoyilib ketmaydi.



8.14-rasm.

Shuni aytib o'tish kerakki, konstruksiyalarni saqlash uchun sig'im yaratishda tomchi shaklidan foydalanalar; haqiqatan ham bunday sig'imlar boshqalariga nisbatan xato afzalliklarga ega (8.14-rasm). Tenglamada ikkita noma'lum kuchlanish σ_m va σ_t lar bor

Lekin σ_m kuchlanishni boshqa tenglamadan topsa ham bo'ladi, bunda Laplas tenglamasidan σ_r 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 (8.12-rasm). Idish devorining aylanma kesimi yuzasini $2\pi R\delta$ formula bo'yicha hisoblash mumkin. Sistema $O-O$ o'qiga nisbatan simmetriyaga ega bo'lganligidan bu yuza bo'yicha σ_m kuchlanishlar tekis taqsimlanadi.

$$\text{Demak,} \quad \sigma_m 2\pi \cdot R \cdot \delta \cdot \cos \alpha - p \cdot \pi \cdot R^2 - Q = 0$$

$$\text{Undan} \quad \sigma_m = \frac{pR}{2\pi \cos \alpha} + \frac{Q}{2\pi \cdot R \cdot \delta \cdot \cos \alpha} \quad (8.9)$$

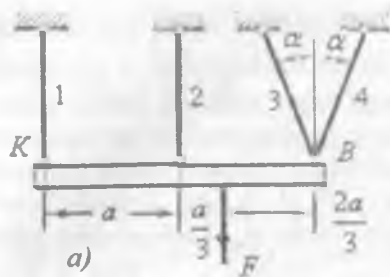
bu yerda Q – aylanma kesimdan pastda yotuvchi idish bo'lagining va suyuqlikning og'irligi; p – suyuqlik bosimi bo'lib, Paskal qonuni bo'yicha barcha yo'nalishlarda bir xil va $\gamma \cdot h$ ga teng; bu yerda h o'rganilayotgan nuqtaning chuqurligi, γ – hajm birligidagi suyuqlik og'irligi. Ba'zan suyuqlik idishda atmosfera bosimi q dan ortiqcha bosim ostida saqlanadi. Bu holda $p = \gamma \cdot h + q$ (8.8) tenglama (8.9) formula idish devorining har bir nuqtasidagi ikkala σ_m va σ_r kuchlanishlarni topish imkonini beradi.

Chekli yuk bo'yicha hisoblash asoslari

Konstruksiyani 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 koeffitsiyenti deyiladi.

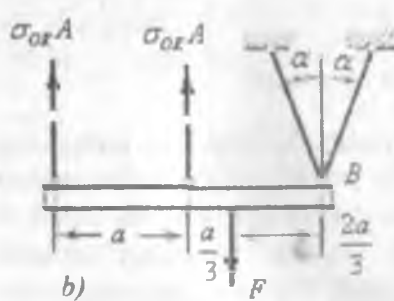
Misol. Bir xil materialdan tayyorlangan, bir xil ko'ndalang kesimli sterjenlar absolyut qattiq balka vositasida bog'langan. Sistema uchun chekli yuk hisoblansin (8.20-rasm,a).

F kuchni o'sishi bilan sterjenlardagi ichki kuchlar ham ortadi. F kuchni keyingi ortishida 1 yoki 3 va 4 sterjenlarda kuchlanish oquvchanlik chegaradagi kuchlanishga tenglashadi. 2 sterjenda plastik



deformatsiyani hosil bo'lishidagi kuch – chekli kuch bo'ladi. Unda sistema yoki K yoki B nuqta atrofiga aylanadi.

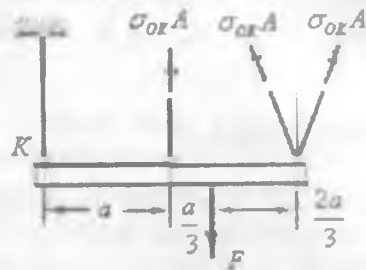
Agar, 1 va 2 sterjenlarda oquvchanlik boshlansa, barcha kuchlardan B nuqtaga nisbatan olingan momentdan chekli yuk topiladi:



$$\sigma_{OK} \cdot A \cdot 2a + \sigma_{OK} \cdot A \cdot a = F_{CHEK} \frac{2a}{3}$$

$$\text{yoki } F_{CHEK} = \frac{9}{2} \sigma_{OK} A$$

Agar, 2,3 va 4 sterjenlarda oquvchanlik boshlansa, barcha kuchlardan K nuqtaga nisbatan olingan momentdan chekli yuk topiladi:



$$\sigma_{OK} \cdot A \cdot 4a \cdot \cos \alpha + \sigma_{OK} \cdot A \cdot a = F_{CHEK} \frac{4a}{3}$$

$$\text{yoki } F_{CHEK} = \frac{3}{4} \sigma_{OK} A (1 + 4 \cdot \cos \alpha)$$

Ko'rilgan ikki variantdan ikkinchisida α burchakni har qanday qiymatida chekli yuk kichik qiymatga ega.

8.20-rasm. Chekli yuk bo'yicha hisoblashga oid.

Texnikada ishlaydigan hamma detallar ham oddiy deformatsiyalar, ya'ni cho'zilish va siqilish, siljish, buralish yoki egilish deformatsiyalariga uchramasdan, balki bir paytda shu oddiy deformatsiyalarning kamida ikkitasi ta'sirida bo'lishi mumkin. Bunday holda konstruktsiya qismi murakkab deformatsiyaga duch keladi. Shuning uchun, mashina yoki inshoot qismlarining ko'ndalang kesimida bir vaqtda ikkita va undan ortiq ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi. Natijada kesim yuzasida shunday murakkab kuchlanganlik holati kelib chiqadi-ki, kuchlarning mustaqillik alomatiga asosan bu kuchlanganlik holati oddiy kuchlanganliklar yig'indisidan iborat deb qarash mumkin. Kuchlarning mustaqillik alomatini murakkab deformatsiyaga tadbqiq etish uchun, elementning deformatsiyasi kichik va uning materiali Guk qonuniga bo'ysunishi kerak. Quyidagi rasmlarda murakkab qarshilik holatidagi ayrim konstruktsiya elementlari ko'rsatilgan.

9.1-rasm, a-da imoratlarning tomiga o'rnatiladigan stropila ko'rsatilgan. Stropila shifer, yomg'ir, shamol va qoming bosimi ta'sirida bo'ladi. 9.1-rasm, a-da imoratlarning tomiga o'rnatiladigan stropila ko'rsatilgan. Stropila shifer, yomg'ir, shamol va qoming 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.

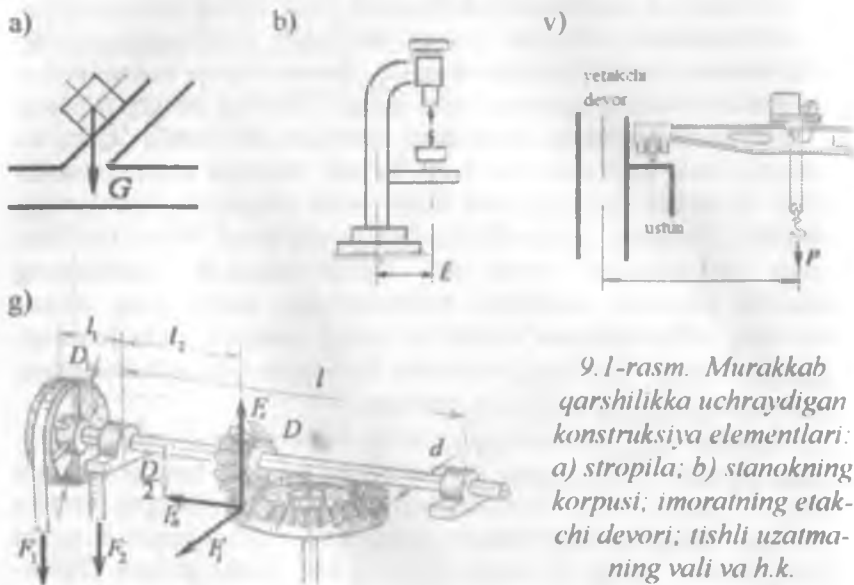
9.1-rasm, b-da detalni parmalaydigan stanok ko'rsatilgan. Uning vertikal korpusi parmalashda hosil bo'lgan bosim kuchi ta'sirida markazlashmagan cho'zilish va siqilishda bo'ladi.

9.1-rasm, v.da ko'priqli kran va undagi yukning og'irligi ta'siridan markazlashmagan cho'zilish va siqilishga qarshilik ko'rsatayotgan yetakchi 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.

Tasmalarni bosim kuchi ta'sirida va uzatmaning shestemya 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 deforma-

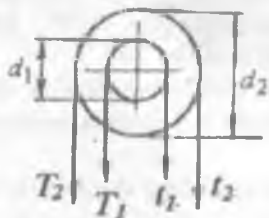
tsiyasiga uchraydi. Demak, val bir vaqtda buralish va egilish deformatsiyalariga uchraydi. Valni kesim yuzasida buralishdagi urinma va egilishdagi normal kuchlanish hosil bo'ladi.



9.1-rasm. Murakkab qarshilikka uchraydigan konstruksiya elementlari: a) stropila; b) stanokning korpusi; imoratning etakchi devori; tishli uzatma-ni-ning vali va h.k.

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



9.2-rasm. Remenli uzatma.

ishlaydi. Shki-va o'matilgan remen-laming taranglik kuchlarining valga bosimi (R) (9.2-rasm) ta'sirida egilish deformatsiyasi, remenni yetaklovchi va ctaklanuvchi qismlarining taranglik kuchlari val kesimining markaziga nisbatan momentlari (M_1 M_2) ta'sirida buralish deformatsiyasi hosil bo'ladi.

$$M_1 = T_1 R_1 - t_1 R_1 = t_1 R_1, \quad M_2 = t_2 R_2,$$

$$P_1 = T_1 + t_1 = 3t_1 \quad \text{va} \quad R_2 = 3t_2$$

Demak, valning kesimda buralishdagi burovchi moment; egilishdagi eguvchi moment va ko'ndalang kuch hosil bo'ladi.

Burovchi moment ta'sirida, valning ko'ndalang kesimda buralishidagi urinma kuchlanishi hosil bo'ladi: $\tau_\delta = \frac{M_\delta}{W_\rho}$ (9.1)

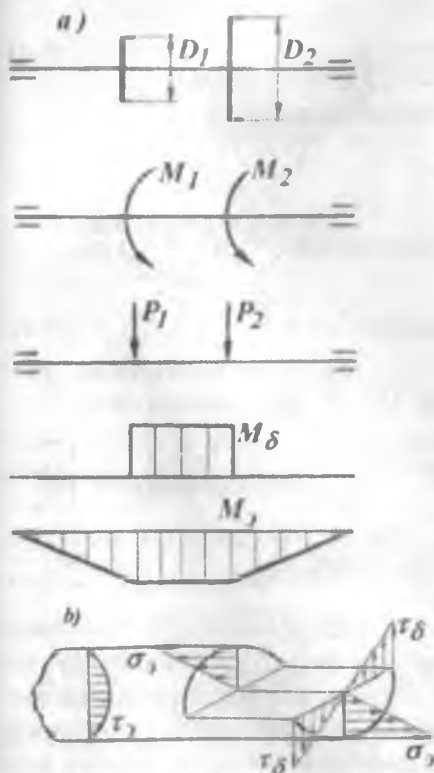
Urinma kuchlanish val kesimining chetki nuqtalarida eng katta qiymatga erishadi. Ko'ndalang kuch Q ta'siridagi urinma kuchlanish, burovchi momentdan hosil bo'lgan urinma kuchlanishga nisbatan kichikdir.

Bu kuchlanish val kesimining markazida eng katta qiymatga erishadi. Lekin valni hisoblashda, bu kuchlanishning ta'siri sezilarli emas (9.3-rasm, b).

Eguvchi moment ta'sirida valning ko'ndalang kesimda egilishida normal kuchlanish hosil bo'ladi.

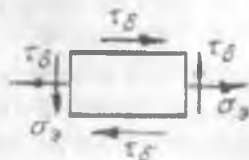
$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_x} \quad (9.2)$$

Normal kuchlanish val kesimining chetki nuqtalarida eng katta qiymatga erishadi va kesim markazida nolga teng.



9.3-rasm. Valni hisoblash:

a) valni yuklanish sxemasi, burovchi va eguvchi moment epyurlari; balning kesimidagi kuchlanishlar.



Demak, val kesimining chetki nuqtasida $\tau_\delta = \tau_{\delta \max}$ va $\sigma_x = \sigma_{x \max}$ bo'lib, bu nuqta atrofida ajratilgan elementar yuza xavfli holatda va murakkab kuchlanganlik

holatida ekan. Ajratilgan elementning old qismi va unga parallel bo'lgan orqa tomoni har qanday kuchlanishlar ta'siridan ozod yuza xavfli holatda va murakkab kuchlanganlik holatida ekan. Shuning uchun bu yuza bosh yuza ekan 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.

$$\text{III nazariya} \quad \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (9.3)$$

$$\text{Agar } \sigma_s = \frac{M_s}{W} \quad \text{va} \quad \tau_s = \frac{M_s}{W_s} = \frac{M_s}{2W} \quad \text{kuchlanishlarni III nazariyaga}$$

$$\text{keltirib qo'ysak: } \frac{\sqrt{M_s^2 + M_\sigma^2}}{W} \leq [\sigma] \quad (9.4)$$

$$\text{bu yerda } \sqrt{M_s^2 + M_\sigma^2} = M \quad \text{keltirilgan moment.}$$

$$\text{Mustahkamlik shart } \frac{M_{br}}{W} \leq [\sigma] \quad (9.5)$$

$$\text{Bal kesimining o'lchamlari quyidagicha topiladi} \quad W = \frac{M_{br}}{[\sigma]} \quad \text{yoki}$$

$$\text{agar } W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad \text{bo'lsa, valning diametri: } d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{br}}{\pi \cdot [\sigma]}} \quad (9.6)$$

$$\text{IV nazariya } \sqrt{\sigma_s^2 + 3\tau_s^2} \leq [\sigma] \quad \text{va } \sigma_s, \tau_s \text{ larni hisobga olsak,}$$

$$\frac{\sqrt{M_s^2 + 0,75M_\sigma^2}}{W} \leq [\sigma] \quad \text{va} \quad W = \frac{\sqrt{M_s^2 + 0,75M_\sigma^2}}{[\sigma]} = \frac{M_{br}}{[\sigma]} \quad (10.7)$$

9.2. Qiyshiq egilish

Amaliyotda shunday konstruksiya qismlari uchraydiki, bu holatda elementga qo'yilgan tashqi kuchning ta'sir chizig'i elementning bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, uning ko'ndalang kesimining biror-ta ham bosh inersiya 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 (9.4-rasm. a) F kuch u bosh inersiya o'qiga nisbatan φ burchak ostida joylashgan. F kuchning x va u o'qlaridagi ajratuvchilarini topamiz. $F_y = F \cos \alpha$ va $F_x = F \cdot \sin \varphi$

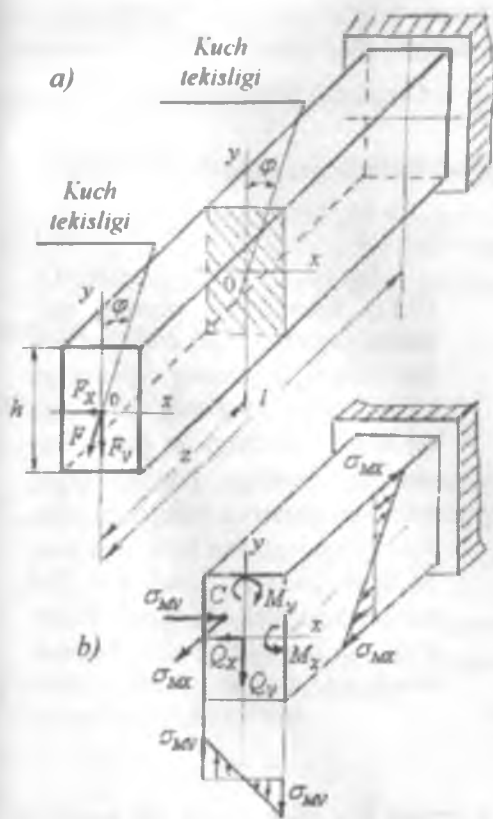
Ixtiyoriy Z masofada joylashgan bosh inersiya o'qlari (X_I va Y_I) ga nisbatan F_X va F_Y kuchlarining eguvchi momentlari quyidagicha yoziladi:

$$M_{Y_I} = -F_X \cdot z = -F \cdot z \cdot \sin \alpha$$

$$M_{X_I} = -F_Y \cdot z = -F \cdot z \cdot \cos \alpha$$

$M = F \cdot z$ 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'lar ekan va bu momentlar sterjenni ikkita bosh inersiya tekisliklarida egadi. Sterjenning kesim yuzasidan tanlangan ixtiyoriy C nuqtasi 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 yerda I_Y va I_X sterjen kesimining y va x o'qlariga nisbatan inersiya 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 tolalarga o'tkzaksak, normal kuchlanishning ishorasi musbat bo'ladi.

9.4-rasm. Qiyshiq egiltish:
a) brusni yuklanishi;
b) kesimdagi kuchlanishlar

Tekis ko'ndalang egilishdagidek, qiyshiq egilishda ham normal kuchlanishning qiymati, asosan u va x koordinatalariga bog'liq. 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, sterjenning kesimida neytral o'qning holati va undan eng uzoqda joylashgan nuqta topiladi. Tekis ko'ndalang egilishdan ma'lumki, normal kuchlanish neytral qatlama nolgacha teng, ya'ni

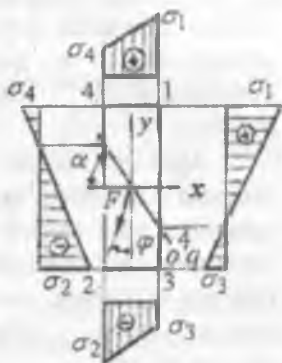
$$Q = -M \left(\frac{\cos \varphi \cdot X_o}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot Y_o}{I_x} \right) \text{ yoki } \left(\frac{\cos \varphi \cdot X_o}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot Y_o}{I_x} \right) = 0 \quad (9.9)$$

bu yerda X_o va Y_o normal kuchlanishi nolgacha teng bo'lgan holatga to'g'ri keluvchi nuqtaning koordinatalari. (9.9) formulaga asosan, neytral o'q koordinata boshidan o'tuvchi to'g'ri chiziqdir. Neytral o'q y -o'qiga α burchak ostida joylashgan (9.5-rasm). (9.9) formuladan

$$\left[\frac{X_o}{Y_o} \right] = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{I_x}{I_y} \quad (9.10) \text{ hosil qilamiz. 9.5-rasmdan ko'rinishicha, } \left[\frac{X_o}{Y_o} \right] = \operatorname{tg} \alpha,$$

unda (9.10) formulani quyidagicha yozamiz: $\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{I_x}{I_y}$ (9.11) yoki

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{I_y}{I_x} \quad (9.12)$$



9.5-rasm. Brus kesimining tomonlarida kuchlanishlarni tarqalish qonuniyati.

(9.11) formuladan, qiyshiq egilishda kesim neytral o'qining holati tashqi kuchning qiymatiga emas, balki kuchning y -o'qiga og'ishgan burchagi φ ga va kesimning shakliga bog'liq ekan. Masalan: inersiya 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 diagonal bo'yicha joylashsa,

neytral o'q kesimning ikkinchi diagonalidan o'tadi.

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{bh^3 \cdot 12}{b^3h \cdot 12} \cdot \frac{b}{h} = \frac{h}{b}$$

Qiyshiq egilishda normal kuchlanish quyidagi formula bilan

$$\text{topiladi: } \sigma = \pm M \left(\frac{\cos \varphi \cdot x}{I_y} + \frac{\sin \varphi \cdot y}{I_z} \right) \quad (9.13)$$

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 $\frac{I_y}{x_{\max}} = W_y$, $\frac{I_z}{y_{\max}} = W_z$ ifoda bilan almash-

$$\text{tiriladi } \sigma = \pm M \left(\frac{\cos \varphi}{W_y} + \frac{\sin \varphi}{W_z} \right) \quad (9.14)$$

Qiyshiq egilishda mustahkamlik sharti.

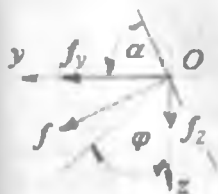
$$\sigma_{\max} = M_{\max} \left(\frac{\cos \varphi}{W_y} + \frac{\sin \varphi}{W_z} \right) \leq [\sigma] \quad (9.15)$$

Qiyshiq egilishda ko'chishni aniqlash. Kuchlarning mustaqillik alomatiga asosan:

$$f_z = \frac{F_z \ell^3}{3EI_y} \quad \text{va} \quad f_y = \frac{F_y \ell^3}{3EI_z} \quad (9.16)$$

Unda to'liq ko'chish

$$f = \sqrt{f_z^2 + f_y^2} = \frac{F \ell^3}{3E} \sqrt{\frac{\cos^2 \varphi}{I_y^2} + \frac{\sin^2 \varphi}{I_z^2}}$$



Yuqoridagi formulalardan ko'rinishicha, sterjening egilishi uning bikrligiga bog'liq

$$\frac{f_y}{f_z} = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi \cdot \frac{I_y}{I_z} \quad \text{va} \quad f = \frac{f_y}{\sin y'} = \frac{f_z}{\sin z}$$

hosil qilamiz. Agar $\alpha = \varphi$ bo'lsa, sterjening egilishi neytral o'qqa perpendikulyar tekislikda sodir bo'ladi

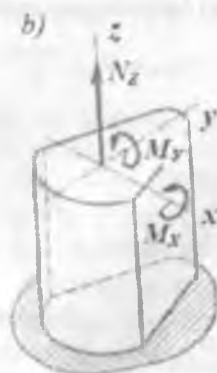
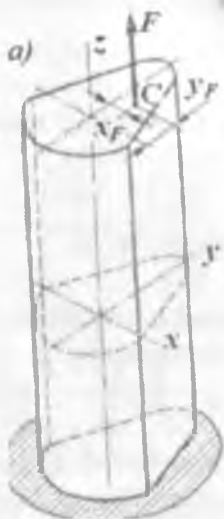
Qiyshiq egilishda ko'chishni aniqlash

9.3 Markazlashmagan siqilish (cho'zilish)



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 cho'zilishini ko'rib chiqaylik. F kuch ta'sirida brusning istalgan kesimida $N_z = -F$ cho'zuvchi bo'ylama kuch va $M_x = -F y$ va $M_y = -F X$ eguvchi momentlar hosil bo'ladi. Brus M_y eguvchi momenti ta'sirida OY neytral o'qi atrofida OX tekisligida egiladi.

Kesimdan ajratilgan ixtiyoriy nuqta C brusning cho'ziladigan tolalarida joylashganligi uchun bu nuqtadagi normal kuchlanish musbat ishorali bo'ladi (9.5-rasm). $M_x = F y$ momenti ta'siridan brus OY tekisligida OX neytral o'qi atrofida egiladi (9.5-rasm).



9.6-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 C nuqtadagi kuchlanish quyidagicha:

$$\sigma_x = \frac{F}{A} + \frac{FY_F \cdot Y_F}{I_x} + \frac{FX_F \cdot X_F}{I_y} = F \left(\frac{1}{A} + \frac{Y_F Y_F}{I_x} + \frac{X_F X_F}{I_y} \right) \quad (9.17)$$

Agar $\frac{I_x}{A} = i_x^2$ va $\frac{I_y}{A} = i_y^2$ brus kesimining X va Y o'qlariga nisbatan

$$\text{inersiya radiuslarini hisobga olsak, } \sigma_x = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{Y_F Y_F}{i_x^2} + \frac{X_F X_F}{i_y^2} \right) \quad (9.18)$$

(9.18) formuladan ko'rinishicha 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

$$\sigma = -\frac{F}{A} \left(1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} + \frac{Y_F \cdot Y_o}{i_x^2} \right) = 0$$

bu yerda X_o va Y_o - neytral o'q ustida joylashgan nuqtaning koordinatalari.

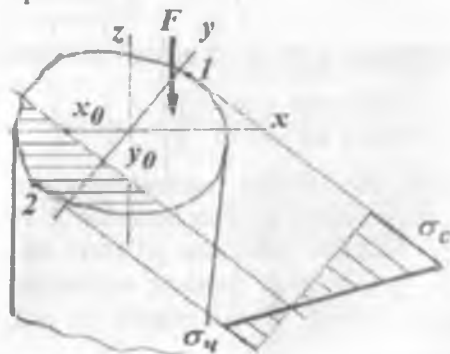
$$\frac{F}{A} \neq 0 \text{ bo'lmaganligi uchun } 1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} + \frac{Y_F \cdot Y_o}{i_x^2} = 0 \quad (9.19)$$

(9.19) tenglama neytral o'q tenglamasi. Neytral o'q koordinata boshidan o'tmaydigan to'g'ri chiziqdır. Bu tenglamadan XOY koordinata boshidan neytral o'qgacha bo'lgan masofalar X_o va Y_o larni topish mumkin. $y=0$ bo'lsa, (9.19) dan $1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} = 0$.

Shuningdek, $X_o = 0$ bo'lsa $1 + \frac{Y_F \cdot Y_o}{i_x^2} = 0$ hosil bo'ladi.

$$\text{Bu tenglamalarni yechib } X_o = -\frac{i_y^2}{X_F} \text{ va } Y_o = -\frac{i_x^2}{Y_F} \quad (9.20)$$

neytral o'q koordinata o'qlarining kesishidan hosil bo'lgan kesmalarni topamiz.



9.7-rasm. Kesim yuzada normal kuchlanishni tarqalish qonuniyati.

Demak, neytral o'q X va y o'qlarining X_0 va U_0 masofalardan kesib o'tar ekan (9.6-rasm). Neytral o'q kesim yuzasini ikki qismga, cho'ziladigan va siqiladigan tolalarga ajratadi. Agar kesimning konturiga neytral o'qqa parallel urimlar o'tkazsak, brus kesimining neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan nuqtalarini (1 va 2) aniqlaymiz.

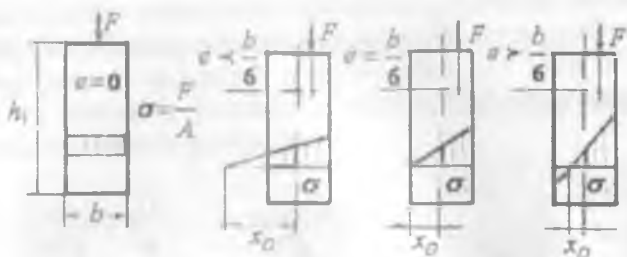
Kesimdagi eng katta cho'zuvchi va siquvchi normal kuchlanishlar 1 va 2 nuqtalarda hosil bo'ladi (9.6-rasm). 1 nuqta brusning cho'zilgan tolasida joylashganligi uchun normal kuchlanish musbat, 2 nuqtada esa manfiy. Normal kuchlanish kesim yuzasida to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi va kesimning konturida eng katta qiymatga erishadi

$$\sigma_{12} = \pm \frac{F}{A} \left(1 \pm \frac{X_F \cdot X_{12}}{I_x^2} \pm \frac{Y_F \cdot Y_{12}}{I_y^2} \right)$$

Kesim yuzasi to'g'ri to'rtburchakdan iborat bo'lgan brusning markazlashmagan siqilishida, kesimning neytral o'qini turli hollarda o'zgartirib ko'ramiz (9.8-rasm). Kuch OY o'qi bo'ylab ($X_A = e$; $Y_F = 0$) 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, $e \neq 0$ bo'lganda kesimning barcha nuqtalarida bir xil kuchlanish paydo bo'ladi (9.8-rasm).

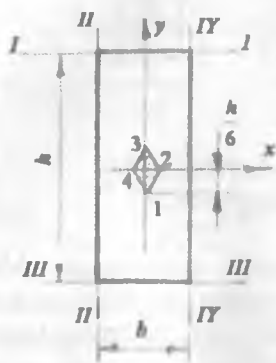


9.8-rasm. Kuchni qo'yilish nuqtasiga bog'liq holda normal kuchlanishni tarqalish qonuniyati.

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 yemiriladi. 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'mini o'zgartirish kerak. Masalan: (9.20) formulaga asosan X_0 va Y_0 masofalarni shunday tanlash mumkinki, bu holatda neytral o'q kesimning konturiga D nuqtada urinma bo'lib qoladi. Unda F 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 - kesim 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 kesimning tomonlariga urinmalar o'tkazamiz (9.8-rasm), I-I urinmani XOU koordinata sistemasidagi koordinatalari:

$X_o = -\frac{i_y^2}{x_s}$ va $Y_o = -\frac{i_x^2}{y_s}$ formulalaridan foydalanib kesim yadrosini

koordinatalarini topamiz:



$$X_r = X_s = -\frac{i_y^2}{\infty},$$

$$Y_r = Y_s = -\frac{i_x^2}{h} = -\frac{2I_x}{hI^2} = -\frac{2bh^3}{12bh^3} = -\frac{h}{6}$$

$$X_s = Y_s = \pm \frac{i^2}{R} = \pm \frac{I_x}{hR} = \pm \frac{\pi \cdot R^4}{4\pi \cdot R^3 R} = \pm \frac{R}{4}$$

Shunday qilib, I-I urinmaga to'g'ri keluvchi kesim yadrosini I nuqtasi OY

o'qida OX o'qidan $Y_{ya} = -\frac{h}{6}$ masofada joylashadi. III-III urinmaga to'g'ri keladigan kesim yadrosining 3 nuqtasi ham

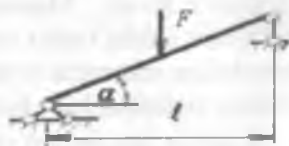
OY o'qida OX o'qidan $Y_{ya} = \frac{h}{6}$ masofada joylashadi.

9.9-rasm. Kesim yadrosini aniqlash sxemasi.

II-II va IV-IV urinmalar uchun $Y_{ya} = 0$ va $X_s = \pm \frac{h}{6}$ hosil bo'ladi. I.

2, 3, 4 nuqtalarni to'g'ri chiziqlar bilan tutashtirsak, romb hosil bo'ladi (9.9-rasm). Doiraviy kesim uchun kesim yadrosi doiraning markazi atrofida joylashgan va radiusi $r = \frac{R}{4}$ bo'lgan doira bo'ladi.

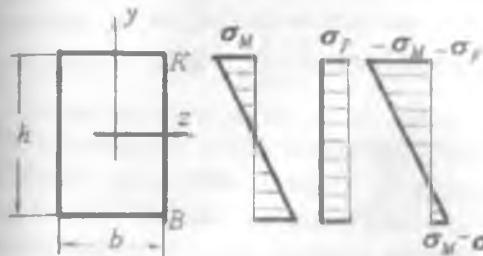
9.4. Egilish bilan cho'zilishni yoki siqilishning birgalikdagi ta'siri



Tashqi F kuch bilan yuklangan balka shamirli tayanchga tayangan va gorizontalga nisbatan α burchakda joylashgan F kuchni balka kesimining bo'ylama o'qiga va normaliga proeksiyalaymiz

$$F_y = F \cos \alpha \quad \text{va} \quad F_x = F \sin \alpha$$

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 kesimi-ning chetki nuqtalaridagi to'liq kuchlanish

$$\sigma = \pm \frac{M}{W_z} \pm \frac{F}{A}$$

$$\sigma_K = -\frac{M}{W_z} - \frac{F}{A}$$

$$\sigma_B = \frac{M}{W_z} - \frac{F}{A}$$

9.10-rasm. Kuchlanishlar.

Savollar

1. Murakkab qarshiliklar nima?
2. Murakkab qarshiliklar turlarini ayting.
3. Valni buralish bilan egilishida kesim yuzasida qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
4. Buralish bilan egilishda mustahkamlik shartni yozing.
5. Valni diametrini aniqlang.
6. Qiyshiq egilish sxemasini chizing.
7. Qiyshiq egilishda neytral o'q tenglamasini yozing.
8. Qiyshiq egilishda mustahkamlik shart formulasini yozing.
9. Qiyshiq egilishda mustahkamlik shart formulasidan foydalanib kesimni tanlang.
10. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda normal kuchlanish formulasini yozing.
11. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda kesimni neytral o'q tenglamasini yozing.
12. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda mustahkamlik shart formulasini yozing.
13. Kesim yadrosi nima?
14. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda deformatsiya qanday aniqlanadi.

15. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda normal kuchlanish sterjen kesim yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?

Misol-1. Berilgan $P = 15 \text{ kN}$, $\ell = 2 \text{ m}$; $h/b = 2,5$

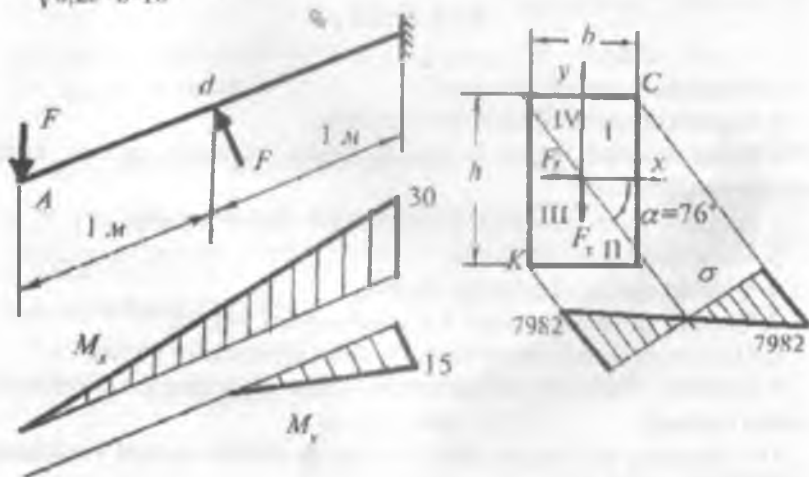
Balka kesimining o'lchamlari aniqlansin va xavfli nuqtalardagi kuchlanishlar topilsin. Balkaning tayanch kesimidagi M_x va M_y eguvchi momentlarni aniqlaymiz va epyurasini quramiz. $M_x = 2R = 30 \text{ kNm}$; va $M_y = R = 15 \text{ kNm}$.

Balkaning mustahkamlik shartini yozamiz

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad \text{va} \quad \frac{6M_x}{bh^2} + \frac{6M_y}{b^2h} \leq [\sigma].$$

Agar $h = 2,5 b$ ni va M_x va M_y momentlarning qiymatlarini hisobga olsak, mustahkamlik shartidan kesimning eni b -ni topamiz

$$b = \sqrt[3]{\frac{405}{6,25 \cdot 8 \cdot 10^3}} \approx 0,2 \text{ m}$$



9.11-rasm. Ikkita tekislikda tashqi kuchlar ta'siridagi balkaning kesimida normal kuchlanishni tarqalish qonuniyati

Kesimning balandligi $h = 2,5 \cdot 0,2 = 0,5 \text{ m}$. Neytral o'qning holatini

aniqlaymiz:

$$\tan \varphi = \frac{M_y \cdot I_x}{M_x \cdot I_y} = \tan \beta \frac{I_x}{I_y}$$

Bu yerda $I_x = \frac{bh^3}{12}$ va $I_y = \frac{b^3h}{12}$ kesimning X va U o'qlariga nisbatan inersiya momentlari:

$$I_x = \frac{0,2 \cdot (0,5)^3}{12} = 2,1 \cdot 10^{-3} m^4; \quad I_y = \frac{0,5 \cdot (0,2)^3}{12} = 3,4 \cdot 10^{-4} m^4$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{2,1 \cdot 10^{-3}}{3,4 \cdot 10^{-4}} \cdot 0,5 = 4,242 \quad \text{yoki} \quad \varphi = 76^\circ$$

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 chiziqi 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.

$$C \text{ nuqta koordinatlari } x_c = \frac{h}{2} = 0,1 m, \quad y_c = \frac{h}{2} = 0,25 m$$

$$\sigma_c = \frac{M_x}{I_x} \cdot y_c + \frac{M_y}{I_y} \cdot x_c, \quad \text{va} \quad \sigma_c = -7982 \frac{\kappa H}{m^2}$$

Balka erkin uchining (A nuqta) to'liq salqiliginı topamiz.

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} = \sqrt{\left(\frac{P\ell^3}{3EI_y} \right)^2 + \left(\frac{P\ell^3}{3EI_x} \right)^2} = \frac{P\ell^3}{3E} \sqrt{\frac{1}{(I_y)^2} + \frac{1}{(I_x)^2}} =$$

$$= \frac{15 \cdot 8}{3 \cdot 2 \cdot 10^8} \sqrt{\frac{1}{(8 \cdot 0,00034)^2} + \frac{1}{(0,0021)^2}} = 33,34 \cdot 10^{-5} m.$$

Misol-2. Po'latdan tayyorlangan val minutiga $n = 900$ marotaba aylanadi va yetaklanuvchi shkiylari bilan $N_2 = 10 \text{ kVt}$ va $N_3 = 20 \text{ kVt}$ quvvat uzatadi. Valning diametri topsin. Berilgan:

$$D_1 = 0,6 m; D_2 = 0,2 m; D_3 = 0,4 m; a = 1 m; \alpha_1 = 0^\circ; \alpha_2 = 60^\circ; \alpha_3 = 180^\circ$$

Yechish: Yetaklovchi shkiyning uzatayotgan quvvati yetaklanuvchi shkiylar quvvatlarining yig'indisiga teng bo'ladi:

$$N_1 = N_2 + N_3 = 10 + 20 = 30 \text{ kVt}$$

Shkiylardagi aylantiruvchi momentlarnı topamiz.

$$M_1 = 9736 \frac{N_1}{n} = 9736 \frac{30}{900} = 324,5 Nm \quad M_2 = 9736 \frac{N_2}{n} = 9736 \frac{10}{900} = 108,2 Nm$$

$$M_3 = 9736 \frac{N_3}{n} = 9736 \frac{20}{900} = 216,3 Nm$$

Aylantiruvchi momentlarning yo'nalishlari yetaklovchi remenlarning tortishish kuchlarining yo'nalishlari bilan mos. Shkivlardagi momentlar yetaklanuvchi remenning tortishish kuchlari bilan quyidagicha bog'lanishda

$$M_1 = M_2 = t \cdot \frac{D}{2} \quad t_1 = \frac{2M_1}{D_1} = \frac{2 \cdot 324,5}{0,6} = 1081,6 \text{ N}$$

$$t_2 = \frac{2M_2}{D_2} = \frac{2 \cdot 108,2}{0,2} = 1081 \text{ N} \quad t_3 = \frac{2M_3}{D_3} = \frac{2 \cdot 216,3}{0,4} = 1081 \text{ N}$$

Bu yerdan yetaklovchi va yetaklanuvchi remenlarning tortishish kuchlarining valga nisbatan bosim kuchini aniqlaymiz:

$$P_1 = 3t_1 = 3 \cdot 1081,67 = 3245 \text{ N};$$

$$P_2 = 3t_2 = 3 \cdot 1081 = 3243 \text{ N}; \quad P_3 = 3t_3 = 3 \cdot 1081 = 3245 \text{ N}$$

Remenlar shkivga turli burchaklar ostida joylashtirilgani uchun, tortishish kuchlarining valga nisbatan bosimi ham shu burchak ostida yo'naladi.

$$R_1, R_2 \text{ va } R_3 \text{ kuchlarning vertikal } P_1^B = 0, \quad P_3^B = 0$$

$P_2^B = P_2 \cdot \sin 60^\circ = 2805,8 \text{ H}$ va gorizontal tekislikda ajratuvchilarni topamiz: $P_1^r = P_1 = 3245 \text{ N}; \quad P_3^r = -P_3 = -3245 \text{ N}.$

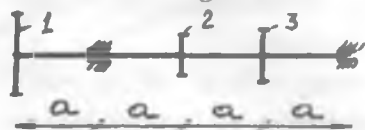
$$P_2^r = P_2 \cdot \cos 60^\circ = 1621,5 \text{ N}$$

Vertikal tekislikda eguvchi moment epyurasini quramiz:

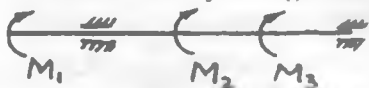
$$R_k = \frac{P_2^B \cdot 1}{3} = \frac{2805,81}{3} = 936,3 \text{ N} \quad \text{va} \quad R_B = \frac{2 \cdot 2805,8}{3} = 1870,5 \text{ N}$$

$$\text{Tekshirish: } \sum y = -1870,5 + 2805,8 - 936,3 = 0$$

Berilgan sxema



Shkivlardagi aylantiruvchi momentlar bilan yuklangan val



Eguvchi moment M_2^B - ni aniqlaymiz. $0 \leq x_1 \leq 1 \text{ m}$ oraliq $M_u^B = -R_B \cdot x_1$ va $0 \leq x_2 \leq 2 \text{ m}$ oraliq $M_v^B = -R_x \cdot x_2$

Gorizontal tekislikda eguvchi moment epyurasini quramiz.

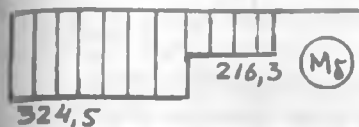
$$\sum M_B = 0 \quad \sum M_K = 0$$

$$P_1^r \cdot 1 - P_2^r \cdot 1 + P_3^r \cdot 2 - R_k \cdot 3 = 0;$$

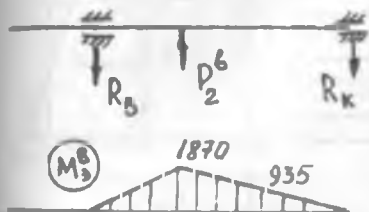
$$P_1^r \cdot 4 - R_B^r \cdot 3 + P_2^r \cdot 2 - P_3 \cdot 1 = 0;$$

$$R_k = 2701 \text{ N}; \quad R_B = 4326,7 \text{ N}$$

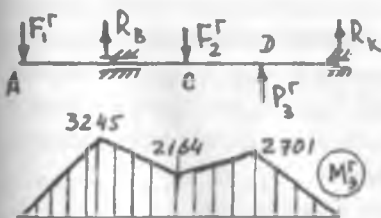
Burovchi moment epyurasi



Valni vertikal tekislikda yuklanish sxemasi va eguvchi moment epyurasi.



Valni gorizontaal tekislikda yuklanish sxemasi va eguvchi moment epyurasi.



9.12-rasm. Valni buralish bilan egilishga hisoblash.

Eguvchi moment M_x^r - ni aniqlaymiz.

$$0 \leq x_1 \leq 1m \text{ oraliq } M_x^r = -P_1 x_1$$

$$0 \leq x_2 \leq 1m \text{ oraliq}$$

$$M_x^r = -P_1^r (1 + x_2) + P_B x_2$$

$$0 \leq x_3 \leq 1m \text{ oraliq}$$

$$M_x^r = -P_1^r (1 + x_3) + P_B (1 + x_3) - P_2^r x_3$$

$$0 \leq x_4 \leq 1m \text{ oraliq } M_x^r = -R_k \cdot x_4$$

To'liq eguvchi momentni M_x^B va M_x^r momentlarning yig'indisi sifatida topamiz.

$$M_x^2 = (M_x^B)^2 + (M_x^r)^2$$

$$M_{x1} = 0; \quad M_{x2} = \sqrt{0 + (M_x^r)^2} = 3245 Nm;$$

$$M_{x3} = \sqrt{(2164)^2 + (1870.8)^2} = 2862 Nm;$$

$$M_{x4} = \sqrt{(2701)^2 + (935.3)^2} = 2862 Nm;$$

$$M_{x5} = 0.$$

Eguvchi va burovchi moment epyuralariga asosan B tayanch kesimi xavfli holatda bo'ladi.

III – mustahkamlik nazariyasiga asosan, keltirilgan momentni topamiz:

$$M_{br1} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(3245)^2 + (324,5)^2} = 3261,2 Nm$$

$$\tau_{max} = \frac{M_{br1}}{W} \leq [\tau] \quad \text{yoki} \quad \frac{32 M_{br1}}{\pi \cdot d^3} = [\tau] \quad \text{bu yerdan}$$

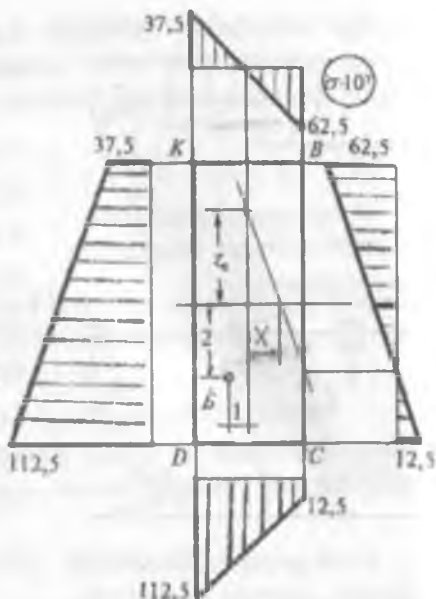
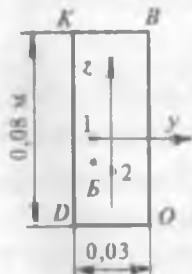
$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{br1}}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 3261,2}{3,14 \cdot 8 \cdot 10^7}} = 0,0746 = 74,6 mm$$

Misol-3. Uzunligi $\ell = 1,5m$ bo'lgan po'lat sterjen $G' = 60 kN$ kuch ta'sirida cho'ziladi. To'g'ri burchakli kesimning K, C, B, D nuqtalarining kuchlanishlari topilsin.

Yechish:

Kesim B nuqtasining koordinatalari $y_B = -1,5m$, $z_B = -2,5m$

Sterjen ko'ndalang kesim yuzasining geometrik tavsiflarini topamiz:



Kesim yuzasi

$$A = 3 \cdot 8 = 24 cm^2 = 2,4 \cdot 10^{-3} m^2$$

Inersiya 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.

$$1 + \frac{y_F \cdot y_O}{i_z^2} + \frac{z_F \cdot z_O}{i_y^2} = 0;$$

agar $z_O = 0$ bo'lsa $y_O = -\frac{i_z^2}{z_F} = \frac{0,075 \cdot 10^{-3}}{0,01} = 7,5 \cdot 10^{-3} m$

agar $y_O = 0$ bo'lsa $z_O = -\frac{i_y^2}{y_F} = \frac{0,0534 \cdot 10^{-2}}{0,02} = 2,67 \cdot 10^{-3} m$

Demak, neytral o'q kesimning ZOY koordinata o'qlarining musbat chorakidan y_O va z_O masofalarda kesib o'tar ekan

Kesimning KBCD nuqtalaridagi normal kuchlanishlari $\frac{kN}{m^2}$			
$z_K = 0,04m;$	$z_B = 0,04m;$	$z_C = 0,04m;$	$z_D = 0,04m;$
$y_K = -0,015m$	$y_B = -0,015m$	$y_C = -0,015m$	$y_D = -0,015m$
$\sigma_K = 37,5 \cdot 10^3$	$\sigma_B = -62,5 \cdot 10^3$	$\sigma_C = 12,5 \cdot 10^3$	$\sigma_D = 112,5 \cdot 10^3$

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).



10.1-rasm. Ustuvor va noustuvor sharlar.

Botiq sirtida joylashgan shar istalgan holatga og'dirilganda ham o'zining dastlabki vaziyatiga qaytadi. Shuning uchun shar botiq sirtida ustuvor muvozanatda.

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. 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 oshsa sterjen emirilishi mumkin.



10.2-rasm.
Sterjenni ustuvor
va noustuvor
(punktir) holati.

Demak, kritik kuchdan kichik siquvchi kuch ta'sirida sterjen siqiladi, kritik kuchdan katta qiymatda siqilish va egilishga uchraydi, kritik kuch yemiruvchi xarakterga ega. Sterjen to'g'ri chiziqli holatidan chetga chiqishi noustuvordir. Noustuvor sterjen bo'ylama egilish holatida bo'ladi. Bo'ylama egilish juda xavflidir, chunki siquvchi kuch ozgina orttirilganda sterjenni egilishi tez ortadi, chunki salqilik va kuch o'zaro chiziqsiz bog'lanishda. Natijada egilishda bo'ladigan kuchlanish ham tez ortadi, sterjen yemirilishi mumkin. Siquvchi kuchni kritik qiymatida konstruksiyaning elementida deformatsiyaning xarakteri o'zgaradi, konstruksiya ishdan chiqadi. Shuning uchun ustuvorlikga

hisoblash konstruksiyani boshlang'ich shaklida, ya'ni kritik kuchdan kichik yuklanishda ishlashini ta'minlash kerak. Ustuvorlikga hisoblash sterjenni o'lehamlari, materialining xarakteristikasi 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 yemirilishi sodir bo'lgan. Masalan: 1907-yil AQSHda Shimoliy Lavrentiya daryosiga qurilgan, bosh prolyoti 549 m bo'lgan konsol sistemali katta ko'priq ag'darilib tushgan 9000 tonnali konstruksiya butunlay ishdan chiqqan, konstruksiyaning katta qismi suvga 40 m chuqurlikka cho'kib 74 kishi halok bo'lgan. Shunday voqea Kvebek daryosidagi ko'priqda ham ikki marotaba sodir bo'lgan. Birinchi halokatdan 9 yil o'tgach, 1916-yil oldingi sxema bo'yicha yangi Kvebek ko'prigi quriladi va ikkinchi marotaba ham osma prolet suvga ag'darilib cho'kib ketadi.

1981-yil may oyida Shveytsariyaning Menxenshteyn qishlog'idagi ko'priqda bo'lgan halokatli hodisa siqilgan sterjenlarning ustuvorlikka puxta hisoblash naqadar zarur va muhimligini ko'rsatuvchi saboqdir. Halokat ro'y bergan paytda ko'priqdan uzunligi 42 m bo'lgan va 12 vagonidan iborat bo'lgan passajir poezdi o'tgan. Parovoz ko'priqdan o'tib bo'lib, lekin daryoga qulagan 6 ta vagon uni ham tortib ketgan. Falokatda ko'p kishi o'lgan va 200 kishi yarador bo'lgan. Falokat fermaning siqilgan tirgovichlardan biri ustuvorligini yo'qotish natijasida sodir bo'lgan.

Siquvchi kuchning kritik qiymatida sterjenning ko'ndalang kesimida kritik kuchlanish hosil bo'ladi.

$$\sigma_{kr} = \frac{F}{A} \quad (10.1)$$

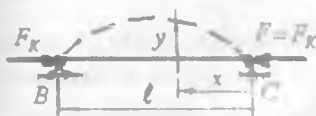
10.1. Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi

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 shamirli tayanchga tayangan o'zgarmas kesimli siqilayotgan sterjendagi kritik kuchni topish uchun, sterjen egilgan o'qining differensial 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 differensial tenglamasi

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} = -\frac{Fy}{EI} \quad \text{yoki} \quad \frac{d^2 y}{dx^2} + K^2 \cdot y = 0 \quad (10.2)$$



10.3-rasm. Eyler formulasini aniqlash sxemasi.

bu yerda $K^2 = \frac{F}{EI}$ (10.2) differensial tenglamaning integrali quyidagicha yoziladi:

$$y = a \cdot \sin Kx + b \cdot \cos Kx \quad (10.3)$$

bu yerda a va b – integrallash doimiyliklari, sterjen uchlarini tayanish shartlaridan topiladi.

Masalan: 1) birinchi shart $X = 0$ bo'lganida, $y = y_c = 0$ 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 $x = l$ da $y = y_B = 0$ bo'ladi. Bu yerda $a \neq 0$, demak, $\sin Kl = 0$, bu hol uchun $Kl = \pi, 2\pi, \dots, n\pi$ ekanligini

topamiz. Agar, $K = \frac{n\pi}{2}$ yoki $K^2 = \frac{n^2 \pi^2}{l^2}$ - ni hisobga olsak,

$$F_K = \frac{n^2 \pi^2 EI_{\min}}{l^2} \quad (10.5)$$

n – ixtiyoriy 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 inersiya momenti momenti minimal bo'lgan bosh o'qi atrofida aylanadi. Shuning uchun Eyler formulasida $I_{\min}$ qatnashadi.

(10.5) formula Eyler formulasi. Shunday qilib, yengil egilgan sterjenni muvozanatda ushlaydigan kuch bir nechta qiymatga ega bo'lishi

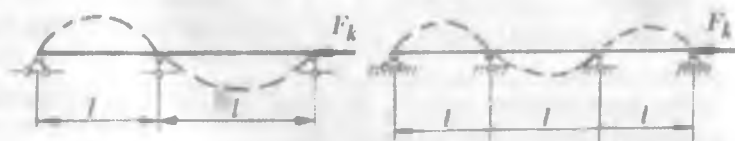
mumkin ekan. Sterjenning bo'ylama – egilishidagi siquvchi kuchni minimal qiymati $n = 1$ to'g'ri keladi. Unda $F_k = \frac{\pi^2 EI}{\ell^2}$ (10.6)

$G'K$ kuchni bu qiymatiga sterjenni yarim to'liqli sinusoida shaklidagi egilishiga to'g'ri keladi. $y = a \sin \frac{\pi x}{\ell}$ (10.7)

Agar $n = 2$ va $n = 3$ bo'lsa, sterjenni egilishi ikkita va uchta yarim to'liqli sinusoidal chiziq bo'ladi: (10.4-rasm) va u noustuvordir

$$K = \frac{2\pi}{\ell}; \quad y = a \sin \frac{2\pi x}{\ell}; \quad F_k = \frac{4\pi^2 EI}{\ell^2}$$

$$K = \frac{3\pi}{\ell}; \quad y = a \sin \frac{3\pi x}{\ell}; \quad F_k = \frac{9\pi^2 EI}{\ell^2}$$



10.4-rasm. Sterjenni Ikki va uch yarim to'liqli (sinusida) noustuvor holatalari.

Eyler formulasidan ko'rinishicha, F_k kuch sterjenning bikrligiga to'g'ri va sterjen uzunligi kvadratiga teskari proporsionaldir.

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.

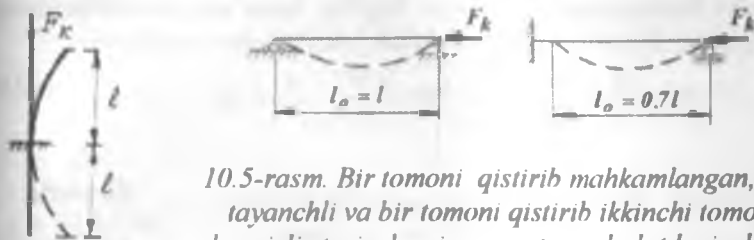
Shunday qilib, siqilishga va cho'zilishga ishlaydigan sterjenlar orasida keskin farq bor. Chegaraviy cho'zuvchi kuch bevosita materialning mustahkamlik xarakteristikalariga bog'liq bo'lganligidan turli sort po'latlar uchun turlichadir. Lekin, elastiklik chegaradagi siqilishda boshqa holni ko'ramiz. Chegaraviy cho'zuvchi kuch sterjenning uzunligiga bog'liq emas, lekin chegaraviy siquvchi kuch qiymati sterjen uzunligi ortishi bilan keskin kamayadi. Siqilgan sterjenlarda bo'ylama egilish to'satdan sodir bo'lganligi uchun xavfli, shuning uchun o'lchamlari no-

to'g'ri belgilangan konstruksiyalarda uni oldini olish qiyin. Cho'zilgan sterjenlarda xavfli holat belgilari yemirilishdan oldin paydo bo'ladi.

Ikkita shamir tayanchli sterjenning cgilishdagi eng katta salqiligi $x = \frac{\ell}{2}$ masofasidagi nuqtasida hosil bo'ladi:

$$y_{\max} = a \sin kx = a \sin \frac{\pi}{\ell} \cdot \frac{\ell}{2} = a$$

Sterjen uchlarini mahkamlanish shartini kritik kuchning qiymatiga ta'sirini aniqlash uchun, har xil tayanchlarga tayangan sterjenlarning bo'ylama cgilishdagi deformatsiyalarini ikkita shamirli tayanchga



10.5-rasm. Bir tomoni qistirib mahkamlangan, ikki tayanchli va bir tomoni qistirib ikkinchi tomoni sharnirli sterjenlarning noustuvor holatdagi shakli.

tayangan sterjenning deformatsiyasi bilan taqqoslaymiz. 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 cgilgan o'qlarining shakli erkin uchlari orasida hosil bo'lgan yarim to'lqin (sinusida) uzunligiga teng ekan, ya'ni: $\ell_0 = 2\ell$. 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 uchlarining mahkamlanish shartlariga ko'ra, kritik kuchning formulalarini yozamiz. $F_k = \frac{\pi^2 EI}{(\mu\ell)^2}$ (10.8)

bu yerda μ - keltirilgan uzunlik koeffitsiyenti;

$\ell_0 = \mu \cdot \ell$ - keltirilgan uzunlik.

10.2. Eyler formulasini ishlatish chegarasini aniqlash

Siquvchi kuchni kritik qiymatida ko'ndalang kesimda hosil bo'lgan normal kuchlanish kritik kuchlanish deyiladi.

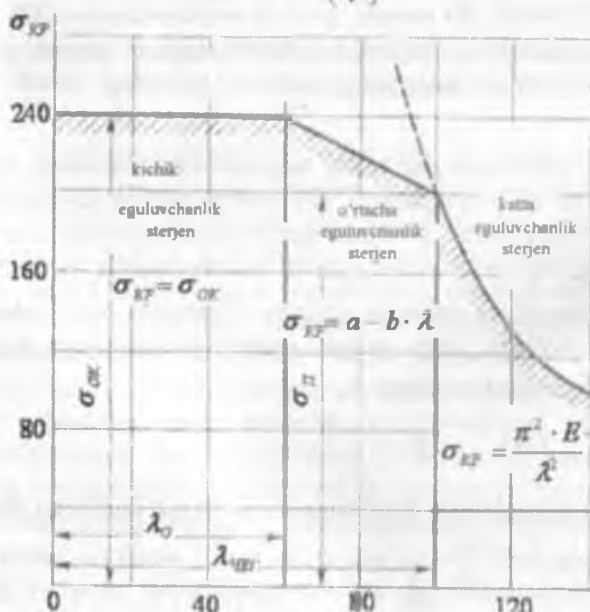
Kritik kuchni aniqlash uchun Eyler formulasi sterjen materialining Guk qonuni kuchiga ega bo'lgan chegarada keltirib chiqarilgan edi. Shuning uchun Eyler formulasi yordamida topilgan kritik kuchlanishni materialning proporsionallik chegarasidagi kuchlanishdan katta bo'lgan

hollarda foydalanib bo'lmaydi, ya'ni $\sigma_{kr} \leq \sigma_l$. Unda $\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_l$

hosil bo'ladi. Bu yerdan $\lambda \geq \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_l}}$, ya'ni chegaraviy egiluvchanlik

materialni fizikmexanik xossasiga bog'liq, lekin sterjen o'lchamlariga bog'liq emas. Eyler formulasidan kritik kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A} = \frac{\pi^2 EI}{Al^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{ul}{i}\right)^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (10.9)$$



Bu yerda:

$$i_{min}^2 = \frac{I}{A} - \text{inersiya radiusi.}$$

10.6-rasm. Kritik kuchlanish va egiluvchanlik orasidagi bog'lanishning grafikasi.

Yasinskiy ta'rifidan $\lambda = \mu \frac{l}{i}$ - sterjenning egiluvchanligi,

λ - siqilgan sterjenni o'lchov birliksiz xarakteristikasi, sterjen ustuvorligini yo'qolishiga qarshilik ko'rsatadi, bir vaqtda sterjen uzunligiga va ko'ndalang kesim bikrligini ifodalaydi. $\lambda \geq \lambda_{\text{crit}}$, ya'ni chegaraviy egiluvchanlik tushunchasi asosida Eyler formulasini ishlatish chegarasini belgilaymiz. Eyler formulasi sterjen uchun hisoblangan egiluvchanlik chegaraviy egiluvchanlikga teng yoki undan katta bo'lsa ishlatiladi.

(10.9) formuladan aniq-ki, σ , sterjenning egiluvchanligiga bog'liq. Ingichka va uzun sterjenlarda kritik kuchlanish kichik bo'ladi. Mustahkamlik chegarasi $\sigma_B = 40 \text{ MPa}$ bo'lgan st.3 po'lat uchun $\lambda = 150$ va $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ bo'lsa:

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(150)^2} = 87.7 \text{ MPa} \leq 160 \text{ MPa} \quad (10.10)$$

$$\lambda = 50 \text{ bo'lsa } \sigma_k = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(50)^2} = 300 \text{ MPa} > [\sigma] = 160 \text{ MPa} \quad (10.11)$$

Siqilayotgan sterjendagi kuchlanish kritik kuchlanishdan kichik kuchlanishda yemirilish sodir bo'ladi. 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: $\sigma_n = 200 \text{ MPa}$.

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{200}} \approx 100 \quad (10.12)$$

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 yemiriladi. Shuning uchun, kritik kuchlanish oquvchanlik (plastik material) yoki mustahkamlik chegarasidagi kuchlanishga (mo'rt material) teng qilib olinadi (10.6-rasm).

Ayrim materiallar uchun a , v , c koeffitsiyentlar:

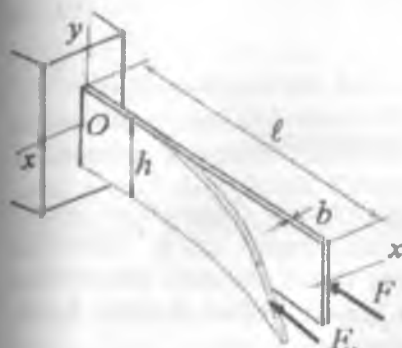
Material	λ	a	b	c
St.2, St.3	100	3100	11,4	-
St.5	100	4640	32,6	-
Stal 40	90	3210	11,6	-
Kremniy stal	100	5890	38,2	-
Sosna	110	193	1,94	-
choʻvan	80	7760	120	0,53

Egiluvchanligi ($50 \leq \lambda \leq \lambda_0$) oraliqda boʻlgan sterjenlar elastik plastik deformatsiyalanib, ustuvorligini yoʻqotadi. Bunda, kritik kuchlanish sterjen materialining proporsionallik yoki oquvchanlik chegaralaridagi kuchlanishiga teng boʻladi. Kritik kuchlanishni bunday oʻzgarishi toʻgʻri chiziq boʻlib, Yasinskiy formulasiga boʻysunadi va u quyidagicha yoziladi: $\sigma_k = a - b\lambda$ choʻvan uchun: $\sigma_k = a - b\lambda + c\lambda^2$

10.3. Siqilgan sterjenning kundalang kesimdagi ratsional shakli

Siqilgan sterjenlar uchun Eyler formulasini qoʻllab, kritik kuchni topganda sterjen uchlarining mahkamlanishiga bogʻliq holda bosh tekisliklarda ustuvorlikni yoʻqotishning turli shakllari boʻlishi mumkinligini inobatga olish zarur. Bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi uchi esa ozod boʻlgan sterjenning ustuvorligi birligi kichik boʻlgan tekislikda yoʻqoladi, chunki bu tekislikda egilishga mos keluvchi kritik kuch eng kichik boʻladi (10.7-rasm).

$I_y = I_{\min} = \frac{hb^3}{12}$ va $I_x = \frac{h^3b}{12}$ Egilish X oʻqi tekisligida boʻladi
 $F_{1a} = \frac{\pi^2 EI_1}{(\mu_1 \ell)^2}$ va $F_{2a} = \frac{\pi^2 EI_2}{(\mu_2 \ell)^2}$ deb qabul qilaylik. $I_x > I_y$ boʻlganligi uchun: $F_{1k} > F_{2k}$. Sterjen ikkala bosh inersiya tekisligida ham bir xil egilishi uchun $I_x = I_y$ yoki $\mu_1 = \mu_2$ boʻlishi kerak.



10.7-rasm. Noustuvor holat.

Masalan: kesim yuzasi ikkita shvellardan tashkil topgan bo'lsa, ularning ikkala bosh inersiya tekisligida bir xil ustuvorlikni yo'qotishini ta'minlash uchun $I_x = I_y$ tenglikni hosil qilamiz. Buning uchun 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, $P_{1k} = P_{2k}$ tenglik yuzaga keladi, unda quyidagi teng ustuvorlik sharti hosil bo'ladi. $\frac{I_x}{\mu_1} = \frac{I_y}{\mu_2}$. Agar, $\mu_1 = \mu_2$ bo'lsa, ham

sterjen ikkala bosh inersiya tekisligida ustuvorlikni bir xil yo'qotadi. $I_{\min}$ - minimal inersiya radiusining eng katta qiymatga olib keladigan yuza ratsional kesim bo'ladi. O'ltov 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

10.4. Siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka amaliy hisoblash

Siqilgan sterjenlarni mustahkamlikda hisoblash o'lchamlarini shunday tanlash kerakki, ularni ekspluatatsiya qilish jarayonida kuch ta'biridan 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 yerda 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:

$$\sigma_s = \frac{F_k}{A_{\delta}} = [\sigma]_y \quad (10.15)$$

Ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]_y$, ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsiyenti (n_y) orqali topiladi:

$$[\sigma]_y = \frac{\sigma_k}{n_y} \quad (10.16)$$

Unda
$$\sigma_s = \frac{F_k}{A_{\delta} \cdot \varphi} \leq [\sigma] \quad (10.17)$$

Bu shart orqali sterjenning ko'ndalang kesimi tanlanishi mumkin.

Ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsiyenti n_y mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsiyenti n - dan katta qabul qilinadi:

yog'och - $n_y = 2,8 \dots 3,2$; po'lat - $n_y = 1,8 \dots 3,0$; cho'yan $n_y = 5 \dots 5,5$

$[\sigma]$ - sterjenning mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanishi;

φ - mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanishning kamaytirish koeffitsiyenti. Koeffitsiyent φ - materialning egiluvchanligiga bog'liq ravishda topiladi. Yog'och uchun koeffitsiyent φ - quyidagi formulada

topiladi: $\lambda = 75$ bo'lsa, $\varphi = 1 - 0,5 \left(\frac{\lambda}{100} \right)^4$

$$\lambda = 75 \text{ bo'lganida } \varphi = \frac{3100}{\lambda^2}$$

Koeffitsiyent sterjen kesimining o'lchamlariga bog'liq bo'lganligi uchun uni qiymati oldindan belgilan bo'lmaydi. Shuning uchun kesimni o'lchamlari asta-sekin yaqinlashish usuli bilan topiladi. Birinchi marotaba $\varphi = 0,5$ deb olinadi. Keyingi yaqinlashishda λ - ga bog'liq holda koeffitsient φ interpolatsiya usuli bilan topiladi:

$$\varphi_1 = \varphi - \frac{\varphi - \varphi'}{10} \cdot K$$

Topilgan φ yordamida kuchlanish, aniqlanish va uning kuchlanishi-ni 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'yi-lishiga ko'ra hisoblash uch xil variantda olib boriladi. Dastlabki hisob-lash - bunda ustuvorlikka ehtiyoqlik koeffitsiyentining haqiqiy qiymati aniqlanadi va talab etilgan qiymati bilan taqqoslab ko'riladi:

$$n_y = \frac{F_{\varphi}}{F} \leq [n_y]$$

Ruxsat etilgan yuk hisoblanadi $[F] = \frac{F_{\varphi}}{[n_y]}$

Loyihaviy hisoblash - sterjen ko'ndalang kesimining talab etilgan o'lchamlari aniqlanadi. Bunda Eyler formulasi yordamida ko'ndalang kesimining minimal inersiya momenti:

$$I_{\min} \geq \frac{F \cdot [n_y] \cdot (\mu \cdot l)^2}{\pi^2 E}$$

10.5. Bo'ylama va ko'ndalang egilish

Cho'zilish yoki siqilishni egilish bilan birgalikdagi ta'sirida bo'ylama sterjenning ko'ndalang kesimidagi to'liq kuchlanishni, kuchlarning mustaqillik printsipligiga asosan cho'zilish yoki siqilishdagi va egilishdagi kuchlanishlarning yig'indisiga teng qabul qilingan:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma] \quad (10.18)$$

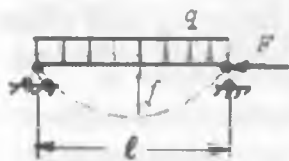
bu yerda M -faqat ko'ndalang kuch ta'siridagi eguvchi sterjendagi bo'ylama siquvchi kuch sterjenning egilgan o'qini har bir nuqtasiga nisbatan qo'shimcha moment hosil qiladi. Natijada sterjenning ko'ndalang kesim yuzasida qo'shimcha kuchlanish kelib chiqadi. Xavfli kesimdagi eng katta kuchlanish quyidagicha 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) tenglamani $M_0 = EI y_0''$ - ni hisobga olib quyidagi ko'ri-nishga olib kelamiz:

$$EI y_0'' = EI \cdot y_0'' - Fy \quad (10.21)$$

(10.21) tenglamaning $x = \frac{\ell}{2}$ nuqta uchun ayrim cheklashlar orqali umumiy yechimini yozamiz:

$$f = f_0 \frac{1}{1 - \frac{F}{F_k}} = f_0 \cdot c \quad (10.22)$$

Sterjenning bo'ylama va ko'ndalang cgilishdagi eng katta salqiligi (10.22) formuladan ko'rinishicha, siquvchi kuch kritik qiymatga erishsa, salqilik f nazariy jixatdan cheksiz bo'lishi kerak

$f_0 = \frac{5q\ell^4}{384EI}$ - sterjenning ko'ndalang taqsimlangan kuch ta'siridagi eng katta salqiligi. Endi, bo'ylama va ko'ndalang cgilish 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 yerda $M_{\max} = M_0 + Ff_0c = \frac{q\ell^2}{8} + Ff_0c$ 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
$$M_{\max} = q \frac{\ell^2}{8} \left(1 + \frac{1,028F}{F_k} C \right) = q \frac{\ell^2}{8} \left(1 + \frac{F}{F_k} \cdot \frac{F_k}{F_k - k} \right) = q \frac{\ell^2}{8} \left(1 + \frac{F}{F_k - F} \right) =$$

$$= q \frac{\ell^2}{8} \cdot \frac{F_k}{F_k - F} = q \frac{\ell^2}{8} C = M_0 \cdot C$$

$$\text{Kuchlanish: } \sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} C = \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} \cdot \frac{F_k}{F_k - F} \quad (10.24)$$

Agar, $\frac{F}{F_k}$ nisbat kichik bo'lsa, (10.24) formuladagi C koeffitsiyentning qiymati birga yaqin bo'ladi

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} = \frac{F}{A} + \frac{ql^2}{8W} \quad (10.25)$$

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 yemiriladi. 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'ylama 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:

$$\frac{K_0 F}{A} + \frac{M_0 K}{W} \cdot \frac{1}{1 - \frac{K_0 F}{F_k}} = \sigma_{\max}$$

Bu yerda $K_0 F$ va $K_0 M$ - chekli yuk. Yuqoridagi tenglikni quyidagicha yozamiz:

$$\frac{F}{A} + \frac{ql^2}{8W} \cdot \frac{1}{1 - \frac{K_0 F}{F_k}} = \frac{\sigma_{\max}}{K_0}$$

Bu yerda $\frac{\sigma_{\max}}{K_0} = [\sigma]$ siqilishga ruxsat etilgan kuchlanish sterjenning mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\frac{F}{A} + \frac{q l^2}{8 I'} \cdot \frac{1}{1 - \frac{K_o F}{F_k}} = [\sigma]$$

Bu yerda $C_o = \frac{1}{1 - \frac{K_o F}{F_k}} = \frac{F_k}{F - K_o F}$ bo'ylama kuchning kuchlanishga

ta'sirini ifodalovchi koeffitsiyent. Sterjenning salqiligin cheklash uchun biktiriklik shartini yozamiz:

$$f_{\max} = f_o \frac{1}{1 - \frac{K_o F}{F_k}} = f_o \frac{F_k}{F_k - K_o F} \leq [f]$$

[f] - ruxsat etilgan salqilik; K_o - salqilikning ehtiyotlik koeffitsiyenti

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 egiluvchanlik qiymatida ishlatiladi?
7. Ustuvorlik shartni yozing.

Misol-1. Kesimi teng yonli bo'lmagan ikki burchakni o'zaro biriktirishdan tarkib topgan ferma sterjenidagi siquvchi kuchning ruxsat etilgan miqdori aniqlansin. Sterjen st.3 markali po'latdan tayyorlangan (10.8-rasm). $140 \times 90 \times 6$ teng tomonsiz burchak uchun:

$$I_{y_3} = 120 \text{ sm}^4 \quad I_{x_3} = 364 \text{ sm}^4 \quad x_0 = 2,03 \text{ sm} \quad A = 18 \text{ sm}^2$$

Yechish: Ruxsat etilgan kuchni sterjenning ustuvorlik shartidan foydalanib yozamiz:

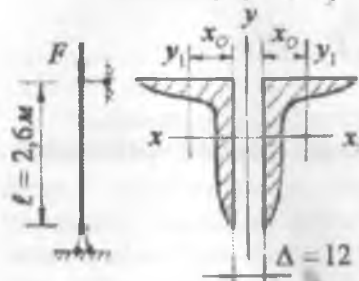
$$\sigma_k = \frac{F}{\varphi A} \leq [\sigma], \quad \text{unda} \quad [N] = \varphi A [\sigma]$$

φ - koeffitsiyent miqdorini topish uchun sterjenning egiluvchanligini aniqlash kerak. Bu esa o'z navbatida sterjen kesimini minimal inersiya momenti va inersiya radiusini topishni talab etadi.

$$I_x = 2I_{x0} = 2 \cdot 364 = 728 \text{ sm}^4$$

$$I_y = 2[I_{y0} + (x_0 + 0,5 \cdot \Delta)^2 \cdot A] = 2[120 + (2,03 + 0,5 \cdot 1,2)^2 \cdot 18] = 489 \text{ sm}^4$$

Shunday qilib, $I_y < I_x$ va minimal inersiya radiusi



10.8-rasm.

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_y}{A}} = \sqrt{\frac{489}{2 \cdot 18}} = 3,68 \text{ sm}$$

Sterjenning egiluvchanligini aniqlaymiz:

$$\lambda = \mu \frac{\ell}{i_{\min}} = 1 \cdot \frac{260}{3,68} = 70,65$$

Jadvaldan :	$\lambda = 70$	$\varphi' = 0,81$
	$\lambda = 80$	$\varphi'' = 0,75$

Qiymatlarni interpolatsiyalab

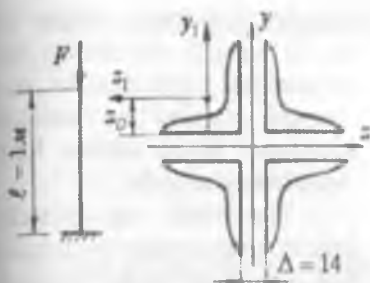
$$\lambda = 70,65$$

egiluvchanlikka to'g'ri keladigan koeffitsiyent φ - ni qiymatini topamiz

$$\varphi = 0,81 - \frac{0,81 - 0,75}{10} \cdot 0,65 = 0,806$$

Siquvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati

$$[N] = 0,806 \cdot 2 \cdot 18 \cdot 1600 = 46425,6 \text{ kg} = 464,256 \text{ kN}$$



10.9-rasm.

Misol-2. Kesimni to'rtta $90 \times 90 \times 2$ mm teng tomonli burchakdan tashkil topgan st.3 markali po'latdan tayyorlangan ustunning ustuvorlikka ehtiyotlik ko'effitsiyenti $[n_y] = 2$ uchun siquvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati topilsin. $90 \times 90 \times 2$ mm teng tomonli burchak uchun

$$Z_0 = 2,55 \text{ sm}, \quad I_{y_1} = 118 \text{ sm}^4; \quad A = 15,6 \text{ sm}^2$$

Yechish: Kesimning inersiya momentini topamiz:

$$I_x = I_y = 4[I_{y_1} + a^2 \cdot A] = 4[118 + (3,25)^2 \cdot 15,6] = 1131,1 \text{ sm}^4$$

Bu yerda $a = Z_0 + 0,5 \cdot \Delta = 2,55 + 0,5 \cdot 1,4 = 3,25 \text{ sm}$

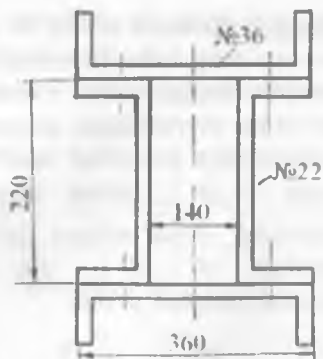
Inersiya radiusi $i_x = i_y = i_{\min} = \sqrt{\frac{I_x}{\Sigma A}} = \sqrt{\frac{1131,1}{4 \cdot 15,6}} = 4,25 \text{ sm}$

Ustunning egiluvchanligi $\lambda = \mu \frac{l}{i_{\min}} = \frac{2 \cdot 100}{4,25} = 47,05$

$\lambda < \lambda_{\text{krit}}$ bo'lgani uchun kritik kuchni Eyler formulasidan topib bo'lmaydi. Kritik kuchni Yasinskiy formulasidan aniqlaymiz.

$$F_k = \sigma_k \cdot A = (a - b\lambda) \Sigma A = (3100 - 11,4 \cdot 47,05) \cdot 4 \cdot 15,6 = 159970,5 \text{ kN}$$

Ustunga ta'sir etuvchi ruxsat etilgan kuch $[F] = \frac{F_k}{[n_y]} = \frac{159,97}{2} = 79,985 \text{ kN}$



10.10-rasm.

Misol-3. Quyidagi ikkita 36 va 22 profilli shvellerlar birikmasidan tayyorlangan kolonnani sxemasi ko'rsatilgan birikmani ikkita uchlarida ham shamirli tayanchda.

Ustuvorlik va mustahkamlik shartlaridan foydalanib kolonnaga qo'yilishi mumkin bo'lgan siquvchi kuchni toping.

Material.St.3 $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$.

$$\ell = 9 \text{ m}, \mu = 1$$

Yechish: Kesimdagi shvellerlarni tavsiflarini yozib olamiz. Kesimning o'lchamlarini masshtabda ifodalaymiz.

Kolonnaning kesim yuzasini topamiz:

$$A = 2(53,4 + 26,7) = 160,2 \text{ sm}^2$$

Kesimning minimal inertsia momentini parallel o'qlarga nisbatan inersiya 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 inersiya radiusini topamiz.

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{25232,808}{160,2}} = 12,55 \text{ sm}$$

$$\text{Kolonnaning egiluvchanligi: } \lambda = \mu \frac{\ell}{i_{\min}} = 1 \cdot \frac{900}{12,55} = 71,713$$

Jadvaldan foydalanib φ - ni qiymatini topamiz:

$$\lambda = 70; \quad \varphi' = 0,81$$

$$\lambda = 80; \quad \varphi'' = 0,75$$

$$\varphi = 0,81 - \frac{0,81 - 0,75}{10} \cdot 1,713 = 0,7997$$

Ruxsat etilgan siquvchi kuchni topamiz:

$$[F] = \varphi[\sigma] \cdot A = 0,7997 \cdot 1600 \cdot 160,2 = 206979 \text{ kG}$$

Kolonnaning kesimi to'rtta parchin mix o'rti bilan zaiflashtirilgan.
 $A_H = A - 4d(0,95 + 0,75) = 160,2 - 4 \cdot 2 \cdot 1,7 = 146,6 \text{ sm}^2$

Kolonnaning 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 $F = 28 \text{ t}$ kuch bilan qigilayapti. Sterjenning uzunligi $\ell = 3,6 \text{ m}$ va ikkita shamirli tayanchga tayanadi. Sterjenning ustuvorlik shartidan foydalanib kesimi tanlansin.

Ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 1600 \frac{\text{kG}}{\text{sm}^2}$



10.11-rasm.

Yechish: 1-hisoblash sterjenning hisoblangan kesim yuzasini topamiz:

$$A = \frac{F}{\varphi[\sigma]} = \frac{28000}{0,5 \cdot 1600} = \frac{17,5}{0,5}; \quad \varphi = 0,5; \quad A = \frac{17,5}{0,5} = 35 \text{ sm}^2$$

Kesim yuzasi $A = 35 \text{ sm}^2$ bo'lgan qo'shtavmi katalogdan tanlaymiz. Qo'shtavr 24: $A = 34,8 \text{ sm}^2$ va $I_x = 198 \text{ sm}^4$

Kesimning minimal inersiya radiusi: $i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{198}{34,8}} = 2,385 \text{ sm}$

Sterjenning egiluvchanligi: $\lambda = \mu \frac{l}{i_{\min}} = 1 \cdot \frac{360}{2,385} = 150,94$

Jadvaldan st.3 materiali uchun φ – ni qiymatini topamiz:

$$\lambda = 150; \quad \varphi' = 0,32$$

$$\lambda = 160; \quad \varphi'' = 0,29$$

Interpolyatsiya usuli bilan $\varphi_1 = 0,32 - \frac{0,32 - 0,29}{10} \cdot 0,94 = 0,317$

$$\text{va } \varphi_2 = \frac{\varphi + \varphi_1}{2} = \frac{0,5 + 0,317}{2} = 0,4085 \text{ - ni topdik } \varphi > \varphi_2$$

II-hisoblash

$A = \frac{17,5}{0,4085} = 42,84 \text{ sm}^2$. Kesim yuza 27 a qo'shtavmi kesim yuzasiga yaqin:

$$A = 43,2 \text{ sm}^2; \quad I_y = I_{\min} = 337 \text{ sm}^4.$$

Sterjenning egiluvchanligi $\lambda = \frac{360}{\sqrt{\frac{337}{43,2}}} = \frac{360}{2,793} = 128,89$

Jadvaldan $\lambda = 120; \quad \varphi' = 0,45$
 $\lambda = 130; \quad \varphi'' = 0,4$

$$\text{Unda } \varphi_3 = 0,45 - \frac{0,45 - 0,4}{10} \cdot 8,89 = 0,406.$$

Hqiqiy kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_x = \frac{28000}{43,2} = 648,15 \frac{\text{KG}}{\text{sm}^2}$$

Ruxsat etilgan kuchlanish:

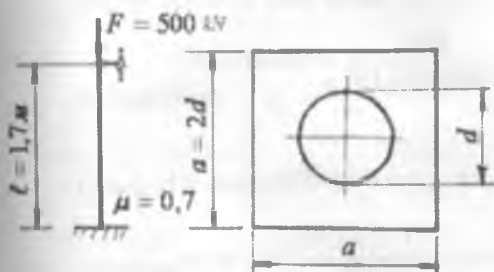
$$[\sigma]_y = \varphi_y \cdot [\sigma] = 0,406 \cdot 1600 = 649,6 \frac{\text{kg}}{\text{sm}^2}; \quad \sigma_x < [\sigma]_y$$

Shuning uchun 27 a qo'shtavrlı kesimni tanlaymiz. Sterjenning egi-luvchanligi 100. Kritik kuchni Eyler formulasi yordamida topamiz:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2} = \frac{(3,14)^2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 337}{(360)^2} = 52006 \text{ kg}$$

Koeffitsiyent:

$$K_y = \frac{F_k}{F} = \frac{52006}{28000} \approx 1,86$$



Misol-5. Po'latdan tayyor-langan sterjen F kuch bilan siqilayapti:

- 1) $[\sigma] = 160 \text{ mPa}$ kuchlanish-dan foydalanib sterjen ko'ndalang kesimining geometrik o'lchamlarini to-ping;
- 2) kritik kuch aniqlansin

10.12-rasm.

Yechish: Sterjen ko'ndalang kesimining yuzasi:

$$A = a \cdot a - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 2d \cdot 2d - \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 3,215d^2$$

$$\text{Minimal inersiya moment } I_{\min} = I = \frac{a^4}{12} - \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{(2d)^4}{12} - \frac{\pi \cdot d^4}{64} = 5,27d^4$$

$$\text{va inersiya radiusi } i_{\min} = \sqrt{\frac{5,27d^4}{3,215d^2}} = \sqrt{\frac{5,27(0,0441)^2}{3,215}} = 0,0564 \text{ m}$$

$$\text{I-hisoblash } (\varphi = 0,5): A \geq \frac{P}{\varphi[\sigma]} = \frac{500}{0,5 \cdot 160 \cdot 10^3} = 0,00625 \text{ m}^2 \text{ bo'ladi,}$$

unda $d = \sqrt{\frac{0,00625}{3,215}} = \sqrt{0,001944} = 0,0441m$, sterjenning egiluvchanligi

$$\lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,0564} = 21,1 \quad \text{jadvaldan po'lat material uchun:}$$

$$\lambda = 20 \quad \varphi = 0,96$$

$$\lambda = 30 \quad \varphi = 0,94$$

topamiz. Interpolyatsiya usuli bilan

$\lambda = 21,1$ egiluvchanlik uchun φ - ning qiymatini topamiz.

$$\varphi_1 = 0,96 - \frac{0,96 - 0,94}{10} \cdot 1,1 = 0,9578; \quad \varphi_1 = 0,9518 \text{ - birinchi marotaba qa-}$$

bul qilingan $\varphi = 0,5$ dan farq qiladi

$$2 \text{ hisoblash} \quad \varphi_2 = \frac{\varphi + \varphi_1}{2} = \frac{0,5 + 0,9578}{2} = 0,7289.$$

$$A \geq \frac{P}{\varphi_2 [\sigma]} = \frac{500}{0,7289 \cdot 160 \cdot 10^3} = 0,042872 m^2$$

$$d = \sqrt{\frac{F_1}{3,215}} = \sqrt{\frac{0,0042872}{3,215}} \approx 0,036m,$$

$$i_{\text{m}} = \sqrt{\frac{5,27d^4}{3,215d^2}} = \sqrt{\frac{5,27 \cdot 0,001296}{3,215}} = 0,046 m$$

$$\text{Sterjenning egiluvchanligi} \quad \lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,046} = 25,87$$

Jadvaldan sterjenning materialiga va egiluvchanligiga qarab

$$\lambda = 20 \quad \varphi = 0,96$$

$$\lambda = 30 \quad \varphi = 0,94$$

- ni topamiz.

$$\varphi_3 = 0,96 - \frac{0,96 - 0,94}{10} \cdot 5,87 = 0,94826, \text{ topilgan } A = 0,0042872 m^2$$

kesim yuzasi va $\varphi_3 = 0,94826$ qiymatda ustuvorlikni ta'minlashi kerak bo'lgan ruxsat etilgan kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_3 = \frac{P}{\varphi_3 \cdot F} = \frac{500}{0,948 \cdot 0,0043} = 122,6 \cdot 10^3 \frac{kN}{m^2} < [\sigma]$$

Demak, sterjen tashqi siquvchi kuch bilan to'liq yuklanmagan φ -ni yangi qiymatini topamiz:

III-hisoblash: Sterjen o'lchami $d = 0,03 \text{ m}$ qabul qilamiz.

Unda $A = 3,215d^2 = 3,215(0,03)^2 = 0,00289 \text{ m}^2$ va

kesimning inersiya radiusi: $i_{\text{kesim}} = \sqrt{\frac{5,27d^2}{3,215}} = \sqrt{\frac{5,27 \cdot (0,03)^2}{3,215}} = 0,0384 \text{ m}$

sterjenning egiluvchanligi $\lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,0384} = 30,98$

jadvaldan po'lat sterjen uchun

$\lambda = 30$ da $\varphi_4 = 0,94$ va $\lambda = 40$ da $\varphi_4 = 0,92$

Interpolyatsiya usuli bilan $\varphi_4 = 0,94 - \frac{0,94 - 0,92}{10} \cdot 0,98 = 0,938$

IV-hisoblash $\varphi_4 = \frac{\varphi_3 + \varphi_5}{2} = \frac{0,9482 + 0,938}{2} = 0,943$

Ustuvorlik shartidan sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi

$A = \frac{P}{\varphi_4 [\sigma]} = \frac{500}{0,943 \cdot 160 \cdot 10^3} = 0,00331 \text{ m}^2$ va o'lchami

$d = \sqrt{\frac{A}{3,215}} = \sqrt{\frac{0,00331}{3,215}} = 0,032 \text{ m}$

ko'ndalang kesimning inersiya radiusi

$i = \sqrt{\frac{5,27d^2}{3,215}} = \sqrt{\frac{5,27(0,032)^2}{3,215}} = 0,0411 \text{ m}$

sterjenning egiluvchanligi $\lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,0411} = 29,02$

$\lambda = 20$ da $\varphi_6 = 0,96$ va $\lambda = 30$ da $\varphi_6 = 0,94$

interpolyatsiya usuli bilan $\varphi_6 = 0,96 - \frac{0,96 - 0,92}{10} \cdot 29,02 = 0,942$ ni

topamiz. $\varphi_6 = 0,942$ qiymatda ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish

$$[\sigma]_y = \varphi_6 [\sigma] = 0,942 \cdot 160 = 150,72 \text{ mPa bo'lib,}$$

$\sigma_y = \frac{F}{\varphi_6 \cdot A} = \frac{500}{0,942 \cdot 0,00331} = 160,358 \text{ mPa}$, tenglashadi: σ_y -ni qiymati oddiy cho'zilish va siqilishga ruxsat etilgan kuchlanishidan 0,22 % katta bo'lib. $[\sigma]_y$ dan esa 9,638 mPa farq qiladi. Shuning uchun sterjenning o'lchami $d = 0,033 \text{ m}$ olib ko'ramiz.

V – hisoblash

$$d = 0,033 \text{ m} \quad \text{va} \quad A = 3,215 d^2 = 3,215 (0,033)^2 = 0,0035 \text{ m}^2$$

Sterjen kesimining inersiya radiusi

$$i = \sqrt{\frac{5,27 d^2}{3,215}} = \sqrt{\frac{5,27 (0,033)^2}{3,215}} = 0,04225 \text{ m} \quad \text{va} \quad \text{egiluvchanligi}$$

$$\lambda = 0,7 \frac{1,7}{0,04225} = 28,16 \text{ qiymatida jadvaldan } \varphi \text{ -ni yangi}$$

qiymatini topamiz: $\varphi_7 = 0,96 - \frac{0,96 - 0,94}{10} \cdot 8,16 = 0,9437$ ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]_y = \varphi_7 [\sigma] = 0,9437 \cdot 160 = 151 \text{ mPa}$

$\sigma_y = \frac{F}{\varphi_7 \cdot A} = \frac{500}{0,9437 \cdot 0,0035} = 151,379 \text{ mPa} < 160 \text{ mPa}$ po'lat materiali uchun egiluvchanlik ($\lambda_{\text{ex}} = 100$) dan kichik bo'lsa, kritik kuchni topish uchun empirik formuladan foydalanamiz:

$$F_{kp} = A(a - b\lambda) = 0,0035(310 \cdot 10^3 - 1,14 \cdot 10^3 \cdot 28,18) = 972,65 \text{ kN}$$

ustuvorlik koeffitsiyenti $n_y = \frac{F_{kp}}{F} = \frac{972,65}{500} = 1,95$ sterjenga qo'yilishi mumkin bo'lgan kuchni ruxsat etilgan qiymati

$$[F] = \varphi A [\sigma] = 0,9437 \cdot 0,0035 \cdot 160 \cdot 10^3 = 528,472 \text{ kN.}$$

Misol-6. Ikki tomoni shamirli 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 hisob-lansin.

Yechish. Ruxsat etilgan yukni topamiz $[F] = \varphi[\sigma]_y A$. №30—qo'sh-tavr uchun: $I_{\min} = I_y = 337 \text{ sm}^4$; $i_{\min} = 2,69 \text{ sm}$; $A = 46,5 \text{ sm}^2$

$$\text{Sterjenni egiluvchanligi } \lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}} = \frac{1 \cdot 400}{2,69} = 148$$

$$\text{Interpolyatsiya usuli bilan } \varphi = 0,36 - \frac{0,36 - 0,32}{10} 8 = 0,328$$

$$\text{Bu yerda } \lambda = 140 \text{ da } \varphi^I = 0,36 \text{ va } \lambda = 150 \text{ da } \varphi^{II} = 0,32$$

$$\text{Unda } [F] = 0,328 \cdot 160 \cdot 46,5 \cdot 10^2 = 244 \text{ kN}$$

Egiluvchanlik $\lambda > 100$, shuning kritik kuchni Eyler formulasidan topamiz:

$$F_{kp} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu \cdot l)^2} = \frac{(3,14)^2 2 \cdot 10^2 \cdot 337 \cdot 10^4}{(1 \cdot 4000)^2} = 418 \text{ kN}$$

Ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsiyenti:

$$n_y = \frac{F_{kp}}{[F]} = \frac{418}{244} = 1,71$$

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 shamirli tayanchda. Sterjen kesimining o'lchamlari topilsin.

Yechish Hisoblashni buylama egilish koeffitsiyenti asosida 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 $\varphi = \varphi_1 = 0,6$ qabul qildik. Bitta teng tomonli burchakni talab etilgan kesim yuzasi $A = \frac{A}{2} = \frac{36,7}{2} = 18,4 \text{ sm}^2$

$100 \times 100 \times 10 \text{ (mm)}$ burchakda $A_1 = 19,2 \text{ sm}^2$, $i_{\text{um}} = i_x = 3,05 \text{ sm}$.

Sterjenni egiluvchanligi $\lambda = \frac{1 \cdot 531}{3,05} = 174$ bo'lsa interpolatsiya usuli

bilan φ -ni hisoblaymiz: $\lambda = 170$ da $\varphi^1 = 0,26$ va $\lambda = 180$ da $\varphi'' = 0,23$

va $\varphi_T = 0,26 - \frac{0,26 - 0,23}{10} \cdot 4 = 0,248$

φ_1 va φ_T - koeffitsiyentlar orasidagi farq katta

Ikkinchi hisoblash: $\varphi_2 = \frac{\varphi_1 + \varphi_T}{2} = \frac{0,6 + 0,248}{2} = 0,424$

$$A = \frac{3,52 \cdot 10^3}{0,424 \cdot 160} = 5190 \text{ mm}^2 = 51,9 \text{ sm}^2; A_1 = \frac{51,9}{2} \approx 26 \text{ sm}^2$$

Burchak $125 \times 125 \times 12 \text{ (mm)}$ 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 $\varphi_3 = \frac{\varphi_2 + \varphi_T}{2} = \frac{0,424 + 0,36}{2} = 0,392$

$$A = \frac{352 \cdot 10^3}{0,392 \cdot 160} = 5620 \text{ mm}^2 = 56,2 \text{ sm}^2; A_1 = \frac{56,2}{2} \approx 28,1 \text{ sm}^2$$

Agar $125 \times 125 \times 12 \text{ (mm)}$ burchakni qabul qilsak

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{352 \cdot 10^3}{2 \cdot 2890} = 61 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

va $[\sigma] = \varphi_1 [\sigma] = 0,36 \cdot 160 = 57,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$, ya'ni sterjen 5,57 % zo'riqishda bo'ladi. $140 \times 140 \times 9 \text{ (mm)}$ burchakni tanlaymiz: $A_1 = 24,7 \text{ sm}^2$; $i_x = 4,34 \text{ cm}$.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{352 \cdot 10^3}{2 \cdot 2470} = 71,2 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \lambda = \frac{1 \cdot 531}{4,34} = 122 \quad \varphi_{\text{r}} = 0,44$$

$$[\sigma]_{\text{r}} = \varphi_{\text{r}} [\sigma] = 0,44 \cdot 160 = 70,6 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Kritik kuchlanish $\sigma_{\text{kr}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{(3,14)^2 2,1 \cdot 10^5}{(122)^2} = 139 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

$$n_{\text{y}} = \frac{\sigma_{\text{kr}}}{\sigma} = \frac{139}{71,2} = 1,95$$

XI BOB. DINAMIK KUCHLAR

Umumiy tushunchalar. Materiallar qarshiligi fanining asosiy masalasi - konstruksiya qismlarini ko'ndalang kesimining o'lchamlari yoki ularni materialini tanlashni, shu paytgacha faqat statik yuk ta'sirida o'rgandik. Noldan o'zining oxirgi qiymatiga skin-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 D'alamber alomatiga asosan har daqiqa tashqi va inersiya kuchlari ta'sirida muvozanatda deb qarash mumkin. Inersiya kuchlari element materialining zarrachalarini harakat tezlanishi asosida qo'shimcha kuch sifatida hosil bo'ladi. Elementning xususiy og'irligi kabi, inersiya kuchi ham hajmiy kuch deb qaralishi mumkin. Har bir zarrachaga ta'sir qiluvchi elementar inersiya kuchining qiymati dP_i , zarrachaning massasi m - ni uning tezlanishi a ko'paytmasiga tengdir va tezlanishga teskari tomonga yo'naladi:

$$dP_i = dm \cdot a \quad (11.1)$$

Elementar zarracha massasi $dm = \frac{dG}{g}$ ni hisobga olsak,

$$dP_i = \frac{dG}{g} \cdot a = \frac{\gamma \cdot dv}{g} \cdot a \text{ hosil bo'ladi.}$$

$dG = \gamma \cdot dv$ zarrachaning xususiy og'irligi;

g - erkin tushish tezlanishi, $9,81 \text{ m/sk}^2$

γ - materialning solishtirma og'irligi; kn/m^3

dv - elementar zarrachaning hajmi, m^3

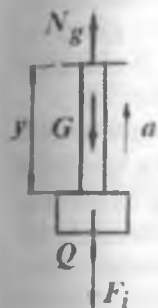
Sterjenli sistemalarni hisoblashda, hajmiy inersiya kuchlari, sterjenning o'qi bo'ylab tarqalgan inersiya kuchlari bilan almashtiriladi. Elementar uzunlik dx bo'ylab tarqalgan inersiya kuchi quyidagi formula bilan topiladi

$$dP_i = \frac{\gamma \cdot A \cdot dx}{g} \cdot a$$

Ichki yonuv dvigatellarining qismlari, tebranma harakatda qatnashuvchi konstruksiyalar, zarb ta'sirida ishlaydigan mexanizmlar dinamik yuklar ta'sirida bo'ladi.

11.1. Berilgan tezlanishli harakatda kuchlanishni aniqlash

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 inersiya kuchi $\frac{Q + \gamma Ay}{g} a$ ta'sirida bo'ladi. Trosning ixtiyoriy tanlangan ko'ndalang kesimidagi dinamik kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_g = \frac{N_g}{A} = \frac{1}{A} \left(Q + \gamma Ay + \frac{Q + \gamma Ay}{g} \cdot a \right) = \frac{Q + \gamma Ay}{A} \left(1 + \frac{a}{g} \right)$$

11.1-rasm.
Trosni
yuklanish
sxemasi

$\frac{Q + \gamma Ay}{A}$ trosning harakatlanmayotgan, ya'ni yukni qo'zg'almas bo'lgan holatiga to'g'ri keluvchi statik kuchlanishni ifodalaydi.

$$\sigma_g = \sigma_{cm} \left(1 + \frac{a}{g} \right) = K_g \cdot \sigma_{cm} \quad (11.2)$$

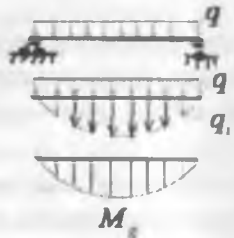
$K_g = 1 + \frac{a}{g}$ dinamik koeffitsiyent deyiladi.

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

$$\sigma_{c \max} = \frac{[\sigma]}{K_g} \quad (11.3)$$

Dinamik koeffitsiyentni nazariy usul bilan topish mumkin bo'lsa, faqat tajribaviy qiymati ishlatilsa, dinamik masalalar statik hisoblash bilan almashtiriladi.



11.2-rasm.

2. Taqsimlangan kuch intensivligi q ta'siridagi elementlarda kuchlanishni aniqlash. Teng taqsimlangan kuch intensivligi q ta'siridagi o'zgarmas kesimli balka a tezlanish bilan kran yordamida ko'tariladi. Natijada balkaning uzunligi bo'ylab tarqalgan inersiya kuchi q , hosil bo'ladi. Balka, taqsimlangan kuch q ta'siridan tashqari, inersiya kuchidan ham egiladi. Balka taqsimlangan kuch intensivligi $-q$ ta'sirida

egilganligi uchun, uni ko'tarishda har bir kesimi turli tezlanish bilan ko'chadi. Shuning uchun balkaning uzunligi bo'ylab inersiya kuchining intensivligi o'zgaruvchan bo'ladi. Xususiyl holda balkaning egilishdagi birligi yoki kesimining salqiligi juda katta bo'lsa, a tezlanish orqali inersiya kuchlari ta'sirida hosil bo'lgan deformatsiyani hisobga olsak ham bo'ladi. Natijada balkaning hamma kesimlarini ko'chish tezlanishi bir xil inersiya kuchi q , balkaning uzunligi bo'ylab teng tarqalgan deb qaraladi. Unda dinamik taqsimlangan $q_g = q + \frac{q}{g}a$ kuch ta'siridagi eguvchi moment

$$M_g = \frac{q_g \cdot l^2}{8} = \left(q + \frac{q}{g}a \right) \frac{l^2}{8} = \frac{q l^2}{8} \left(1 + \frac{a}{g} \right) = M_c \cdot K_g \text{ va xavfli kesim}$$

$$\text{dagi dinamik kuchlanish } \sigma_g = \frac{M_g}{W} = \frac{M_c}{W} \cdot K_g = \sigma_c \cdot K_g \quad (11.4)$$

$$\text{va mustahkamlik sharti } \sigma_{g \max} = \sigma_{c \max} \cdot K_g = K_g \cdot \frac{q l^2}{8 W} \leq [\sigma] \quad (11.5)$$

formulalar bilan topiladi. Lokomotivni ikkita g'ildiragim birlashtiruvchi sparnik (tirsakli-shamirli o'q) dagi eng katta eguvchi moment ham shu usul bilan aniqlanishi mumkin:

$$M_{\max} = \frac{q_g l^2}{8} = \frac{\gamma A l^2}{8} \left(1 + \frac{\omega^2 r}{g} \right)$$

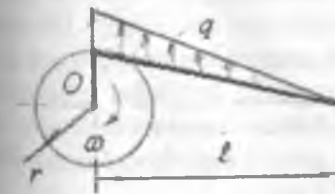


11.3-rasm.

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 inersiya kuchi quyidagicha topiladi: $q ds = \frac{\gamma A \omega^2 D}{g} ds = \omega_n \frac{\gamma A}{g} ds$ q - halqaning bir birlik uzunligidagi inersiya kuchining intensivligi. Halqaning cho'zuvchi kuchi $P = \frac{Dq}{2}$ ni hisobga olsak, dinamik 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) shatunni hamma nuqtasida (A va B nuqtalardan tashqari) markazga intiluvchi va tangentsial kuchlanishlar hosil bo'ladi. OA krivoship AV shatunga perpendikulyar bo'lgan holatda, markazdan qochuvchi inersiya kuchlari shatun o'qiga perpendikulyar yo'naladi va AV uzunlikda chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. A nuqtada $q = q_0$ va V nuqtada $q = 0$. Shatunni ikki tayanchli balka deb qabul qilsak, eng katta eguvchi moment $x = \frac{l}{\sqrt{3}}$ masofada hosil bo'ladi:



11.4-rasm. Shatunda dinamik kuch.

$$M_{\max} = \frac{q_0 \ell^2}{9\sqrt{3}}, \quad \text{bu yerda} \quad q_1 = \frac{A\gamma}{g} \omega^2 r.$$

Dinamik kuchlanish

$$\sigma_n = \frac{M_{\max}}{W} = \frac{q_1 \ell^2}{9\sqrt{3}W} = \frac{\gamma A \omega^2 \cdot r \cdot \ell^2}{g 9\sqrt{3}W} \quad (11.7)$$

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 jihozlangan balka.



11.5-rasm.

Yukni aylanishida inersiya kuchi hosil bo'ladi. Inersiya kuchi balkada har daqiqa 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 yemirilishga sabab bo'ladi. Shuning uchun rezonans hodisasini cheklash lozim. Buning uchun erkin va majburiy tebranishlar davrlari mos tushmasligi kerak. Kons-truktsiyani loyihalashda (uyg'otuvchi kuchni) majburiy tebranishni davr berilganligi uchun, erkin tebranishning parametrlari - davr, chastota va amplitudalarini tanlash kerak.

Konstruksiyaning tebranma harakati elastik muvozanat holatida davom etadi. Konstruktsiyaning statik deformatsiyasi inersiya kuchi ta'sirida hosil bo'lgan dinamik deformatsiyaga qo'shiladi. Dinamik deformatsiya tebranma harakatni turiga va amplitudasiga bog'liq. Cho'zuvchi yoki siquvchi kuch ta'siridagi prujinani bo'ylama tebranishi, xususiy 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.



11.6-rasm

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:

$$\sigma_g = K_g \cdot \sigma_c = \left(1 + \frac{A_T}{\delta_c} \right) \cdot \sigma_c \quad (11.9)$$

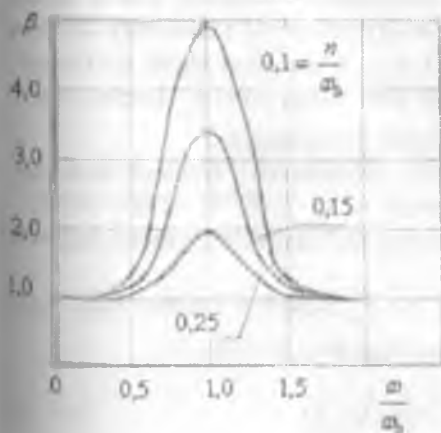
Erkin tebranayotgan Q yuk harakatining differensial tenglamasi

$$\frac{Q}{g} x'' + cx = 0 \text{ ni cchib, erkin tebranish chastotasi } \omega_o = \sqrt{\frac{g \cdot c}{Q}} = \sqrt{\frac{g}{\delta_Q}}$$

va davri $t_o = \frac{2\pi}{\omega_o}$ topiladi.

Xususiy hol: Egilishda dinamik deformatsiya: ikki tayanchli

balka uchun $\delta_e = f = \frac{Ql^3}{48EI}$ va konsol uchun $\delta_Q = f = \frac{Ql^3}{3EI}$



11.7-rasm. Tebranishni o'sish koeffitsiyenti.

Majburiy tebranishni uyg'otuvchi kuchi S aylanish davrida sinusoidal chiziq bilan o'zgaradi. Bu holatda K_g - ning ifodasi ham o'zgaradi:

$$K_g = 1 + \frac{A}{\delta_c} = 1 + \frac{\delta_H}{\delta_c} \cdot \beta \quad (11.10)$$

$$\delta_n = \frac{H}{Q} \delta_Q - \text{eng katta}$$

uyg'otuvchi kuch $S_{max} = A$ ta'siridagi deformatsiya:

$$\beta = \frac{A}{\delta_H} - \text{tebranishning o'sish}$$

koeffitsiyenti. β ni qiymati

$\frac{\omega}{\omega_0}$ - nisbatga va tebranishning so'nish koeffitsiyentiga (n) bog'liq. Agar

$\frac{\omega}{\omega_0} = 1$ va tebranishning so'nish koeffitsiyenti kichiklashsa, tebranish

amplitudasi va β ni qiymati kattalashadi. Demak, dinamik deformatsiya va kuchlanishlar juda tez o'sadi. Konstruksiyanı xavfli holatını cheklash uchun, unga tebranishning so'ndiradigan turli moslamalarını o'rnatish mumkin.

11.3. Zarb ta'sirida kuchlanish

Konstruksiya 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

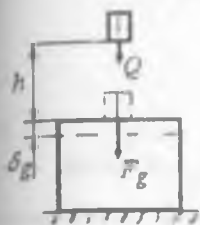
elementning og'irligi. Zarb davomida zarb beruvchi va zarblanuvchi elementlardagi F_g reaksiyalar o'zaro teng. Agar F_g kuch ma'lum bo'lsa, zarblanuvchi elementlardagi kuchlanishni topamiz. Lekin, zarbni davom qilish vaqti noma'lum bo'lganligi uchun (Q yukni-zarb ta'sirini tezligini nolga qadar tushish davri) a - tezlanishni topib bo'lmaydi. Shuning uchun F_g kuchning qiymati ham noma'lum. F_g kuchni topish uchun energiyaning saqlanish qonunidan foydalanamiz.

1) zarbning kintik energiyasi zarblanuvchi element deformatsiyasini potensial energiyasiga aylanadi, ya'ni $T = I_d$ (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 kintik energiyasi bajarilgan ishga teng bo'ladi:

$$T = A_g = (h + \delta_g) Q \quad (11.12)$$



11.8-rasm. Zarb ta'siri.

Zarblanuvchi element deformatsiyasini potensial energiyasini topish uchun, statik deformatsiyaning potensial energiyasidan foydalanamiz: $N_c = \frac{1}{2} Q \cdot \delta_c$ (11.13)

bu yerda $\delta_c = \frac{Q}{C}$ yoki $Q = c \cdot \delta_c$. S - elementning bikrlk koeffitsiyenti, elementning shakli, o'lchamlari va materiali, deformatsiyasi turiga bog'lik. Unda $N_c = \frac{1}{2} Q \delta_c = \frac{c}{2} \cdot \delta_c^2$

Zarblanuvchi elementning deformatsiyasi elastik bo'lsa, dinamik kuchlanish materialning proporsionallik chegarasidan katta bo'lmaydi, unda Guk qonunidan foydalanish mumkin:

$$\delta_g = \frac{F_g}{c} \quad \text{va} \quad U_c = \frac{F_g \cdot \delta_g}{2} = \frac{c}{2} \delta_g^2 = \frac{Q}{2\delta_c} \cdot \delta_g^2,$$

bu yerda $C = \frac{Q}{\delta_c}$. 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 yerdan $\delta_g = \delta_c \pm \sqrt{\delta_c^2 + 2h\delta_c}$ va

$$\delta_g = \delta_c \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] = K_g \delta_c \quad (11.14)$$

Guk qonuniga asosan kuchlanish va kuch deformatsiyasiga proporsional, unda

$$\sigma_d = \sigma_s \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_s}} \right] \quad (11.15)$$

$$F_d = Q \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_s}} \right] \quad (11.16)$$

bu yerda K_g – dinamik koeffitsiyent

$$K_g = \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}} \right] \quad (11.17)$$

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 yerda v – zarb beruvchi elementning tezligi.

$$\frac{2h}{\delta_c} = \frac{h \cdot Q}{Q\delta_c} = \frac{T_0}{U_c} \quad \text{ni hisobga olsak, dinamik koeffitsient}$$

quyidagicha topiladi:

$$K_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{T_0}{U_c}} \quad (11.18)$$

Bu yerda T_0 – zarb ta'siri boshlangan vaqtdagi yukni kinetik energiyasi. Agar, Q yuk $h = 0$ masofadan tushib zarb bersa, $\delta_g = 2\delta_c$ hosil bo'ladi, $\sigma_g = 2\sigma_c$ va $F_g = 2Q$.

Masofa δ_c deformatsiyadan katta bo'lsa, $\frac{2h}{\delta_c}$ qiymatga nisbatan ildiz ostidagi birmisobga olmasak ham bo'ladi, ya'ni

$$K_g = 1 + \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} \quad (11.19)$$

bu yerda 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 bilan topamiz:

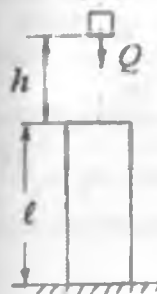
$$K_g = \sqrt{\frac{2h}{\delta_c}} = \sqrt{\frac{T_0}{U_c}} \quad (11.20)$$

Bu yerda $\sigma_g = \sigma_c \frac{\sqrt{2h}}{\sigma_c}$ kuchlanishni hisoblashda qo'yilgan

xatolik 10% oshib ketmasligi kerak $\frac{2h}{\delta_c} > 110$ Zarbni xususiy hollari.

1). Cho'zilish yoki siqilish. Dinamik koeffitsiyentni taqribiy formula yordamida topaylik.

$$K_g = \sqrt{\frac{T_0}{U_c}} \quad \text{bu yerda } U_c = \frac{Q\delta_c}{2} = \frac{Q^2\ell}{2EA} = \frac{\sigma_c^2 AE}{2E}, \quad \sigma_c = \frac{Q}{A}$$



11.9-rasm Zarb ta'sirida siqilish.

Dinamik kuchlanish:

$$\sigma_g = K_g \sigma_c = \sqrt{\frac{2T_0 E}{\sigma_c^2 A \ell}} \cdot \sigma_c = \sqrt{\frac{2T_0 E}{A \ell}} \quad (11.21)$$

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 yerda $[\sigma_g] = \frac{\sigma_{ok}}{K_g}$ ruxsat etilgan dinamik kuchlanish.

$K_g = 1,5 \dots 2,0$ – zarb ta'siriga ehtiyotlik koeffitsiyenti

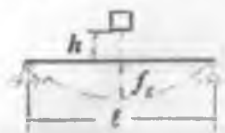
2) Egilish. Egilishda statik deformatsiya, balkani uchlarini mahkamlanish shartiga va tashqi kuch bilan yuklanish sxemasiga bog'liq. Masalan: ikkita shamirli tayanchga tayangan balka uzunligini o'rtasida Q yuk ta'sirida (11.10-rasm)

$$f_c = \delta_c = \frac{Q\ell^3}{48EI}, \quad \sigma_c = \frac{Q\ell}{4W} \quad \text{va} \quad U_c = \frac{Qf_c}{2} = \frac{Q^2\ell^3}{96EI}$$

Dinamik kuchlanish

$$\sigma_g = K_g \sigma_c = \frac{Q\ell}{4W} \sqrt{\frac{96T_0 EI}{Q^2\ell^3}} = \sqrt{\frac{6T_0 EI}{W^2\ell^3}}$$

Agar, $I = i^2 A$ va $W = \frac{I}{Y_{\max}} = \frac{i^2 A}{Y_{\max}}$ bo'lsa:

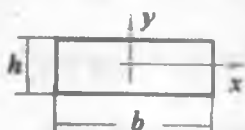


$$\frac{I}{W^2} = \frac{i^2 A}{\left(\frac{i^2 A}{Y_{\max}}\right)^2} = \left(\frac{Y_{\max}}{i^2}\right)^2 \cdot \frac{1}{A} \quad \text{Unda}$$

dinamik kuchlanish:

11.10-rasm. Zarb ta'sirida egilish.

$$\sigma_g = \frac{Y_{\max}}{i} \sqrt{\frac{6TE}{Al}} \quad (12.23)$$



Formuladan ko'rinishicha, 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 koeffitsiyentni aniqlash uchun taqribiy formula tadbqiqtilmasa, 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 chcklab 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 yerda $\varphi_c = \frac{M\ell}{GI_p}$ $U_c = \frac{M \cdot \varphi_c}{2} = \frac{M^2 \ell}{2GI_p}$, unda

$$\tau_g = \frac{M}{W_f} \sqrt{\frac{2T_o GI_p}{M^2 \ell}} = \sqrt{\frac{2T_o GI_p}{W_f^2 \ell}}$$

$$\frac{I_p}{W_p^2} = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \cdot \frac{1}{\left(\frac{\pi \cdot d^3}{16}\right)^2} = \frac{8}{\pi \cdot d^2} = \frac{2}{\pi \cdot d^2} = \frac{2}{A}$$

Dinamik kuchlanish

$$\tau_g = 2 \sqrt{\frac{T_o G}{A \ell}}$$

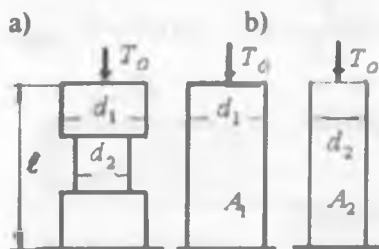
Dinamik deformatsiya:

$$\varphi_g = \frac{M\ell}{GI_p} \sqrt{\frac{2T_o GI_p}{M^2 \ell}} = \sqrt{\frac{2T_o \ell}{GI_p}}$$

11.4. O'zgaruvchan kesimli sterjenlarda zarb ta'siridagi kuchlanish

Bo'ylama 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'rinlidir. 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) sterjenning zaiflashgan kesimini d_1 diametr bilan tayyorlash: bunda sterjenning kesim yuzasi kattalashadi; siqiluvchanligi kamayadi;



11.11-rasm. Zarb ta'sirida:

- a) pog'onali brus; o'zgarmas kesimli har xil diametrli;
b) - v) bruslar.

F_g kamayadi, kuchlanish ham kamayadi. Bu nazariyalarni hisob usuli bilan tekshiramiz 11.11-rasmida ko'rsatilgan uchta sterjenga ham bir xil $T_0 = Qh$ zarb ta'siri qo'yib quyidagini belgilaylik

$$\frac{A_2}{A_1} = q \text{ va } \frac{\ell_2}{\ell_1} = p$$

Kuchlanishni taqribiy formula yordamida topamiz: a-sxema uchun (11.11-rasm)

$$\sigma_z = \sigma_c \sqrt{\frac{2h}{\Delta \ell}} = \frac{Q}{A_2} \sqrt{\frac{2h}{\Delta \ell}} = \sqrt{\frac{2T_0 Q}{A_2^2 \Delta \ell}}$$

Bu yerda

$$\Delta \ell = \frac{Q \ell_2}{EA_2} + \frac{Q(\ell_1 - \ell_2)}{EA_1} = \frac{Q \ell_1}{EA_2} [p + q(1-p)]$$

Unda

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{2T_0 Q}{A_2^2 \frac{Q \ell_1}{EA_2} [p + q(1-p)]}} \quad (11.25)$$

inersiya kuchi bir oz ortadi.

Kesim yuzasi katta-lashishi hisobiga kuchlanish kamayadi. Agar sterjen zaif-lashgan kesimni taqozo qilsa bu variant kerak emas.

2) Sterjenning mustah-kamligini oshirish uchun, uni siqiluvchanligi orturi-lishi kerak. Siqiluvchanlik, asosan sterjenning uzunligi bo'ylab d_2 diametr bilan tayyorlash evaziga orttiriladi. Unda dinamik kuch

O'zgarmas kesimli (δ va b) sterjenlar uchun $\sigma_{\delta} = \sqrt{\frac{2T_{\delta}E}{A\delta}}$ va

$$\sigma_b = \sqrt{\frac{2T_bE}{A_2b_1}} \text{ va } [p+q(1-p)] < q < 1, \text{ demak, } \sigma_a > \sigma_b > \sigma_{\delta}$$

Shunday qilib, (a) sxemada – diametmi 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 yemirilmasdan 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 sterjenning uzunligi kattalashtirilishi evaziga ham kuchlanish kamaytiriladi.

Zarbga sinash. Tajribalar natijasiga ko'ra, bir xil materialdan tayyorlangan namunalar statik va dinamik kuchlarga har xil qarshilik ko'rsatishi aniqlangan. Masalan: Namunalarni cho'zilishga katta tezlikda sinashda olingan diagramma statik kuch ta'siridagi diagrammadan farq qiladi (11.12-rasm).

1) dinamik kuch ta'sirida materialning oquvchanlik va mustahkamlik chegaralari kattalashadi;

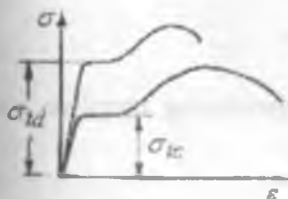
2) yemirilishdagi qoldiq deformatsiyasi kamayadi;

3) diagramma σ o'qi tomonga siljiydi;

4) oquvchanlik vaqti kamayadi;

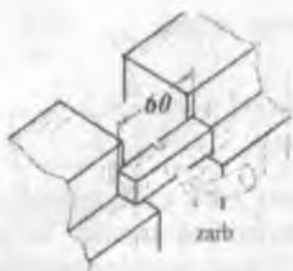
5) materialning elastiklik moduli kattalashadi.

Zarb ta'siridan plastik materialda mo'rtlik namoyon bo'lishi mumkin, ya'ni plastik material mo'rt materialdek yemiriladi. Davidenko N.N. tajribasiga asosan, zarb ta'siridan oquvchanlik chegarasi 20-70% ga, mustahkamlik chegarasi 10-30% ga ortadi.



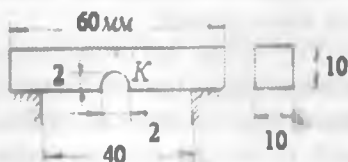
a)

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 (11.14-rasm) namunaga K nuqtadan zarb beriladi.



b)

11.12-rasm. Dinamik siqilish va cho'zilish diagrammasi.



11.13-rasm. Zarbga sinash namunalari.

S mayat nik h_1 balandlikdan tushib namunani yemiradi va ortiqcha qolgan energiya hisobiga $h_2 \leq h_1$ balandlikka ko'tariladi. Mayatnikning bajargan ishi $W_{inu} = G(h - h_2)$ - ning bir qismi namunani yemirishga sarflanadi. Ishning bir qismi ishqalanishga, havoning qarshiligini yengishga sarflanadi.

Materialni zarb ta'siriga qarshilik ko'rsatib bilish qobiliyatini zarbga qovushqoqlik tavsiflari aniqlaydi:

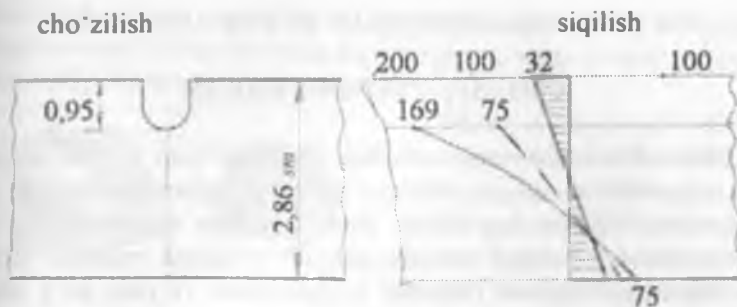
$$a = \frac{W_1}{A} = \frac{W - \Delta W}{A} \quad (11.26)$$

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.



11.14-rasm. Koper.

Namunani zaiflashgan kesimida kuchlanishning tarqalish qonuniyati (11.15-rasm)da ko'rsatilgan:



11.15-rasm. Zarb ta'sirida materialni mexanik xarakteristikasi.

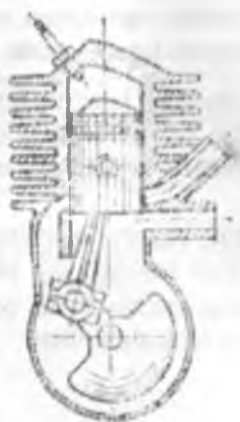
(a) diagramma namunani kanalcha bo'lmagan paytdagi kuchlanish epyurasi. (b) diagramma namunani zarb ta'siridan egilishdagi normal kuchlanish (σ_1) epyurasi. Punktir chiziqli epyura kanal yonida kuchlanishni mahalliy to'plami hosil bo'lmagan paytdagi kuchlanishni tarqalish qonuniyati. Diagrammadan ko'rinishicha, namunani balandligini 0,95 sm ga kamaytirganda, kuchlanishning-mahalliy to'plami bilan 5,22 marotaba kattalashar ekan.

Kanalchaning asosida joylashgan material hajmiy kuchlanganlik holatida bo'ladi. σ_2 kuchlanish namunani o'qiga parallel, σ_1 perpendikulyar joylashadi. Material oquvchanlik chegarasidan katta bo'lgan $\sigma_1 = 1,25\sigma_T$ plastik deformatsiya oladi va mo'rt holatda bo'ladi.

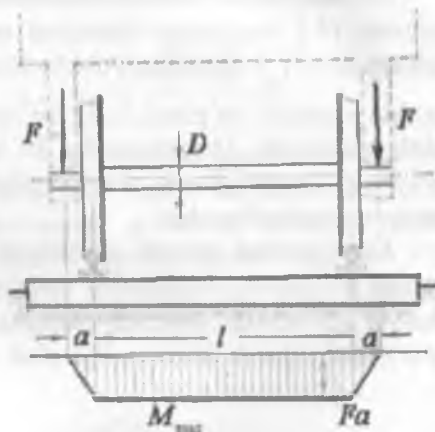
XII BOB. O'ZGARUVCHAN KUCHLANISHLAR.

UMUMIY TUSHUNCHALAR

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 yemirilishi qiziqitirib qolgan edi.



*Ichki yonuv dvigateli –
krivoship-porshen guruhi*



*Poezd g'ildiragining o'qi uchun
eguvchi moment epyuri*

O'zgaruvchan yuklar ta'sirida materiallarni strukturasi o'zgaradi, shuning uchun materialda «toliqishi» – «charchash» hosil bo'lib, emiriladi-plastiklik mo'tlik 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 xossalari o'zgartirmaydi. Ko'plab o'tkazilgan tajribalar shuni ko'rsatdiki, o'zgaruvchan yuklar ta'siridagi metalni sirtida mikrodarz (yorilish) paydo bo'ladi. Mikrodarz o'sib, boshqa

mikrodarzarlar bilan qo'shiladi va detalni ichkari tomon rivojlantiradi. O'zgaruvchan yuklar ta'sirida darz ketgan yuzalar o'zaro yaqinlashadi va bir-biriga bosim ta'sirini o'tkazadi.

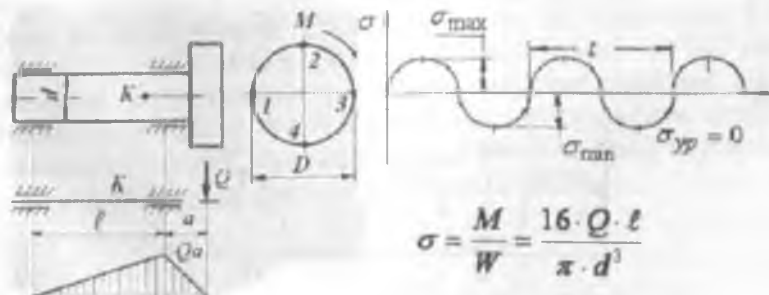


Siklik yuklanishda bo'lgan mexanik uzatmaning tishida va valdagi darz yorilish. Natijada darz yuzalari silliqlashadi. Yangi rivojlangan darz yuzasi esa qo'pol va donador bo'ladi. Bu holat mo'rt yemirishga yaqindir.

O'zgaruvchan yuklar ta'siridagi yemirilishni bunday mexanizmi, darz rivojlanishi bilan detalning kesimi zaiflashishi va detalni mustahkamligi kamayib borayotganligini to'g'ri tushuntiradi. Darzning asosidagi material hajmiy kuchlanganlik holati-mahalliy tavsifga ega, chunki darz va kuchlanganlik holati materialning hamma qismida ham hosil bo'lmaydi.

Demak, texnikani, fanni rivojlanishining yangi etapida-materiallarni o'zgaruvchan yuklar ta'sirida yemirilishiga asosiy sabab, uning «toliqishi» – «charchashi» emas ekan, balki detalning sirtida hosil bo'lgan darz yuzasi ekan. Shuning uchun, toliqish terminida-materiallarni asta-sekin rivojlanadigan mikrodarzarlar ta'siridan eминlishi tushuniladi.

12.1. Kuchlanish sikllarining turlari



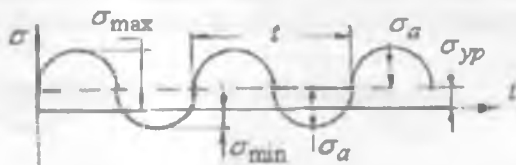
12.1-rasm. Valning kesimida hosil bo'lgan eguvchi moment va siklik o'zgarib turuvchi normal kuchlanish

Bir uchiga shkiv oʻrnatilgan valni sirtidan toʻgʻri keladigan kuchlanishni topaylik. Agar, val shkivning ogʻirligi Q taʼsiridan egiladi deb qabul qilsak, valning koʻndalang kesim yuzasida egilishdagi normal kuchlanishlar hosil boʻladi. Kesim yuzasidan ajratilgan 1 va 3 nuqtalar (12.1-rasm) neytral oʻq ustida joylashadi. Shuning uchun bu nuqtalarda egilishdagi normal kuchlanish nolga teng. 2 va 4 nuqtalar val materialning choʻziladigan va siqiladigan tolalarida joylashgan. Bu nuqtalardagi normal kuchlanishlar oʻzaro teng va qarama-qarshi ishoralidir.

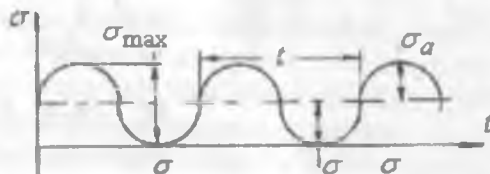
Agar, valning aylanishini hisobga olsak, vaqt oraligʻida, yaʼni maʼlum davrda (T) bu nuqtalarning oʻrni almashib turadi. Demak, K nuqtaning holati 1,2,3 va 4 nuqtalar holati bilan mos tushishi mumkin ekan. Natijada, K nuqtaning kuchlanishi vaqt oraligʻida qiymatini va ishorasini oʻzgartiradi. Bir davr ichida kuchlanishning oʻzgarishiga kuchlanish sikli deyiladi.

Konstruksiya qismlarini ishlash jarayonida kuchlanishlar sikllari juda koʻp davom etishi mumkin va turlicha boʻladi (12.2-rasm). Masalan: Nosimmetrik oʻzgaruvchan kuchlanishlar (12.2-rasm.a,b) maksimal va minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali va noldan boshlanadigan siklli boʻladi. Agar kuchlanishlarni ($\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$)

a)



b)



12.2-rasm. Sikl turlari:
a) nosimmetrik; b) pulsatsiyali.

maksimal va minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali bo'lsa, o'zgar-mas kuchlanishlar deyiladi. Simmetrik siklli o'zgaruvchan kuchlanish-larni maksimal va minimal qiymatlari bir-biriga teng va har xil isho-ralidir. Kuchlanishlarning ishorasini hisobga olganda, minimal kuch-lanishni maksimal kuchlanishga nisbati sikl tavsifi deyiladi, ya'ni:

$$\eta = -\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\min}}$$

Siklning o'rtacha kuchlanishi:
$$\sigma_{\text{av}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

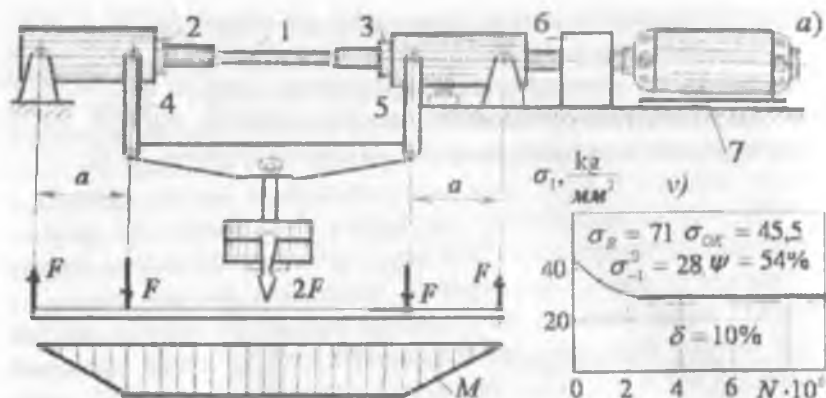
Sikl kuchlanishining amplitudasi:
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

12.2. Simmetrik siklda chidamlilik chegarasini aniqlash

Materialda darz paydo bo'lib emirilishi uchun faqat uning toliqishi kifoya qilmasdan, balki eng katta kuchlanish materialning chidamlilik chegarasidan oshib ketishi kerak.

Chidamlilik chegarasi deb, tsikllar soni juda ko'p bo'lganda, detalni toliqib emirilishiga sabab bo'lmaydigan eng katta kuchlanishga aytiladi.

Simmetrik sikllarda chidamlilik chegarasi σ_{-1} , oddiy cho'zilish va siqilishda σ_{+1} bilan belgilanadi. Simmetrik sikllarda chidamlilik chegarasi boshqa tsikllardagi chidamlilik chegarasidan kichik va uni taj-ribada aniqlash mumkin. Buning uchun bir xil materialdan 6-10 ta namuna tayyorlab olinadi. Namuna doiraviy kesimli bo'lib, shariko-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'lmisligi uchun, uni shakli silliq etib tayyorlanadi.



12.3-rasm. Valni o'zgaruvchan kuchlanishga sinash qurilmasi:

a) qurilma, v) diagramma

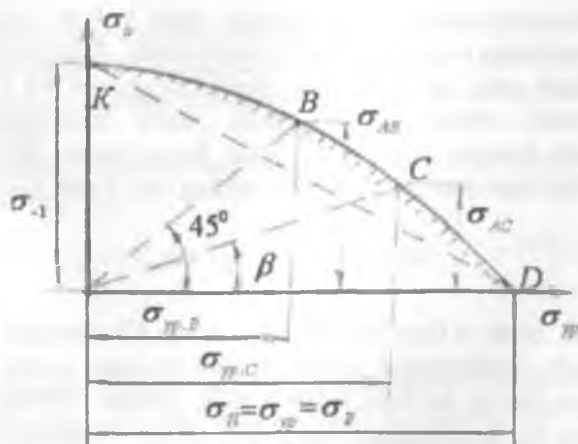
1 - namuna, 2 - chap support, 3 - o'ng support, 4 va 5 - richag, 6 - inchikator, 7 - elektrodvigatel.

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 yemirilguncha davom ettiriladi. Namuna yemirilishi bilan mashina to'xtatiladi. Moslamani hisoblash asbobi, namunani yemirilishiga qadar aylangan sikl N_1 sonini ko'rsatadi. Ikkinchi namuna σ kuchlanishdan kichik σ kuchlanishi bilan yuklanadi va yemirilish sikli N_2 yozib olinadi. Uchinchi namunaga $\sigma''' < \sigma''$ kuchlanishi beriladi va h.k. Har bir tajribada tsikl soni yozib olinadi. Kuchlanish kamayib borishi bilan sikl soni ortib boradi, ya'ni $\sigma' > \sigma'' > \sigma''' > \sigma^{IV} > \dots$ kuchlanishlar uchun $N_1 < N_2 < N_3 < \dots$ sikllar soni to'g'ri keladi. Kuchlanishlarni kamaytiraverib, shunday sikl sonini topamizki, bunda namuna yemirilmaydi. Agar po'lat materialidan tayyorlangan namuna $N = 10 \cdot 10^6$ siklda yemirilmasa, $N = 100 \cdot 10^6 - 200 \cdot 10^6$ siklda ham yemirilmas ekan. Tajriba natijalarini, masalan, xromnikelli po'lat materiali uchun, grafikda ifodalash mumkin (12.3-rasm, v). Buning uchun, ordina-taga har bir namunada hosil qilingan kuchlanishlari, absissada esa sikl

sonlari joylashtiriladi. Egri chiziqqa o'tkazilgan gorizontal urinmani ordinatasi materialning chidamlilik chegarasini aniqlaydi. Po'lat materialini egilishdagi chidamlilik chegarasi oddiy cho'zilish va siqilishdagi mustahkamlik chegarasi bilan bog'liq: $\sigma_{-1}^2 = 0,4\sigma_B$. 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 $\sigma_{-1}^2 = 0,28\sigma_B$, chunki cho'zilish va siqilishda kesimining hamma nuqtasi bir xil kuchlanish ta'sirida bo'ladi. Egilishda eng katta kuchlanish, kesimning chetki tolalarida hosil bo'ladi, qolgan materialda kuchlanishning qiymati kichiklashadi. Buralishda chidamlilik chegarasi $\tau_{-1}^0 = 0,55\sigma_{-1}^0 = 0,22\sigma_B$ va rangli metallar uchun, $\sigma_{-1}^2 = (0,24 \dots 0,50)\sigma_B$

12.3. Nosimmetrik siklda chidamlilik chegarasini aniqlash

Nosimmetrik siklda 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 sikllarda materialni



12.4-rasm. Nosimmetrik tesikda chidamlilik chegarani aniqlash diagrammasi.

chidamlilik chegarasini aniqlash uchun, tajribalar asosida qurilgan diagrammadan foydalanamiz (12.4 – rasm). Diagrammani absissasida oʻrtacha kuchlanish σ_a va ordinatasida kuchlanishlar amplitudasi σ_0 joylashtiriladi. Har xil sikllardagi kuchlanishlar yordamida $KBCD$ egn chiziq oʻtkazilgan. Birorta sikl tavsifini qiymati uchun chidamlilik chegarasini topish uchun, koordinatani O nuqtasidan absissaga β burchak ostida OS chiziqni oʻtkazamiz:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_{yp}} = \frac{1-\eta}{1+\eta}$$

CC_1 va OC_1 masofalami va tegishli σ_{rc} va $\sigma_{\max}$ kuchlanishlarni yigʻindisi, chidamlilik chegarasining qiymatini beradi, yaʼni $\sigma_{rc} = \sigma_{\max} = \sigma_{ac} + \sigma_{yp}$. Absissasi $\sigma_{yp} = 0$ boʻlgan K nuqtaning ordinatasi $OK = \sigma_{-1}$ simmetrik siklda chidamlilik chegarasini ordinatasi $\sigma = 0$ boʻlgan D nuqtani absissasi $OD = \sigma_{yp} = \sigma_{+1} = \sigma_B$ oʻzgarmas kuchlanishdagi chidamlilik chegarasini aniqlaydi. $\beta = 45^\circ$ burchak ostida joylashgan B nuqta noldan boshlanadigan siklning chidamlilik chegarasini aniqlaydigan oquvchanlik chegarasi boʻlmagan materiallar uchun chidamlilik chegarasi, statik yuk taʼsiridagi mustahkamlik chegarasiga oʻxshagan xavfli hisoblanadi. Agar material plastik boʻlsa, statik yuk taʼsirida oquvchanlik chegarasi va oʻzgaruvchan kuchlanishlarda chidamlilik chegarasi xavfli hisoblanadi. Bunday materiallarda toliqish yemirilishi bilan birga plastik deformatsiyalar paydo boʻlishi ham xavflidir. Bunda siklning eng katta kuchlanishi

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_{yp} = \sigma_{ac}$$

Burchak bilan oʻtkazilgan toʻgʻri chiziq KB chiziqni kesib oʻtsa, detal toliqish yemirilishiga uchraydi; BD chiziqni kesib oʻtsa, plastik deformatsiya paydo boʻlishi bilan ishdan chiqadi. Chiziq statik yuklanishda xavfli kuchlanishni va KBD chiziq oʻzgaruvchan kuchlar taʼsiridagi xavfli kuchlanishni bildiradi.

12.4. Chidamlilik chegarasiga ta'sir qiluvchi faktorlar

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, chidamlilik chegarasiga kuchlanishlar konsentratsiyasi, detalni o'lchamlari, detal sirtini holati, detalni texnologik ishlov berish tavsifi ta'sir qiladi.

a) kuchlanishlar konsentratsiyasi. Uzunligi bo'ylab kesimi bir jinsli bo'lmagan detallarda, kichik diametrdan katta diametrga o'tish joylarida yoki zaiflashgan kesimlarda (12.5, 12.6-rasm) kuchlanishlarni tarqalish qonuniyati o'zgaradi va mahalliy kuchlanish, ya'ni kuchlanishlar to'plami hosil bo'ladi.

$$\sigma_M = \alpha_k \frac{F\ell}{W}$$

Bunday kuchlanishlarga kuchlanishlar konsentratsiyasi deyiladi. Maksimal kuchlanishni nominal kuchlanishga nisbati kuchlanishlar konsentratsiyasining koeffitsiyenti deyiladi:

$$\alpha_{KH} = \frac{\sigma_M}{\sigma_{nom}} \quad (12.27)$$

Bu holatda namuna materiali izotrop va elastik deb qaraladi.

Kuchlanishlar konsentratsiyasining haqiqiy koeffitsiyenti materialning hamma xususiyatlarini hisobga oladi va uni qiymati tajribalar asosida topiladi.

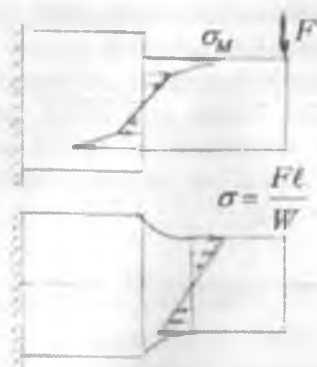
Materialning mahalliy kuchlanishlarga sezgirligi q yuqoridagi koeffitsiyentlarga bog'liq:

$$q = \frac{\alpha_{kg} - 1}{\alpha_{KH} - 1} \quad (12.28)$$

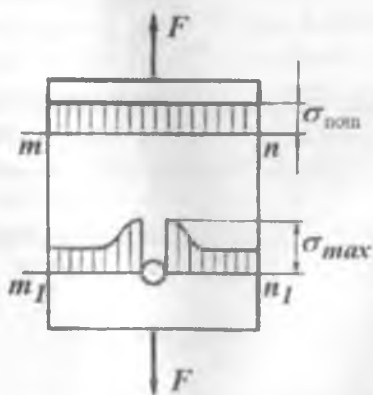
q - ning qiymati yuqori sifatli, termik ishlov berilgan legirlangan po'latda birgacha, kamuglerodli po'latda 0,5 gacha, cho'yonda nolga yaqin bo'ladi. Demak, mustahkamlik chegarasi katta bo'lgan materiallarda q - ni qiymati katta ekan. Agar, $\sigma_{nom} = \sigma_{-1}$ va $\sigma_M = \sigma_{-1K}$

deb qabul qilsak, $\alpha_{kK} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}}$ hosil bo'ladi. Unda kuchlanish konsentrat-

rasining haqiqiy koeffitsiyenti chidamlilik chegarasi bilan bog'liq
 'ladi $\alpha_{kg} = 1 + q(\alpha_{KH} - 1)$.



12.5-rasm. O'zgaruvchan kesimlarda kuchlanishlar konsentratsiyasi.



12.6-rasm. Notekislik atrofida kuchlanishlar konsentratsiyasi

Po'lat materiali uchun $\alpha_{kg} = 1,2 + 0,2 \frac{\sigma_B - 40}{110}$; kanavkalar, kesimlar

o'zgaradigan joylar bo'lsa $\alpha_{kg} = 1,5 + 1,5 \frac{\sigma_B - 40}{110}$ formula ishlatiladi.

Toliqish yemirilishlari kesimlarni o'zgaradigan joylarda, notekisliklar

atroflarida boshlanadi. Bunday hollarda detalning chidamlilik chegarasi kamayadi.

12.5. O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlik sharti

Turli tsikllardagi xavfli kuchlanishning qiymati 12.3-12.4-rasmlardagi diagrammalar asosida topiladi. Mo'rt materiallar uchun 12.4-rasmdagi diagrammani KD to'g'ri chizig'idan tashqarida joylashgan kuchlanish xavfli deb olinadi. Plastik materiallar uchun KN to'g'ri chiziqdan (12.5) tashqandagi kuchlanish xavfli deb olinadi. Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash uchun diagrammalarni absissa va ordinatalari mustahkamlikka bog'liq kamaytirish kerak. O'zgarmas yukda kuchlanishni ruxsat etilgan qiymati quyidagicha topiladi

Plastik material uchun:

$$[\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_{o\kappa}}{K_{o1}} \quad (12.29)$$

Mo'rt material uchun:

$$[\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_p}{K_{02} \cdot \alpha_{kg}}$$

Bu yerda K_{o1} - oquvchanlik chegaraga nisbatan mustahkamlikka ehtiyotlik ko'effitsiyenti.

K_{02} - mustahkamlik chegaraga nisbatan mustahkamlikka ehtiyotlik ko'effitsiyenti.

α_{kg} - kuchlanishlar konsentratsiyasining haqiqiy ko'effitsiyenti.

Simmetrik siklda chidamlilik chegarasida (σ_{-1}) xavfli kuchlanish bo'ladi:

Mo'rt material uchun:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1}}{K_0 \cdot \alpha_{kg} \cdot \alpha_n}$$

Plastik material:

$$[\sigma_{+1}] = \frac{\sigma_{-1}}{K_0 \cdot \alpha_{kg} \cdot \alpha_M \cdot K_T \cdot K_s \cdot K_g} \quad (12.30)$$

bu yerda K_0 – asosiy mustahkamlikka ehtiyoqlik koeffitsiyenti

K_T – detalni tayyorlashning texnologiyasini kuchlanishga ta'siri;

K_s – detalni ekspluatatsiya qilish sharoitining kuchlanishga ta'siri;

K_g – o'zgaruvchan kuchlanishning zarb ta'siri bilan birgalikdagi ta'sirini hisobga oluvchi dinamik koeffitsiyent.

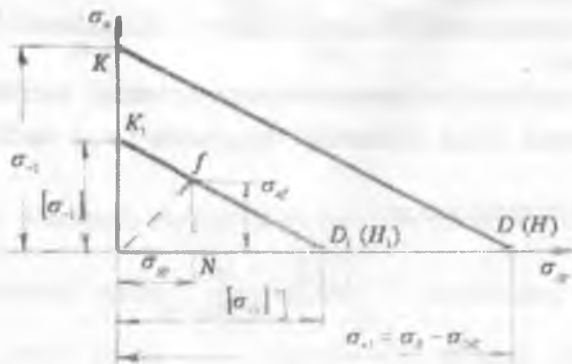
12.7-rasmda $\sigma_a = \sigma_{\text{ypr}}$ koordinatalarida xavfli kuchlanishlar chiziqni KD (KN) va ruxsat etilgan kuchlanishlar chizig'i K_1D_1 ko'rsatilgan. K_1D_1 chiziq AK va $OD_1 = [\sigma_{+1}]$ kuchlanishlar asosida chizilgan

O'zgaruvchan kuchlanishlarning turli sikllarda ruxsat etilgan kuchlanishini aniqlash uchun koordinata boshi O nuqtadan absissaga β

burchak ostida to'g'ri chiziq o'tkazamiz ($\text{tg} \beta = \frac{1-r}{1+r}$) va K_1D_1 chiziq

bilan kesishguncha davom ettiramiz. f nuqtaning absissasi σ_{urf} va ordinatasining yig'indisi ruxsat etilgan kuchlanishni beradi:

$$\sigma_{\max f} = [\sigma_n] = \sigma_{urf} + \sigma_{af} \quad (12.31)$$



12.7-rasm. Ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlash.

N/D_1 uchburchagini OK_1D_1 uchburchagiga o'xshashligidan:

$$\frac{OD_1}{ND_1} = \frac{OK_1}{Nf} \text{ yoki}$$

$$\frac{[\sigma_{+1}]}{[\sigma_{+1}] - \sigma_{yff}} = \frac{[\sigma_{-1}]}{\sigma_{af}} \text{ va } \sigma_{af} [\sigma_{+1}] + \sigma_{yff} [\sigma_{-1}] = [\sigma_{+1}] [\sigma_{-1}]$$

lekin $\sigma_{af} = \frac{1-r}{2} \sigma_{max f} = \frac{1-r}{2} [\sigma_2]$ va $\sigma_{yff} = \frac{1+r}{2} \sigma_{max f} = \frac{1+r}{2} [\sigma_2]$

unda,
$$[\sigma_2] = \frac{2[\sigma_{+1}][\sigma_{-1}]}{(1+r)[\sigma_{-1}] + (1-r)[\sigma_{+1}]} \quad (12.32)$$

hosil bo'ladi.

Mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi,

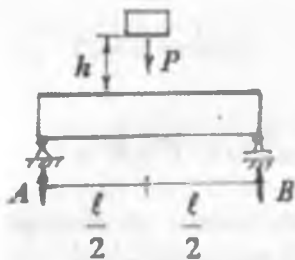
$$\sigma_{max} \leq [\sigma_r] \quad (12.33)$$

Egilish bilan buralishning birgalikdagi statik yuk ta'sirida

mustahkamlik sharti: $\frac{\sigma^2}{[\sigma]^2} + \frac{\tau^2}{[\tau]^2} \leq 1$ va o'zgaruvchan yuk ta'sirida:

$$\sigma = \sigma_a + \sigma_{ur} \quad \text{vu} \quad \tau = \tau_{ur} + \tau_a \quad \text{yoki} \quad [\sigma] = [\sigma_r^2] \quad \text{va} \quad [\tau_r^2]$$

Misol-1. Ikki tayanchli qo'shtavrli balkaga $h = 20 \text{ sm}$ balandlikdan $R=1500 \text{ N}$ yuk kelib tushadi (12.1-rasm) Balkaning eng katta dinamik normal kuchlanishini topamiz. O'ng tayanch o'rnini elastik prujina bilan almashtirib birinchi savolga javob beramiz.



12.8-rasm

Benilgan: qo'shtavr N - 22

$$l = 2m; \quad 10^3 \alpha = 30 \frac{m}{kN}; \quad \alpha = \frac{30}{10^3}$$

$$E = 2 \cdot 10^8 \frac{kN}{m^2}; I_x = 2550 \cdot 10^{-2} m^4$$

$$W_x = 232 \cdot 10^{-6} m^3$$

Yechish. Balkaning xususiy og'irligini hisobga olmaymiz. R yuk ta'siridan A va B tayanchlari dagi reaksiya kuchlari

$A = B = \frac{P}{2} = 750 N$ bo'ladi. Eng katta dinamik kuchlanishi quyidagi

formula bilan topiladi: $\sigma_g = k_g \cdot \sigma_{cm}$, bu yerda $K_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{cm}}}$

dinamik koeffitsiyent bo'lib, statik ko'chish Δ_{cm} - ga bog'liq

$\Delta_{cm} = f_{cm} = \frac{Pl^3}{48EI_x}$ balkaning R yuk statik ta'sir qilgandagi to'liq

ko'chishi. $\sigma_{cm} = \frac{M_{cm}}{W_x} = \frac{Pl}{4W_x}$ statik yuk R ta'siridagi eng katta normal

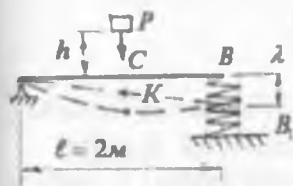
kuchlanish. Dinamik kuchlanish $\sigma_d = \left[1 + \sqrt{1 + \frac{2h \cdot 48EI_x}{Pl^3}} \right] \cdot \frac{Pl}{4W_x}$ yoki

$$\sigma_d = 0,295 \cdot 10^6 \frac{kN}{m^2}$$

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 (12.9-rasm)

$\Delta_{cm} = \Delta_s + \beta \lambda$ bu yerda $\Delta_s = f_{cm} = \frac{Pl^3}{48EI_x}$

$$\lambda = \frac{P}{2} \cdot \alpha = \frac{P}{2} \cdot \frac{30}{10^3} = \frac{11 \cdot 30}{2 \cdot 10^3} = 0,0165m$$



12.9-rasm.

Prujining B reaksiya kuchi ta'siridan ko'chishi, β - prujining deformatsiyasi bilan balkaning R yuk ta'siridagi to'liq ko'chishi orasidagi bog'lanish. $\Delta BB_1 \propto \Delta CKA$ o'xshashlikdan

$$CK = \frac{BB_1}{2} = \frac{\lambda}{2} = \beta \lambda$$

$$f_{cm} = \frac{Pl^3}{48EI_x} = \frac{1,5 \cdot 8}{48 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2550 \cdot 10^{-8}} = 4,9 \cdot 10^{-5} m$$

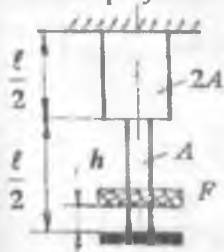
hosil bo'ladi. Demak, $\beta = 0,5$.

$$\text{Natijada } \Delta_{cm} = 4,9 \cdot 10^{-5} + 0,5 \cdot 0,0165 = 8,299 \cdot 10^{-3} m.$$

$$\text{Dinamik koeffitsiyent } \kappa_g = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,2}{8,299 \cdot 10^{-3}}} \approx 8 \text{ va kuchlanish}$$

$$\sigma_g = \kappa_g \frac{Pl}{4W_x} = 8 \cdot \frac{1,5 \cdot 2}{4 \cdot 232 \cdot 10^{-5}} = 0,0258 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2}$$

Misol-2. Pog'onali brusning K nuqtasi $h = 5 mm$ balandlikdan tushayotgan $Q = 400 kg$ yuk ta'sirida zarbga uchraydi. Brusning uzunligi $l = 5 m$ ko'ndalang kesim yuzasi $A = 2 sm$, materiali po'lat. Eng katta normal kuchlanish topilsin. Agar K elementga zarb ta'sirini yumshatuvchi silindrik prujina o'rnatilsa, kuchlanishni toping. $1 kg$ statik yuk ta'sirida prujina $4 \cdot 10^{-3} mm$ siqiladi.



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

12.10-rasm.

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A} = \frac{400}{2} = 200 \frac{\kappa\Gamma}{cm^2}$$

Eng katta dinamik kuchlanishni topamiz.

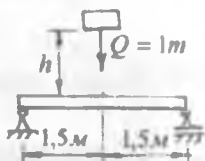
$$\sigma_g = \sigma_{cm} \kappa_g = \sigma_{cm} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta \ell_{cm}}} \right) = 200 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,06 \cdot 16 \cdot 10^6}{3 \cdot 400 \cdot 500}} \right)$$

$$\text{va } \sigma_g = 1349 \frac{\kappa\Gamma}{cm^2}$$

K elementga silindrik prujina oʻrnatilganda, δ_{cm} statik deformatsiya pogʻonalni brusni va prujinani siqilishiga teng boʻladi, yaʼni

$$\delta_{cm} = \Delta \ell_{cm} + \lambda_{cm} = \frac{3F\ell}{4EA} + F \cdot 4 \cdot 10^{-4} = \frac{3 \cdot 400 \cdot 500}{4 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 2} + 400 \cdot 4 \cdot 10^{-4} = 0,1975 sm$$

$$\text{Unda dinamik kuchlanish: } \sigma_g = 200 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,6}{0,1975}} \right) = 732 \frac{\kappa\Gamma}{cm^2}$$



Misol-3. N 24 profilli balka ikkita shamirli tayanchga tayanadi. Yuk balkaning oʻrta qismiga 50 sm/sek tezlik bilan kelib zarb taʼsir qiladi. Eng katta kuchlanishni toping.

Yechish: Kitobdagi jadvaldan N-24 qoʻshstavrlı kesimning ayrim geometrik tavsiflarini yozib olamiz.

$I_x = 3460 cm^4$; $W_x = 289 cm^3$; $A = 34,8 cm^2$ Balkaning eng katta salqiliginı topamiz: Statik kuchlanishni topamiz:

$$f_{cm} = \frac{Q\ell^3}{48EI} = \frac{1000 \cdot (300)^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 3460} = 0,0813 sm$$

Dinamik kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_g = \sigma_{st} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{v^2}{g f_{st}}} \right) = 259,5 \left(1 + \sqrt{1 + \frac{50^2}{981 \cdot 0,0813}} \right)$$

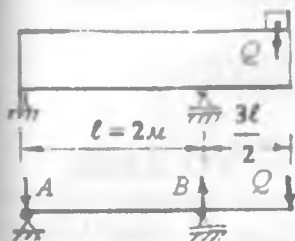
$$\sigma_g = 259,5 \cdot 6,69 = 1735,4 \frac{\kappa\text{G}}{\text{sm}^2}$$

Dinamik deformatsiya $f_g = f_{cm} \kappa_g = 0,0813 \cdot 6,69 = 0,544 \text{ sm}$

Misol-4. Bir minutda n marotaba aylanma harakat qilayotgan, og'irligi Q bo'lgan dvigatel ikkita qo'shtavrli balkaga o'rnatilgan. Dvigatelnmg aylanma harakat qilayotgan qismlarini markazdan qochma kuchi $H = 10 \text{ kN}$; $Q = 30 \text{ kN}$

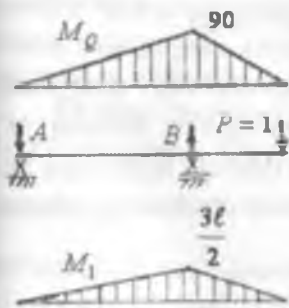
- 1) erkin tebranish chastotasi – ω_0
- 2) uyg'otuvchi kuch o'zgarishining chastotasi – ω
- 3) tebranishning o'sish koeffitsiyenti – β
- 4) dinamik koeffitsiyent K_d va

5) eng katta kuchlanish qiymatlari topilsin
Berilgan qo'shtavr $N-40$



$$n = 200 \frac{\text{ayl}}{\text{min}}; \quad I_x = 19062 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4,$$

$$E = 2 \cdot 10^8 \frac{\kappa\text{N}}{\text{m}^2}; \quad W_x = 953 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$



12.11-rasm

Yechish: Berilgan sxemadan asosiy sxemani tanlab olamiz. Buning uchun Q yukni o'miga $P = 1$ birlik kuchini joylashtiramiz. Q yuk ta'siridan hosil bo'lgan eguvchi moment cpyurasini quramiz:
a) reaksiya kuchlarini topamiz.

$$\sum M_B = Q \frac{3l}{2} - A l = 0; \quad A = \frac{3Q}{2} = 45 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = -B l + Q \left(\frac{3l}{2} + l \right) = 0 \quad B = \frac{5}{2} Q = 75 \text{ kN}$$

b) eguvchi moment M_Q -ni topamiz. $0 < x_1 < 2m$. $M_Q = -A \cdot x_1$

$$0 < x_1 < \frac{3\ell}{2} = 3m$$

$$M_0 = -Q \cdot x_1$$

Birlik kuch $R = 1$ ta'siridan hosil bo'lgan eguvchi moment M_r epyurasini quramiz (12.10-rasm).

a) reaksiya kuchini topamiz.

$$\sum M_B = P \frac{3\ell}{2} - A\ell = 0 \quad \text{yoki} \quad A = \frac{3}{2}P = 1,5 \kappa N \quad \text{va}$$

$$\sum M_A = P \frac{5\ell}{2} - B\ell = 0 \quad \text{yoki} \quad B = \frac{5}{2}P = 2,5 \kappa N.$$

b) eguvchi moment M_p - ni topamiz $0 \leq x_1 \leq \ell$ $M_p = -A \cdot x_1$

$$0 \leq x_1 \leq \frac{3\ell}{2} \quad M_p = -P \cdot x_1.$$

Q yuk o'rnatilgan nuqtaning ko'chishini topamiz.

$$\Delta = \frac{\omega \cdot M_p^0}{EI} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 90 \left(\ell + \frac{3\ell}{2} \right) \frac{3\ell}{2}}{EI} = \frac{1350\ell^3}{8EI} = \frac{1340 \cdot 4}{8 \cdot 2 \cdot 10^8 \cdot 19062 \cdot 16^{-8}} = 0,0177m$$

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.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{g}{\Delta}} = \sqrt{\frac{9,81}{0,0177}} = 23,54 \frac{1}{cek}$$

Uyg'otuvchi kuch o'zgarishining chastotasi

$$\omega = 2\pi \frac{n}{60} = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 200}{30} = 20,9 \frac{1}{cek}$$

Tebranishning o'zlash koeffitsiyenti

$$\beta = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} = \frac{1}{1 - \left(\frac{20,9}{23,54}\right)^2} = 4,717$$

β – qiymati manfiy ishora bilan chiqsa, keyingi hisoblashlarda $|\beta|$ olinishi kerak. Dinamik koeffitsiyentni topamiz:

$$K_{\text{d}} = 1 + \frac{f_H}{f_a} \beta = 1 + \frac{H}{Q} |\beta| = 1 + \frac{10}{30} 4,717 = 2,57$$

Eng katta normal kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_{\text{d}} = K_{\text{d}} \sigma_{\text{st}} = K_{\text{d}} \cdot \frac{M}{W_x} = 2,67 \frac{9}{953 \cdot 10^{-6}} = 0,2427 \cdot 10^6 \frac{\text{KN}}{\text{m}^2}$$

Misol-5. *CDE* va *KTI* siniq sterjenlar bilan *AK* valik *AB* o'q atrofida o'zgarmas burchak tezlik bilan aylanadi. (12.11-rasm) *CD* va *KI* vertikal hamda *DE* va *IT* gorizontal uchastkalarida hosil bo'lgan inersiya kuchlari ta'siridagi eguvchi moment epyurasi qurilsin: $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$ shartni bajaradigan valikni bir minutdagi aylanishlar sonini ruxsat etilgan qiymati topilsin.

Yechish: Inersiya kuchining intensivligi g_1 , siniq sterjenning *CD* va *KI* 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 gorizontal *DE* va *IT* oraliqlarida kuchning intensivligi o'zgarmas va teng tarqalgan $q_1 = \frac{\gamma A \omega^2}{g} \ell$

Sistemaning tayanch kuchlarini topamiz:

$$\sum M_A = 0 \quad \text{yoki} \quad q_1 2\ell \frac{2\ell}{2} + q_1 2\ell \left(\frac{2\ell}{\ell} + 3\ell \right) + \frac{1}{2} q_1 \ell \cdot 5\ell - B \cdot 3\ell = 0$$

$$\sum M_B = 0; \quad A \cdot 3\ell - q_1 \cdot 2 \cdot \ell \left(\frac{2\ell}{2} + \ell \right) - \frac{1}{2} q_1 \ell \cdot 2\ell + q_1 2\ell \frac{2\ell}{2} + \frac{1}{2} q_1 \ell \cdot \ell = 0$$

liqlarda kuchning intensivligi o'zgarmas va teng tarqalgan $q_1 = \frac{\gamma A \omega^2}{g} \ell$

bu yerdan $B = \frac{25}{6} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}$ va $A = \frac{5}{6} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}$

Eguvchi moment qiymatlarini topamiz:

I-I-qirqim. $0 \leq x_1 \leq \ell$ $M_1 = A x_1 = \frac{5}{6} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \cdot x_1$

II-II-qirqim. $0 \leq x_2 \leq \ell$ $M_2 = q_1 \frac{x_2^2}{2} = -\frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \cdot \frac{x_2^2}{2}$

III-III-qirqim. $0 \leq x_3 \leq \ell$ $M_3 = -q_1 \frac{x_3^2}{2} = -\frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \cdot \frac{x_3^2}{2}$

IV-IV-qirqim. $0 \leq y_1 \leq \ell$ $M_V = 0$

V-V-qirqim. $0 \leq x_4 \leq 2\ell$

$$M_5 = A(x_4 + \ell) - \frac{1}{2} q_1 \ell \cdot x_4 - q_1 \ell \left(\frac{\ell}{2} + x_4 \right) - q_1 \ell \left(x_4 - \frac{\ell}{2} \right) =$$

$$= \frac{5 \gamma A \omega^2 \ell^2}{6 g} (x_4 + \ell) - \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} x_4 - \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \left(\frac{\ell}{2} + x_4 \right) - \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \left(x_4 - \frac{\ell}{2} \right)$$

VI-VI-qirqim. $0 \leq x_5 \leq \ell$

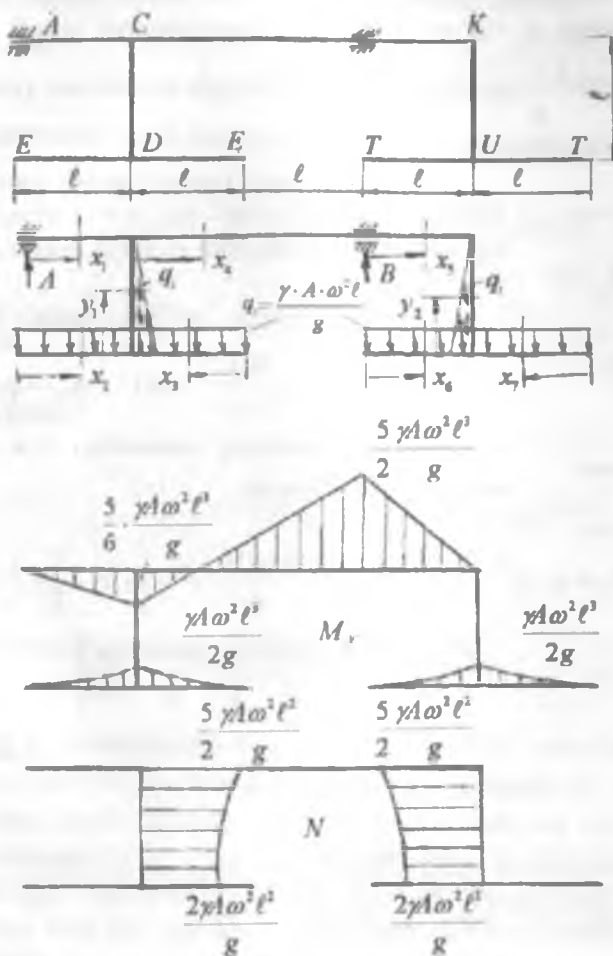
$$M_6 = A(3\ell + x_5) - q_1 2\ell \left(\frac{2\ell}{2} + \ell + x_5 \right) - \frac{1}{2} \cdot q_1 \ell (2\ell + x_5) + Bx_5,$$

$$M_6 = \frac{5 \gamma A \omega^2 \cdot 4 \ell^3}{6 g} - \frac{\gamma A \omega^2 \cdot 2 \ell^2 \cdot 3 \ell}{g} - \frac{\gamma A \omega^2 \cdot 3 \ell^3}{2 g} + \frac{25 \gamma A \omega^2 \ell^3}{6 g} = 0$$

VII-VII-qirqim. $0 \leq x_6 \leq \ell$ $M_7 = -q_1 \frac{x_6^2}{2} = -\frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g} \cdot \frac{x_6^2}{2}$

VIII – VIII-qirqim. $0 \leq x_7 \leq \ell$; $M_8 = -q_1 \frac{x_7^2}{2} = -\frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \frac{x_7^2}{2}$

IX – IX-qirqim. $M_9 = 0$ Eng katta eguvchi moment B tayanch kesimida hosil bo'ladi. $M_{max} = \frac{5}{2} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^3}{g}$

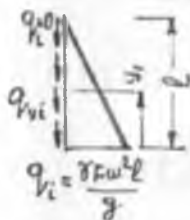


12.12-rasm Berilgan sistema uchun eguvchi moment va bo'ylama kuch epyurlari.

Berilgan sistemaning CD va IK vertikal qismlarida bo'ylama kuch hosil bo'ladi, chunki kuch intensivligi va A va B reaksiya kuchlari faqat CD va IK sterjen o'qlariga proeksiya beradi

$$N_1 = 0; \quad N_2 = 0; \quad N_3 = 0; \quad N_4 = q_1 \cdot 2\ell + \int_0^{y_1} q_y dy$$

CD uzunlikda q_1 – inersiya kuchi intensivligi to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi. Shuning uchun inersiya kuchi intensivligini teng ta'sir qiluvchisi q_1 – ta'sir chizig'i bilan uni minimal $q_1 = 0$ va maksimal $q_1 = \gamma A \omega^2 \frac{\ell}{g}$ qiymatlaridan hosil bo'lgan uchburchak yuzasi bilan o'lchanadi (12.12-rasm).



12.13-rasm.

SD uchastkada N kuch o'zgarish qonuniyatini bilishimiz uchun $y = 0$ va $y = \ell$ chegara oralig'idagi qiymatlarda ham inersiya kuchini aniqlashimiz lozim.

Masalan: $y = y_1$ bo'lsin, unda $q_1 = q_{y\ell}$

$$\text{sxemadan} \quad \frac{q_1}{\ell} = \frac{q_{y1}}{\ell - y_1} \quad \text{yoki} \quad q_{y1} = q_1 \left(1 - \frac{y_1}{\ell}\right)$$

q_{y1} – inersiya kuchining intensivligi $y = y_1$ holatidagi qiymati. Demak,

$$\begin{aligned} N_4 &= q_1 \cdot 2\ell + \int_0^{\ell} q_1 \left(1 - \frac{y_1}{\ell}\right) dy = \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot 2\ell + \int_0^{\ell} q_1 dy - \int_0^{\ell} q_1 \frac{y_1}{\ell} dy = \\ &= \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot 2\ell + \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \ell - \left[\frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \frac{y_1^2}{2\ell} \right] \end{aligned}$$

$$y_1 = 0 \quad \text{bo'lsa} \quad N_4 = \frac{\gamma A \omega^2 2\ell^2}{g},$$

$$y_1 = \frac{\ell}{2}; N_4 = \frac{19}{8} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}; \quad y_1 = \ell; N_4 = \frac{5}{2} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g};$$

$$N_5 = 0; \quad N_6 = 0; \quad N_7 = 0; \quad N_8 = 0; \\ 0 \leq y_2 \leq \ell;$$

$$N_9 = q_1 2\ell + \int_0^{y_2=\ell} q_1 y_1 dy = q_1 \cdot 2\ell + \int_0^{\ell} q_1 \left(1 - \frac{y_2}{\ell}\right) dy = \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} 2\ell + \frac{\gamma A \omega^2 \ell \cdot y_2}{g} - \frac{\gamma A \omega^2 \ell}{g} \cdot \frac{y_2^2}{2\ell},$$

$$y_2 = 0 \quad N_9 = \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}, \quad y_2 = \frac{\ell}{2}, \quad N_9 = \frac{19}{8} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g},$$

$$y_2 = \ell; \quad N_9 = \frac{5}{2} \cdot \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}, \quad N_{\max} = \frac{5}{2} \frac{\gamma A \omega^2 \ell^2}{g}$$

Sistemaning xavfli kesimi uchun quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{F} + \frac{M_{\max}}{W} = \frac{N_{\max}}{F} + \frac{32 \cdot M}{\pi d^3} \leq [\sigma]$$

$$\frac{5\gamma A \omega^2 \ell^2}{2.4g} + \frac{32 \cdot 5\gamma A \omega^2 \cdot \ell^2}{2\pi d^3 g} \leq [\sigma], \quad \frac{5\gamma A \omega^2 \ell^2}{2g} + \frac{8 \cdot 5\gamma A \omega^2 \cdot \ell^3}{2dg} = [\sigma]$$

Bu yerdan

$$\omega_F = \omega = \sqrt{\frac{[\sigma]}{\frac{5\gamma \ell^2}{2g} + \frac{20\gamma \ell^3}{dg}}} = \sqrt{\frac{100 \cdot 10^3}{\frac{5 \cdot 78 \cdot 0,25}{2 \cdot 9,81} + \frac{20 \cdot 78 \cdot 0,125}{9,81 \cdot 0,02}}} = 10 \frac{1}{\text{cek}}$$

Bir minutda valikning aylanish soni $n = \frac{60 \cdot \omega_F}{2\pi} = \frac{60 \cdot \omega_F}{2 \cdot 3,14} = 95,54$

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 $M_e = 320 \text{ Nm}$ eguvchi momentlar ta'sir qiladi. Egilishdagi normal kuchlanishning simmetrik sikldagi, buralishdagi urinma kuchlanishning tepkili sikldagi kuchlanishga teng deb qaralib, xavfli kesim uchun ehtiyotlik koeffitsiyenti topilsin.

Yechish. Eng katta normal kuchlanish:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_z} = \frac{32M_z}{\pi d^3} = 0,026 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

Eng katta urinma kuchlanish:

$$\tau_{\max} = \frac{M_x}{W_x} = \frac{16 \cdot M_x}{\pi d^3} = 0,013 \cdot 10^3 \frac{N}{mm^2}$$

Buralishda oquvchanlik chegarasi:

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_T = 0,25 \cdot 300 = 75 \text{ MPa}$$

Chidamlilik (bardosh berish) chegarasi:

Buralishda $\sigma_{-1} = 0,25\sigma_b = 0,25 \cdot 600 = 150 \text{ MPa}$

Egilishda $\sigma_{-1} = 0,43\sigma_b = 0,43 \cdot 600 = 258 \text{ MPa}$

Kuchlanishlar konsentratsiyasi

$$K = 1,2 + 0,2 \frac{\sigma_b - 40}{110} = 1,2 + 0,2 \frac{600 - 40}{110} = 2,2$$

Masshtab koeffitsiyenti $\beta_m = 1,2 + 0,1(d - 3) = 1,2 + 0,1(5 - 3) = 1,67$

σ va τ bo'yicha ehtiyotlik koeffitsiyenti $n_r = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{13}{2} = 6,5$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{-1}}{k\beta_m \cdot \sigma_{\max}} = \frac{250}{2,2 \cdot 1,67 \cdot 26} = 2,$$

Charchashdan yemirilishdagi va oquvchanlikning boshlanishidagi umumiy ehtiyotlik koeffitsiyentlarini topamiz:

$$n_{\tau_0} = \frac{\tau_{-1}}{k \cdot n_r + \beta_m n_r} = \frac{75}{2,2 \cdot 6,5 + 1,67 \cdot 6,5} = 2,9$$

$$k_{TM} = \beta_m \cdot \kappa = 1,67 \cdot 2,2 = 3,674$$

buralishdagi oquvchanlikka chtiyotlik koeffitsiyenti

$$n_r = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} = \frac{75}{13} = 5,77$$

Mustahkamlikning umumiy chtiyotlik koeffitsiyenti

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_r}{\sqrt{n_\sigma^2 + (n_r)^2}} = \frac{2,7 \cdot 5,77}{\sqrt{(2,7)^2 + (5,77)^2}} = 2,99$$

Charchashdan yemirilishga chtiyotlik koeffitsiyenti

$$n = \frac{n_\sigma \cdot k_{TM}}{\sqrt{n_\sigma^2 + k_{TM}^2}} = \frac{2,7 \cdot 3,674}{\sqrt{(2,7)^2 + (3,674)^2}} = 2,17$$

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

- 1 M.T. O'rozboev Materiallar qarshiligi kursi. –T.: «O'qituvchi», 1973.
- 2 K.M. Mansurov Materiallar qarshiligi. –T.: «O'qituvchi», 1983.
- 3 S.A.Yo'ldoshbekov Materiallar qarshiligi –T.: «O'qituvchi», 1983.
- 4 N.S.Bibutov Materiallar qarshiligi asoslari. –T.: «Minhoj», 2003. 557 b.
- 5 N.S.Bibutov Amaliy mexanika. –T.: «Yangiyo'l – poligraf servis», 2008. 544 b.
- 6 M.Ergashov Materiallar qarshiligidan hisoblash loyiha-lash ishlari. –T.: «Moliya», 2004.
- 7 S.Hasanov Materiallar qarshiligidan misollar yechish. «O'zbekiston» nashriyoti. –T.: 2006.
- 8 A.Nabiev Materiallar qarshiligi. –T.: «Yangi asr avlodi», 2008.
- 9 V.K. Kachurin va Materiallar qarshiligidan masalalar to'plami boshqalar –T.: «O'qituvchi» 1998.
- 10 N.S.Bibutov, Amaliy mexanika. Kasb-hunar kollejlari M.M. Murodov uchun darslik –T.: «Uzinkommarkaz», 2003. 171b
- 11 N.S.Bibutov Texnik mexanikadan amaliy mashg'ulotlar T.: «Ilm-ziyo». 2006. 196 b.

MUNDARIJA

Soʻz boshi	3
Kirish.....	4
1 Kuch va kuch turlari.....	8
2 Ichki kuch faktorlarini aniqlash.....	9
3 Kuchlanish.....	41
4 Deformatsiya va koʻchish.....	43
5 Materiallar qarshiligida qabul qilingan gipotezalar ..	45
6 Konsruksiya elementlari.....	50

I BOB. TEKIS KESIM YUZALARINING GEOMETRIK TAVSIFLARI

1.1 Statik moment va inersiya momentlari haqida tushuncha.....	52
1.2 Parallel oʻqlarga nisbatan inersiya momentlar.....	54
1.3 Oddiy kesim yuzalarining geometrik tavsiflari.....	55
1.4 Murakkab geometrik shakllarning inersiya mo- mentlari.....	58
1.5 Koordinata oʻqlarini aylantirganda inersiya mo- mentlari.....	59
1.6 Inersiya ellipsi haqida tushuncha.....	60

II BOB. CHOʻZILISH VA SIQILISH

2.1 Boʻylama kuch Kuchlanish va deformatsiya.....	67
---	----

2.2	Harorat ta'sirida kuchlanish va deformatsiya.....	69
2.3	Xususiy og'irlik ta'siridagi sterjenning cho'zilish yoki siqilishini hisoblash.....	70
2.4	Cho'zilish va siqilishda statik noaniq sistemalar	72
2.5	Materiallarni cho'zilish va siqilishga sinash.....	76
2.5.1	Yumshoq po'latni cho'zilishga sinash.....	77
	Yumshoq po'latning cho'zilish diagrammasi.....	77
2.5.2	Materiallarni siqilishga sinash.....	81
	Materiallarni cho'zilish va siqilish diagrammalari...	82
2.5.3	Cho'zilish va siqilishda potensial energiya.....	82
	Mustahkamlikka chiyotlik koeffitsiyenti.....	87
2.6	Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash	89
2.7	Qattqlik	91
2.8	Kuchlanishlar konsentratsiyasi.....	91
2.9	Kontakt kuchlanishlar haqida tushuncha.....	93
2.10	Yangi materiallarning mexanik tavsiflari.....	94

III BOB. KUHLANGANLIK HOLATLARI VA MUSTAHLKAMLIK NAZARIYALARI

	Umumiy tushunchalar.....	131
3.1	Chiziqqli kuchlanganlik holati.....	135
3.2	Tekis kuchlanganlik holati.....	136
3.3	Kuchlanishlarni grafik usulda topish.....	138
3.4	Hajmiy kuchlanganlik holati.....	139
3.5	Hajmiy deformatsiya.....	141

3.6	Deformatsiyaning potensial energiyasi.....	142
3.7	Mustahkamlik nazariyalari.....	145

IV BOB. SILJISH

4.1	Sof siljishda kuchlanish va deformatsiya.....	156
4.2	Sof siljishda ruxsat etilgan kuchlanish.....	159
4.3	Parchin mixli birikmalarni hisoblash.....	160
4.4	Payvand birikmalar.....	163

V BOB. BURALISH

5.1	Burovchi moment haqida tushuncha.....	168
5.2	Doiraviy kesimli bruslarning buralishida kuchlanish va deformatsiya.....	169
5.3	Buralishda mustahkamlik va bikrlilik shartlari.....	172
5.4	Buralishda statik noaniq masala.....	173
5.5	Buralishda kuchlanish holatining tahlili.....	174
5.6	Buralishda potensial energiya.....	176
5.7	Vintsimon silindrik prujinalarni hisoblash.....	176
5.8	Kesimi doiraviy bo'lmagan sterjenlarning buralishi	178

VI BOB. EGILISH

6.1	Tayanch va tayanch turlari.....	191
6.2	Egilishda normal kuchlanishni aniqlash.....	192

6.3	Egilish markazi.....	205
6.4	Balkalar mustahkamligini bosh kuchlanishlar bo'yicha tekshirish.....	216

VII BOB. EGILISHDA BALKALARNING KO'CHISHINI ANIQLASH

7.1	Salqiliq va kesimni aylanish burchagi.....	237
7.2	Balka egilish o'qining differensial tenglamasi.....	239
7.3	Boshlang'ich parametrlar usuli.....	241
7.4	Egilishda ko'chishni topishning grafoanalitik usuli	244
7.5	Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkalar.....	273
7.6.	Egilishda ko'chishlarni topishning energetik usullari.....	275
7.6.1	Egilish deformatsiyasining potensial energiyasi...	276
7.6.2	Ishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi.....	278
	Ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar teoremasi.....	278
7.6.3	Egilishda ko'chishlarni aniqlashning Mor integrali	280
7.6.4	Vcreshagin qoidasi.....	281
7.7	Statik noaniq sistemalar.....	291
7.8	Uzluksiz balkalar. Uch moment teoremasi.....	295
7.9	Statik noaniq ramalarni hisoblash.....	299

VIII BOB. EGRI STERJENLAR

8.1	Ko'ndalang va bo'ylama kuchlar bilan bog'liq bo'lgan kuchlanishlar.....	321
-----	--	-----

8.2	Eguvchi moment bilan bog'lik bulgan kuchlanishni aniqlash.....	322
8.3	Egri sterjenda neytral o'q holatini aniqlash.....	325
8.4	Egri sterjenlarda mustahkamlik shart.....	326
8.5	Yupqa devorli idishlarni hisoblash.....	331

IX BOB. MURAKKAB QARSHILIKLAR

9.1	Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta'siri.....	339
9.2	Qiyshiq egilish.....	341
9.3	Markazlashmagan siqilish (cho'zilish)	345
9.4	Egilish bilan cho'zilishni yoki siqilishning birgalikdagi ta'siri.....	349

X BOB. SIQILGAN STERJENLARNI USTUVORLIKKA HISOBLASH

	Ustuvorlik haqida tushuncha.....	356
10.1	Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi.....	357
10.2	Eyler formulasini ishlatish chegarasini aniqlash.....	361
10.3	Siqilgan sterjenning ko'ndalang kesimdagi ratsional shakli.....	363
10.4	Siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka amaliy hisoblash..	364
10.5	Bo'yлама va ko'ndalang egilish.....	367

XI BOB. DINAMIK KUCHLAR

Umumiy tushunchalar.....	383
11.1 Berilgan tezlanishli harakatda kuchlanishni aniqlash	384
11.2 Tebranma harakatda kuchlanishni aniqlash.....	387
11.3 Zarb ta'sirida kuchlanish.....	389
11.4 O'zgaruvchan kesimli sterjenlarda zarb ta'siridagi kuchlanish.....	394

XII BOB. O'ZGARUVCHAN KUCHLANISHLAR

Umumiy tushunchalar.....	399
12.1 Kuchlanish sikllarining turlari.....	400
12.2 Simmetrik siklda chidamlilik chegarasini aniqlash...	402
12.3 Nosimmetrik siklda chidamlilik chegarasini aniqlash.....	404
12.4 Chidamlilik chegarasiga ta'sir qiluvchi faktorlar.....	406
12.5 O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlik sharti	408
Foydalanilgan adabiyotlar.....	423

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Предисловие	3
	Введение	4
1	Сила и классификация сил	8
2	Метод сечения. Определение внутренних силовых факторов при растяжении и сжатии, кручение, изгибе и при сложном сопротивлении	9
3	Напряжение	41
4	Деформация и перемещение	43
5	Гипотезы, принятые в сопротивление материалов	45
6	Элементы конструкций	50

1 ГЛАВА. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ

1.1	Статистические моменты и моменты инерции	52
1.2	Моменты инерции относительно параллельных осей	54
1.3	Геометрические характеристики простых сечений	55
1.4	Моменты инерции и сопротивления сложных сечений	58
1.5	Моменты инерции относительно повернутых осей	59

1.6	Эллипс инерции	60
-----	----------------------	----

II ГЛАВА. РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ

2.1	Продольная сила. Напряжение и деформация .	67
2.2	Температурное напряжение и деформация.....	69
2.3	Расчет на растяжение и сжатие с учетом собственного веса.....	70
2.4	Статистически неопределимые системы при растяжении и сжатии	72
2.5	Испытание материалов на растяжение и сжатие	76
2.5.	Испытание на растяжение мягкой стали.....	77
	Диаграмма растяжения мягкой стали	77
2.5.2	Испытание материалов на сжатие	81
	Диаграммы растяжения и сжатия материалов..	82
2.5.3	Потенциальная энергия при растяжении и сжатии.....	82
	Коэффициент запаса прочности.....	87
2.6	Выбор допускаемого напряжения.....	89
2.7	Твердость.....	91
2.8	Концентрация напряжений.....	91
2.9	Контактные напряжения.....	93
2.10	Механические характеристики новых мате- риалов.....	94

III ГЛАВА. ТЕОРИИ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И ПРОЧНОСТИ

	Общие понятия.....	131
3.1	Линейное напряженное состояние	135
3.2	Плоское напряженное состояние.....	136
3.3	Графический метод определения напряжений..	138
3.4	Объемное напряженное состояние.....	139
3.5	Объемная деформация.....	141
3.6	Потенциальная энергия деформации.....	142
3.7	Теория прочности.....	145

IV ГЛАВА. СДВИГ

4.1	Напряжение и деформация при чистом сдвиге	156
4.2	Допускаемое напряжение при чистом сдвиге...	159
4.3	Расчет заклепочного соединения	160
4.4	Сварные соединения.....	163

V ГЛАВА. КРУЧЕНИЯ

5.1	Понятие о крутящем моменте	168
5.2	Напряжение и деформация при кручении бруса с круглым поперечным сечением	169
5.3	Условия прочности и жесткости при кручении..	172

5.4	Статистически неопределимые задачи при кручении	173
5.5	Анализ напряженного состояния при кручении	174
5.6	Потенциальная энергия при кручении.....	176
5.7	Расчет цилиндрических винтовых пружин.....	176
5.8	Кручение стержней с некруглым сечением	178

VI ГЛАВА. ИЗГИБ

6.1	Опора и виды опор.....	191
6.2	Определение нормального напряжения при изгибе	192
6.3	Определение касательного напряжения при изгибе	205
6.4	Центр изгиба.....	216

VII ГЛАВА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ БАЛОК ПРИ ИЗГИБЕ

7.1	Прогиб и угол поворота сечения	237
7.2	Дифференциальное уравнение изогнутой оси балки	239
7.3	Метод начальных параметров	241
7.4	Графоаналитический метод определения перемещений при изгибе	244

7.5	Балки равного сопротивления. Определение перемещений балок переменного сечения.....	273
7.6.	Энергетический метод определения перемещений	275
7.6.1	Потенциальная энергия упругой деформации.....	276
7.6.2	Теорема о взаимности работ, Теорема о взаимности перемещений.....	278
7.6.3	Интеграл Мора	280
7.6.4	Правила Верещагина.....	281
7.7	Статистически неопределимые системы.....	291
7.8	Неразрезные балки. Теорема о трех моментах	295
7.9	Расчет статистически неопределимых рам	299

VIII ГЛАВА. КРИВЫЕ СТЕРЖНИ

8.1	Напряжения в зависимости от продольных поперечных сил	321
8.2	Определение напряжения в зависимости от изгибающего момента	322
8.3	Уравнение нейтральной оси в кривых стержнях	325
8.4	Условие прочности в кривых стержнях.....	326
8.5	Расчет тонкостенных сосудов	331

IX ГЛАВА. ИЗГИБ БАЛОК МАТЕРИАЛЫ КОТОРЫХ НЕПОДЧИНЯЮТСЯ ЗАКОНУ ГУКА

9.1	Напряжение.....	339
9.2	Основы расчета по предельной нагрузке	341

X ГЛАВА. СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

10.1	Совместное действие изгиба с кручением	357
10.2	Косой изгиб.....	361
10.3	Внецентренное растяжение или сжатие.....	363
10.4	Совместное действие изгиба с растяжением или сжатием.....	364

XI ГЛАВА. УСТОЙЧИВОСТЬ СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ

	Понятие об устойчивости	383
11.1	Критическая сила. Формула Эйлера	384
11.2	Пределы применения формулы Эйлера	387
11.3	Рациональная форма сечения сжатого стержня	389
11.4	Практические расчеты на устойчивость.....	394

ХII ГЛАВА. ДИНАМИЧЕСКИЕ СИЛЫ

Общие понятия	399
12.1 Определение динамического напряжения при заданном ускорении.....	400
12.2 Напряжение при колебательном движении	402
12.3 Напряжение при ударе	404
Литература.....	423

QAYDLAR UCHUN

N.S.BIBUTOV, A.X.HOJIYEV

MATERIALLAR QARSHILIGI

Toshkent – «Barkamol fayz media» – 2016

Muharrir:	Sh.Kusherbayeva
Tex. muharrir:	M Holmuhamedov
Musavvir:	D.Azizov
Musahhih:	A.Eshov
Kompyuterda sahifalovchi:	Sh.Mirqosimova

**Nashr.lits. AINr149, 12.08.16. Bosishga ruxsat etildi: 26.12.2016.
Bichimi 60x84 1/16. «Timez Uz» garniturasi. Ofset bosma usulida bosildi.
Shartli bosma tabog'i 26,75. Nashriyot bosma tabog'i 27,5.
Tiraji 300. Buyurtma №283.**

ISBN 978-9943-11-377-0



9 789943 113770

Uzbekiston Respublikasi

FAHRIYAT VA TAYYINLASH

«Fan va texnologiyalar Markazining
bosmaxonasi» da chop etildi.
100066, Toshkent sh., Olmazor ko'chasi, 171-uy.