

22.2
11-75

M.M. MIRSAIDOV,
P.J. MATKARIMOV



TIAME
NRU

MATERIALLAR QARSHILIGI VA ELASTIKLIK NAZARIYASI ASOSLARI

1-QISM. MATERIALLAR QARSHILIGI



22.2
11-75

O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIY TA'LIM, FAN VA INNOVATSIYALAR VAZIRLIGI
«TOSHKENT IRRIGATSIYA VA QISHLOQ XO'JALIGINI
MEXANIZATSIYALASH MUHANDISLARI INSTITUTI»
MILLIY TADQIQOT UNIVERSITETI

M.M. MIRSAIDOV, P.J. MATKARIMOV

MATERIALLAR QARSHILIGI VA ELASTIKLIK NAZARIYASI ASOSLARI

1-QISM. MATERIALLAR QARSHILIGI

*"Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash
muhandislari instituti" Milliy tadqiqot universiteti tomonidan
Oliy o'quv yurtlarining bakalavriat talabalari uchun darslik sifatida
tavsiya etilgan*

TOSHKENT
«MASHHUR-PRESS»
2024

TERMIZ DAVLAT MUHANDISLIK VA
AGROTEKNOLOGIYALAR UNIVERSITETI
AXBOROT-RESURS MARKAZI
INV. № 505
- 20 - 03 2025 yil

UOK: 531(075.8)

KBK: 22.2ya7

M 75

M.M. Mirsaidov, P.J. Matkarimov.

Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari. 1-qism. Materiallar qarshiligi. – Toshkent, «MASHHUR-PRESS», 2024, – 280 b.

Darslik oliy o'quv yurtlarining arxitektura va qurilish ta'lim yo'nalishlari bakalavriat talabalari uchun mo'ljallangan bo'lib, u ikki qismdan tashkil topgan. 1 - qismda "Materiallar qarshiligi" faniga tegishli bo'lgan ma'lumotlar berilgan, amaliy ahamiyatga ega bo'lgan turli xil masalalarni yechishda nazariy ma'lumot natijalaridan keng foydalanishga e'tibor qaratilgan. Unda an'anaviy bo'limlar bilan birga tashqi kuch ta'sirida qurilmalarda hosil bo'ladigan deformatsiya turlari va ularni aniqlash usullari qulay va sodda darajada bayon etilgan hamda mustahkamlikni baholashda ruxsat etilgan kuchlanishlar usulidan chegaraviy holatga o'tish usuli orqali baholash keng yoritilgan. Darslikning 2-qismida esa "Elastiklik nazariyasi asoslari" qisqa ko'rinishda bayon etilgan, mazkur qism asosan amaliyotda uchraydigan masalalarni yechishga bag'ishlangan.

Ushbu darslik bino va inshootlar bo'yicha bilim olayotgan magistrantlar hamda loyiha ishlari bilan shug'ullanadigan muhandislar uchun ham foydalidir.

Taqrizchilar:

Sultanov K.S

– O'zR FA Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi instituti direktori, fizika-matematika fanlari doktori, professor

Yangiyev A.A.

– "Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexa-nizatsiyalash muhandislari instituti" Milliy tadqiqot universiteti «Gidrotexnika inshootlari va MK» kafedrasi professori, texnika fanlari doktori

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2021-yil 10-dekabrda PQ-42-sonli qaroriga asosan "TIQXMMI" Milliy tadqiqot universitetining 2023-yil 03-noyabrda 341 a/f-sonli buyrug'iga muvofiq Oliy o'quv yurtlarining bakalavriat talabalari (o'quvchilari) uchun darslik sifatida tavsiya etilgan.

ISBN 978-9943-9178-8-0

© M.M. Mirsaidov, P.J. Matkarimov, 2024

© Mashhur-press, 2024

SO'ZBOSHI

Hozirgi kunda Respublikamizda oliy ma'lumotli mutaxassislarni tayyorlashda ta'limning sifatini oshirishga katta e'tibor qaratilmoqda. O'quv rejalari va fan dasturlari takomillashtirilib, bugungi talab darajasiga javob beradigan o'quv adabiyotlarini yaratish vazifasi qo'yilmoqda. Shu boisdan "Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari" fani tarkibiga kiruvchi Materiallar qarshiligi fani bo'yicha ushbu "1-qism. Materiallar qarshiligi" darsligi tayyorlandi.

Darslik mualliflar tomonidan "Toshkent irrigatsiya va qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash muhandislari instituti" Milliy tadqiqot universiteti va Namangan muhandislik-texnologiya institutida o'qilgan ma'ruzalar va amaliy darslar manbalari asosida yozilgan.

Darslik ikki qismdan iborat qilib tuzilgan. 1-qismida "Materiallar qarshiligi" faniga tegishli bo'lgan ma'lumotlar mazkur kitobda berilgan. 2-qismi "Elastiklik nazariyasi asoslari" faniga bag'ishlangan bo'lib, unda fanning nazariy asoslari qisqacha bayon qilinfdi hamda amaliyotda uchraydigan masalalarni yechishga katta ahamiyat beriladi.

Ushbu "1-qism. Materiallar qarshiligi" darsligini yozishda fanga tegishli mavzular shartli ravishda ikkiga ajratildi, dastlab nazariyaga oid ma'lumotlarni qisqaroq berib, keyin esa, asosan, nazariy bilimlarning amaliy masalalar tatbiqiga ko'proq e'tibor qaratildi. Ushbu darslikda boshqa adabiyotlardan farqli o'laroq, turli qiyinlikdagi masalalarni amaliy yechish yo'llari, ularning samaradorligini taqqoslash usullari va amaliyotda qanday holatlarda qo'llanilishi mumkinligi keltirilgan. Berilgan

ma'lumotlar va tasvirlarning talaba tomonidan mukammal o'zlashtirishi, egallagan bilimlarini mustahkamlashi uchun barcha rasmlar turli ranglarda tasvirlandi va har bir bob yakunida nazorat savollari keltirildi.

Mazkur darslik 730 000 – Arxitektura va qurilish; 700 000 – Muhandislik, ishlov berish va qurilish sohalari, 60730900 – Gidrotexnika qurilish (turlari bo'yicha), 60531000 – Mexanika va matematik model-lashtirish bakalavriatura ta'lim yo'nalishi rejalari asosida yozilgan bo'lib, undan boshqa nomexanik ta'lim yo'nalishlari bo'yicha bilim oluvchi bakalavriat talabalarini o'qitishda ham keng foydalanish mumkin.

Darslikni ko'rib chiqib, bildirgan foydali maslahatlari uchun mualliflar fizika-matematika fanlari doktori, professor K.S. Sultanovga va texnika fanlari doktori, professor R.A. Yangiyevga samimiy minnatdorlik bildiradilar.

Darslik bo'yicha bildirilgan tanqidiy fikr va mulohazalar mualliflar tomonidan mamnuniyat bilan qabul qilinadi. O'z takliflaringizni ushbu elektron manzil – theormir@mail.ru bo'yicha yuborishingizni so'rab qolamiz.

MATERIALLAR QARSHILIGI VA ELASTIKLIK NAZARIYASI ASOSLARI FANIDA UCHRAYDIGAN KATTALIKLAR VA ULARNING O'LCHOV BIRLIKLARI

Hozirgi vaqtda asosiy fizik kattaliklarni o'lchashda Xalqaro SI birliklar sistemasining o'lchov birliklarini ishlatish to'g'ri deb hisoblanadi. SI sistemasining mexanik kattaliklarni o'lchash uchun ishlatiladigan birliklarini MKGSS sistemasidan asosiy farqi shundaki, SI sistemasida massa birligi asosiy o'lchov birlik bo'lib, kuch birligi undan kelib chiqadigan birlik hisoblanadi. MKGSS sistemasida esa buning aksidir.

Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslarida ishlatiladigan SI sistemasining asosiy birliklari quyidagilardan iborat: uzunlik – metr (m)da, massa – kilogramm (kg)da, vaqt – sekund (sek)da, yassi burchak – radian (rad)da o'lchanadi.

Bu sistemadagi qo'shimcha birliklar esa quyidagi o'lchov birliklarda o'lchanadi:

Yuza (F) – metr kvadrat (m^2)da

Hajm (V) – metr kub (m^3)da

Zichlik (ρ) – kilogramm bo'lingan metr kub (kg/m^3)da

Tekis shaklning statik momentlari (S) va qarshilik momentlari (W) – metr kub (m^3)da

Tekis shaklning inersiya momentlari (I) – metr to'rtinchi daraja (m^4)da

Tezlik (v) – metr bo'lingan sekund (m/sek)da

Tezlanish (w) – metr bo'lingan sekund kvadrat (m/sek^2)da

Burchak tezligi (ω) – radian bo'lingan sekund (rad/sek)da

Burchak tezlanishi (ω) – radian bo'lingan sekund kvadrat (rad/sek^2)da

Kuch (P) – Nyuton (N)da

Kuch momenti (M) – Nyuton ko'paytirilgan metr ($\text{N}\cdot\text{m}$)da

Kuchlanish (σ yoki τ) – Nyuton bo'lingan metr kvadrat (N/m^2)da

Ish, energiya (A, P, T) – joul (j)da

Quvvat (N) – vatt (vt)da

Solishtirma og'irlik (γ) – Nyuton bo'lingan metr kub (N/m^3)da

Chastota (f) – gers (gs)da

Davr (T) – sekund (sek)da

Elastiklik (Yung) moduli (E) – Nyuton bo'lingan metr kvadrat (N/m^2)da

Siljishdagi elastiklik moduli (G) – Nyuton bo'lingan metr kvadrat (N/m^2)da

Absolyut deformatsiya (Δl) – metr (m)da

Nisbiy deformatsiya (ε) – o'lchovsiz kattalik

Puasson koeffitsiyenti (μ) – o'lchovsiz kattalik

Bu birliklarning ba'zilarini karrali yoki ulushli birliklari mavjud bo'lib, ular shu birliklarning oldiga quyidagi qo'shimchalarni qo'shish orqali, ya'ni Mega (M) – 10^6 ga, kilo (k) – 10^3 ga, detsi (d) – 10^{-1} ga, santi (s) – 10^{-2} ga, milli (m) – 10^{-3} ga, mikro (mk) – 10^{-6} ga ko'paytirish orqali hosil qilinadi.

Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslarida uchraydigan ba'zi kattaliklarni odatdagi sistemaga kirmagan birliklarda o'lchanishi ham amaliyotda ko'p uchrab turadi. Bu holda mazkur birliklar orasida o'zaro quyidagicha bog'lanish borligini e'tiborga olish kerak.

MKGSS va SGS birliklar sistemalari va sistemaga kirmagan birliklar	SI birliklar sistemasi	MKGSS va SGS birliklar sistemalari va sistemaga kirmagan birliklar	SI birliklar sistemasi
1	2	3	4
Yuza birligi 1 sm² 10⁻⁴ m² Tekis shaklning statik va qarshilik momentlari o'lchov birligi 1 sm³ 10⁻⁶ m³ Tekis shakl inersiya momentlarining o'lchov birligi 1 sm⁴ 10⁻⁸ m⁴		Hajm birligi 1 sm³ 10⁻⁶ m³ Kuch momenti va juft kuch momentining birliklari 1 kilogramm-kuch×metr (kgk·m) 9,81Nm≈10 Nm 1 kilogramm-kuch×santimetr (kgk·sm) 0,0981 Nm≈10⁻¹ Nm Solishtirma og'irlik birliklari 1 tk/m³yoki 1 gk/sm³ 9,81·10³ N/m³ ≈ 10⁴ N/m³ 1 kgk/sm³ 9,81·10⁶ N/m³ ≈ 10⁷ N/m³	
Massa birliklari 1 tonna (t) 10³ kg 1 sentner (s) 10² kg Burchak tezligining o'lchov birliklari 1 minutda aylanish soni (ayl/min) $\frac{\pi}{30}$ rad/sek 1 ayl/sek 2π rad/sek Kuch birliklari 1 tonna-kuch (tk) 9,81 10³≈10⁴ N 1 kilogramm-kuch (kgk) 9,81≈10N 1 dina (dina) ≈10⁻⁵ N		Ish va energiya birliklari 1 kilogramm-kuch · metr (kgk · m) 9,81≈10 J 1 kv/soat 3,6 · 10⁶ J 1 erg 10⁻⁷ J Quvvat birliklari 1 kilogramm-kuch×metr bo'lingan sekund (kgk·m/sek) 9,81≈10 vt 1 ot kuchi (o.k.) 10⁻⁷ vt 1 erg/sek Bosim yoki kuchlanishning o'lchov birliklari 1 bar 10⁵ N/m² 1 kgk/sm² = 1 atm 9,81·10⁴≈10⁵ N/m² ≈ 0.1MPa 1 kgk/m² 9,81≈10 N/m² ≈ 10Pa 1 tk/m² ≈10000Pa	

I BOB. MATERIALLAR QARSHILIGI FANIGA KIRISH VA FANNING UMUMIY TUSHUNCHALARI

1.1. Kirish. Fanning rivojlanish tarixi

“Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari” fani “Deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasi” deb umumiy nom bilan ataluvchi fan tarkibiga kirib, deformatsiyalanuvchan qattiq jism mexanikasining nazariy va amaliy masalalarini oʻrganadi. Bu fan ikki qismga boʻlingan holda arxitektura va qurilish taʼlim yoʻnalishlari bakalavriat talabalariga oʻqitiladi. Birinchi qismi “Materiallar qarshiligi” fani boʻlib, bu qismida konstruktsiya va inshoot elementlarining tashqi (kuch, temperatura va boshqa omillar) taʼsiri natijasidagi holatlarini, yani mustahkamligi, bikrligi va ustuvorligini baholash usullari oʻrganiladi. Mazkur fandan mashinasozlik, aviasozlik, qurilish va boshqa sohalarda keng foydalanilib, qator muhandislik fanlari rivojiga asos boʻladi.

Fanning ikkinch qismi “Elastiklik nazariyasi asoslari”ga tegishli boʻlib, bu qismda elastiklik nazariyasining asosiy tenglamalari koʻrib chiqiladi. Mazkur tenglamalar yordamida fanning “Materiallar qarshiligi” qismida yechilmaydigan, amaliy ahamiyatga ega boʻlgan ikki va uch oʻlchovli masalalarni yechish oʻrganiladi.

“Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari” fani – elastiklik nazariyasi, oquvchanlik nazariyasi, plastiklik nazariyasi, tebranishlar nazariyasi, gruntlar, sochiluvchan materiallar va togʻ jinslari mexanikasi hamda ustuvorlik nazariyasi kabi bir qancha fanlarni oʻz ichiga oladi. Fanning “Materiallar qarshiligi” qismida oʻrganiladigan obyektlarga konstruktsiyalarning yupqa devorli elementlari asosan – bruslar, sterjenlar,

balkalar va vallar qaralsa, "Elastiklik nazariyasi" qismida ikki va uch o'lchovli konstruksiya elementlari, plastina va qobiqlar qoraladi.

Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasining fan sifatida shakllanishi Galileo Galiley tomonidan "Fanning ikki tarmog'iga oid matematik isbot va suhbatlar" kitobining chop etilish bilan 1638-yilda boshlangan. Mazkur kitob dinamika va mustahkamlik nazariyasiga bag'ishlangan edi. Robert Guk tomonidan 1660-yilda kuchlanish va deformatsiya orasidagi proporsionallik qonunining ochilishi va bu natijaning 1678-yilda chop etilishi materiallar qarshiligi fanining fan sifatida rivojlanishiga asos soldi.

Keyingi paytlarda ko'plab taniqli olimlar tomonidan balka egilishi masalasi yechimiga bag'ishlangan ishlar olib borildi, faqat 1826-yilga kelibgina Nav'e o'zining qurilish mexanikasi bo'yicha chop etgan kitobida deyarli 200 yil davom etgan balka egilish masalasini e'lon qildi. Nav'e ushbu masalaning to'g'ri yechimini topdi va birinchi bor fanga kuchlanish degan tushunchani kiritdi.

Koshi, Puasson, Sen-Venan va Lagranj kabi yirik olimlarning ishlari materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi fani rivojlanishiga katta hissa qo'shdi. To'g'ri sterjenga qo'yilgan siquvchi bo'ylama kuchning kritik qiymatini 1744-yilda aniqlagan Eyler ishlarini alohida ko'rsatish lozim. Ushbu masala yechimi ham deyarli 200 yilga cho'zildi. Gap shundaki, Eyler tomonidan taklif etilgan yechimda materiallarni chiziqli – elastiklik holati bo'yicha cheklash haqidagi faraz qo'yilgan bo'lib, u Eyler formulasini qo'llash sohasi va aniqlik darajasini ancha cheklab qo'ygan edi. Shu sababli, olingan natijaning har doim tajriba natijalari bilan mos kelmasligi ushbu formulaga muhandislar qiziqishini

uncha uyg'otmadi. Faqat 1889-yildagina Engesser tomonidan masala-ning proporsionallik chegarasidan tashqarida ustuvorlikning nazariy yechimi aniqlandi. Ammo ushbu yechimning isboti keltirilmadi. 1894-yilda Yasinskiy ushbu masala isbotini keltirdi, 1910-yilda Karman ham Yasinskiyga bog'liq bo'lmagan holda masala isbotini topdi.

"Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi" fanining rivoji va uning amaliy masalalarini yechishga quyidagi olimlar o'zlarining salmoqli hissalarini qo'shganlar: A.A.Ilyushin, A.A.Gvozdev, B.G.Galerkin, V.V.Bolotin, V.Z.Vlasov, G.V.Kolosov, D.I.Juravskiy, X.S.Golovin, P.F.Papkovich, I.G.Bubnov, S.P.Timoshenko, N.B.Belyaev, N.X.Arutunyan, N.I.Muskhelishvili, M.A. Koltunov, L.A. Tolokonnikov, Yu.N. Rabotnov, X.A. Raxmatullin, S.R. Rjanitsin, Ye.I. Shemyakin, M.T.O'razboyev, V.Q.Qobulov, B.Ye.Novojilov, V.V.Lure, V.V. Moskvitin, V.G. Zubchaninov, V.I. Feodosev, V.L.Biderman, I.G.Teregulov, B.Ye. Pobedrya, V.N. Nemirovskiy, I.Ye.Troyanovskiy, A.S.Kravchuk va boshqalar.

1.2. Materiallar qarshiligi fanining maqsadi, vazifalari, asosiy tamoyil va farazlari

Ma'lumki, jismdagi deformatsiyalanish jarayoni inshoot va mashina qismlarini ishlashiga sezilarli darajada salbiy ta'sir qilib, ularning yaroqliligiga putur yetkazadi, ya'ni ularning mustahkamligi, bikrligi hamda ustuvorligining buzilishiga olib keladi.

Mazkur fanda inshoot va mashina qismlarining mustahkamligini, bikrligini va ustuvorligini baholash uchun kerak bo'ladigan nazariy asoslar muhandislik hisob ishlari uchun formulalar keltirib chiqaradi. Shu bilan birga konstruktsiya qobiliyatini baholash uchun hisoblash usullari va

tajriba yordamida materiallarning mexanik xarakteristikalarini aniqlash o'rganiladi.

Inshoot va mashina qismlarining tashqi ta'sirlarga qarshilik ko'rsatish qobiliyatlari to'g'risida gapirilganida, asosan, quyidagi tushunchalar qo'llaniladi:

mustahkamlik – konstruksiya elementlarining qo'yilgan tashqi kuchlar ta'siriga chidamliligi;

bikrlik – konstruksiya elementlarining tashqi kuchlar ta'sirida katta geometrik o'zgarishlar, ya'ni deformatsiyalar hosil qilmaslik qobiliyati;

ustuvorlik – konstruksiya elementlarining tashqi kuchlar ta'sirida o'zining avvalgi muvozanat holatini yo'qotmaslik qobiliyati.

Odatda, to'g'ri ishlatilayotgan va to'g'ri loyihalangan konstruksiyada hosil bo'ladigan deformatsiya buzilish darajasiga yetmasdan jismda deformatsiyaning jarayoni kechayotgan bir vaqtda deformatsiyaning qarshilik ko'rsatadi, ya'ni jism «qarshilik ko'rsatadi». «Qarshilik ko'rsatish» qobiliyati deformatsiyaning ortishi bilan kuchayib boradi va shunday muvozanat holati yuz beradiki, bu holda deformatsiyaning jarayoni to'xtaydi.

Tabiiyki, materiallarning «qarshilik ko'rsatish» qobiliyati turli jismlar uchun turlicha bo'ladi. Konstruksiya materialining yaxlitligini saqlash shartlarini o'rganish, «mustahkamlikka hisoblash» deb ataladi. Ba'zi konstruksiyalarda material mustahkamligidan tashqari, yana deformatsiyaning talab qilingan miqdordan oshmaydigan qiymatlarini ta'minlash talab etiladi. Ushbu hisob «bikrlikka hisoblash» deb ataladi.

Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi fanida hisoblash formulalarini keltirib chiqarishda qator farazlar qabul qilinib, real jismning bir nechta asosiy xossalarini o'zida aks ettirgan ideal jism qaraladi. Bunday jismlarda tashqi kuch yoki issiqlik ta'sirida uning zarrachalarining joylashishlari o'zgaradi, lekin uning tarkibidagi moddaning umumiy miqdori (jismning massasi) o'zgarmaydi, bunda uning faqat o'lchamlari va shakli o'zgaradi, ya'ni deformatsiyalanadi.

Deformatsiya deganda, jism zarrachalari o'zaro joylashishining o'zgarishi natijasida uning o'lchamlari va shaklining o'zgarishi tushuniladi.

Elastiklik xossasi deganda, jismlarning kuch ta'sirida deformatsiyalanib, kuch olinganidan keyin o'zining oldingi holatiga qaytishi tushuniladi. Kuch olinishi bilan deformatsiyaning yo'qoladigan qismi **elastik deformatsiya**, qoladigan qismi qoldiq yoki **plastik deformatsiya** deb ataladi. Agarda deformatsiya to'liq yo'qolsa, jism **absolyut elastik** deb ataladi.

Materiallar qarshiligida quyidagi xossalarga ega bo'lgan ideal jism qaralishi uchun quyidagi farazlar qabul qilingan:

1. Jism **yaxlit va bir jinsli** deb qaraladi, ya'ni jism bir butun yaxlit tuzilgan va biror nuqta atrofidan olingan cheksiz hajmdagi materialning xossalari nuqtaning o'rniga bog'liq emas deb qaraladi.

2. Jism **absolyut elastik va izotrop** deb qaraladi. Ya'ni izotrop deganda jismning xossalarining barcha yo'nalishlar bo'yicha bir xilligi tushuniladi.

3. Jismning tashqi kuchlar ta'sirida hosil bo'lgan deformatsiyasi uning o'lchamlariga qaraganda ancha kichik deb qaraladi.

4. Jismga qo'yilgan kuch ma'lum miqdordan oshmasa, jism chiziqli deformatsiyalanadi (Guk qonuni).

5. Bir nechta kuch ta'siridan hosil bo'ladigan deformatsiya yoki ko'chishning qiymati har qaysi kuchning alohida ta'siridan hosil bo'ladigan deformatsiya yoki ko'chishlar qiymatlarining yig'indisiga teng (kuchlar ta'sirining mustaqillik tamoyili).

6. Bernullining tekis kesim haqidagi gipotezasi asosan kuch qo'yilguncha sterjen bo'ylama o'qiga perpendikulyar bo'lgan ko'ndalang tekis kesim deformatsiyalanganidan keyin ham tekisligicha qoladi; egilishda esa balka kesimi qiyshaymasdan egiladi.

7. Sen-Venan tamoyili asosan kuch qo'yilgan nuqtadan yetarlicha uzoqlashgan sari jismning deformatsiyasi kuchning qo'yilishiga emas, miqdoriga bog'liq bo'ladi.

8. Jism tabiiy holatda bo'lsa (tashqi ta'sir bo'lmasa), unda kuchlanganlik holati sodir bo'lmaydi.

Bu qabul qilingan gipoteza va farazlarni qo'llash keyinchalik hisob ishlarini birmuncha soddalashtirish imkoniyatini beradi.

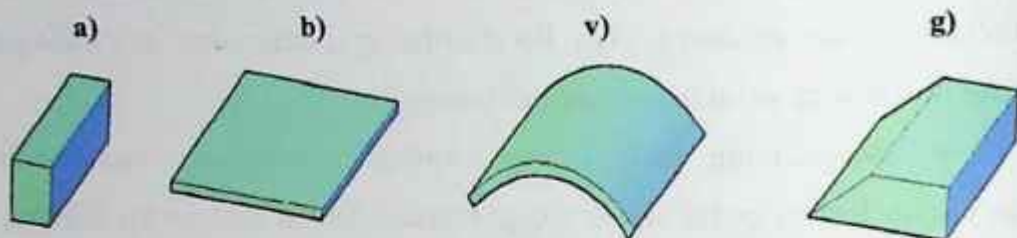
1.3. Konstruksiya elementlari turlari

Hisob sxemalarini tuzishda konstruksiyaning ayrim qismlarini (elementlarini) soddalashtirish kerak bo'ladi. Bu holda konstruksiya elementlari geometrik o'lchamlarining nisbatiga qarab brus, plastinka, qobiq va massiv deb qaraladi.

Brus – bu ikki o'lchami bir o'lchamiga nisbatan bir necha marta kichik bo'lgan konstruksiya elementi (1.1a-rasm).

Bir o'lchami (qalinligi) qolgan ikki o'lchamidan ko'p marta kichik bo'lgan va ma'lum egrilik radiusiga ega bo'lgan konstruksiya elementi

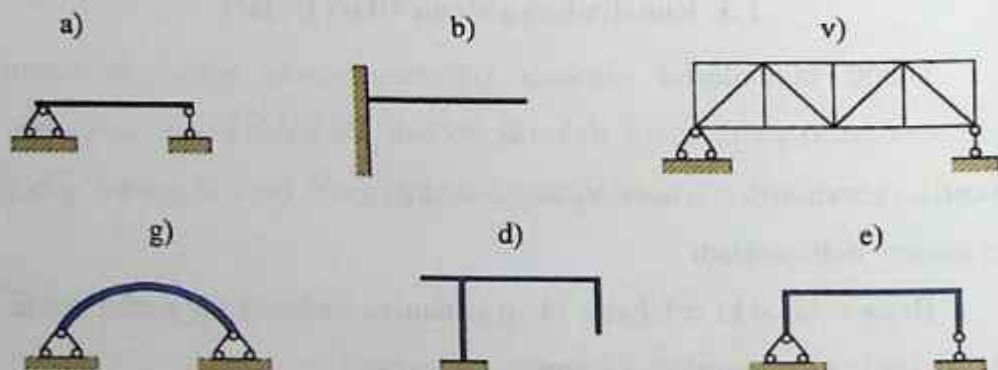
(1.1v-rasm) **qobiq deyiladi**, agar qobiq sirti tekislikdan iborat bo'lib, egrilik radiusi cheksiz katta bo'lsa, u **plastinka deyiladi**(1.1b-rasm). Uchta o'lchami ham bir xil tartibda bo'lgan jismlar (1.1g-rasm) esa **massiv deb ataladi**.



1.1-rasm. Konstruksiya elementlari: brus (a); plastina (b); qobiq (v); massiv (g)

Agar brus cho'zilish (siqilish)ga ishlasa – sterjen, egilishga ishlasa – balka, buralishga ishlasa – val deb ataladi.

Konstruksiyalarning turlari. Odatda, konstruksiyalar tashkil etuvchi sterjenlarning joylashishiga, tutashtirish usuliga va tayanch turlariga qarab bir qancha turlarga bo'linadi (1.2-rasm). Ular ichida eng ko'p tarqalganlari: a) balka, b) konsol, v) ferma, g) arka, d) siniq konsol, e) ramalardir.

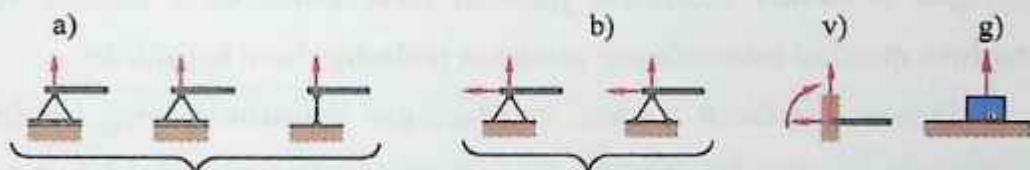


1.2-rasm. Konstruksiyalarning turlari: balka (a); konsol (b); ferma (v); arka (g); siniq konsol (d); rama (e)

1.4. Konstruksiya elementlarining bog'lanishlari va ularda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlari

Hisob sxemalarini tuzishda konstruksiyalarning asos bilan yoki o'zaro bog'lash uchun shartli ravishda nazariy mexanikada mavjud bo'lgan sharnirli qo'zg'aluvchi (1.3a-rasm) yoki qo'zg'almas (1.3b-rasm), qistirib mahkamlangan (1.3v-rasm), oraliq sharnirli va silliq sirtli (1.2g-rasm) bog'lanishlar ishlatiladi.

Bu bog'lanishlarda esa tashqi kuchlar ta'sirida tayanch reaksiya kuchlari, ya'ni reaktiv kuchlar hosil bo'ladi. Har bir tayanch nuqtalarida ko'pi bilan hosil bo'lishi mumkin bo'lgan tayanch reaksiya kuchlari (1.3-rasmda) ko'rsatilgan.



1.3-rasm. Bog'lanishlarning sxemasi va ularda hosil bo'lishi mumkin bo'lgan reaksiya kuchlari: sharnirli qo'zg'aluvchi tayanch (a); sharnirli qo'zg'almas tayanch (b); qistirib mahkamlangan tayanch (v); silliq sirtli bog'lanish (g)

Odatda, tashqi kuchlar aktiv kuchlar deb, bog'lanishning reaksiya kuchlari esa reaktiv kuchlar deb ataladi. Aktiv va reaktiv kuchlar birgalikda tashqi kuchlarni tashkil qiladi.

Aktiv va reaktiv kuchlar ta'sirida konstruksiya muvozanatda turadi, ya'ni bu holda statikaning muvozanat tenglamalari o'rinli bo'ladi. Agarda noma'lumlar soni tuzilishi mumkin bo'lgan tenglamalar soniga teng yoki kam bo'lsa, statikaning muvozanat tenglamalari yordamida noma'lum reaksiya kuchlari topiladi. Bunday masalalar statik aniq masalalar deyiladi.

1.5. Inshoot va mashina qismlarining hisob sxemalarini tuzish

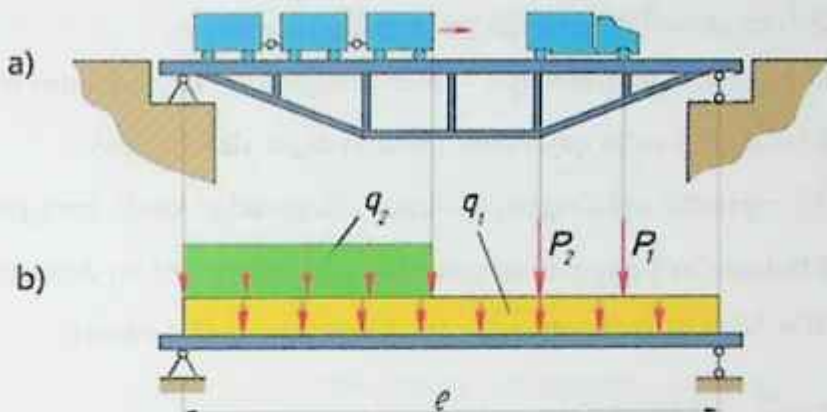
Haqiqiy obyektning (konstruksiyaning) barcha xususiyatlarini inobatga olib hisoblash imkoniyatlari har doim bo'la olmaydi.

Shuning uchun materiallar qarshiligining ixtiyoriy masalasini yechish (inshoot va mashina qismlarining mustahkamligini, bikrligini va ustuvorligini baholash), hisob sxemasini tanlashdan boshlanadi, ya'ni shunday soddalashtirilgan sxema tanlanadiki, unda bir tomondan inshoot va mashina qismlarining asosiy xususiyatlari e'tiborga olinadi, ikkinchi tomondan yakuniy natijaga sezilarli ta'sir etmaydigan ikkilamchi omillar tashlab yuboriladi. Ushbu holat tashqi kuchlarni hisoblashga ham, ko'rilayotgan elementni geometrik jihatdan tasvirlashga ham, inshoot va mashina qismlari materialining modelini tanlashga ham tegishlidir.

Demak, hisoblash sxemasi ko'rilayotgan konstruksiyaning barcha xossalari va unga ta'sir qilayotgan barcha omillarni o'zida aks ettira oladigan ideal sxema hisoblanadi. Chunki materiallar qarshiligi fanining asosiy maqsadi oddiy hisoblash usullari yordamida amaliyotda ko'p uchraydigan konstruksiya elementlarining mustahkamlik holatini baholashdir.

Misol uchun lift arqoni mustahkamligi baholanayotganda barcha og'irlik kuchlari (kabina, yuk, arqon og'irligi) va inersiya kuchlari hisobga olinib, havo bosimi, qarshiligi, temperaturasi va shunga o'xshagan ikkinchi darajali omillar hisobga olinmaydi. Balandligi yuqori bo'lgan machtalarni hisoblash jarayonida esa machtada harakatlanayotgan odamlarning og'irligini inobatga olmay, shamol bosimini inobatga olish kerak bo'ladi.

Misol tariqasida yuqorida aytilgan fikrlarni inobatga olib, ko'pri-ning (1.4a-rasm) oddiy hisob sxemasini quyidagi ko'rinishda tuzish mumkin (1.4b-rasm).



1.4-rasm. Konstruksiyaning haqiqiy ko'rinishi (a), hisob sxemasi (b)

Bu yerdagi q_1 yoyilgan kuch ko'pri-ning og'irligi, q_2 yoyilgan kuch vagonlar og'irligi, P_1, P_2 bir nuqtaga quyilgan to'plangan kuch bo'lib, avtomobil og'irligini ifodalaydi. Bu kuchlar kattaliklariga qarab yoki hisobga olinishi yoki olinmasligi mumkin.

Hisob sxemasini tuzishda geometrik, fizik va ta'sir qilayotgan kuchlar bo'yicha soddalashtirilishlar qo'llaniladi. Bitta real obyektga bir nechta hisob sxemasini tuzish mumkin. Yuqorida (1.4-rasm) ko'rilgan misolda geometrik va kuchlar bo'yicha soddalashtirish qo'llanilgan.

1.6. Deformatsiya to'grisida tushuncha. Oddiy deformatsiya turlari

Amaldagi jism absolyut qattiq bo'lmaydi, u tashqi ta'siri (kuch yoki temperatura) natijasida o'zining fazodagi holatini o'zgartiradi.

Shundan kelib chiqib:

TERMIZ DAVLAT MUHANDISLIK VA AGROTEKNOLOGIYALARI UNIVERSITETI AXBOROT-RESURS MARKAZI	
INV. №	505
- 20 -	03 2018 yil

– ko‘chish deganda jismning nuqtalari yoki ko‘ndalang kesimining fazodagi holati o‘zgarishi tushuniladi;

– deformatsiya deganda jismning geometrik o‘lcham va shaklining o‘zgarishi tushuniladi.

Deformatsiyalar quyidagi turlarga bo‘linadi:

Δl_e – elastik deformatsiya – kuch olinganidan keyin jismni o‘zining oldingi holatiga – to‘la qaytishini ifodalaydigan deformatsiya;

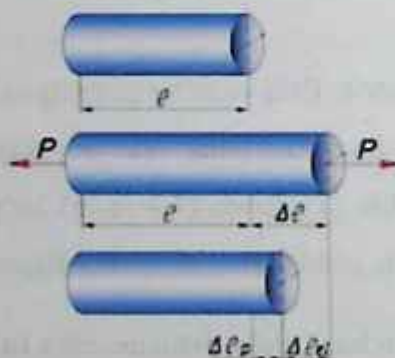
Δl_p – plastik deformatsiya – kuch olinganidan keyin ham jismning oldingi holatga to‘liq qaytmasligini ifodalaydigan – qoldiq deformatsiya;

$\Delta l = \Delta l_e + \Delta l_p$ – absolyut (to‘la) deformatsiya (1.5-rasm);

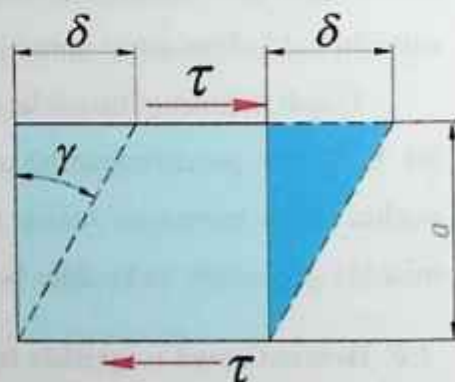
$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ – nisbiy deformatsiya;

δ – absolyut siljish (1.6-rasm);

γ – nisbiy siljish (siljish burchagi), $\gamma \approx \text{tg} \gamma = \frac{\delta}{a}$



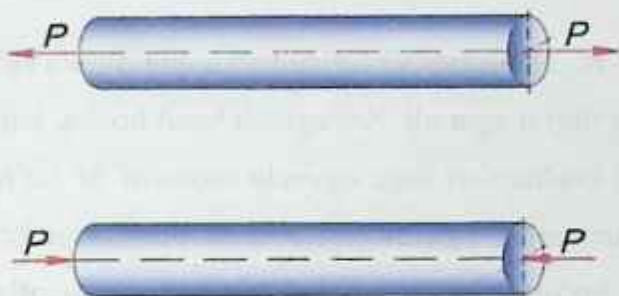
1.5-rasm. Deformatsiyaning tashkil etuvchilari.



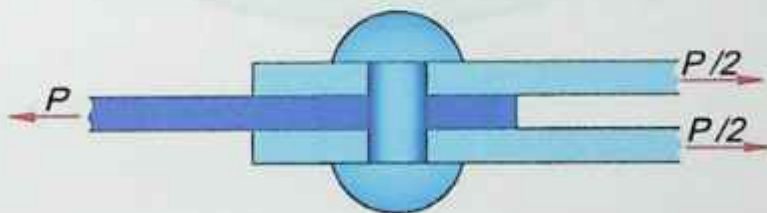
1.6-rasm. Siljish deformatsiyasi.

Materiallar qarshiligi fanida, birinchi navbatda, **oddiy deformatsiya turlari** ko'rib chiqiladi, ya'ni: cho'zilish (siqilish), siljish, buralish va egilishlar.

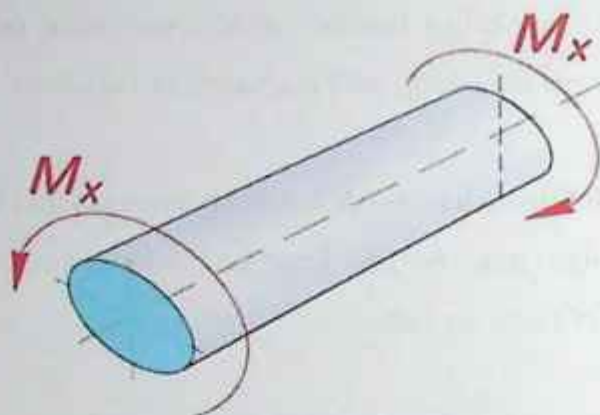
Cho'zilish (siqilish) – bu deformatsiya turida ichki kuchlarning 5 ta komponenti nolga teng bo'lib, brus ko'ndalang kesimida faqat bitta bo'ylama kuch N hosil bo'ladi.



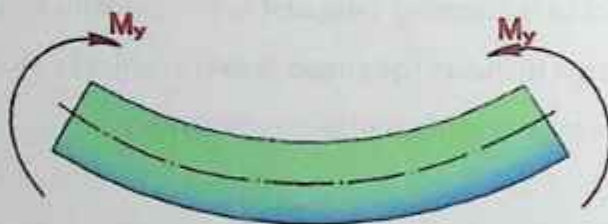
Siljish – bu deformatsiya turida faqat ko'ndalang kuch Q , va Q_x lar hosil bo'lib, ichki kuchlarning qolgan 4 ta komponenti nolga teng bo'ladi. Qavatlar bir-biriga nisbatan (quyilgan tashqi kuchlar ta'sirida) siljish hosil qiladi, lekin qavatlar orasidagi masofa o'zgarmaydi.



Buralish – bu deformatsiya turida ichki kuchlarning 5 ta komponenti nolga teng bo'lib, val ko'ndalang kesimida tashqi kuchlarning val o'qiga nisbat hosil qilgan faqat burovchi momenti M_x paydo bo'ladi.



Egilish – bu deformatsiya turida balkaning o'qida egilish hosil bo'lib, o'qning egriligi o'zgaradi. Sof egilish hosil bo'lsa, balka ko'ndalang kesimida ichki kuchlardan faqat eguvchi moment M ko'ndalang egilish bo'lsa, ichki kuchlardan eguvchi moment M bilan birga ko'ndalang kuch Q ham hosil bo'lib, qolgan ichki kuchlar komponentlari nolga teng bo'ladi.



Nazorat savollari:

1. Materiallar qarshiligi fani qanday masalalarni yechish bilan shug'ullanadi?
2. Inshoot, mashina va mexanizm elementining mustahkamligi deganda nimani tushunasiz?
3. Bikrlik qanday tushuncha?
4. Ustuvorlik tushunchasi nimani anglatadi?
5. Deformatsiya deb nimaga aytiladi?
6. Elastik va plastik deformatsiyalar qanday farqlanadi?
7. Materiallar qarshiligida qanday farazlar qabul qilingan?
8. Brus (sterjen), qobiq, plastinka va massiv deb qanday elementlarga aytiladi?
9. Qanday inshoot turlarini bilasiz?
10. Inshoot elementlari bir-biriga va asoslar bilan qanday bog'lanishlar yordamida bog'lanadi, ularda qanday reaksiya kuchlari hosil bo'ladi?
11. Hisoblash sxemasi deganda qanday sxema tushuniladi?
12. Qanday oddiy deformatsiya turlarini bilasiz?

II BOB. TASHQI KUCHLAR. KESISH USULI, ICHKI KUCHLAR VA KUCHLANISHLAR TO'G'RISIDA TUSHUNCHA

2.1. Tashqi kuchlar

Materiallar qarshiligi fanida konstruksiyalarni hisoblashda barcha kuchlar tashqi va ichki kuchlarga bo'linadi. Bizga oldingi mavzudan ma'lumki, tashqi kuchlar konstruksiya yoki uning elementlariga tashqaridan ta'sir etadi hamda ular aktiv va reaktiv tashqi kuchlarga bo'linadi.

Aktiv tashqi kuchlar yoki berilgan kuchlarga misol tariqasida brusga ta'sir etuvchi o'zining xususiy og'irligi, to'g'on devoriga suvning ta'siri, avtomobilning ko'priikka ta'siri, yuk ko'tarayotgan kranga yukning ta'siri va h.k.lar kiradi.

Reaktiv tashqi kuchlarga bog'lanishlarda hosil bo'ladigan tayanch reaksiya kuchlari kiradi.

Jism muvozanat holatida unga ta'sir etayotgan aktiv va reaktiv kuchlar Dalamber tamoyiliga asosan o'zaro muvozanatda bo'ladi.

Taqsimlanishiga qarab tashqi kuchlar hajmiy va sirtqi kuchlarga bo'linadi.

Konstruksiya elementlarining hajmi bo'yicha barcha ichki nuqtalariga uzluksiz taqsimlangan kuchlar **hajmiy kuchlar** deyiladi. Bu kuchlarga og'irlik va inersiya kuchlari misol bo'lib, ular N/m^3 , kgk/sm^3 birliklarda o'lchanadi.

Konstruksiya biror elementining ikkinchi elementga ta'siri **sirtqi kuchlar** deyiladi.

Konstruksiyaga ta'sir qilayotgan kuchlar quyilish jarayonida o'zgarish vaqtiga qarab statik va dinamik kuchlarga bo'linadi.

Statik kuchlar deb, vaqt bo'yicha o'zgarmaydigan yoki asta-sekin o'zgaradigan kuchlarga aytiladi.

Dinamik kuchlar deb, vaqt bo'yicha biror qonuniyat asosida o'zgaradigan kuchlarga aytiladi. Bunday kuchlar ta'sirida hosil bo'ladigan ko'chishlarda tezlanishlar, o'z navbatida, inersiya kuchlari hosil bo'ladi.

Tashqi (sirtqi) kuchlarni qo'yilish usuliga qarab bir nuqtaga ta'sir etuvchi yoki to'plangan kuchlarga, tekis yoki notekis yoyilgan kuchlarga ajratiladi.

Konstruksiya yuzasiga nisbatan ancha kichik yuzaga qo'yilgan yoyilgan kuchlar **bir nuqtaga ta'sir etuvchi** yoki to'plangan kuchlarni tashkil etib, ular N , kN , kgk , tk birliklarda o'lchanadi. Bunga poyezd g'ildiragining relsga ta'siri misol bo'ladi.

Tekis taqsimlangan yoyilgan kuchlar ko'rilayotgan konstruksiya uzunliklari yoki yuzalari bo'yicha teng ta'sir etuvchi parallel kuchlar sistemasidan iborat bo'ladi.

Agarda bu kuchlar uzunlik bo'yicha taqsimlangan bo'lsa u holda yoyilgan kuch xarakteristikasi sifatida uning intevsivligi q olinadi va bu – **kuch/masofa birligida** (N/sm , kN/m , kgk/sm , tk/m va **hokazolarda**) o'lchanadi. Bunga devor og'irligining fundamentga ta'siri misol bo'ladi.

Agarda kuch yuza bo'yicha taqsimlangan bo'lsa, u holda bu kuch – **kuch/yuza birligida** (N/sm^2 , kN/m^2 , kgk/sm^2 , tk/m^2 larda) o'lchanadi. Bu kuchga yog'gan qor og'irligining tekis tomga ta'siri misol bo'ladi.

Uzunlik bo'yicha tekis taqsimlangan kuchning teng ta'sir etuvchisini topish uchun kuch intensivligi q ni ta'sir etish masofasiga ko'paytiramiz ($q \cdot \ell$).

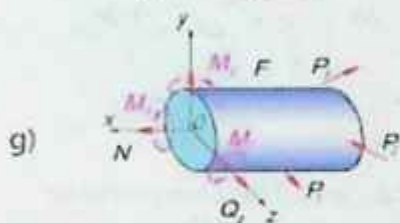
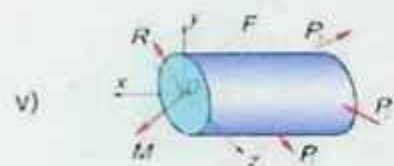
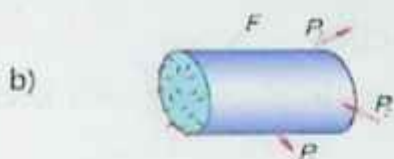
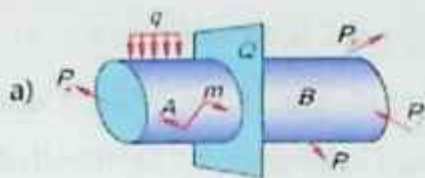
Notekis taqsimlangan kuchlar ham parallel kuchlar sistemasidan iborat bo'lib, uning kattaligi kuch qo'yilish nuqtasidan boshlab masofa funksiyasi sifatida o'zgaradi. Notekis taqsimlangan kuchga oddiy misol sifatida uchburchak qonuni bo'yicha taqsimlangan suvning to'g'onga ko'rsatadigan gidrostatik bosimini keltirish mumkin.

Kuch intensivligining epyurasi deb, taqsimlangan kuchning mos masshtabdagi grafik tasviriga aytiladi.

Notekis taqsimlangan kuchning teng ta'sir etuvchisi miqdor jihatidan kuch intensivligining epyurasi yuzasiga teng bo'lib, epyuraning og'irlik markaziga qo'yilgan bo'ladi.

2.2. Kesish usuli. Ichki kuchlar

Tashqi ta'sir (kuch yoki temperatura) natijasida konstruksiya qismlarida deformatsiyalanish jarayoni sodir bo'lib, jismning zarrachalari dastlabki o'zaro joylashishlarini o'zgartiradi (ya'ni ular orasidagi masofalar o'zgaradi), natijada, bu jarayonga qarshilik ko'rsatuvchi zo'riqish kuchlari paydo bo'ladi. Bu qarshilik ko'rsatuvchi kuchlar zarrachalar orasida paydo bo'lganligi uchun umumiy holda bu kuchlar ichki zo'riqish kuchlari (ichki kuchlar yoki zo'riqish kuchlari) deb ataladi. Fanning nomi ham materiallar qarshiligi deb atalishiga sabab, shu ichki kuchlar qarshilik ko'rsatuvchi kuchlar bo'lganligidir. Materiallar qarshiligi fanining birinchi maqsadi tashqi ta'sir natijasida hosil bo'ladigan ichki kuchlarni aniqlashdan iboratdir.



2.1-rasm. Kesish usuli yordamida ichki zo'riqish kuchlarini aniqlash.

Ichki kuchlarni topish uchun kesish usulidan foydalaniladi. Kesish usuli quyidagilardan iborat:

1. Tekshirilayotgan jism bo'ylama o'qiga perpendikulyar Q tekislik bilan kesilib, ikki qismga ajratiladi (2.1a-rasm).

2. Kesilgan jismning bir qismi (A qismi) tashlab yuborilib, ikkinchi qismining (B qismini) muvozanati tekshiriladi. Muvozanatni tekshirishdan oldin "B" qismning kesilgan F yuzasidagi barcha zarrachalarga "A" qism zarrachalari tomonidan ta'sir qilayotgan elementar ichki zo'riqish kuchlari qo'yiladi (2.1b-rasm).

3. Koordinata sistemasi boshini shu kesilgan F yuzaning og'irlik markaziga joylashtirib F yuzaga ta'sir qilayotgan cheksiz ko'p elementar ichki kuchlarni bosh vektor $\vec{R}$ va bosh moment $\vec{M}$ bilan almashtiriladi (2.1v-rasm).

4. Bosh vektor $\vec{R}$ va bosh moment $\vec{M}$ lar koordinata o'qlariga proyeksiyalanadi. Statikaning muvozanat tenglamasi bosh vektor $\vec{R}$ ning 3 ta va bosh moment $\vec{M}$ ning 3 ta proyeksiyalarini aniqlash imkoniyatini beradi (2.1g-rasm).

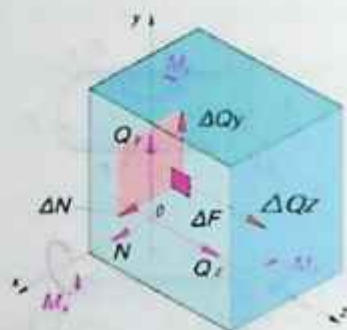
Umumiy fazoviy holda ichki kuchlarni tashkil etuvchi komponentlar 6 ta bo'ladi, ya'ni:

N – bo'ylama kuch – cho'zilish (siqilish) deformatsiyasini hosil qiladi; Q_y, Q_z – ko'ndalang kuch (siljish deformatsiyasini hosil qiladi); M_x

– burovchi moment (buralish deformatsiyasini hosil qiladi); M_y , M_z – eguvchi momentlar bo'lib, egilish deformatsiyasini hosil qiladi. Oddiy deformatsiya turlarida bu ichki kuchlarning 1 ta komponenti hosil bo'ladi. Ichki kuchlarning 2 ta yoki undan ko'p komponentlari hosil bo'lganda jismda murakkab qarshilik holati sodir bo'ladi.

Qattiq jismning kesilgan yuzasiga ta'sir qilayotgan ichki kuchlar (2.2-rasm) quyidagicha aniqlanadi:

N , Q_y , Q_z larning qiymati jismning qaralayotgan qismiga ta'sir qilayotgan barcha tashqi kuchlardan (reaksiya kuchlari bilan birgalikda) x , y , z o'qlariga olingan proyeksiyalar-ning algebraik yig'indisiga teng bo'ladi;



2.2-rasm. Ichki kuchlarning yo'nalishlari.

M_x , M_y , M_z larning qiymati jismning qaralayotgan qismiga ta'sir qilayotgan barcha tashqi kuch va momentlardan x , y , z o'qlariga nisbatan olingan momentlarning algebraik yig'indisiga teng bo'ladi.

Ichki kuchlar nyutonda (N) o'lchanadi: $1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/s}^2$; $1 \text{ N} = 0,102 \text{ kgk}$; $1 \text{ kgk} = 9,81 \text{ N}$.

2.3. Kuchlanishlar to'g'risida tushuncha

Agarda jismdan olingan elementar yuzacha ΔF ga elementar ichki kuch $\Delta \bar{R}$ ta'sir qilsa, u holda quyidagi kattalik o'rtacha kuchlanishni ifodalaydi (1.7-rasm):

$$\vec{P}_{\sigma, \tau} = \frac{\Delta \vec{R}}{\Delta F}.$$

Agarda $\Delta F \rightarrow 0$ bo'lsa, u holda quyidagi kattalik qaralayotgan nuqtada to'la kuchlanish bo'ladi:

$$\vec{P} = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{P}}{\Delta F}.$$

Kuchlanish bu nuqtadagi ichki kuchlar intensivligini ifodalovchi vektor kattalik bo'lib, ichki kuchlarning birlik yuzaga to'g'ri kelgan miqdori kuchlanish deyiladi.

To'la kuchlanishni, o'z navbatida, 2 ta kuchlanishga ajratiladi: ya'ni normal kuchlanish σ va urinma kuchlanish τ :

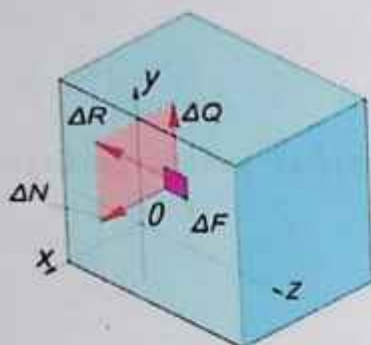
$$\sigma = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta F}, \dots \tau = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta F}. \quad (2.1)$$

Normal kuchlanish σ – elementar yuzacha sirtiga perpendikulyar yo'nalishda hosil bo'lgan jism zarrachalarini cho'zilish (siqilish)ga olib keluvchi ichki kuchlar intensivligidir (2.3-rasm).

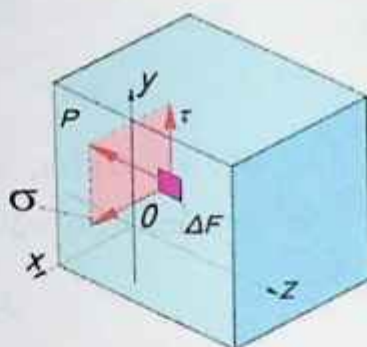
Urinma kuchlanish τ – elementar yuzacha sirti bo'yicha yo'nalgan va zarrachalarni shu yuza bo'yicha siljishga olib keluvchi ichki kuchlar intensivligidir (2.3-rasm).

Bu ikki σ va τ tashkil etuvchilar yordamida to'la kuchlanish quyidagicha aniqlanadi (2.4-rasm):

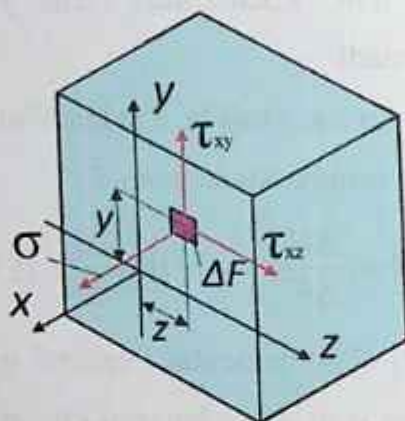
$$P = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}. \quad (2.2)$$



2.3-rasm. Kuchlanishlarni aniqlash



2.4-rasm. Kuchlanishlarning yo'nalishlari.



2.5-rasm. Kuchlanishlarning yo'nalishlari.

Muvozanat tenglamalari yordamida ichki kuch komponentlari (2.2-rasm) bilan kuchlanish komponentlari (2.5-rasm) orasida quyidagicha bog'lanishlar hosil bo'ladi:

$$\begin{aligned}
 N &= \int_F \sigma \, dF; & M_x &= \int_F (\tau_{xy} \cdot z - \tau_{xz} \cdot y) \, dF \\
 Q_y &= \int_F \tau_{xy} \, dF; & M_y &= \int_F \sigma \cdot z \, dF; \\
 Q_z &= \int_F \tau_{xz} \, dF; & M_z &= \int_F \sigma \cdot y \, dF
 \end{aligned}
 \tag{2.3}$$

Kuchlanishlar va bosim bir xil o'lchov birligida, ya'ni (Pa)da o'lchanadi:

$1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$; $1 \text{ MPa} = 0,102 \text{ kgk/mm}^2$; $1 \text{ MPa} = 10,2 \text{ kgk/sm}^2$;

$\text{MPa} = 1 \text{ N/mm}^2$; $1 \text{ kgk/mm}^2 = 9,81 \text{ MPa}$; $1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$.

Bu ikkita tushuncha bir xil o'lchov birligida o'lchansa ham, ular har xil ma'noni anglatadigan: kuchlanish ichki kuchlar intensivligini ifodalovchi kattalik, bosim esa tashqi kuchlar intensivligini ifodalovchi kattalikdir.

Konstruksiya elementlarining mustahkamligi haqida fikr yuritishda har bir material uchun tajriba yo'llari bilan kuchlanishlarning chegaraviy qiymatlari aniqlanadi. Chunki konstruksiya elementlarida hosil bo'layotgan kuchlanish bu qiymatdan oshib ketsa, mustahkamlik buziladi.

Shuning uchun materiallar qarshiligi fanida kuchlanishlar bilan bog'liq bo'lgan quyidagi tushunchalar keng qo'llaniladi: bular eng katta normal kuchlanish ($\sigma_{m.ch.}$ – materialning mustahkamlik chegarasidagi normal kuchlanish), ruxsat etilgan normal $[\sigma]$ va ruxsat etilgan urinma $[\tau]$ kuchlanishlardir. Mustahkamlik chegarasidagi normal kuchlanish $\sigma_{m.ch.}$ materialning uzilishi oldidan hosil bo'ladigan eng katta normal kuchlanish bo'lib, uning ta'siridan keyin material ishga yaroqsiz bo'lib qoladi. Bu $\sigma_{m.ch.}$ kuchlanishning qiymati materialning xossalariga bog'liqdir. Konstruksiya elementlarining normal ishlashi uchun har doim quyidagi shart bajarilishi lozim:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &\leq [\sigma] \text{ yoki} \\ \tau_{\max} &\leq [\tau] \end{aligned} \quad (2.4)$$

(2.4) shartlar mustahkamlik shartlari deyiladi.

Bu yerda, $\sigma_{\max}$, $\tau_{\max}$ konstruksi elementining ishlash davrida paydo bo'ladigan eng katta normal va urinma kuchlanishdir.

Materiallar shartli ravishda plastik va mo'rt turli materiallarga ajratiladi. Plastik materiallarga misol qilib mis, alyuminiy, kam uglerodli po'lat va boshqa metallarni ko'rsatish mumkin.

Cho'yan, shisha, beton va turli toshlar esa mo'rt material hisoblanadi.

Cho'zilish va siqilishda plastik materiallar bir xil qarshilik ko'rsatadi, ya'ni $[\sigma_{ch}] = [\sigma_s]$.

Mo'rt materiallarning siqilishga qarshilik ko'rsatish qobiliyati cho'zilish qarshiligiga nisbatan ancha ko'p bo'ladi, ya'ni $[\sigma_{ch}] < [\sigma_s]$.

Shuning uchun mo'rt materiallarning mustahkamligini baholash uchun quyidagi shartlaridan foydalanish kerak:

$$\begin{aligned}\sigma_{ch}^{\max} &\leq [\sigma_{ch}] \\ \sigma_s^{\max} &\leq [\sigma_s]\end{aligned} \quad (2.5)$$

Demak, konstruksi elementlarini mustahkamlikka baholashda uning kesimlarida hosil bo'ladigan kuchlanishlarning eng katta qiymatlarini $\sigma_{\max}$ yoki $\tau_{\max}$ aniqlash kerak bo'lar ekan.

Eng katta kuchlanishlar $\sigma_{\max}$ yoki $\tau_{\max}$ hosil bo'ladigan kesim xavfli kesim deyiladi.

Ichki kuchlar epyurasi (grafigi)dan foydalanib ko'ndalang kesimi o'zgarmas bo'lgan sterjenlardagi xavfli kesim aniqlanadi. Ko'ndalang kesimi o'qi bo'yicha o'zgaruvchan bo'lgan sterjenlarda esa xavfli kesimni aniqlash uchun eng katta kuchlanishlar epyurasini butun sterjen uzunligi

bo'yicha qurib va bu epyuradan sterjenning qaysi kesimiga eng katta kuchlanish to'g'ri kelayotgani topiladi.

Sterjen ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan kuchlanish barcha hollarda quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$kuchlanish = \frac{\text{ichki kuch}}{\text{ko'ndalang kesimning geometrik xarakteristikasi}}$$

Sterjenning ixtiyoriy kesimdagi ichki kuchlarning qiymati ichki kuchlar epyurasidan topiladi.

Demak, (2.5)ga asosan konstruksiya elementlarining mustahkamligini ta'minlash uchun kuchlanishning eng katta qiymatlari $\sigma_{\max}$ yoki $\tau_{\max}$ ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]$ yoki $[\tau]$ ga teng yoki undan kichik bo'lishi kerak.

$$\sigma_{\max} = \frac{\text{ichki kuch}}{\text{ko'ndalang kesimning geometrik xarakteristikasi}} \leq [\sigma]$$

yoki

$$\tau_{\max} = \frac{\text{ichki kuch}}{\text{ko'ndalang kesimning geometrik xarakteristikasi}} \leq [\tau]$$

Ko'ndalang kesimning geometrik xarakteristikasi deganda uning o'lchamlari orqali aniqlanadigan geometrik kattalik tushuniladi.

Ushbu usul ruxsat etilgan kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlikni baholash usuli deyiladi.

Demak, inshoot va mashina qismlarining mustahkamligini baholash uchun quyidagi tartibda hisoblash ishlari amalga oshiriladi:

1. Konstruksiyaning ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan ichki kuchlarning miqdorlari aniqlanadi.

2. Konstruksiyaning ko'ndalang kesimlarida hosil bo'ladigan normal va urinma kuchlanishlarning miqdorlari aniqlanadi.

3. Konstruksiyaning xavfli kesimi aniqlanadi (eng katta kuchlanishning miqdoriga qarab).

4. Mustahkamlik shartidan foydalanib tekshirilayotgan konstruksiyaning mustahkamligi baholanadi.

Nazorat savollari

1. Kuch deb nimaga aytiladi?
2. Aktiv va reaktiv kuchlar deganda qanday kuchlarni tushunasiz?
3. Tashqi kuchlar taqsimlanish usuliga qarab qanday turlarga bo'linadi?
4. Ta'sir etish vaqtiga qarab tashqi kuchlar qanday turlarga bo'linadi?
5. Qo'yilish usuliga qarab tashqi kuchlar qanday turlarga bo'linadi?
6. Kuchlarning qanday o'lchov birliklarini bilasiz?
7. Teng ta'sir etuvchi kuch nima va u qanday aniqlanadi?
8. Tashqi kuchlar ta'sirida qanday ichki zo'riqish kuchlari hosil bo'ladi?
9. Ichki kuchlar qanday usulda aniqlanadi?
10. Kuchlanish nima va u qanday aniqlanadi?
11. Ichki kuchlar va kuchlanishlar orasida qanday bog'lanishlar mavjud?
12. Kuch epyurasi nima?
13. Materiallarning mustahkamligi qanday shartlar asosida baholanadi?

III BOB. CHO'ZILISH VA SIQILISH

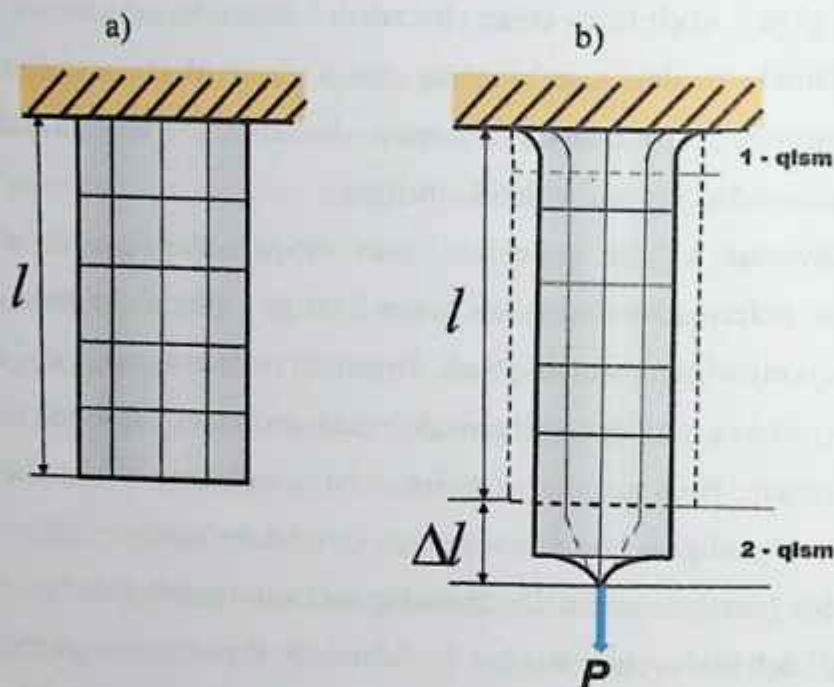
3.1. Markaziy cho'zilish va siqilish to'g'risida tushunchalar

Tashqi kuchlar ta'sirida brus (sterjen)ning ko'ndalang kesimida agarda faqat ichki N bo'ylama kuch hosil bo'lsa, tashqi kuchlarning yo'nalishiga ko'ra markaziy siqilish yoki cho'zilish deformatsiyasi sodir bo'ladi. Brus siqilganida uzunligi qisqaradi, cho'zilganda esa ortadi. Buni o'rganish uchun deformatsiyalanuvchi materialdan yasalgan brusga o'z o'qi bo'ylab P kuch ta'sir etgan cho'zilish holatini ko'rib chiqamiz (3.1a-rasm). Bunda qaralayotgan brusning sirtiga o'zaro tik chiziqlardan iborat to'r chizamiz. 3.1a-rasmda brusning dastlabki, 3.1b - rasmda esa deformatsiyadan keyingi holati keltirilgan.

Rasmdan ko'rish mumkinki, brus sirtiga o'tkazilgan ko'ndalang chiziqlar deformatsiyalanishdan keyin ham to'g'riligini va brus o'qiga perpendikulyarligini saqlab qoladi. Brusning mahkamlangan joyi atrofidagi 1-qismi va P kuch qo'yilgan erkin uchi atrofidagi 2-qismida bu holat kuzatilmaydi. Brus uzunligiga nisbatan bu qismlarning o'lchamlari juda kichik bo'lganligi uchun ularni sterjen ko'ndalang kesimi o'lchamlariga yaqin deb qarash mumkin. Bu qismning ko'lamini aniqlashda Sen-Venan tamoyili deb ataluvchi qoidadan foydalaniladi. Brusning sirtiga chizilgan to'rdagi keskin o'zgarishlar, asosan, brusdagi teshiklar atrofida, ko'ndalang kesimlari yuzasining o'zgargan joylarida kuzatiladi. Bu qismlar amaliy hisoblash ishlarida inobatga olinmaydi.

Sterjenning bo'ylama o'qiga tik o'tkazilgan to'g'ri chiziqlar, ko'ndalang kesimning ko'chish izlari hisoblanib (3.1b-rasm), ular deformatsiyadan keyin ham (3.1a-rasmdagi kabi) to'g'ri chiziqli holatini saqlab qolladi.

Rasmdan ko‘rish mumkinki, sterjenning dastlabki tekis ko‘ndalang kesimlari deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi. Bu holatda Bernulli gipotezasi sodir bo‘ladi. Ushbu gipotezadan foydalanib bruslarning ko‘ndalang kesimlarida hosil bo‘ladigan kuchlanishlarning taqsimlanish qonuniyatini aniqlash osonlashadi. Bunda, kesimda hosil bo‘luvchi normal kuchlanishlar ko‘ndalang kesim yuzasi bo‘ylab tekis taqsimlangan, ya‘ni $\sigma = \text{const}$ deb olish mumkin bo‘ladi (3.2-rasm).



3.1-rasm.

Yuqoridagiga asoslanib quyidagi munosabatni yozib olamiz:

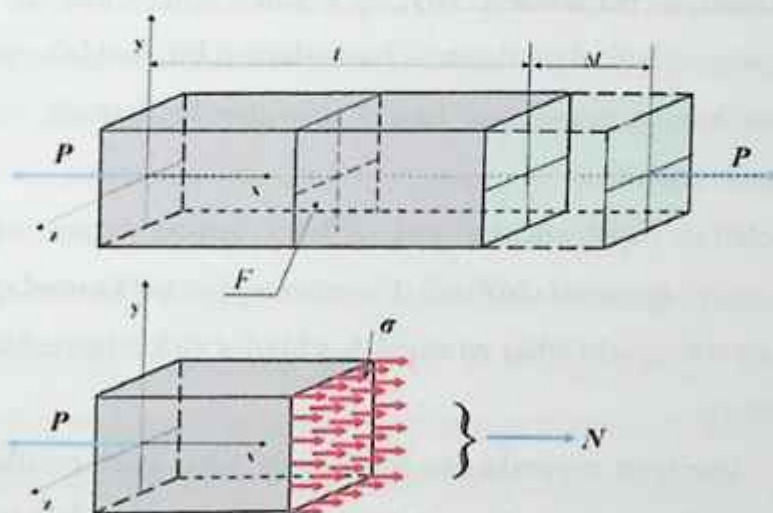
$$P = N = \int_F \sigma \cdot dF = \sigma \cdot F.$$

Bu ifodadan siqilish va cho‘zilishda sterjen ko‘ndalang kesimida hosil bo‘ladigan σ – normal kuchlanishni aniqlash formulasi kelib chiqadi:

$$\sigma = \frac{N}{F} \quad (3.1)$$

Bu yerda N – bo'ylama kuch, F – sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi.

Siqilish va cho'zilishda qaysi ko'ndalang kesimda kuchlanishlarning qiymati eng katta bo'lsa, bu kesim xavfli kesim deyiladi. Brusning xavfli kesimini bo'ylama ichki kuch N ning epyurasi dan foydalanib aniqlanadi. Bunda N ning eng katta qiymatiga ega bo'lgan kesim brusning xavfli kesimi bilan ustma-ust tushadi. Agarda brusning kesimi o'zgaruvchan bo'lsa, N – ichki bo'ylama kuch epyurasidan xavfli kesimni aniqlab bo'lmaydi. Bu holatda xavfli kesimni aniqlash uchun sterjen uzunligi bo'yicha qurilgan σ – normal kuchlanishning epyurasidan foydalaniladi.



3.2-rasm. Sterjenning ko'ndalang kesimida paydo bo'luvchi N – ichki bo'ylama kuch va σ – normal kuchlanish.

Siqilish va cho'zilishda sterjen o'qi bo'yicha normal kuchlanishning epyurashini ko'rsatuvchi grafikka ushbu kuchlanishning epyurasi deb ataladi.

3.2. Bo'ylama kuchlarni aniqlash va ularning epyuralarini qurish

Demak, bo'ylama kuchlar epyurasi deb sterjen o'qi bo'ylab N – ichki kuchning o'zgarishini ko'rsatuvchi grafikka aytilar ekan. Mazkur epyuralarni qurish kesish usulidan foydalanib quyidagi tartibda bajariladi:

1. Tayanch reaksiya kuchlari aniqlanadi. Bunda, hisoblash sxema-sida ta'sir etuvchi kuchlar va tayanch reaksiya kuchlari ko'rsatilib, beril-gan sistema uchun statikaning muvozanat tenglamalari tuziladi. Tenglama yechimidan ulardagi noaniq tayanch reaksiya kuchlari topiladi.

2. Sterjen o'qi bo'ylab tashqi kuchlarning qo'yilish joylari, kesim yuzasi hamda sterjen o'qlari holatining o'zgarishni inobatga olib, uchast-kalarga ajratiladi.

3. Ajratilgan uchastkada ixtiyoriy kesim o'tkazib, mazkur uchastka ikki qismga ajratiladi. Ajratilgan uchastkalardan biri tashlab yuboriladi.

4. Statikaning muvozanat tenglamalaridan foydalanib, sterjenning muvozanati tekshiriladi.

5. Ichki zo'riqish kuchlari va kuchlanishlarning sterjen o'qi bo'ylab grafiklari, ya'ni epyurasi chiziladi. Epyuraning har bir kesimdagi ordina-tasi unga mos keluvchi ichki zo'riqish kuchlarini va kuchlanishlar miqdor-ini ko'rsatadi.

6. Qurilgan epyuralardan foydalanib, ichki kuch omillarining eng kichik va eng katta qiymatlarga to'g'ri keluvchi sterjenning ko'ndalang kesimlari topiladi.

Cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga oid quyidagi misollarni ko'ra-miz:

1-misol. Bizga 3.3a-rasmda tasvirlangan $P_1 = 4 \text{ tk}$ va $P_2 = 6 \text{ tk}$ kuchlar ta'sir etuvchi sterjen berilgan bo'lsin. Sterjen uchun N – bo'ylama ichki kuchning epyurasini qurish talab etilsin. Rasmda $\ell_1 = 3 \text{ m}$, $\ell_2 = 1 \text{ m}$.

Yechish. Noma'lum R_1 tayanch reaksiya kuchini topamiz. Buning uchun sterjenga ta'sir etayotgan barcha kuchlardan Z_1 o'qiga nisbatan proyeksiya olamiz:

$$\sum Z_1 = -P_1 + P_2 + R_1 = 0,$$

$$R_1 = P_1 - P_2 = 4 \text{ tk} - 6 \text{ tk} = -2 \text{ tk}$$

Tayanch reaksiyasi R_1 ning ishorasi manfiy bo'lishi uning haqiqiy yo'nalishi shaklida tasvirlangan yo'nalishga qarama-qarshi ekanligini anglatadi.

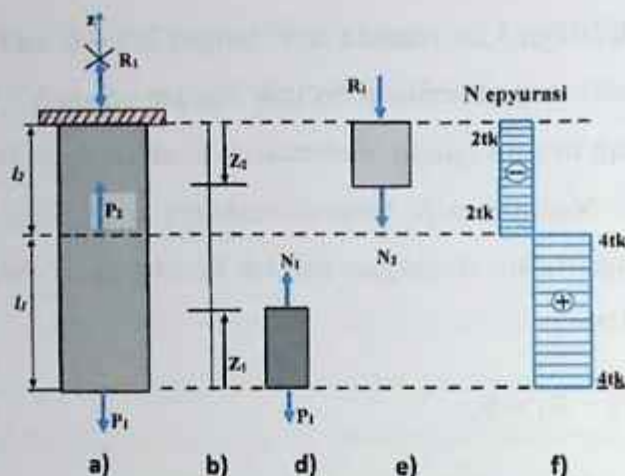
Agar chizmada reaksiya kuchi R ning yo'nalishi ikki tomonga bo'lsa va ulardan bitta yo'nalishga (x) belgisi qo'yilsa, belgi qo'yilgan yo'nalish dastlabki hisoblanadi. Belgisi qo'yilmagan yo'nalish esa haqiqiy yo'nalish bo'ladi. Bunda $R_1 = 2 \text{ tk}$ ga teng bo'ladi.

Qaralayotgan sterjenni 2 ta uchastkaga bo'lib tekshirish mumkin.

1. Brusning 1-uchastka ($0 \leq z_1 \leq l_1$) dan kesim (3.1 b-rasm) o'tkazib yuqori qismini tashlab yuboramiz (3.1 b-rasm), pastki qismini esa qoldiramiz (3.1d-rasm). N_1 ichki kuch orqali tashlab yuborilgan qismining qolgan qismiga ta'sirini belgilaymiz va uni cho'zuvchi deb olib, qoldirilgan qismi uchun statikaning muvozanat tenglamalarini yozab olamiz:

$$\sum Z_1 = N_1 - P_1 = 0,$$

bundan $N_1 = P_1 = 4 \text{ tk}$ bo'ladi.



3.3-rasm. Tashqi kuchlar ta'sirida sterjenning siqilishi va cho'zilishi.

Olingan natijalar asosida 1- uchastka uchun N_1 bo'ylama kuchning 1-uchastka uzunligi bo'yab o'zgarmasligi ko'rinadi.

2. Ikkinchi uchastka ($0 \leq z \leq l_2$) dan tegishli kesim (3.3b-rasm) o'tkazib olamiz. Bunda, kesimning pastki qismini tashlab yuborib, yuqori qismini qoldirish qulay (3.3e-rasm) bo'ladi. N_2 bilan tashlab yuborilgan qismining ta'sirini belgilab, muvozanat tenglamalarini yozamiz:

$$\sum Z_2 = -N_2 - R_1 = 0,$$

bundan $N_2 = -R_1 = -2tk$ bo'ladi.

N_2 kuchning manfiy ishorada bo'lishi uning cho'zuvchi kuch emas, balki siquvchi kuch ekanligini ko'rsatadi. Bu holda ham N_2 ichki kuchning qiymati butun uzunligi bo'yicha o'zgarmas bo'lar ekan.

Endi bo'ylama kuchning grafiklarini chizamiz (3.3f-rasm).

Bu chizilgan grafikka (3.3f-rasm) N – bo'ylama kuchning epyurasi deb ataladi.

Qurilgan epyuradan eng katta siquvchi kuch $N_2 = -2tk$, eng katta cho'zuvchi kuch esa $N_1 = 4tk$ ekanligini ko'rish mumkin. Epyuradan P_2 kuch ta'sir etuvchi nuqtada mazkur kuch qiymatiga teng sakrash hosil bo'lganini ko'rish mumkin.

2-misol. Taqsimlangan q kuch ta'sirida bo'lgan sterjen (3.4-rasm) uchun N – bo'yлама ichki kuch epyurasini qurish talab etiladi (Sterjenning xususiy og'irligini q kuchga misol qilish mumkin).

Bunda tayanch reaksiya kuchi $R_1 = q \cdot l$ ga teng bo'ladi. Qaralayotgan sterjen bitta uchastkadan iborat bo'ladi. Undan bitta kesim o'tkazib, pastki qismini qoldiramiz.

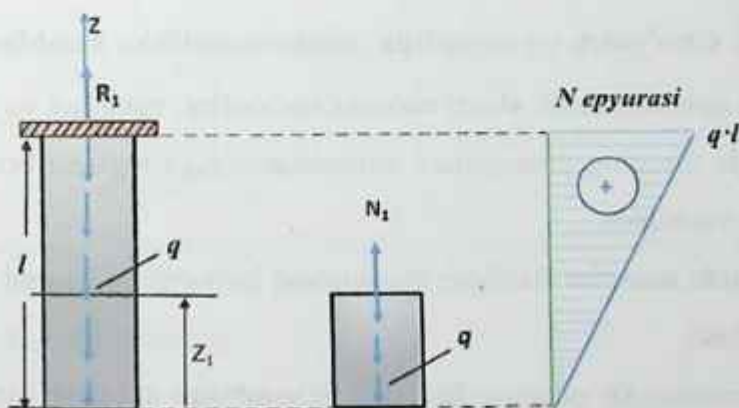
$$\sum Z_1 = N_1 - qz_1 = 0,$$

bundan $N_1 = qz_1$ ga teng bo'ladi.

$N_1 = qz_1$ ifoda yordamida N – bo'yлама kuchning epyurasini quramiz.

$$z_1 = 0 \text{ da; } N_1 = 0$$

$$z_1 = l \text{ da; } N_1 = ql \text{ bo'ladi.}$$



3.4-rasm. Yoyilgan q kuch ta'siridagi sterjen uchun bo'yлама kuch epyurasini qurish.

Demak, tekis yoyilgan kuch ta'siridagi N – bo'ylama kuchning epyurasi sterjen o'qiga nisbatan og'ma to'g'ri chiziq shaklida bo'lar ekan (3.4-rasm). N – bo'ylama kuch cho'zuvchi bo'lib, uning eng katta qiymati tayanchda hosil bo'lib, q/l ga teng bo'lar ekan.

Cho'zilish yoki siqilishda bo'ylama kuch N ning epyurasini qurishda qarayotgan sterjenning qanday joylashishining ahamiyati yo'q.

3.3. Ruxsat etilgan kuchlanishlar

Siqilish va cho'zilishga ishlayotgan sterjenlar mustahkam bo'lishi uchun sterjenning ko'ndalang kesimida paydo bo'ladigan eng katta normal kuchlanish $\sigma_{max} [\sigma]$ – material uchun ruxsat etilgan normal kuchlanishga teng yoki undan kichik bo'lishi shart, ya'ni

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{F} \leq [\sigma] \quad (3.2)$$

(3.2) shartni cho'zilish va siqilishda mustahkamlik sharti deyiladi.

Sterjenlar uchun $[\sigma]$ – ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati materialning turiga, ishlash muddatiga va ishlash sharoitiga qarab har bir material uchun tajriba yo'li bilan quriladigan σ – ϵ diagrammasidan aniqlanadi.

3.4. Cho'zilish va siqilishda mustahkamlikka hisoblash

(3.2) mustahkamlik sharti asosida inshootlar, mashina va mexanizmlar hamda ularning elementlari mustahkamligiga tegishli bo'lgan uch xil masala yechiladi.

Birinchi masala. Berilgan sterjenning ko'ndalang kesimi o'lchamlarini aniqlash.

Sterjenning ko'ndalang kesimi o'lchamlarini aniqlash uchun unga ta'sir etayotgan tashqi kuchlar asosida N ning epyurasi quriladi va

berilgan material uchun sinov bo'yicha aniqlangan $[\sigma]$ – ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati olinib, sterjenning ko'ndalang kesimi o'lchamlari topiladi, ya'ni:

$$F \geq \frac{N}{[\sigma]} \quad (3.3)$$

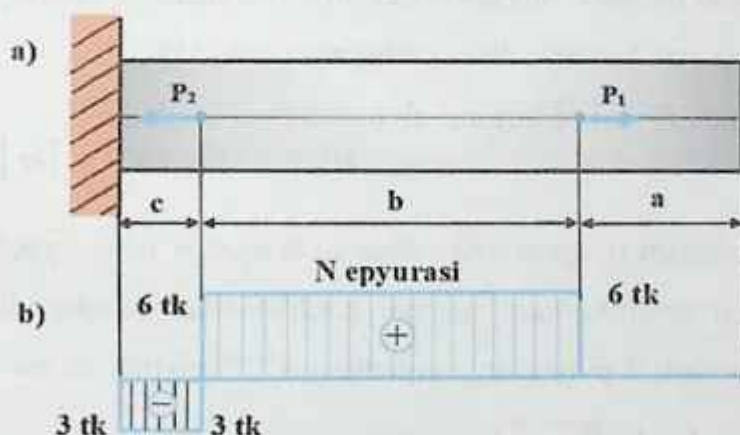
4-misol. Kesimi doiraviy shaklda bo'lgan cho'yan materialdan yasalgan sterjenning diametri topilsin (3.5-rasm).

$$P_1 = 6 \text{ tk}, \quad P_2 = 9 \text{ tk}, \quad a = 0,3 \text{ m}, \quad b = 0,7 \text{ m}, \quad c = 0,2 \text{ m}$$

Misolni yechish uchun, avvalo, cho'yan materiali uchun ruxsat etilgan normal kuchlanishlarning qiymatlarini 4.2-jadvaldan aniqlab olamiz.

$$[\sigma_s] = 1200 \text{ kgk/sm}^2, \quad [\sigma_{ch}] = 500 \text{ kgk/sm}^2.$$

Keyin esa N – bo'ylama kuchning epyurasini quramiz (3.5 b-rasm).



3.5-rasm. Sterjenning mustahkamlikka hisoblash sxemasi: a) yuklangan sterjen; b) N – kuchning epyurasi.

N ning epyurasidan:

$$N_{ch}^{\max} = 6 \text{ tk}, \quad N_s^{\max} = 3 \text{ tk}$$

ekanligini topamiz.

Siqilish holatidagi mustahkamlik shartidan:

$$F_s = \frac{N_s^{\max}}{[\sigma_s]} = \frac{3000}{1200} = 2,5 \text{ sm}^2.$$

Cho'zilish holatidagi mustahkamlik shartidan:

$$F_{ch} = \frac{N_{ch}^{\max}}{[\sigma_{ch}]} = \frac{6000}{500} = 12 \text{ sm}^2.$$

Natijada, topilgan F_s va F_{ch} yuzalardan kattasini, ya'ni $F_{ch} = 12 \text{ sm}^2$ ni tanlab olamiz. Unda doiraviy kesim uchun:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \text{ dan, } d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12}{3,14}} = 3,9 \text{ sm ga teng bo'ladi.}$$

Qaralayotgan sterjen yuzasi uchun $F_{ch} = 12 \text{ sm}^2$ deb olsak, uning mustahkamligi siqilgan qismi uchun ham to'la ta'minlangan bo'ladi:

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{3000}{6} = 250 \text{ kgk / sm}^2 \leq [\sigma_s].$$

Ikkinchi masala. Sterjen materiali va ko'ndalang kesim yuzasi aniq bo'lsa, uning yuk ko'tara olish qobiliyatini aniqlash.

Bu holda F va $[\sigma]$ larning qiymatlaridan foydalanib:

$$P^{\text{ruxsat}} = N^{\text{ruxsat}} \leq [\sigma] * F \quad (3.4)$$

topiladi.

Bu masalani o'zgaruvchan kesimli sterjenlar uchun yechishda, avvalo, sterjen kesimlaridagi normal kuchlanishlar aniqlanadi va uning epyurasi quriladi. Epyuradan aniqlangan N^{ruxsat} qiymatlari asosida ruxsat etilgan tashqi kuch P^{ruxsat} topiladi.

5-misol. Pog'onali po'latdan yasalgan sterjen (3.6-rasm) uchun ruxsat etilgan P^{ruxsat} tashqi kuchning qiymati topilsin. Qaralayotgan sterjen №12 raqamli qo'shtavrdan va balandligi $h = 1 \text{ sm}$, eni esa qo'shtavr polkasi eniga teng bo'lgan to'g'ri to'rtburchakli ikkita sterjendan tashkil topgan:

$$a = 60 \text{ sm}, \quad b = 20 \text{ sm}, \quad c = 30 \text{ sm}.$$

P^{ruxsat} kuchning miqdorini topishda avval P masshtabda N kuchning epyurasini qurib olamiz (3.6 a-rasm).

3-ilovadan qo'shtavr uchun kesim yuzasi $F_q = 12 \text{ sm}^2$ va polkasining kengligi $b = 5 \text{ sm}$ kabi kattaliklarni olamiz.

Chizmadan I-I kesimning yuzasi

$$F_I = 12 \text{ sm}^2 \text{ ga teng bo'ladi,}$$

II-II kesimning yuzasi esa:

$$F_{II} = F_I + 2F = F_I + 2 \cdot b \cdot h = 12 + 2 \cdot 5 \cdot 1 = 22 \text{ sm}^2.$$

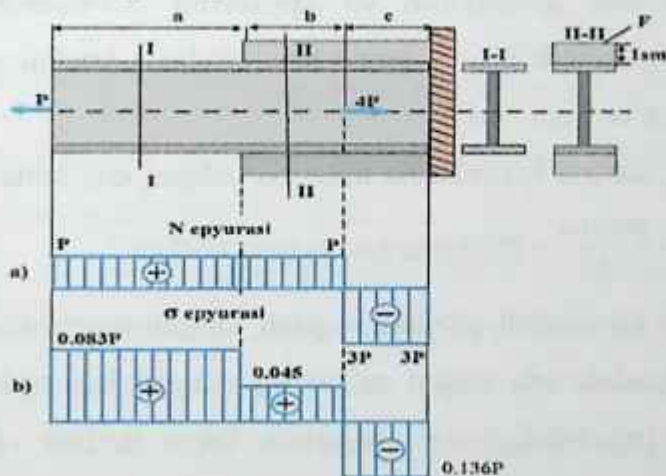
Olingan natijalar asosida sterjen o'qi bo'yicha σ – normal kuchlanishning epyurasini quramiz.

Bunda sterjenning barcha uchastkalari uchun normal kuchlanishni quyidagicha aniqlaymiz:

$$\sigma_1 = \frac{N}{F_I} = \frac{P}{12} = 0,0830P, \quad \sigma_2 = \frac{N}{F_{II}} = \frac{P}{22} = 0,0450P,$$

$$\sigma_3 = \frac{N}{F_{II}} = \frac{-3P}{22} = -0,1360P$$

Olingan natijalar bo'yicha chizilgan normal kuchlanishlarning epyurasi 3.6 b-rasmda keltirilgan. Bunda, St.3 markali po'lat uchun $[\sigma] = 1600 \text{ kgk/sm}^2$ ga teng.



3.6-rasm. Po'latdan yasalgan pog'onali sterjen uchun ruxsat etilgan kuchni topish: a) N – bo'yilama kuch va b) normal kuchlanish epyuralari.

Epyuradan absolyut qiymati bo'yicha eng katta kuchlanish $\sigma_{max} = \sigma_3 = -0,136P$ ga teng ekanligi ko'rinadi. Aniqlangan σ_{max} normal kuchlanishni material uchun ruxsat etilgan kuchlanish bilan solishtirib, $\sigma_{max} \leq [\sigma]$, $0,136P^{max} \leq 1600$ topamiz.

Bu ifodada:

$$P^{max} \leq \frac{1600}{0,136} = 11800 \text{ kgk} = 11,8 \text{ tk} \text{ ni olamiz.}$$

Uchinchi masala. Berilgan sterjen uchun ko'ndalang kesim yuzasi o'lchamlari va tashqi kuchlar berilgan holda materialini tanlash.

Bu masalani yechishdan oldin bo'ylama kuch N ning epyurasi quriladi, keyin esa kuchlanishlarning eng katta qiymati σ_{max} aniqlanadi. Bunda, quyidagi ifodadan foydalaniladi: $\sigma_{max} = N_{max} / F$.

6-misol. 3.7-rasmda berilgan sterjen uchun po'lat materialining markasi aniqlansin.

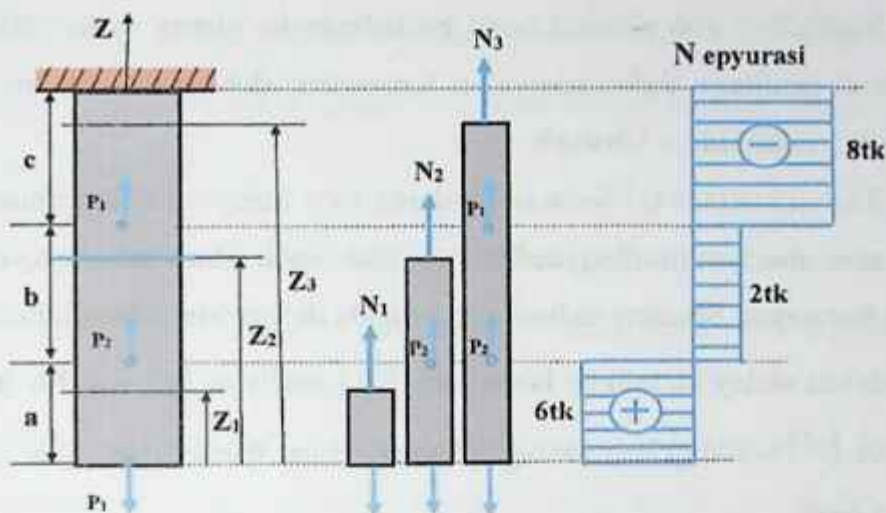
$$P_1 = 6 \text{ tk}, \quad P_2 = 8 \text{ tk}, \quad a = 2 \text{ m}, \quad b = 3 \text{ m}, \quad c = 3 \text{ m}.$$

Sterjenning kesim yuzasi $F = 3 \text{ sm}^2$ ga teng bo'lib, uzunliga bo'yicha o'zgarmaydi. Kesish usulidan foydalanib sterjen uchun bo'ylama kuch N ning qiymatlarini aniqlaymiz va epyurasini 3.7-rasmda quramiz. Epyuradan foydalanib N_{max} – eng katta bo'ylama kuchning qiymatini aniqlaymiz, ya'ni $N_{max} = 8 \text{ tk}$.

Demak, sterjen kesimlarida hosil bo'ladigan eng katta kuchlanish

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{F} = \frac{8000,0}{3} = 2650,0 \text{ kg/sm}^2 \text{ ga teng bo'ladi.}$$

Olingan kuchlanish qiymatiga qarab, sterjen mustahkamligini ta'minlash maqsadida uni yuqori sifatli legirlangan konstruksion po'lat materialidan $[\sigma] > 2650 \text{ kgk/sm}^2$ tayyorlash kerak bo'ladi (4.2-jadvalda keltirilgan).



3.7-rasm. Qistirib mahkamlangan sterjenning materialini aniqlash bo'yicha hisoblash.

3.5. Bo'ylama va ko'ndalang deformatsiyalar. Puasson koeffitsiyenti

Markaziy P kuch ta'sirida bo'lgan uzunligi l ga teng bo'lgan sterjenning deformatsiyasini ko'rsak (3.8-rasm), cho'zilishda uning uzunligi oshadi (3.8 a-rasm), ko'ndalang kesim o'lchamlari esa kichrayadi, siqilishda esa uzunligi kamayadi, ko'ndalang kesim o'lchamlari esa ortadi (3.8 b-rasm).

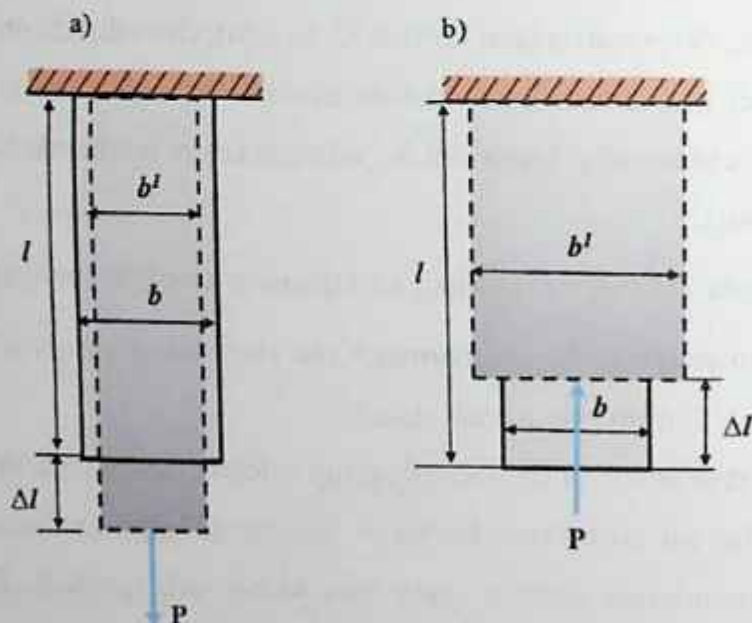
Bunda $\Delta l = l_1 - l$ ayirmaga sterjenning absolyut (mutlaq) bo'ylama deformatsiyasi, $b_1 - b$ ayirmaga esa sterjenning absolyut (mutlaq) ko'ndalang deformatsiyasi deb ataladi.

Mazkur absolyut deformatsiyaning o'lchov birligi uzunlik o'lchov birligi bilan bir xil bo'ladi. Paydo bo'ladigan deformatsiyalarni sterjenning o'lchamlariga nisbatan juda ham kichik deb qaraladi. Bu qoida boshlang'ich parametr tamoyili deb atalib, u tashqi kuchlarning sterjen deformatsiyasidan keyin ham o'zaro joylashishini o'zgarmas deb hisoblashga asos yaratadi.

Siqilish va cho'zilishda hosil bo'ladigan bo'yлама va ko'ndalang absolyut (mutlaq) deformatsiyalar tenzometr deb ataluvchi maxsus asboblار yordamida o'lchanadi.

Tashqi kuchlar ta'sirida sterjenlarda ro'y berayotgan deformatsiya hodisasini absolyut (mutlaq) deformatsiyalar orqali sifatli baholash yetarli natija bermaydi. Shuning uchun mexanikada deformatsiylanish holatini baholashda nisbiy kattaliklar ishlatiladi. Bu kattaliklar (ε) – nisbiy bo'yлама va (ε^1) – nisbiy ko'ndalang deformatsiyalar deb aytiladi. Ular quyidagiga teng:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}, \quad \varepsilon^1 = \frac{b - b^1}{b} \quad (3.5)$$



3.8-rasm. Bir uchi qistirib mahkamlangan sterjenning deformatsiyasi:
a) cho'zilish deformatsiyasi; b) siqilish deformatsiyasi.

Material uchun nisbiy ko'ndalang deformatsiya (ε')ning nisbiy bo'ylama deformatsiya (ε)ga nisbati o'zgarmas son ekanligi tajribalardan aniqlangan, ya'ni:

$$\left| \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right| = \nu = \text{const} \quad (3.6)$$

Bu yerda, ν - Puasson koeffitsiyenti deb ataladi va uning qiymati $0 \leq \nu \leq 0,5$ oraligida bo'ladi.

Puasson koeffitsiyentining materiallar uchun qiymatlari maxsus jadvallarda keltirilgan bo'ladi. Masalan: po'lat uchun $\nu = 0,25 - 0,30$, po'kak uchun $\nu = 0$, va suv uchun $\nu = 0,5$ teng deb olinadi.

Deformatsiyanuvchan qattiq jismlarda tashqi ta'sirlar natijasida hosil bo'ladigan kuchlanish va deformatsiya orasidagi o'zaro bog'liqlik masalasini jahondagi qator tadqiqotchilar o'rganishgan. Ingliz olimi Robert Guk tomonidan birinchi marotaba «Kuch qanday bo'lsa, cho'zish ham shunday bo'ladi» degan faraz 1676-yilda o'rtaga tashlangan.

Bugungi kunga kelib, bu qoida σ – normal kuchlanish bilan ε – nisbiy bo'ylama deformatsiya orasidagi o'zaro bog'liqlik to'g'ri proporsional bo'ladi deyilib, u quyidagi munosabat bilan ifodalanadi:

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (3.7)$$

(3.7) formula cho'zilish va siqilishdagi **Guk qonuni** deb ataladi.

Bunda, E – Yung moduli yoki I tartibli elastiklik moduli deb ataladi.

Nisbiy deformatsiya ε o'lchovsiz kattalik bo'lganidan Yung moduli-ning o'lchov birligi kuchlanishning o'lchov birligi bilan bir xil bo'lishini (3.7) formuladan ko'rish mumkin. Masalan, St.3 markali po'lat uchun

Yung moduli $E = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/sm}^2$ ga teng. Har xil materiallar uchun elastiklik (Yung) modulining miqdorlari 3.2-jadvalda quyida keltirildi.

Sterjen materialining elastiklik moduli ma'lum bo'lsa, bu qiymatdan foydalanib N – bo'ylama ichki kuch ta'siridagi sterjen bo'laklarining absolyut cho'zilishi yoki siqilishini quyidagicha aniqlanadi:

$$\begin{cases} \sigma = E \cdot \epsilon \\ \sigma = \frac{N}{F} \end{cases} \quad \text{va } \epsilon = \frac{\Delta l}{l} \text{ ni inobatga olsak,}$$

$$\frac{N}{F} = E \frac{\Delta l}{l} \text{ bo'ladi,}$$

$$\text{bundan, } \Delta l = \frac{N \cdot l}{EF} \quad (3.8)$$

kelib chiqadi.

(3.8) formula cho'zilish va siqilishdagi *Guk qonunining ikkinchi ko'rinishi* deb ataladi.

Bu yerda EF – sterjenning cho'zilish va siqilishdagi bikrligi deyiladi.

7-misol. 3.5-rasmda keltirilgan sterjenning absolyut (mutlaq) deformatsiyasi aniqlansin.

Berilgan sterjen uchun N – kuchining epyurasi 3 ta qisimdan iborat bo'ladi. Sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi uzunligi bo'yicha o'zgar-mas bo'lib u $F = 12 \text{ sm}^2$ ga teng. Qaralayotgan sterjenning absolyut (mutlaq) deformatsiyasi quyidagicha topiladi:

$$\Delta l = \frac{N_1 a}{EF} + \frac{N_2 b}{EF} + \frac{N_3 c}{EF} = \frac{0 \cdot 30}{EF} + \frac{6000 \cdot 70}{EF} + \frac{(-3000) \cdot 20}{EF} = \frac{360000}{2 \cdot 10^6 \cdot 12} = 0,015 \text{ sm}.$$

Turli materiallarning elastiklik (Yung) modullari

3.2- jadval

t/r	Materialning nomi	Elastiklik (Yung) moduli $E, \text{ kg / sm}^2$
1	Uglerodli po'lat	$(2,0 \div 2,1) \cdot 10^6$
2	Legirlangan po'lat	$(2,1 \div 2,2) \cdot 10^6$
3	Alyumin prokat	$6,9 \cdot 10^5$
4	Dyuralyumin	$7,1 \cdot 10^5$
5	Shisha	$5,6 \cdot 10^5$
6	Granit	$4,9 \cdot 10^5$
7	Ohak	$4,2 \cdot 10^5$
8	Marmar	$5,6 \cdot 10^5$
9	Qum	$1,8 \cdot 10^5$
10	Terilgan devor:	$(0,9 \div 1,0) \cdot 10^5$
11	Granitli	$0,6 \cdot 10^5$
12	Ohakli	$(0,27 \div 0,3) \cdot 10^5$
	G'ishtli	
	Beton uchun mustahkamlik chegarasi quyidagicha bo'lganda:	
14	100	$(1,46 \div 1,96) \cdot 10^5$
15	150	$(1,64 \div 2,14) \cdot 10^5$
16	200	$(1,82 \div 2,32) \cdot 10^5$
	Yog'och (sosna, yel)	
17	tola bo'ylab	$(1,0 \div 1,2) \cdot 10^5$
18	tolaga tik bo'lganda	$(5,0 \div 10,0) \cdot 10^3$

3.5-rasmda qurilgan epyuradan ko'rish mumkinki, $N \cdot l$ ko'paytma N – bo'ylama kuch uchun qurilgan epyuraning yuzini ifodalaydi.

Demak, agar sterjenning F kesim yuzasi o'zgarmas bo'lsa, uning absolyut deformatsiyasini N uchun qurilgan epyura yuzasining EF sterjen bikrligiga bo'lib, aniqlash mumkin ekan.

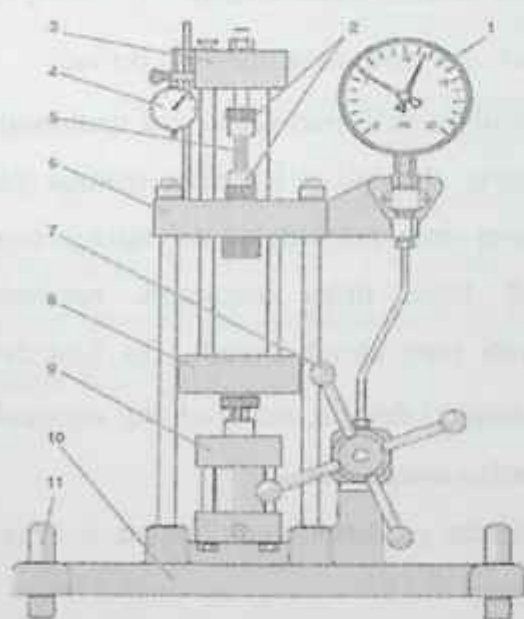
Nazorat savollari:

1. Sterjenda qachon siqilish yoki cho'zilish deformatsiyasi sodir bo'ladi?
2. Siqilish va cho'zilishda sterjenning ko'ndalang kesimlarida qanday kuchlanish hosil bo'ladi?
3. Cho'zilish va siqilishdagi kuchlanishning qiymati ko'ndalang kesimning qanday geometrik xarakteristikalariga bog'liq?
4. Cho'zilish va siqilishda ko'ndalang kesim o'lchamlari qanday aniqlanadi?
5. Cho'zilish va siqilishda sterjenning yuk ko'tara olishi qanday aniqlanadi?
6. Ruxsat etilgan kuchlanishning plastik materiallar uchun qiymati qanday topiladi?
7. Ruxsat etilgan kuchlanishning mo'rt materiallar uchun qiymati qanday topiladi?
8. Siqilish va cho'zilishda absolyut (mutlaq) va nisbiy bo'ylama deformatsiyalar qanday topiladi?
9. Siqilish va cho'zilishdagi absolyut (mutlaq) va nisbiy ko'ndalang deformatsiyalar qanday topiladi?
10. Puasson koeffitsiyenti nima?
11. Guk qonuni qanday ifodalanadi?
12. Elastiklik moduli nimani xarakterlaydi va u qanday o'lchov birligida o'lchanadi?

IV BOB. MATERIALLARNING MUSTAHKAMLIGINI SINOV YO'LI BILAN O'RGANISH

4.1. Sinov uchun namunalar. Turli materiallar uchun cho'zilish diagrammasi

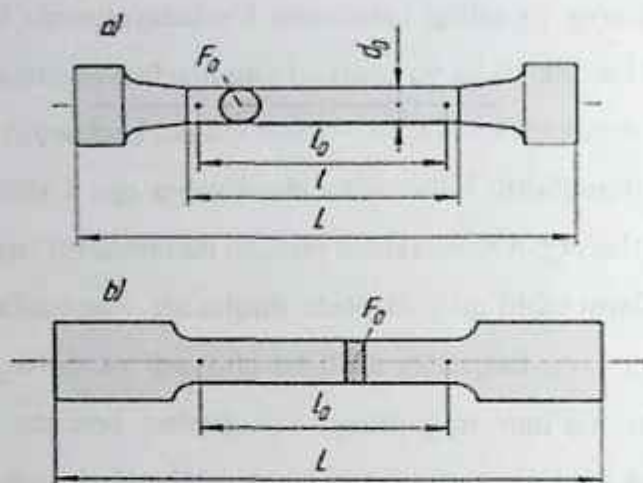
Konstruksiya va uning qismlarini loyihalayotganda hamda ularni mustahkamlikka, bikrlikka va ustuvorlikka hisoblayotganda materiallarning mexanik xarakteristikalarini – ruxsat etilgan kuchlanish va elastiklik modulining qiymatlarini bilish katta ahamiyatga ega. Ushbu xarakteristikalar tekshirilayotgan materialdan olingan namunalarni tajribada sinab, olingan natijalarni tahlil qilish asosida aniqlanadi. Namunalarni tajribada sinashning eng ko'p tarqalgan usuli bu cho'zish va siqishga sinashdir. Buning uchun ma'lum miqdordagi yuklanishni berilgan tezlik bilan namunaga bera oladigan turli xildagi sinov mashinalaridan foydalaniladi. Ulardan biri 4.1-rasmda keltirilgan.



4.1-rasm.

- 1-dinamometr
- 2-qamrovchi bosh qism
- 3-yuqoriga suruvchi moslama
- 4-doirasimon shkalali o'lchovchi uskuna
- 5-qotiruvchi moslama
- 6-yo'naltiruvchi rama
- 7- bosh silindrli maxovik
- 8-pastki siquvchi moslama
- 9-bosh silindr
- 10-uskunaning asosi
- 11-uskunaning tayanchi

Bu tajribada materiallarning eng muhim xususiyatlarini o'rganish mumkin. Tajriba o'tkaziladigan materialdan namunalar yasaladi. Ular silindrik (4.2a-rasm) yoki tekis yuza (4.2b-rasm) ko'rinishida bo'ladi.

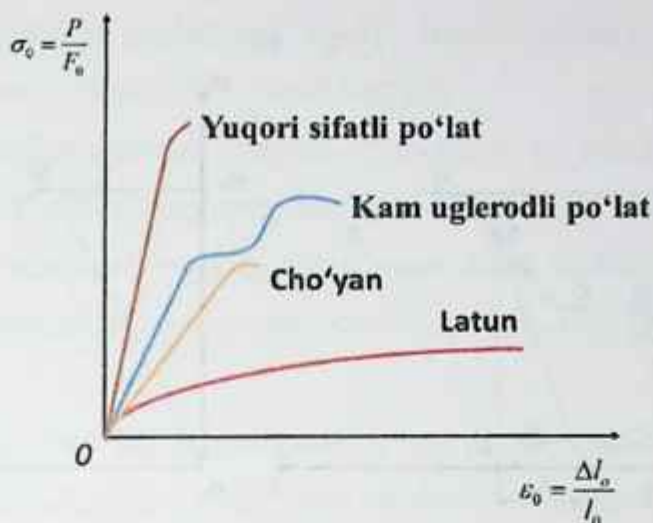


4.2-rasm. Sinov uchun namunalar.

Namunalarning o'lchamlari, ya'ni uzun namunalarda $l_0 = 10d_0$ va kalta namunalarda esa $l_0 = 5d_0$ bo'lishi maqsadga muvofiq bo'ladi.

Zo'riqishga mos keluvchi absolyut deformatsiyalar esa namunaga (sterjenlarga) o'rnatilgan doirasimon shkalali o'lchovchi uskuna (4) yordamida aniqlanadi. Hozirgi zamon sinov mashinalari zo'riqishga mos keluvchi deformatsiyani aniqlash bilan birga avtomatik ravishda $P = f(\Delta l)$ yoki $\sigma = f(\epsilon)$ grafiklarini ham chizib boradi. Bu funksiya grafiklari $\sigma \sim \epsilon$ ning shartli diagrammalari deyilib, materialning mexanik xarakteristikallari shu diagrammalardan aniqlanadi.

Turli xil materiallar uchun tajriba yordamida aniqlangan $\sigma = f(\epsilon)$ diagrammalari 4.3-rasmda keltirilgan.



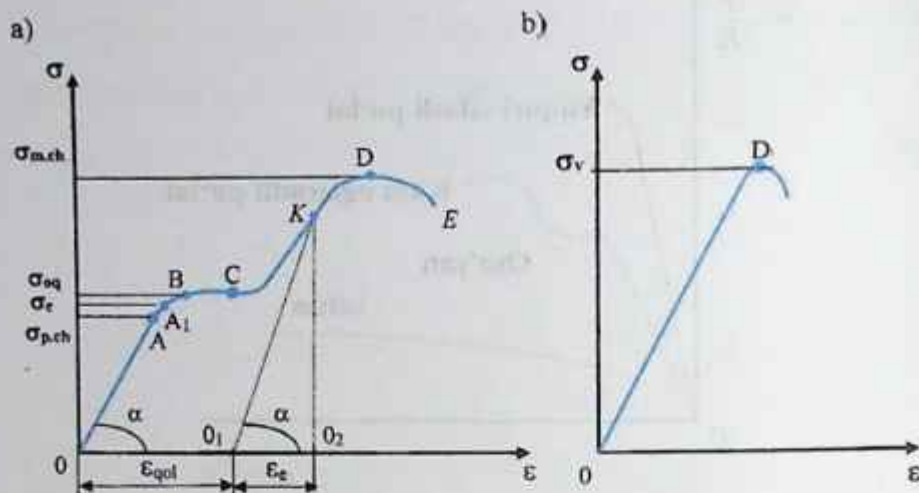
4.3-rasm. Turli materiallar uchun cho'zilish diagrammalari.

Bu yerda l_0 namunaning (sterjenning) boshlang'ich uzunligi, F_0 – sterjenning boshlang'ich ko'ndalang kesim yuzasi.

Diagrammalarning xilma-xilligi materiallarning xossalarini aniqlashda asosiy ma'lumot beruvchi manba bo'lib, ularni sinflarga ajratishda va ko'rgazmali namoyish etishda kerakli ma'lumot hisoblanadi.

4.2. Plastik va mo'rt materiallarning cho'zilish va siqilish diagrammalari.

Odatda, diagrammalar shartli ravishda plastik va mo'rt materiallar diagrammasiga ajratiladi. 4.4a,b-rasmlarda plastik va mo'rt materiallar uchun har xil masshtablarda qurilgan va shartli soddalashtirilgan diagrammalar keltirilgan.



4.4-rasm. Deformatsiyalanish diagrammasi:
a) plastik material uchun; b) mo'rt material uchun.

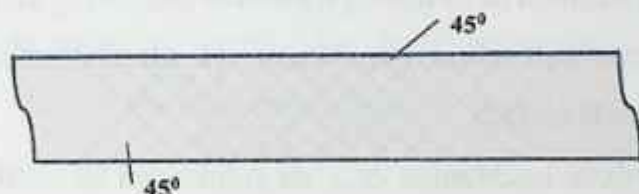
Plastik material (kam uglerodli po'lat) uchun qurilgan $\sigma \sim \varepsilon$ diagrammaning muhim nuqtalarining tahlilini ko'rib chiqamiz (4.4a-rasm). Diagramma bir qator o'ziga xos qismlardan iborat. OA bo'lakda diagramma to'g'ri chiziqdan iborat. A nuqtada proporsionallik chegarasiga mos keluvchi kuchlanish $\sigma_{p.ch}$ ning eng katta qiymati hosil bo'ladi va OA bo'lakda Guk qonuni to'la bajariladi. Kam uglerodli po'latlar uchun $\sigma_{p.ch}$ ning qiymati taxminan 2000 kgk/sm^2 ga teng bo'ladi.

Bu holda, diagrammadan 1-tur elastiklik moduli $E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \tan \alpha$ ekanligini aniqlash mumkin. σ_e – elastiklik chegarasidagi eng katta kuchlanishni ifodalaydi. Kuchlanishning qiymati $\sigma_{p.ch}$ dan ortishi bilan deformatsiyaning qiymati yuklanishga nisbatan tezroq o'sadi va diagramma A_1 nuqttagacha yuqoriga qavargan egri chiziq ko'rinishini oladi. So'ngra material xarakterida keskin o'zgarish yuz berib, cho'zuvchi kuchning qiymati oshmasa-da, uning ma'lum bir qiymatida deformatsiyaning

ortishi kuzatiladi, ya'ni material "oqadi". Diagrammada gorizontal (yoki deyarli gorizontal) qism (B–C) hosil bo'ladi.

Yuklanish o'zgarmas (deyarli o'zgarmas) bo'lganda deformatsiyaning o'sishi materialning oquvchanligini ifodalaydi va bu holatga to'g'ri keluvchi kuchlanish oquvchanlik chegarasidagi kuchlanish deyilib, u σ_{oq} deb belgilanadi. Kam uglerodli po'lat uchun $\sigma_{oq} \approx 2400 \text{ kg/sm}^2$ ga teng bo'ladi.

Namuna materiali oqayotganda uning sirtida keskin ko'zga tashlanadigan darajadagi to'g'ri chiziqlar paydo bo'ladi. Bu chiziqlar "Chernov chiziqlari" yoki ba'zi hollarda "Lyuders chiziqlari" deb ataladi (4.5-rasm). Bu chiziqlar material yetarli darajada deformatsiyalanganda material zarralarining o'zaro harakatlanishi natijasida hosil bo'ladi.



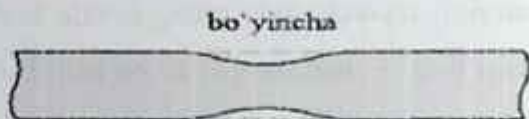
4.5-rasm. Oquvchanlik chegarasida chiziqlarning hosil bo'lishi.

Diagrammada C nuqtadan keyin material yana cho'zilishga qarshilik ko'rsata boshlaydi va Δl ni uzaytirish uchun kuchni oshirishga to'g'ri keladi. Diagrammaning D nuqtasida kuchlanish eng katta qiymatga erishib, bu material ko'tara oladigan eng katta yukning qiymatiga to'g'ri keladi. Bu kuchlanish $\sigma_{m.ch}$ – mustahkamlik chegarasidagi kuchlanish deb aytiladi.

Bu vaqtdan boshlab namuna o'zini boshqacha tuta boshlaydi. Shu davrgacha cho'zilishda butun sterjen qatnashib, uni uzunligining har bir

bo'lagi taxminan bir xil uzayib, ko'ndalang o'lchamlari ham bir xil qisqargan edi.

Yuklanishning qiymati D nuqtadagi qiymatga yetgan vaqtdan boshlab, deformatsiya, asosan, namunaning bir joyiga yig'iladi, ya'ni shu joy atrofidagi kichkina bo'lakka katta kuchlanish ta'sir qiladi. Bu holat o'sha joydagi ko'ndalang kesimning torayishiga olib kelib, "bo'yincha" deb ataluvchi qism paydo bo'ladi (4.6-rasm).



4.6-rasm. Mustahkamlik chegarasidan so'ng namunada bo'yinchaning hosil bo'lishi.

Bu holda namuna deformatsiyalanuvchi qismining kichrayishi hisobiga sterjenni cho'zish uchun tobora kamroq kuch talab etiladi va nihoyat, namuna E nuqtada uziladi.

Agar tajribani kuchlanish $\sigma_{p.ch.}$ ga yetmasdan to'xtatib, namunadan kuchni olib tashlasak, u holda yuksizlanish ham, diagramma ham shu AO chizig'i bo'yicha orqaga qaytadi. Bu holda namunadan yuk olinganidan keyin deformatsiya batamom yo'q bo'lib ketib, sterjen o'zining oldingi holatiga qaytadi. Bu sterjenning faqat elastik deformatsiyalanganligini bildiradi.

Agar namuna diagrammaning C va D nuqtalar oralig'ida yotuvchi K nuqtasida yuksizlantirilsa, u holda yuksizlantirish natijasida diagramma OA to'g'ri chiziqqa deyarli parallel bo'lgan KO_1 to'g'ri chiziq bo'yicha orqaga qaytadi. Bu holda namuna boshlang'ich o'lchamlariga qaytmaydi, O_1O_2 kesma elastik deformatsiyani, OO_1 kesma qoldiq deformatsiyani,

OO_2 to'liq deformatsiyani ifodalaydi. Shunday OA_1 yuklanishni topish mumkinki, bunda namuna faqat elastik deformatsiyalanib, odatda, diagrammaning A_1 nuqtasi A nuqtadan yuqoriroqda yotadi. Elastiklik chegarasida, ya'ni σ_e da deformatsiya $\varepsilon \approx 0,001-0,03\%$ ni tashkil qiladi.

Odatda A va A_1 nuqtalar shu darajada bir-biriga yaqin bo'ladiki, elastiklik chegarasi σ_e bilan proporsionallik chegarasi $\sigma_{p.ch}$ ko'p hollarda ustma-ust tushadi. Shuning uchun material elastiklik chegarasigacha Guk qonuniga bo'ysunadi, deb hisoblanadi. Haqiqatda esa proporsionallik chegarasigacha material Guk qonuniga $\sigma=E \cdot \varepsilon$ bo'ysunadi deyish to'g'riroq bo'ladi.

Namuna uchun cho'zuvchi kuchning eng katta qiymati OD ordina taga to'g'ri keladi, shuning uchun ko'p hollarda bu kuch buzuvchi yuklanish ham deb ataladi. Chunki u buzilishning boshlanishiga sababchi bo'ladi, to'la buzilish esa diagrammadagi yuklanish E nuqtaga yetganida hosil bo'ladi. Eng katta yuklanish hosil qilgan D nuqtadagi kuchlanish mustahkamlik chegarasidagi kuchlanish ($\sigma_{m.ch}$) yoki vaqtinchalik qarshilik ko'rsatuvchi kuchlanish σ_v deb ataladi. Kam uglerodli po'lat uchun $\sigma_{m.ch} \approx 4000 \text{ kg/sm}^2$ ga teng bo'ladi.

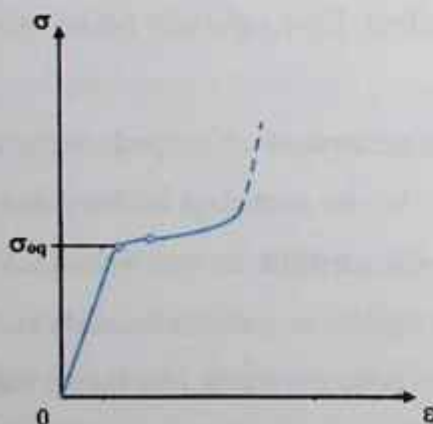
Mo'rt materiallar uchun $\sigma-\varepsilon$ diagrammasi D nuqtada tugovchi to'g'ri chiziqdan iborat (4.4b-rasm) bo'lib, bu nuqtadagi kuchlanishning qiymati σ_v deb belgilanib, u vaqtinchalik qarshilik ko'rsatuvchi kuchlanish deb ataladi. Mo'rt materiallarning haqiqiy $\sigma-\varepsilon$ diagrammasida kuchlanish va deformatsiya o'rtasida to'g'ri proporsionallik bog'lanish mavjud bo'lmasdan, u egri chiziqqa yaqin chiziqdan tashkil topgan bo'ladi.

Endi plastik materiallarning siqilish deformatsiyasini ko'rib chiqamiz. 4.7-rasmda plastik materiallar uchun siqilish diagrammasi $\sigma \sim \varepsilon$ keltirilgan.

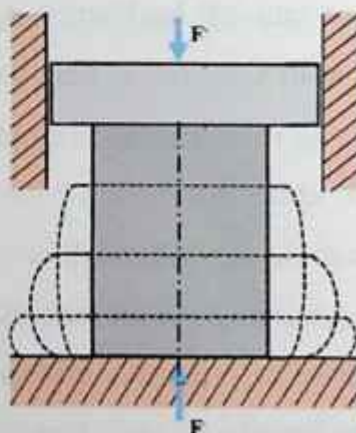
Plastik materiallar uchun siqilish diagrammasi $\sigma \sim \varepsilon$ ning cho'zilishdagi diagrammadan (4.3-rasm) farqi vaqtinchalik qarshilik ko'rsatish nuqtasining bo'lmavligidir. Bu holda namunaning siqilishdagi deformatsiyalanish holati 4.8-rasmda ko'rsatilgan.

Siqilishda ko'ndalang kesim yuzasining kattalashib borishi evaziga plastik materiallarda namunani deyarli buzib bo'lmaydi. Ammo kuchlanishning noldan σ_{oq} gacha bo'lgan qiymatlarida plastik materiallarning siqilish va cho'zilish diagrammalari bir xil bo'ladi.

Shunday qilib, ushbu materiallar uchun elastiklik moduli E siqilish va cho'zilishda bir-biridan farq qiluvchi o'zgaruvchan kattalik bo'ladi. Lekin amaldagi kuchlanishning o'zgarish chegarasida bu holat hisobga olinmay elastiklik modulini o'zgarmas deb, kuchlanish bilan deformatsiya o'rtasidagi bog'lanishni chiziqli deb olinadi.



4.7-rasm. Plastik material uchun siqilish diagrammasi.

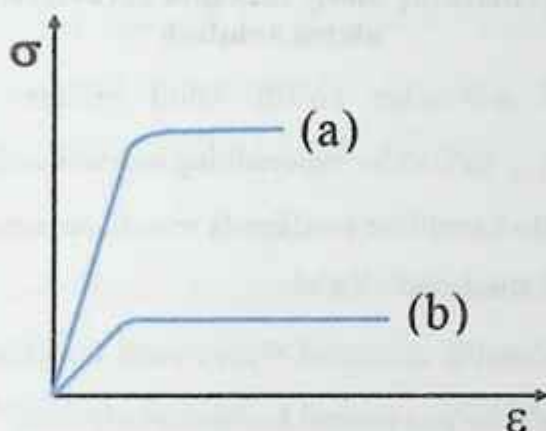


4.8-rasm. Namunaning deformatsiyalanishi.

Shuningdek, tajriba natijasidan ko'rinadiki, mo'rt materiallarning siqilish va cho'zilishdagi diagrammalarining xarakteri bir xil bo'ladi, lekin σ ning qiymati siqilishda cho'zilishga nisbatan ancha katta bo'ladi.

«Stekloplastik» materiallar mo'rt material hisoblansa ham ular tolalari bo'yicha tekshirilganida haqiqiy $\sigma \sim \epsilon$ diagrammasi ideallashtirilgan diagrammalar bilan ustma-ust tushadi.

Xvoyli daraxt uchun 4.9-rasmda keltirilgan diagrammada materialning anizotroplik xususiyati yaqqol ko'zga tashlanadi.



4.9-rasm. Xvoyli daraxt uchun siqilishda ideallashtirilgan diagrammalar:
a – tola bo'yicha, b – ko'ndalang siqilganda.

Quruq qarag'ay yog'ochi uchun tola bo'ylab siqilishdagi proporsionallik chegarasi o'rtacha $\sigma_{p.ch.} = 350 \div 400 \text{ kgk/sm}^2$, elastiklik moduli $E = 1,1 \cdot 10^5 \text{ kg/sm}^2$ ni tashkil etadi. Tolalarga ko'ndalang siqishda proporsionallik chegarasi taxminan $\sigma_{p.ch.} = 50 \text{ kgk/sm}^2$ ni, elastiklik moduli $E = 5000 \text{ kgk/sm}^2$ ni tashkil etadi. Bu materialni tolalari bo'ylab cho'zilishdagi proporsionallik chegarasi, siqilishdagiga nisbatan taxminan ikki marta katta. Cho'zilishdagi elastiklik moduli siqilishga nisbatan ancha

katta, ammo hisoblash ishlarida qarag'ay yog'ochining siqilishdagi xarakteristikalarini olinadi.

4.9-rasmdan ko'rinib turibdiki, tolalari bo'ylab siqilish diagrammasi $\sigma \sim \varepsilon$ mo'rt materiallarga xos, tolalarga ko'ndalang siqilish diagrammasi $\sigma \sim \varepsilon$ esa plastik materiallarga xosdir. Tolasimon tuzilishga ega qurilish materiali bo'lgan daraxtlarda cho'zilishdagi mustahkamlik siqilishdagiga qaraganda ancha kattaroq bo'ladi.

4.3. Materiallarning asosiy mexanik xarakteristikalarini va ularni aniqlash

Yuqoridagi mavzudan ko'rib, tahlil qilingan diagrammadagi $\sigma_{p.ch.}$, σ_e , σ_{oq} , $\sigma_{m.ch.}$ kattaliklar materialning mustahkamlik xarakteristikalarini deb ataladi. Bu kattaliklar yordamida materiallarning asosiy mexanik xarakteristikalarini aniqlanadi. Ya'ni:

1. Proportsionallik chegarasi $\sigma_{p.ch.}$, ya'ni Guk qonuni o'rinli bo'lgan oraliqqa to'g'ri kelgan normal kuchlanish qiymati:

$$\sigma_{p.ch.} = \frac{P_p}{F_0}$$

2. Elastiklik chegarasi σ_e , ya'ni qoldiq deformatsiya paydo bo'lmaydigan kuchlanishning eng katta qiymati:

$$\sigma_e = \frac{P_{el}}{F_0}$$

3. Oquvchanlik chegarasi:

$$\sigma_{oq} = \frac{P_{oq}}{F_0}$$

4. Mustahkamlik chegarasi $\sigma_{m.ch.}$, ya'ni namuna qabul qilish mumkin bo'lgan eng katta kuchlanish:

$$\sigma_{m.ch.} = \frac{P_{max}}{F_0}$$

Diagrammadagi (4.4-rasm) C nuqta $\sigma \sim \varepsilon$ diagrammaning xarakterli nuqtasi bo'lib, σ_{oq} kuchlanish namunaning oquvchanlik chegarasiga mos keladi. Kuchlanish ushbu kattalikka yetganida konstruksiya ishiga salbiy ta'sir ko'rsatuvchi yetarli darajada katta deformatsiyalar hosil bo'ladi. Shuning uchun plastik materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]$ ning qiymati, oquvchanlik chegarasiga mos bo'lgan kuchlanish σ_{oq} ning, ehtiyotlik koeffitsienti n_1 nisbatiga teng deb olinadi, ya'ni:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{oq}}{n_1} \quad (4.1)$$

Mo'rt materiallar uchun diagrammadagi D nuqtaga to'g'ri keluvchi (vaqtinchalik qarshilikka mos keluvchi) kuchlanish σ_v olinib, mo'rt materiallar uchun ehtiyotlik koeffitsiyenti n_2 ga bo'linib, ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_v}{n_2} \quad (4.2)$$

(4.1) va (4.2)dagi ehtiyotlik koeffitsientlari n_1 va n_2 lar bir-biriga teng bo'lmaydi. Chunki kuchlanish σ_{oq} ga yetganida material buzilmay, faqat deformatsiyasi oshadi, lekin kuchlanish σ_v ga yetganida buzilish boshlanadi. Undan tashqari ehtiyotlik koeffitsiyentining kattaligiga plastik va mo'rt materiallar ishlashidagi, qator o'ziga xos jihatlar ta'sir ko'rsatadi. Masalan, mo'rt materiallar zarbali yoki o'zgaruvchi ishorali yuklanishlarga deyarli qarshilik ko'rsatmaydi.

Bu yerda ehtiyot koeffitsiyenti quyidagilarga qarab tanlanadi:

Materialning ishlash muddatiga (uzoq muddatga yoki ko'proq yoki qisqa muddatga mo'ljallangan) va xavfsizligiga qarab tanlanadi.

Materialning plastik xarakteristikalarini ham ma-

$$\delta_k = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100\%$$

Materialning qisqarish

$$\psi = \frac{F - F_0}{F_0} \cdot 100\%$$

Materialning qisqarish qancha katta bo'lsa, material shuncha

4.1-jadvalda asosiy materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuch-

Asosiy materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma]$ ning

4.1-jadval

Material	Ruxsat etilgan normal kuchlanish	
	Chet davlatlar [Pa]	Sovetlar [Pa]
Uglerodli po'lat	2400	3800-4700
Xromli po'lat	6500	8000
Xrom-kremniy, marganesli po'lat	14000	16500
Dyuralyuminiy	3300	4500-5000
Titan qotishmasi	7000-8000	8000-9000

Mis	300 - 1200	
Alyuminiy	300 - 800	
Dyuralyumin	800 - 1500	
Fanera	400 - 500	
Qarag'ay: tolalar bo'ylab	70 - 100	100 - 120
tolalarga ko'ndalang	-	15 - 20
Qum tosh	20	400 ... 1500
G'isht	-	75 ... 300
Beton	-	50 ... 350

4.2-jadvalda ba'zi materiallar uchun oquvchanlik chegarasidagi σ_{oq} va mustahkamlik chegarasidagi $\sigma_{m.ch}$ kuchlanishlarning eng katta qiymatlari keltirilgan.

Turli materiallar uchun oquvchanlik va mustahkamlik chegaralaridagi kuchlanishlarning eng katta qiymatlari

4.2-jadval

Materialning nomi	Markasi	Kuchlanishlar	
		σ_{oq} kgk/sm ²	$\sigma_{m.ch}$ kgk/sm ²
Uglerodli po'lat	St.3	2400	3800-4700
	St.6	3100	6000-7200
Xromli po'lat	20X	6500	8000
Xrom-kremniy, marganesli po'lat	35XGSA	14000	16500
Dyuralyuminiy	D16	3300	4500-5000
Titan qotishmasi	VT4	7000-8000	8000-9000

Materialning ishlash muddatiga (uzoq muddatga yoki ko'proq yoki qisqa muddatga mo'ljallangan) va xavfsizligiga qarab tanlanadi.

Materialning plastik xarakteristikalarini ham ma-

$$\delta_k = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100\%$$

Materialning qisqarish

$$\psi = \frac{F - F_0}{F_0} \cdot 100\%$$

Materialning qisqarish qancha katta bo'lsa, material shuncha

4.1-jadvalda asosiy materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuch-

Asosiy materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma]$ ning

4.1-jadval

Material	Ruxsat etilgan normal kuchlanish	
	Chet davlatlar [Pa]	Sovetlar [Pa]
Uglerodli po'lat	2400	3800-4700
Xromli po'lat	6500	8000
Xrom-kremniy, marganesli po'lat	14000	16500
Dyuralyuminiy	3300	4500-5000
Titan qotishmasi	7000-8000	8000-9000

Mis	300 - 1200	
Alyuminiy	300 - 800	
Dyuralyumin	800 - 1500	
Fanera	400 - 500	
Qarag'ay: tolalar bo'ylab	70 - 100	100 - 120
tolalarga ko'ndalang	-	15 - 20
Qum tosh	20	400 ... 1500
G'isht	-	75 ... 300
Beton	-	50 ... 350

4.2-jadvalda ba'zi materiallar uchun oquvchanlik chegarasidagi σ_{oq} va mustahkamlik chegarasidagi $\sigma_{m.ch}$ kuchlanishlarning eng katta qiymatlari keltirilgan.

Turli materiallar uchun oquvchanlik va mustahkamlik chegaralaridagi kuchlanishlarning eng katta qiymatlari

4.2-jadval

Materialning nomi	Markasi	Kuchlanishlar	
		σ_{oq} kgk/sm ²	$\sigma_{m.ch}$ kgk/sm ²
Uglerodli po'lat	St.3	2400	3800-4700
	St.6	3100	6000-7200
Xromli po'lat	20X	6500	8000
Xrom-kremniy, marganesli po'lat	35XGSA	14000	16500
Dyuralyuminiy	D16	3300	4500-5000
Titan qotishmasi	VT4	7000-8000	8000-9000

1. Materialning turiga;

2. Inshoot yoki mashinaning ishlash muddatiga (uzoq muddatga mo'ljallangan inshootlarda ko'proq yoki qisqa muddatga mo'ljallangan inshootlarda kamroq);

3. Inshootning xavfli yoki xavfsizligiga qarab tanlanadi.

Bulardan tashqari materialning plastik xarakteristikalarini ham mavjud bo'ladi:

– nisbiy qoldiq cho'zilish:

$$\delta_k = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100\%$$

nisbiy ko'ndalang qisqarish

$$\psi = \frac{F - F_0}{F_0} \cdot 100\%$$

Nisbiy ko'ndalang qisqarish qancha katta bo'lsa, material shunchalik elastik bo'ladi.

4.1-jadvalda asosiy materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma]$ ning chegaraviy qiymatlari keltirilgan.

Asosiy materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma]$ ning chegaraviy qiymatlari

4.1-jadval

Material	Ruxsat etilgan normal kuchlanish kgk/sm^2	
	Cho'zilishda $[\sigma_{ch}]$	Siqilishda $[\sigma_s]$
1	2	3
Kulrang cho'yan	280 – 800	1200 – 1500
Po'lat St 0 va St 2	1400	1400
Po'lat St 3	1600	1600
Uglerodli po'lat (mashinasozlikda)	~2500	~2500
Ligerlangan po'lat (mashinasozlikda)	~4000	~4000

Mis	300 - 1200	
Alyuminiy	300 - 800	
Dyuralyumin	800 - 1500	
Fanera	400 - 500	
Qarag'ay: tolalar bo'ylab tolalarga ko'ndalang	70 - 100	100 - 120
	-	15 - 20
Qum tosh	20	400 ... 1500
G'isht	-	75 ... 300
Beton	-	50 ... 350

4.2-jadvalda ba'zi materiallar uchun oquvchanlik chegarasidagi σ_{oq} va mustahkamlik chegarasidagi $\sigma_{m.ch.}$ kuchlanishlarning eng katta qiymatlari keltirilgan.

Turli materiallar uchun oquvchanlik va mustahkamlik chegaralaridagi kuchlanishlarning eng katta qiymatlari

4.2- jadval

Materialning nomi	Markasi	Kuchlanishlar	
		σ_{oq} kgk/sm ²	$\sigma_{m.ch.}$ kgk/sm ²
Uglerodli po'lat	St.3	2400	3800-4700
	St.6	3100	6000-7200
Xromli po'lat	20X	6500	8000
Xrom-kremniy, marganesli po'lat	35XGSA	14000	16500
Dyuralyuminiy	D16	3300	4500-5000
Titan qotishmasi	VT4	7000-8000	8000-9000

Nazorat savollari:

1. $\sigma \sim \varepsilon$ diagrammasidan nimani aniqlasa bo'ladi?
2. Oquvchanlik chegarasida material o'zini qanday tutadi?
3. Qanday materiallar uchun vaqtinchalik qarshilik tushunchasi ishlatiladi?
4. $\sigma \sim \varepsilon$ diagrammasiga qarab hamma materiallar qanday turlarga ajratiladi?
5. Plastik materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanish qanday aniqlanadi?
6. Shartli oquvchanlik chegarasi nima bilan xarakterlanadi?
7. Ehtiyot koeffitsiyentining qiymati qaysi omillarga qarab tanlanadi?
8. Mo'rt materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanish qanday aniqlanadi?
9. Kuchlanish qanday qiymatgacha bo'lsa Guk qonuni bajariladi?
10. Plastik materiallar diagrammasidagi eng katta kuchlanish nima deb ataladi va u qanday belgilanadi?
11. Materialning qanday plastik xarakteristikalar mavjud?
12. Sterjenda hosil bo'ladigan kuchlanishlarning turi va kattaliklari nimaga bog'liq bo'ladi?

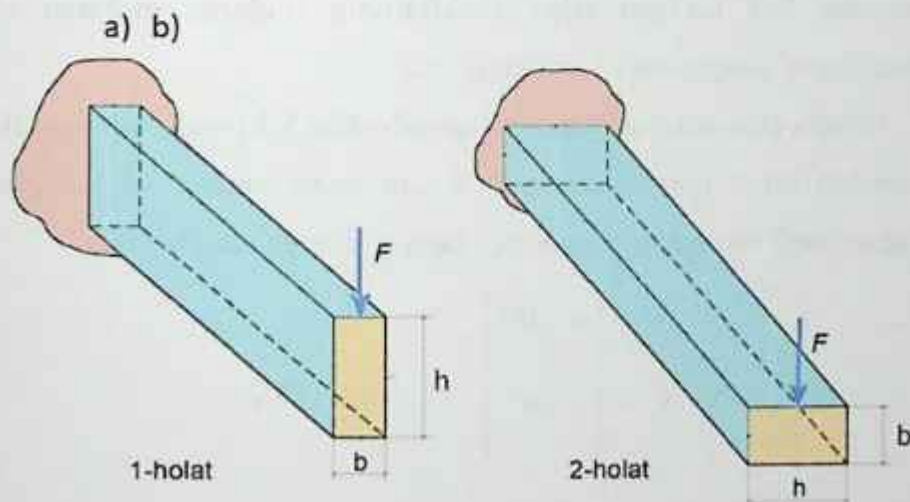
V BOB. TEKIS SHAKLLARNING GEOMETRIK XARAKTERISTIKALARI

5.1. Asosiy geometrik xarakteristikalar

Cho'zilish va siqilish deformatsiyasi tekshirilganida konstruksiya elementlarining ko'ndalang kesimi uning geometrik xarakteristikasi sifatida kesim yuzasi qaralar edi. Bunda, ko'ndalang kesim yuzasiga qarab uning qarshiligi o'zgarar edi. Egilish va buralishda esa faqat shu ko'rsatkich bo'yicha fikr yuritib bo'lmaydi. Chunki ma'lum ko'ndalang kesim yuzaga ega bo'lgan balka uni qanday o'rnatilishiga qarab egilishga har xil qarshilik ko'rsatadi.

Demak, brusning ko'ndalang kesimlaridagi kuchlanishlarning miqdori va taqsimlanish qonuniyati faqat ichki kuchlarga bog'liq bo'lmay, kesimning biror sanoq sistemasidagi o'lchamlari, shakli va kesim yo'nalishlariga ham bog'liq bo'ladi.

Misol tariqasida F kuch ta'sirida bo'lgan bitta konsol balkaning 2 xil joylashuv holatini ko'rib chiqamiz (5.1-rasm).



5.1-rasm

Har ikki holatning tahlilidan (a) holatda balkaning egilishga qarshiligi (b) holatga nisbatan ko'proq bo'ladi.

Shuning uchun egilish, buralish va murakkab qarshiliklarda hamda sterjenlarni ustuvorlikka hisoblashda ko'ngdalang kesim yuzasidan tashqari murakkabroq bo'lgan kesimning quyidagi boshqa geometrik xarakteristikalarini o'rganish zarur bo'ladi. Ko'ndalang kesimlarning quyidagi asosiy geometrik xarakteristikalarini ko'rib chiqamiz:

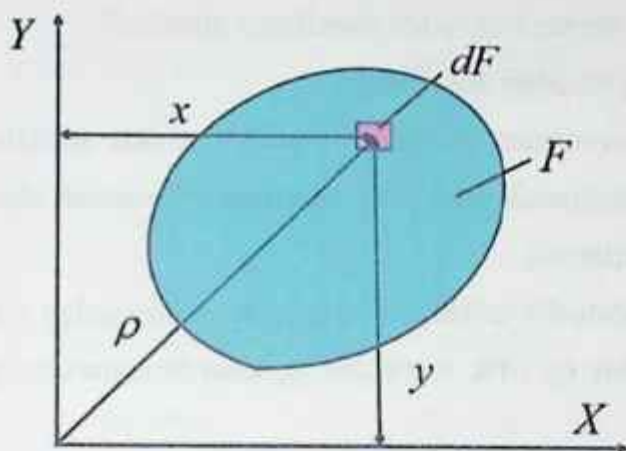
1. Tekis shakllarning statik momentlari.
2. Tekis shakllarning o'qlarga nisbatan inersiya momentlari, markazdan qochirma va qutb inersiya momentlaridir.
5. Tekis shakllarning qarshilik momentlari.

5.2. Tekis shakllarning o'qlarga nisbatan statik momentlari

Bizga "Nazariy mexanika" fanidan ma'lumki, murakkab tekis kesimlarning og'irlik markazlarini aniqlashda statik moment tushunchasidan foydalanilgan edi. Ko'ndalang kesimlarning geometrik xarakteristikalaridan biri bo'lgan tekis shakllarning o'qlarga nisbatan statik momentlarini aniqlashni ko'rib chiqamiz.

Birorta elementar dF yuzacha ajratib olib (5.2-rasm), uni koordinata sistemalari bilan bog'lasak, unda kesim yuzasining x va y o'qlariga nisbatan statik momenti S_x va S_y lar quyidagiga teng bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} S_x &= \int_F y \cdot dF \\ S_y &= \int_F x \cdot dF \end{aligned} \right\} \quad (\text{m}^3) \quad (5.2)$$



5.2-rasm.

bu yerda:

x – elementar yuzachadan ordinata o'qi-gacha bo'lgan masofa;

y – elementar yuzachadan absissa o'qi-gacha bo'lgan masofa;

F – tekis kesim yuzasi.

(5.2) ifodadan kesim yuzasi og'irlik markazining koordinatalari quyidagicha aniqlanadi:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= S_y / F \\ y_c &= S_x / F \end{aligned} \right\} \quad (5.3)$$

Kesim murakkab shaklli bo'lsa, u holda kesim bir nechta bo'laklarga ajratilib, uning og'irlik markazi koordinatalari quyidagi formula orqali aniqlanadi:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2 + \dots + F_n x_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n} \\ y_c &= \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + \dots + F_n y_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n} \end{aligned} \right\} \text{ yoki } \left. \begin{aligned} x_c &= \frac{\sum S_{yi}}{\sum F_i} \\ y_c &= \frac{\sum S_{xi}}{\sum F_i} \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

Bu yerda $F_1, F_2, \dots, F_n$ – har bitta bo'lakning yuzasi; $x_1, x_2, \dots, x_n, y_1, y_2, \dots, y_n$ – bo'laklar og'irlik markazlarining koordinatalari.

Har doim kesimning og'irlik markazidan o'tgan o'qlarga nisbatan uning statik momentlari nolga teng bo'ladi.

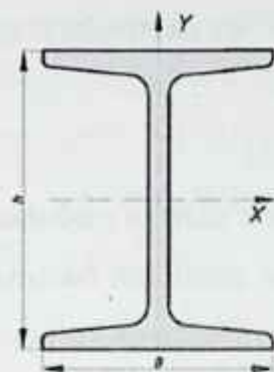
Murakkab tekis kesim og'irlik markazining koordinatalarini quyidagi tartibda aniqlanadi:

1. Murakkab kesimni bir nechta sodda shakllarga ajratiladi.
2. Sodda shakllarning yuzalari aniqlanadi.
3. Ixtiyoriy qulay koordinata sistemasini tanlab, sodda shakllar og'irlik markazlarining koordinatalari va statik momentlarini tanlab olingan sistemaga nisbatan aniqlanadi.
4. (5.4) ifodadan foydalanib tanlangan koordinata sistemasiga nisbatan murakkab tekis kesim og'irlik markazining koordinatalari aniqlanadi.

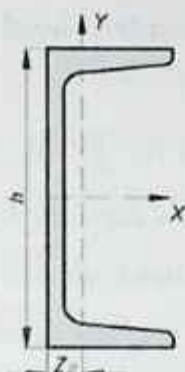
Agar murakkab tekis kesim birorta simmetriya o'qiga ega bo'lsa, u holda kesimning og'irlik markazi, albatta, shu o'qda yotadi. Kesimda ikki va undan ortiq simmetriya o'qlari mavjud bo'lsa, u holda kesimning og'irlik markazi shu simmetriya o'qlarining kesishgan nuqtasida yotadi.

Umuman olganda, murakkab tekis kesimlarni soddaroq bo'laklarga ajratish muhim ahamiyatga egadir. Masalan, trapetsiyani sodda shakl deb olish mumkin, lekin uning geometrik xarakteristikalarini maxsus jadvallarda keltirilmagan. Shuning uchun unga murakkab shakl sifatida qarab, ya'ni to'g'ri to'rtburchak va ikkita uchburchakka ajratib, geometrik xarakteristikalarini aniqlanadi.

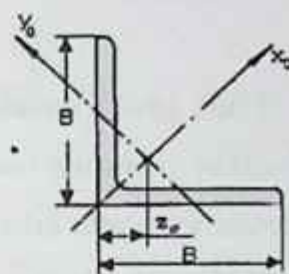
Qurilish konstruksiyalarida turli standart profildagi prokat po'latlar – qo'shtavr, shveller, teng yonli burchakliklar ko'p uchraydi (5.3 rasm).



Qo'shtavr



Shveller



Teng yonli burchaklik

5.3-rasm.

Barcha bu profildagi prokat buyumlar tegishli nomerlar asosida ishlab chiqariladi. Profil nomeri uning santimetrlardagi balandligini bildiradi. Qo'shtavr ikkita simmetriya o'qiga ega bo'lib, uning og'irlik markazi shu o'qlarning kesishgan nuqtasida yotadi. Shveller va teng yonli burchaklik bittadan simmetriya o'qlariga ega, ya'ni shveller uchun « α » va teng yonli burchaklik uchun « α_0 ». Bularning og'irlik markazlari shu simmetriya o'qida yotib, uning o'rni standart jadvallarda z_0 kattaligi orqali berilgan bo'ladi. Standart jadvallarda bu profillar uchun ularning barcha geometrik xarakteristikalar berilgan bo'lib, ular prokat po'latlarining sortamenti deb ataladi.

5.3. Shaklning biror o'qqa nisbatan inersiya momentlari

Tekis kesim shaklining biror x va y o'qqa nisbatan I_x va I_y inersiya momentlari, markazdan qochma inersiya momenti I_{xy} hamda qutb inersiya momentlari 5.2-rasm asosida quyidagi tartibda aniqlanadi.

1. Kesimning biror x va y o'qlarga nisbatan I_x va I_y inersiya momenti yuzadan olingan hamma elementar yuzachalarning shu o'qqacha bo'lgan

oralig'i kvadratiga ko'paytmasidan hosil bo'lgan ko'paytmalarning yig'indisiga teng:

$$I_x = \int_F y^2 dF \quad \text{va} \quad I_y = \int_F x^2 dF \quad (\text{m}^4) \quad (5.5)$$

Tekis kesim yuzalarning o'zaro tik koordinata o'qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti deb kesimdan ajratilgan hamma elementar yuzalarni koordinata o'qlarigacha bo'lgan oraliqlariga ko'paytirishdan hosil bo'lgan ko'paytmalarning yig'indisiga aytiladi:

$$I_{xy} = \int_F x \cdot y \cdot dF \quad (\text{m}^4) \quad (5.6)$$

Tekis kesimning markazdan qochirma inersiya momentlari koordinata sistemasining 1–3 choraklarida musbat, 2–4 choraklarida esa manfiy bo'ladi. Kesim yuzasining simmetriya o'qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng bo'ladi.

3. Agarda kesim o'qqa nisbatan simmetriyaga ega bo'lsa, u holda inersiya momentini qutb koordinata sistemasida hisoblash ancha qulaylik tug'diradi (5.2-rasm). U holda qutb inersiya momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$I_\rho = \int_F \rho^2 dF \quad (\text{m}^4) \quad (5.7)$$

Agar qutb va Dekart koordinata sistemalarining boshi bir nuqtada joylashgan bo'lsa, qutb inersiya momenti o'qqa nisbatan inersiya momentlari yig'indisiga teng bo'ladi, ya'ni:

$$\rho^2 = x^2 + y^2$$

unda

$$I_\rho = \int_F \rho^2 \cdot dF = \int_F (x^2 + y^2) \cdot dF = \int_F x^2 \cdot dF + \int_F y^2 \cdot dF = I_x + I_y$$

yoki

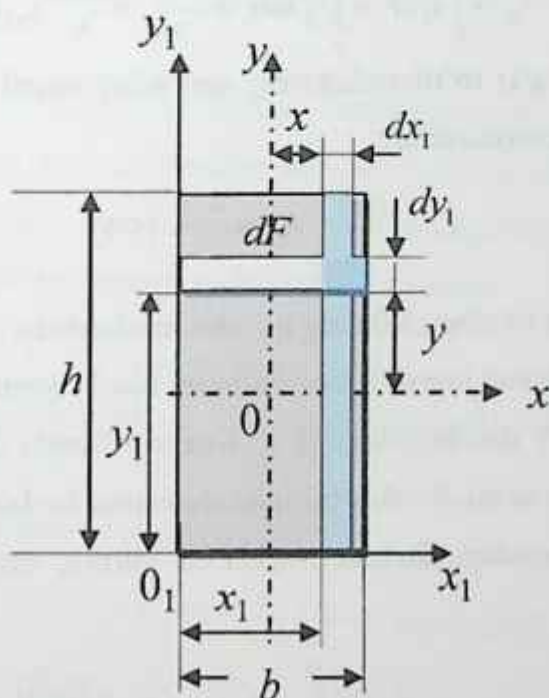
$$I_\rho = I_x + I_y \quad (5.8)$$

Demak, o'zaro tik bo'lgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlarining yig'indisi o'zgarmas bo'lib, koordinata o'qi boshiga nisbatan olingan qutb inersiya momentiga teng bo'ladi.

Murakkab kesimning geometrik xarakteristikalarini aniqlashda uni bir nechta oddiy shakllarga ajratib, har birining geometrik xarakteristikalari alohida-alohida aniqlanadi va murakkab kesim uchun yakuniy geometrik xarakteristika ularning yig'indisidan iborat bo'ladi. Bu holdagi natija jismni bo'laklarga bo'lishga bog'liq bo'lmaydi.

5.4. Oddiy shakllarning inersiya momentlari

1. To'g'ri to'rtburchak. Tomonlari h va b bo'lgan to'g'ri to'rtburchakning (5.4-rasm) x_1, y_1 koordinata o'qlariga nisbatan inersiya momentlarini hisoblaymiz.



5.4-rasm.

To'rtburchakning x_1 o'qidan y_1 masofada yotuvchi elementar yuzacha dF ajratamiz. Bu yuzaning x_1 o'qiga nisbatan elementar inersiya momenti $dI_{x_1} = y_1^2 dF$ ga teng bo'ladi. Xuddi shunday ordinatasi « y_1 »ga teng bo'lgan qo'shni yuzachani qaraydigan bo'lsak, uning ham x_1 o'qiga nisbatan elementar inersiya momenti $dI_{x_1} = y_1^2 dF$ bo'ladi, ya'ni o'zgarmaydi. Shunga asosan to'rtburchakdan yuzasi $dF = b dy_1$ bo'lgan elementar bo'lakcha ajratamiz.

To'rtburchakning x_1 o'qiga nisbatan inersiya momenti:

$$I_{x_1} = \int_F y_1^2 dF = \int_0^h y_1^2 b dy_1 = \left. \frac{b y_1^3}{3} \right|_0^h = \frac{bh^3}{3} \text{ bo'ladi.}$$

Xuddi shunday

$$I_{y_1} = \int_F x_1^2 dF = \int_0^b x_1^2 h dx_1 = \left. \frac{h x_1^3}{3} \right|_0^b = \frac{hb^3}{3} \text{ bo'ladi.}$$

Demak, to'g'ri to'rtburchakning tomonlari orqali o'tgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlari:

$$I_{x_1} = \frac{bh^3}{3}, \quad I_{y_1} = \frac{b^3h}{3} \quad (5.9)$$

bo'ladi.

Endi to'g'ri to'rtburchakning og'irlik markazidan o'tuvchi (markaziy) o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini hisoblaymiz. Ushbu markaziy o'qlarni X, Y deb belgilaymiz (5.4-rasm). Bunda $dy_1 = dy$ deb olib, to'rtburchakdan yuzasi $dF = b dy$ bo'lgan elementar bo'lakcha ajratamiz.

Oldingi misoldagi fikrlash asosida ish yuritib, quyidagi formulani olamiz:

$$I_x = \int_{-0.5h}^{0.5h} y^2 b dy = b y^3 / 3 \Big|_{-0.5h}^{0.5h} = bh^3 / 12 \quad (5.10)$$

Bu holda faqat integrallash chegarasi o'zgaradi.

Xuddi shu kabi bo'ladi:

$$I_y = b^3 h / 12 \quad (5.11)$$

Demak, to'g'ri to'rtburchakning markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlari quyidagicha bo'ladi:

$$I_x = \frac{b h^3}{12}, \quad I_y = \frac{b^3 h}{12} \quad (5.12)$$

Bu holda x , y o'qlarga nisbatan markazdan qochma inersiya momentini topamiz. 5.4-rasmda x va y o'qlar simmetriya o'qi bo'lganligi sababli kesim yuzasining markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng bo'ladi, ya'ni $I_{xy} = 0$.

Demak, kesim kamida bitta simmetriya o'qiga ega bo'lsa ham uning shu o'qlarga nisbatan markazdan qochma inersiya momenti nolga teng bo'lar ekan.

2. Kvadrat. Kvadrat shaklidagi kesimning o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini $h=b=a$ tomonlari teng bo'lganligi uchun to'g'ri to'rtburchakning xususiy holi deb qarash mumkin, unda o'qlarga nisbatan inersiya momentlari quyidagicha bo'ladi (5.4-rasm):

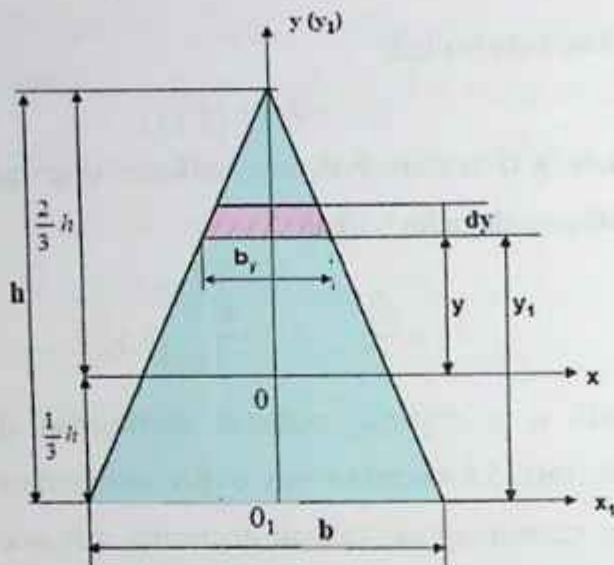
$$I_x = I_y = \frac{a^4}{12} \quad (5.13)$$

3. Uchburchak. Markaziy Ox o'qiga nisbatan I_x – inersiya momentini hisoblaymiz.

Bu holda elementar yuzacha

$$dF = b_y \cdot dy = \frac{b}{h} \left(\frac{2}{3} h - y \right) dy \quad \text{bo'ladi.}$$

b_y – uchburchaklar o'xshashligidan topiladi.



5.5-rasm. Teng yonli uchburchakning markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentini aniqlash.

Inersiya momenti

$$I_x = \int_F y^2 dF = \int_{-\frac{h}{3}}^{\frac{2h}{3}} y^2 \frac{b}{h} \left(\frac{2}{3}h - y \right) dy = \frac{b}{h} \int_{-\frac{h}{3}}^{\frac{2h}{3}} \left(\frac{2}{3}hy^2 - y^3 \right) dy = \frac{bh^3}{36}$$

bo'ladi.

I_y – ham xuddi shunga o'xshab topiladi.

Demak, teng yonli uchburchakning markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari

$$I_x = \frac{bh^3}{36}, \quad I_y = \frac{b^3h}{48} \text{ bo'ladi (5.14)}$$

Ixtiyoriy uchburchakniki esa $I_x = \frac{b \cdot h^3}{36}$, $I_y = \frac{h \cdot b^3}{36}$ ga teng.

Uchburchakning O_1x_1 o'qiga nisbatan inersiya momenti

$dF_1 = \frac{b}{h}(h - y_1)dy_1$ ekanligini hisobga olsak, quyidagicha bo'ladi:

$$I_{y_1} = \int_F y_1^2 dF_1 = \frac{b}{h} \int_0^h y_1^2 (h - y_1) dy_1 = \frac{bh^3}{12} \quad (5.15)$$

4. Doira. Ba'zi hollarda o'qqa nisbatan simmetrik bo'lgan tekis kesimlarning inersiya momentlarini qutb koordinata sistemasida aniqlash qulay bo'ladi.

Bunday kesimlarga doira va halqa misol bo'lishi mumkin.

Aylana uzunligi 2π ga teng doiradan qalinligi $d\rho$ bo'lgan elementar halqa ajratamiz. Bu elementar yuzachamiz $dF = 2\pi\rho d\rho$ teng bo'ladi.

Doiraning qutb inersiya momenti

$$I_\rho = \int_F \rho^2 dF = \int_0^r \rho^2 2\pi\rho d\rho = 2\pi \int_0^r \rho^3 d\rho = \frac{2\pi^4}{4} = \frac{\pi^4}{2} \quad (5.16)$$

bo'lib, uni diametr orqali ifodalasak,

$$I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4 \text{ bo'ladi.} \quad (5.17)$$

Simmetriya shartiga asosan $I_x = I_y$ bo'lganligi uchun (5.8) tenglikdan $2I_x = 2I_y = I_\rho$ bo'lib, doiraning x va y o'qlariga nisbatan inersiya momentlari:

$$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{32 \cdot 2} \approx 0,05d^4 \text{ bo'ladi.} \quad (5.18)$$

5. Halqa. Tashqi diametri D , ichki diametri d bo'lgan halqaning inersiya momentlarini, tashqi va ichki doiralar bo'yicha aniqlangan inersiya momentlarining ayirmasi sifatida aniqlash mumkin, ya'ni:

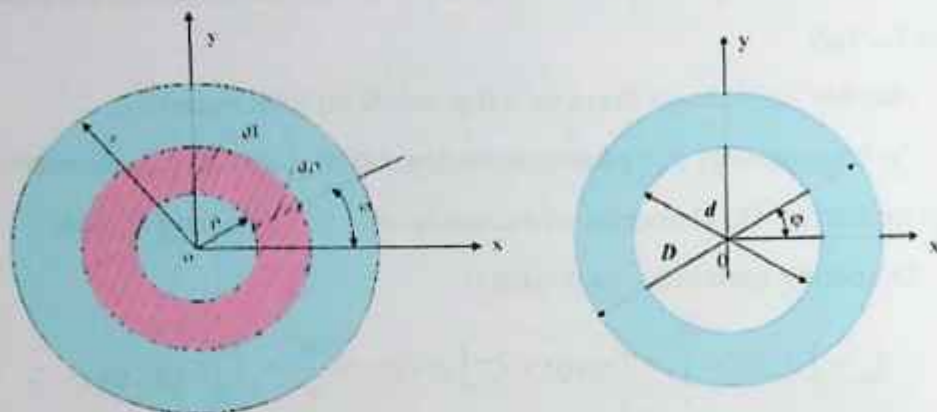
$$I_\rho = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi D^4}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \quad (5.19)$$

Agar $c = d/D$ desak, u holda

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} [1 - c^4] \approx 0,1 \cdot D^4 (1 - c^4) \quad (5.20)$$

$$I_x = I_y = 0,05 \cdot D^4 (1 - c^4) \quad (5.21)$$

bo'ladi.



5.11-rasm.

Hisoblash ishlarini bajarishda sodda shakllarning inersiya momentlari yuqorida keltirib chiqarilgan formulalar yordamida bajarilsa, standart profilni po'lat prokatlarning inersiya momentlari sortamentlardan olinadi.

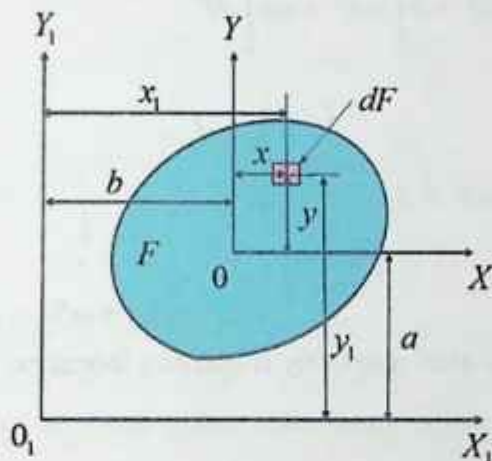
Ko'pincha, amaliy masalalarni yechishda tekis kesimlarning turlicha yo'naltirilgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini hisoblashga to'g'ri keladi. Shu sababli tekis kesimli jismning turli koordinata o'qlariga nisbatan inersiya momentlari orasidagi bog'lanishlarini aniqlash muhim hisoblanadi.

Eng umumiy holda "eski" koordinata sistemasidan "yangi" koordinata sistemasiga o'tishni 2 ta alohida almashtirishlar orqali bajarish mumkin, ya'ni koordinata o'qlarini yangi holatga parallel ko'chirish yoki koordinata sistemasini "eski" sistemaga nisbatan biror burchakka burish orqali "yangi" koordinata sistemasiga o'tish mumkin. Bu hollarda inersiya momentlarning qanday o'zgarishini quyida alohida ko'rib chiqiladi.

5.5. Koordinata o'qlari parallel ko'chirilganida inersiya momentlarining o'zgarishi

Bizga F yuzaga ega bo'lgan tekis kesimning (5.12-rasm) x, y o'qlariga nisbatan I_x, I_y, I_{xy} inersiya momentlari ma'lum bo'lsin.

Ushbu kesimning (5.12-rasm) inersiya momentlarini x, y o'qlariga parallel bo'lgan "yangi" x_1, y_1 o'qlarga nisbatan topish talab qilinsin.



5.12-rasm. O'qlarni parallel ko'chirganda inersiya momentlarining o'zgarishi.

Bu yerda:

$$y_1 = y + a, \quad x_1 = x + b,$$

bo'lib, "yangi" koordinata sistemasiga nisbatan inersiya momentlari quyidagicha bo'ladi:

$$\begin{aligned} I_{x_1} &= \int_F y_1^2 dF = \int_F (y + a)^2 dF = \int_F (y^2 + 2ay + a^2) dF = \\ &= \int_F y^2 dF + 2a \int_F y dF + a^2 \int_F dF; \end{aligned}$$

Bu yerda

$$\int_F y^2 dF = J_x, \quad \int_F y dF = S_x, \quad \int_F dF = F$$

bo'lgani uchun

$$I_{x_1} = I_x + 2a S_x + a^2 F \quad (5.22)$$

Xuddi shu usulda I_{y_1} ni topamiz:

$$I_{y_1} = I_y + 2b S_y + b^2 F \quad (5.23)$$

Markazdan qochma inersiya moment esa

$$\begin{aligned} I_{x_1 y_1} &= \int_F x_1 y_1 dF = \int_F (y+a)(x+b) dF = \int_F (xy + ax + by + ab) dF = \\ &= \int_F xy dF + a \int_F x dF + b \int_F y dF + ab \int_F dF \end{aligned}$$

Bu yerda:

$$\begin{aligned} \int_F xy dF &= I_{xy}, \\ \int_F x dF &= S_y, \quad \int_F y dF = S_x, \quad \int_F dF = F \end{aligned}$$

bo'lgani uchun

$$I_{x_1 y_1} = I_{xy} + a S_y + b S_x + ab F. \quad (5.24)$$

Agarda x, y o'qlari markaziy o'qlardan iborat bo'lsa, u holda ushbu o'qlarga nisbatan statik momentlar nolga teng ($S_x = 0, S_y = 0$) bo'lgani uchun (5.22), (5.23), (5.24) formulalar quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\left. \begin{aligned} I_{x_1} &= I_x + a^2 F \\ I_{y_1} &= I_y + b^2 F \\ I_{x_1 y_1} &= I_{xy} + ab F \end{aligned} \right\} \quad (5.25)$$

Ushbu formulalardan amaliy hisoblash ishlarida keng foydalaniladi.

Agarda kesimning markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlari ma'lum bo'lsa, u holda (5.25) formulalar yordamida bu o'qlarga parallel bo'lgan ixtiyoriy o'qlarga nisbatan tekis kesimning inersiya momentlarini topish mumkin.

1-misol: Agar bizga to'g'ri to'rtburchakning (5.4-rasm) markaziy o'qlari (x, y) ga nisbatan inersiya momentlari:

$$I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad I_y = \frac{b^3h}{12}, \quad I_{xy} = 0 \quad \text{ma'lum bo'lsa, (5.25) formula}$$

yordamida uning tomonlari orqali o'tgan x_1, y_1 o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topish masalasini ko'ramiz.

$$\text{Bu yerda } a = \frac{h}{2}; \quad b = \frac{b}{2}; \quad F = bh$$

Bu holda:

$$I_{x_1} = I_x + a^2 F = \frac{bh^3}{12} + \left(\frac{h}{2}\right)^2 (bh) = \frac{4bh^3}{12} = \frac{bh^3}{3};$$

$$I_{y_1} = I_y + b^2 F = \frac{hb^3}{12} + \left(\frac{b}{2}\right)^2 b \cdot h = \frac{hb^3}{12}$$

$$I_{x_1 y_1} = I_{xy} + abF = 0 + bh \left(\frac{h}{2}\right) \left(\frac{b}{2}\right) = \frac{b^2 h^2}{4}$$

Olingan natijaning tahlilidan ko'rish mumkinki, (5.25) formula yordamida to'g'ri to'rtburchakning tomonlari orqali o'tgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topishning formulasi (5.9) kelib chiqdi. Demak, parallel o'qlarga nisbatan (5.25) formula yordamida inersiya momentlarini hisoblash ancha qulaylik tug'dirar ekan.

5.6. Koordinata o'qlari burilganida inersiya momentlarining o'zgarishi

Bizga F yuzaga ega bo'lgan tekis kesimning (5.13-rasm) x, y o'qlariga nisbatan I_x, I_y, I_{xy} inersiya momentlari ma'lum bo'lsin.

Ushbu kesimni koordinata boshi O atrofida oldingi o'qlarga nisbatan α burchakka burishdan hosil bo'lgan x_1, y_1 o'qlarga nisbatan $I_{x_1}, I_{y_1}, I_{x_1 y_1}$ inersiya momentlarini topish talab qilinsin.

Chizmadan:

$$\begin{aligned} AK = x, \quad AD = y, \quad AL = x_1, \quad AB = y_1, \\ OB = AL = x_1, \quad OL = AB = y_1 \end{aligned} \quad \text{bo'ladi.}$$

$$I_{x_1} = I_x + 2a S_y + a^2 F \quad (5.22)$$

Xuddi shu usulda I_{y_1} ni topamiz:

$$I_{y_1} = I_y + 2b S_x + b^2 F \quad (5.23)$$

Markazdan qochma inersiya moment esa

$$\begin{aligned} I_{x_1 y_1} &= \int_F x_1 y_1 dF = \int_F (y+a)(x+b) dF = \int_F (xy + ax + by + ab) dF = \\ &= \int_F xy dF + a \int_F x dF + b \int_F y dF + ab \int_F dF \end{aligned}$$

Bu yerda:

$$\begin{aligned} \int_F xy dF &= I_{xy}, \\ \int_F x dF &= S_y, \quad \int_F y dF = S_x, \quad \int_F dF = F \end{aligned}$$

bo'lgani uchun

$$I_{x_1 y_1} = I_{xy} + a S_y + b S_x + ab F. \quad (5.24)$$

Agarda x, y o'qlari markaziy o'qlardan iborat bo'lsa, u holda ushbu o'qlarga nisbatan statik momentlar nolga teng ($S_x = 0, S_y = 0$) bo'lgani uchun (5.22), (5.23), (5.24) formulalar quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\left. \begin{aligned} I_{x_1} &= I_x + a^2 F \\ I_{y_1} &= I_y + b^2 F \\ I_{x_1 y_1} &= I_{xy} + ab F \end{aligned} \right\} \quad (5.25)$$

Ushbu formulalardan amaliy hisoblash ishlarida keng foydalaniladi.

Agarda kesimning markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlari ma'lum bo'lsa, u holda (5.25) formulalar yordamida bu o'qlarga parallel bo'lgan ixtiyoriy o'qlarga nisbatan tekis kesimning inersiya momentlarini topish mumkin.

1-misol: Agar bizga to'g'ri to'rtburchakning (5.4-rasm) markaziy o'qlari (x, y)ga nisbatan inersiya momentlari:

$$I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad I_y = \frac{b^3h}{12}, \quad I_{xy} = 0 \quad \text{ma'lum bo'lsa, (5.25) formula}$$

yordamida uning tomonlari orqali o'tgan x_1, y_1 o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topish masalasini ko'ramiz.

$$\text{Bu yerda } a = \frac{h}{2}; \quad b = \frac{b}{2}; \quad F = bh$$

Bu holda:

$$I_{x_1} = I_x + a^2 F = \frac{bh^3}{12} + \left(\frac{h}{2}\right)^2 (bh) = \frac{4bh^3}{12} = \frac{bh^3}{3};$$

$$I_{y_1} = I_y + b^2 F = \frac{hb^3}{12} + \left(\frac{b}{2}\right)^2 b \cdot h = \frac{hb^3}{12}$$

$$I_{x_1 y_1} = I_{xy} + abF = 0 + bh \left(\frac{h}{2}\right) \left(\frac{b}{2}\right) = \frac{b^2 h^2}{4}$$

Olingan natijaning tahlilidan ko'rish mumkinki, (5.25) formula yordamida to'g'ri to'rtburchakning tomonlari orqali o'tgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topishning formulasi (5.9) kelib chiqdi. Demak, parallel o'qlarga nisbatan (5.25) formula yordamida inersiya momentlarini hisoblash ancha qulaylik tug'dirar ekan.

5.6. Koordinata o'qlari burilganida inersiya momentlarining o'zgarishi

Bizga F yuzaga ega bo'lgan tekis kesimning (5.13-rasm) x, y o'qlariga nisbatan I_x, I_y, I_{xy} inersiya momentlari ma'lum bo'lsin.

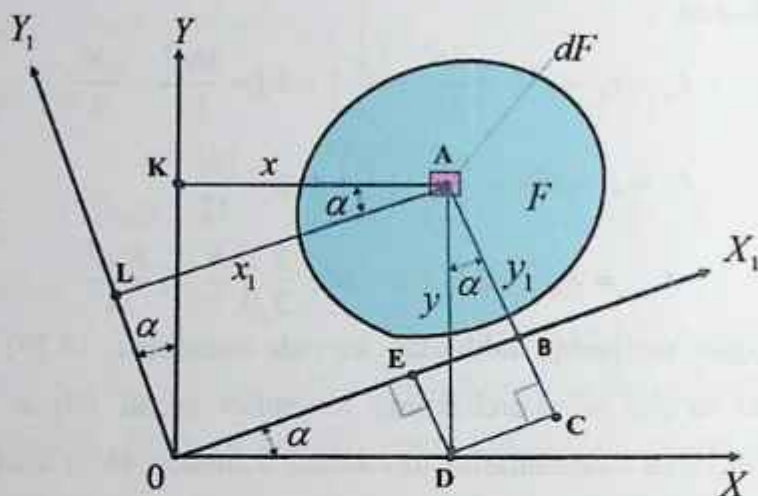
Ushbu kesimni koordinata boshi O atrofida oldingi o'qlarga nisbatan α burchakka burishdan hosil bo'lgan x_1, y_1 o'qlarga nisbatan $I_{x_1}, I_{y_1}, I_{x_1 y_1}$ inersiya momentlarini topish talab qilinsin.

Chizmadan:

$$\begin{aligned} AK = x, \quad AD = y, \quad AL = x_1, \quad AB = y_1, \\ OB = AL = x_1, \quad OL = AB = y_1 \end{aligned} \quad \text{bo'ladi.}$$

Berilgan α burchakni soat strelkasi yo'nalishiga qarama-qarshi (teskari) tomonga bursak, ishorasi musbat, aks holda manfiy bo'ladi deb qabul qilamiz.

Ko'rinib turibdiki, bu holda elementar yuzacha dF ning koordinatalari o'zgaradi, demak, inersiya momentlari ham o'zgaradi.



5.13-rasm. Koordinata o'qlari burilganida inersiya momentlarining o'zgarishi.

Elementar yuzacha dF ning koordinatalarini "yangi" $x_1 y_1$ koordinata sistemasida " x, y " va " α " burchak orqali aniqlaymiz.

Geometrik munosabatlardan quyidagilarni yozishimiz mumkin (5.13-rasm). Bu yerda ACD va OED to'g'ri burchakli uchburchaklar, $BCDE$ to'g'ri burchakli to'rtburchak bo'lib, $\angle E = \angle B = \angle C = \angle D = 90^\circ$ va $CD \parallel OX_1$, $BC = DE$ tengdir.

Shunga asosan:

$$\begin{aligned} y_1 &= AB = AC - BC = AC - ED = y \cos \alpha - x \sin \alpha \\ x_1 &= OE + EB = OE + DC = y \sin \alpha + x \cos \alpha \end{aligned} \quad (5.26)$$

Tekis F kesimning x_1, y_1 koordinatalar sistemasidagi inersiya momentlarini (5.5)dan foydalanib topsak, u quyidagicha bo'ladi:

$$I_{x_1} = \int_F y_1^2 dF = \int_F (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dF,$$

$$I_{y_1} = \int_F x_1^2 dF = \int_F (y \sin \alpha + x \cos \alpha)^2 dF,$$

$$I_{x_1 y_1} = \int_F x_1 y_1 dF = \int_F (y \cos \alpha - x \sin \alpha)(y \sin \alpha + x \cos \alpha) dF$$

Ushbu ifodalarni soddalashtirib, quyidagilarni hosil qilamiz:

$$I_{x_1} = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha \quad (5.27)$$

$$I_{y_1} = I_y \cos^2 \alpha + I_x \sin^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha \quad (5.28)$$

$$I_{x_1 y_1} = \frac{(I_x - I_y)}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha \quad (5.29)$$

Bu (5.27), (5.28) va (5.29) ifodalar tekis kesimlarning buralgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topish formulalari deyiladi.

5.7. Bosh inersiya o'qlari va bosh inersiya momentlari

O'qlarga nisbatan topilgan inersiya momentlarini hadlab (5.27), (5.28) qo'shsak, u holda

$$I_{x_1} + I_{y_1} = I_x (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha) + I_y (\cos^2 \alpha + \sin^2 \alpha)$$

yoki

$$I_{x_1} + I_{y_1} = I_x + I_y = I_\rho \quad (5.30)$$

bo'lib, o'qlarga nisbatan inersiya momentlari yig'indisi α burchakka bog'liq bo'lmay, u o'zgarmasdan qolar ekan. Lekin ularning har birining qiymatlari o'zgaradi. Bundan quyidagicha xulosa qilish mumkin: o'qlarni α burchakka burib shunday holatni aniqlash mumkin-ki, unda o'qqa nisbatan inersiya momentlaridan biri eng katta, ikkinchisi esa eng kichik qiymatga ega bo'ladi. Bu inersiya momentlar bosh inersiya momentlar deyilib, ular aniqlangan o'qlar esa bosh inersiya o'qlari deb

ataladi (5.14-rasm). Agar bosh o'qlar tekis kesimning og'irlik markazi orqali o'tsa, u holda inersiya momentlar – bosh markaziy inersiya momentlar, o'qlar esa bosh markaziy o'qlar deyiladi.

Bosh o'qlarning holatini, ya'ni x_1, y_1 o'qlari bosh o'qlar bilan ustma-ust tushadigan α_0 burchakni aniqlash uchun (5.27) yoki (5.28) lardan birortasini α burchak funksiyasi deb qarab, birinchi tartibli hosilasini olsak, u holda:

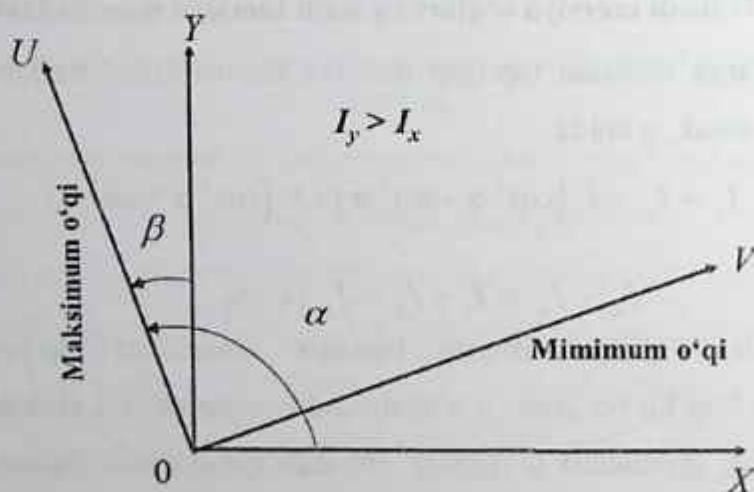
$$\begin{aligned} \frac{dI_x}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} (I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha) &= -I_x 2 \sin \alpha \cos \alpha + \\ &+ I_y 2 \sin \alpha \cos \alpha - I_{xy} 2 \cos 2\alpha = -(I_x - I_y) \sin 2\alpha - 2 \cdot I_{xy} \cos 2\alpha \end{aligned}$$

hosil bo'ladi.

Bu ifodalarni soddalashtirib, uning qiymatini nolga tenglasak,

$$\frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha = 0 \quad (5.31)$$

bo'ladi.



5.14-rasm. Bosh inersiya o'qlari vaziyatini aniqlash.

Bu natija (5.31) ni (5.29) bilan $\alpha = \alpha_0$ bo'lganda solishtirsak,

$$\left(\frac{dI_{x_1}}{d\alpha}\right)_{\alpha=\alpha_0} = -(-2I_{x_1 y_1})_{\alpha=\alpha_0} = 0$$

bo'lib,

$$(I_{x_1 y_1})_{\alpha=\alpha_0} = 0$$

kelib chiqadi.

Bundan bosh inersiya o'qlariga nisbatan kesimning markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng bo'ladi degan xulosa kelib chiqadi.

Demak, ixtiyoriy ikkita o'zaro tik o'qlardan biri kesimning simmetriya o'qi bo'lsa, u o'q bosh o'qlardan biri bo'lib, kesimning og'irlik markazi orqali o'tuvchi simmetriya o'qi esa bosh markaziy o'q bo'ladi.

Endi (5.31)dan $\alpha = \alpha_0$ burchakni topsak, quyidagicha bo'ladi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y} \quad (5.32)$$

Bu yerda α_0 , x , y o'qlarini bosh o'qlar bilan ustma-ust tushishi uchun burish kerak bo'lgan burchakni ifodalaydi. Kelgusida α ni α_0 orqali belgilaymiz. Agar α_0 burchak musbat bo'lsa, u holda $x y$ o'qlarini soat strelkasiga qarshi yo'nalishda burish kerak bo'ladi.

Bosh inersiya o'qlarining biri maksimum o'qi (unga nisbatan olingan inersiya momentining qiymati eng katta bo'ladi), ikkinchisi esa minimum (unga nisbatan olingan inersiya momentning qiymati eng kichik bo'ladi) o'qidir.

Maksimum o'qi doimo (x yoki y) o'qqa nisbatan olingan inersiya momentlarning katta qiymati bilan kichik burchak tashkil etadi. Ushbu holat bosh inersiya o'qlaridan qaysi biri maksimum, qaysi biri minimum ekanligini aniqlashga yordam beradi.

Masalan, agar $I_y > I_x$ bo'lib, U va V bosh inersiya o'qlari bo'lsa (5.14-rasm), u holda U o'qi maksimum o'qi V o'qi esa – minimum o'qi

bo'ladi (chunki "y" bilan "U" orasidagi burchak β , "x" bilan "U" orasidagi α burchakdan kichik).

Bosh inersiya momentlarining qiymatlarini (ya'ni inersiya momentlarining eng katta va eng kichik qiymatlarini) topish uchun α burchakka nisbatan (5.27) va (5.28) dan birinchi tartibli hosila olib uni nolga tenglaymiz:

$$\frac{dI_x}{d\alpha} = 0 \quad ; \quad \frac{dI_y}{d\alpha} = 0. \quad (5.33)$$

Olingan natijadan α burchakni yo'qotsak, u holda I_{max} va I_{min} qiymatlarini topish uchun quyidagi formula hosil bo'ladi.

$$I_{\max/\min} = I_{U/V} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2} \quad (5.34)$$

Bu yerda (+) ishora olinsa I_{max} , (-) ishora olinsa I_{min} topiladi.

Tekis kesim tekisligining ixtiyoriy nuqtasidan unga mos ravishda bosh inersiya o'qlarini o'tkazish mumkin. Lekin konstruksiya elementlarini hisoblashda faqat kesim og'irlik markazidan o'tuvchi bosh o'qlar, ya'ni bosh markaziy inersiya o'qlari amaliy ahamiyatga ega bo'ladi. Shuning uchun kelgusida bosh markaziy inersiya momentlarni I_{max} va I_{min} orqali ifodalaymiz.

Bosh inersiya momentlariga tegishli bo'lgan quyidagi bir nechta xususiy hollar mavjud:

1. Agar $I_x = I_y$ va $I_{xy} = 0$ bo'lsa, u holda koordinatalar sistemasini ixtiyoriy burish orqali hosil bo'lgan o'qlar bosh inersiya o'qlari bo'ladi, bunda

$$I_x = I_y = I_{max} = I_{min} = \text{const o'rinli.}$$

2. Ikkitadan ortiq simmetriya o'qiga ega bo'lgan kesimlar uchun markaziy o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlar o'zaro teng bo'ladi.

Bunday kesimlarga teng tomonli uchburchak, kvadrat, ixtiyoriy muntazam ko'pburchak, doira va boshqa tekis kesimlar misol bo'ladi.

3. Agar $I_x = I_y$ va $I_{xy} \neq 0$ bo'lsa, u holda $\operatorname{tg} 2\alpha = \infty$; $\alpha = 45^\circ$ ga teng bo'ladi.

Bu holda bosh o'qlar inersiya momentlari aniqlangan xy o'qlariga nisbatan 45° burilgan bo'ladi.

5.8. Tekis shakllarning qarshilik momentlari

Tekis kesimlardagi eng katta kuchlanishlarni topish uchun kesimning x yoki y o'qiga nisbatan qarshilik momenti deb ataluvchi W_x , W_y maxsus geometrik xarakteristika kiritiladi.

Shaklning o'qiga nisbatan qarshilik momenti – shaklning o'qqa nisbatan inersiya momentini shu o'qdan eng chekka nuqtasigacha bo'lgan masofaga nisbati bilan o'lchanadi. X va Y o'qlariga nisbatan qarshilik momentlari quyidagicha aiqlanadi:

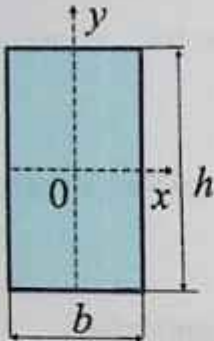
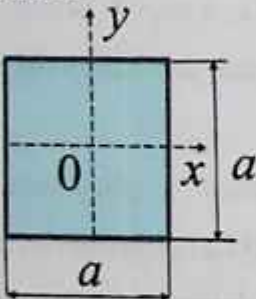
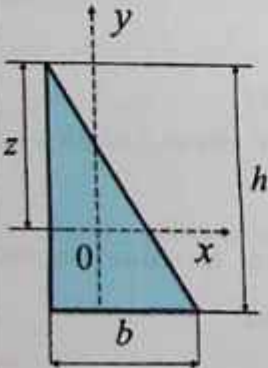
$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}, \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} \quad (5.35)$$

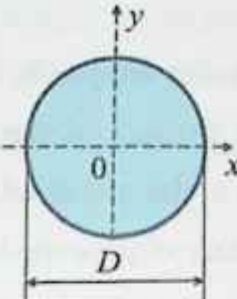
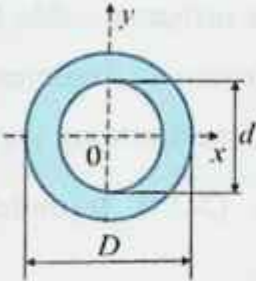
qarshilik momentining birligi m^3 , mm^3 , sm^3 ishorasi musbat va manfiy bo'ladi.

Oddiy shakllarning yuzasi, inersiya va qarshilik momentlari to'g'risidagi ma'lumotlar 5.1-jadvalda keltirilgan.

Oddiy shakllarning geometrik xarakteristiklari

5.1-jadval

№	Kesimning shakli	Kesimning yuzi	Inersiya momenti	Qarshilik momenti
1	2	3	4	5
1	To'g'ri to'rtburchak 	$F = bh$	$I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{hb^3}{12}$	$W_x = \frac{bh^2}{6}$ $W_y = \frac{hb^2}{6}$
2	Kvadrat 	$F = a^2$	$I_x = I_y = \frac{a^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{a^3}{6}$
3	To'g'ri burchakli uchburchak 	$F = \frac{bh}{2}$ $z = \frac{2h}{3}$	$I_x = \frac{bh^3}{36}$ $I_y = \frac{hb^3}{36}$	$W_x = \frac{bh^2}{24}$ $W_y = \frac{hb^2}{24}$

1	2	3	4	5
4	Doira 	$F = \frac{\pi d^2}{4}$	$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \approx 0.0491 D^4$	$W_x = W_y = \frac{\pi D^3}{32} \approx 0.1 D^3$
6	Halqa 	$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}$	$I_x = I_y = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \approx 0.05 \cdot D^4(1 - c^4)$ bunda $c = d/D$	$W_x = W_y = \frac{\pi D^3(1 - c^4)}{32} = 0.1 D^3(1 - c^4)$

5.9. Murakkab tekis kesimlar bosh markaziy o'qlarining holatini va bosh markaziy inersiya momentlarini aniqlash

Aksariyat hollarda tekis kesimlarning geometrik xarakteristikalarini aniqlashda bosh markaziy o'qlarning holatini va bosh markaziy inersiya momentlar qiymatlarini topish hisoblashning asosiy maqsadlaridan biri bo'ladi. "Sodda" kesimlar uchun ushbu ma'lumotlarning qiymatlari yuqorida keltirilgan formulalar yordamida topiladi. Standart po'latli prokat profillar uchun inersiya momentlarining qiymatlari sortament jadvallarida keltirilgan bo'ladi (mazkur darslikning I – III ilovalarida keltirilgan).

Murakkab tekis kesimlarning geometrik xarakteristikalarini aniqlash tartibi quyidagidan iborat:

1. Murakkab tekis kesimlarning geometrik xarakteristikalarini aniqlash uchun ularni oldindan ma'lum bo'lgan formulalar, qonuniyatlar yoki

jadvaldan aniqlash mumkin bo'lgan bir nechta sodda bo'laklarga ajratiladi.

2. Murakkab kesim og'irlik markazining holati aniqlanib, bu nuqtadan ixtiyoriy x_c, y_c markaziy o'qlar o'tkaziladi. Bu x_c, y_c o'qlar murakkab kesim uchun bosh o'qlar bo'lmaydi, lekin bu o'qlar murakkab kesimni tashkil etuvchi sodda kesimlarning bosh markaziy o'qlarining ko'pchiligiga parallel bo'lishi kerak.

3. Tanlab olingan x_c, y_c markaziy o'qlarga nisbatan sodda kesimlarning, keyin murakkab kesimning inersiya momentlarini $I_{x_c}, I_{y_c}, I_{x_c y_c}$ shu sodda kesimlar inersiya momentlarining yig'indisi sifatida topamiz. Bunda, (5.25) va (5.27), (5.29) formulalardan foydalanamiz.

4. Murakkab kesim uchun markaziy inersiya momentlarining qiymatlari $I_{x_c}, I_{y_c}, I_{x_c y_c}$ va (5.32) formuladan foydalanib, x_c, y_c o'qlarni U, V deb belgilanuvchi bosh markaziy o'qlar bilan ustma-ust tushishi uchun burish kerak bo'lgan burchak, ya'ni α_0 ning qiymatini aniqlaymiz. (Shuni esda tutish lozimki, α_0 burchakning musbat qiymatlarida x_c, y_c o'qlarni U, V o'qlar bilan ustma-ust tushirish uchun soat strelkasiga teskari yo'nalishda burish kerak.

5. (5.34) formuladan foydalanib murakkab kesim uchun bosh markaziy inersiya momentlarning $I_{\max/\min}$ yoki $I_{U/V}$ qiymatlarini aniqlaymiz.

2-misol. Amaliyotda uchraydigan konstruksiya elementlarining murakkab ko'ndalang kesimlari, hech bo'lmaganda, bitta simmetriya o'qiga ega bo'ladi. Bu holda bosh markaziy o'qlar holatini aniqlash ancha soddalashadi. Chunki bu holda simmetriya o'qi kesimning markaziy bosh

o'qlaridan biri bo'lib, ikkinchi markaziy bosh o'q simmetriya o'qiga perpendikulyar holda kesimning og'irlik markazidan o'tadi.

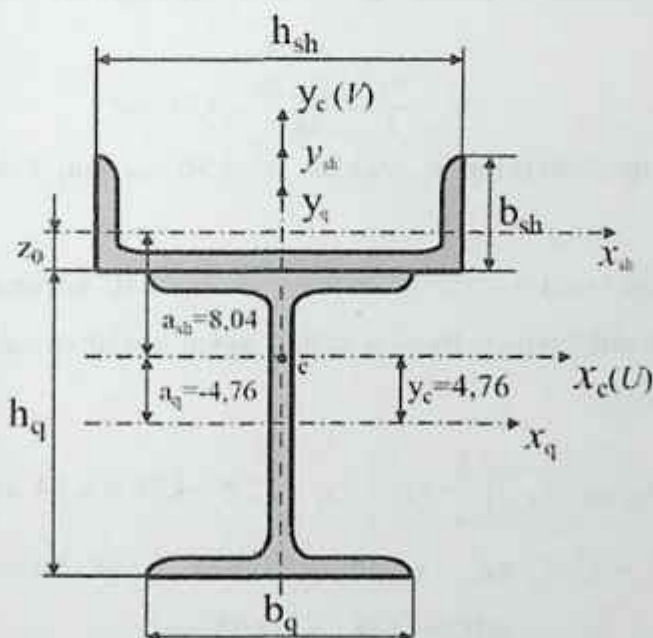
Shveller va qo'shtavrdan iborat bo'lgan murakkab kesimning (5.15-rasm) markaziy bosh inersiya o'qlarining holatini topishni ko'ramiz.

Shveller №16, qo'shtavr №22.

Hisoblash uchun zarur kattaliklarni standart profilni po'lat prokatlarining sortamentidan olamiz.

Shveller №16: $h_{sh} = 16 \text{ cm}$, $b_{sh} = 6,4 \text{ sm}$, $F_{sh} = 18,1 \text{ sm}^2$, $I_x^{sh} = 747 \text{ sm}^4$, $I_y^{sh} = 63,3 \text{ sm}^4$, $z_0 = 1,8 \text{ sm}$.

Qo'shtavr №22: $h_q = 22 \text{ sm}$, $b_q = 11 \text{ sm}$, $F_q = 30,6 \text{ sm}^2$, $I_x^q = 2550 \text{ sm}^4$, $I_y^q = 157 \text{ sm}^4$.



5.15-rasm. Bitta simmetriya o'qiga ega bo'lgan murakkab shakl uchun geometrik xarakteristikalarini aniqlash.

Bu holda y_q o'qi ikkala kesim uchun simmetriya o'qidir. Murakkab kesimning og'irlik markazi shu o'qda yotadi, shuning uchun x_q va y_q koordinata o'qlariga nisbatan murakkab kesim og'irlik markazining koordinatalarini aniqlaymiz:

$$S_{x_q}^q = F_q \cdot y_q = 0,$$

(chunki y_q simmetriya o'qidir).

$$y_{sh} = \frac{h_q}{2} + z_0 = \frac{22}{2} + 1,8 = 12,8 \text{ sm}$$

$$S_x^{sh} = F_{sh} \cdot y_{sh} = 18,1 \cdot 12,8 = 231,68 \text{ sm}^3$$

$$S_{x_q} = S_{x_q}^q + S_x^{sh} = 0 + 231,68 = 231,68 \text{ sm}^3$$

Kesim yuzasi qo'shtavr va shveller yuzalarining yig'indisiga teng:

$$F = F_q + F_{sh} = 30,6 + 18,1 = 48,7 \text{ sm}^2,$$

Demak, murakkab kesim og'irlik markazining koordinatalari

$$\begin{aligned} x_c &= 0, \\ y_c &= \frac{S_{x_q}}{F} = \frac{231,68}{48,7} = 4,76 \text{ sm} \end{aligned}$$

bo'lib, qo'shtavrning x_q o'qidan $y_c = 4,76 \text{ sm}$ yuqorida joylashgan ekan.

Markaziy (x_c, y_c) o'qlarga nisbatan murakkab kesimning inersiya momentlarini aniqlaymiz. Buning uchun avval o'qlar orasidagi masofalarni topish lozim:

$$a_q = -y_c = -4,76 \text{ sm}, \quad a_{sh} = \left(\frac{h_q}{2} + z_0 \right) - y_c = 12,8 - 4,76 = 8,04 \text{ sm}, \quad b_q = b_{sh} = 0$$

$$\begin{aligned} I_{x_c} &= I_{x_q} + a_q^2 \cdot F_q + I_{x_{sh}} + a_{sh}^2 \cdot F_{sh} = 2550 + (-4,76)^2 \cdot 30,6 + 747 + \\ &\quad + (8,04)^2 \cdot 18,1 = 5160,3 \text{ sm}^4 \end{aligned}$$

$$I_{y_c} = I_{y_q} + b_q^2 \cdot F_q + I_{y_{sh}} + b_{sh}^2 \cdot F_{sh} = I_{y_q} + I_{y_{sh}} = 157 + 63,3 = 220,3 \text{ sm}^4.$$

Bu holda murakkab shaklning markazdan qochma inersiya momenti $I_{x_c y_c}$ bo'ladi va markaziy bosh o'qlar U, V markaziy X_c, Y_c o'qlar bilan ustma-ust tushadi.

Nazorat savollari:

1. Tekis shakllarning qanday asosiy geometrik xarakteristikalar mavjud?
2. Tekis shakl yuzining statik momenti deb nimaga aytiladi? Uning o'lchov birligi qanday o'lchanadi?
3. Murakkab shakl yuzining statik momenti qanday formula bilan topiladi?
4. Murakkab shakl yuzining og'irlik markazi koordinatalari qanday formula orqali topiladi?
5. Tekis shakl yuzining o'qi va qutb inersiya momentlari deb nimaga aytiladi va ular qanday birlikda o'lchanadi?
6. Tekis kesim yuzalarining markazdan qochma inersiya momentlari deb nimaga aytiladi va u qanday ishoralariga ega bo'ladi?
7. Tekis shakllarning markaziy o'qiga parallel bo'lgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlari qanday formulalar yordamida topiladi?
8. O'qlar α burchakka burilganda ular orasidagi bog'lanishni qanday aniqlanadi?
9. O'qlar α burchakka burilganda yangi o'qqa nisbatan tekis shakl yuzining inersiya momentlari qanday formula bilan topiladi?
10. Bosh o'qlarning yo'nalishlari qanday formula bilan aniqlanadi?
11. Tekis shakl yuzaning bosh inersiya momentlari deb qanday inersiya momentlariga aytiladi va ularning qiymatlari qanday formula yordamida topiladi?

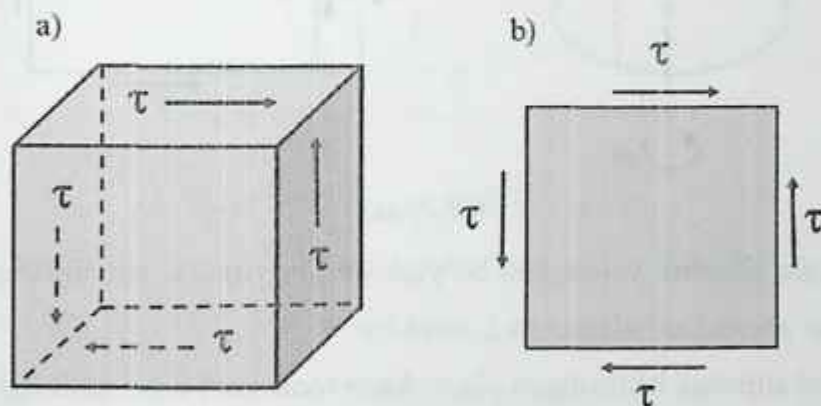
12. To'g'ri to'rtburchak, kvadrat, to'g'ri burchakli uchburchak, doira va halqali tekis shakllarning markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlari qanday formulalar yordamida hisoblanadi?

VI BOB. SILJISH

6.1. Sof siljish. Sof siljish haqida tushuncha

Brus ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan ichki kuch omillaridan faqat ko'ndalang kuch ta'sir qilsa, bu holda materialda sof siljish deformatsiyasi hosil bo'ladi. Bunday yuklanish amaliyotda kam uchraydigan holat bo'lib, asosan, eguvchi moment bilan birgalikda sodir bo'ladi. Shuningdek, parchin mixli va payvand birikmalarning ba'zi yuklanishlarida siljish holati ro'y beradi.

Sof siljish deb jismning nuqtasi atrofidan ajratilgan elementar parallelepiped yuzalarida faqat urinma kuchlanishlarga paydo bo'ladigan kuchlarning holatiga aytiladi (6.1a,b-rasm).

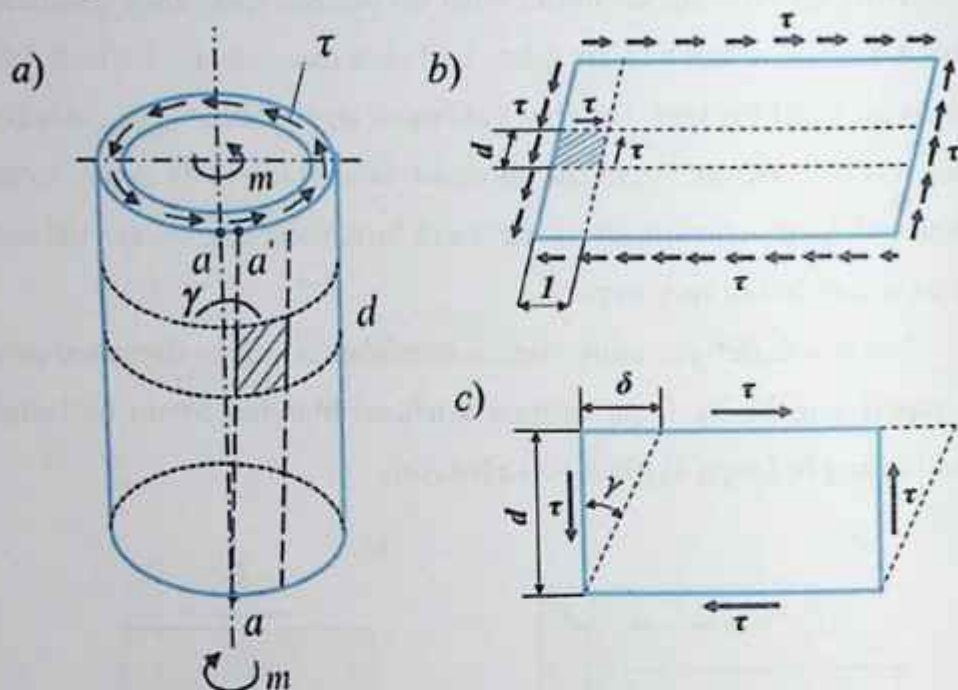


6.1-rasm. Elementar parallelepipedning tekis kuchlanish holatidagi yon tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta'sir etgan holat.

Bu kuchlanishlar yotgan yuzalar siljish yuzalari bo'lib, bu yuzalarga normal kuchlanishlar ta'sir qilmaganligi sababli, siljish yuzalaridan farqli ravishda, ular sof siljish yuzalari deb ataladi.

Sof siljish uchun misol tariqasida quyidagi yupqa devorli silindrni ko'rib chiqamiz. Silindrning sirtiga tomonlari d ga teng kvadratlar chizilgan bo'lsin va uning uchlariga qarama-qarshi yo'nalgan juft kuchlar

qo'yilgan bo'lsin. Bu holda silindr sof siljishga ishlaydi. Unga chizilgan kvadratlar romb shaklini oladi va silindrning yasovchisi ma'lum bir burchakka og'adi (6.2-rasm a).



6.2-rasm.

Agar silindrni yasovchisi bo'ylab qirqib, yoysak, sof siljishga ishlaydigan plastinkani olamiz (6.2-rasm b).

Sof siljishga ishlaydigan plastinkada tomonlari d ga, qalinligi esa l ga teng bo'lgan bir elementni ajratib olamiz (6.2-rasm c).

Chizmadan $\frac{\delta}{d} = \operatorname{tg} \gamma$ – nisbiy kattalik siljishdagi nisbiy deformatsi-
yani ifodalaydi, γ burchak esa siljish burchagi deyiladi. Bunda γ juda
kichik bo'lganligi uchun, $\operatorname{tg} \gamma \approx \gamma$ deb olamiz.

Tajribalar asosida elastiklik chegarasida nisbiy siljish deformatsiyani urinma kuchlanishga to'g'ri proporsional ekanligi ko'rsatilgan. Bu munosabat quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (6.1)$$

$$\tau = G\gamma \quad (6.2)$$

G – siljishdagi elastiklik moduli yoki ikkinchi tur elastiklik moduli deyiladi. Ikkinchi tur elastiklik moduli ham Yung moduli kabi kuchlanish o'lchov birligida o'lchanadi.

Bu (6.2) munosabat siljishdagi Guk qonuni deyiladi.

Birinchi va ikkinchi tur elastiklik modullari o'rtasida quyidagi bog'lanish mavjud:

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (6.3)$$

Bu yerda ν – Puasson koeffitsienti.

6.2. Siljishda potentsial energiya

Sof siljishdagi birlik hajmga to'g'ri keluvchi solishtirma potentsial energiya quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$u = \frac{\tau^2}{2 \cdot G} \quad (6.4)$$

bu yerda $\tau = Q/F$.

Q – ko'ndalang kuch, F – ko'ndalang kesim yuzasi.

U holda deformatsiyaning to'la potentsial energiyasi quyidagicha bo'ladi.

$$\begin{aligned} U &= \int_V u dV = \int_V \frac{Q^2(x)}{2GF^2(x)} dx \int_F dF = \\ &= \int_V \frac{Q^2(x)F(x)}{2GF^2(x)} dx = \int_V \frac{Q^2(x)}{2GF(x)} dx \end{aligned} \quad (6.5)$$

Unda ko'ndalang kesimi o'zgaras bo'lgan brussning uzunligi bo'ylab bir xil ko'ndalang kuch hosil bo'lsa undagi potensial energiya quyidagiga teng bo'ladi:

$$U = \frac{Q^2 h}{2GF}. \quad (6.6)$$

Siljishda mustahkamlik sharti. Ruxsat etilgan urinma kuchlanish

Siljishda mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$\tau = \frac{Q}{F} \leq [\tau]. \quad (6.7)$$

Demak, siljishda hosil bo'ladigan urinma kuchlanish ruxsat etilgan urinma kuchlanishga teng yoki undan kichik bo'lishi kerak.

Siljishdagi ruxsat etilgan kuchlanish qiymatini aniqlash uchun, xavfli kuchlanish qiymatini, ya'ni kuchlanishning oquvchanlik chegarasidagi yoki material buzilishidagi qiymatini tajribadan aniqlab, xuddi cho'zilish yoki siqilishdagidek uni mustahkamlik koeffitsiyentiga bo'lin-sa, urinma kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati $[\tau]$ ni topish mumkin edi. Lekin laboratoriya sharoitida sof siljish deformatsiyasini hosil qilish ko'p qiyinchilik tug'diradi. Shu sababli sof siljishdagi ruxsat etilgan urinma kuchlanish qiymati $[\tau]$ ni u yoki bu mustahkamlik nazariyasi asosida cho'zilishdan topilgan ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma]$ orqali aniqlash keng qo'llaniladi.

Bu yerda ko'p hollarda birikmali bog'lamalarni hisoblashda $[\tau] = (0,75, \dots, 0,8) [\sigma]_{ch}$ deb olish tavsiya qilinadi.

6.4. Siljishga ishlaydigan konstruksiya elementlarining hisobi

Bir necha konstruksiya elementlarini o'zaro biriktirish uchun ko'p hollarda parchinli, boltli, shpilkali va payvand birikmalardan foydalaniladi. Bu biriktirishda siljish deformatsiyasi sodir bo'ladi va bunda parchinli, boltli, shpilkali va payvand birikmalarga hisoblanadi (6.3-rasm).

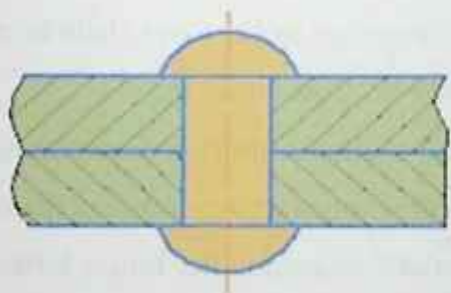
Parchin mixni o'rnatish uchun maxsus presslarda materialni siqib chiqarish orqali yoki parmalovchi mashinalar yordamida konstruksiya elementlarida teshiklar ochiladi. Parchin mixli birikma hosil qilish uchun ochilgan teshikka zich qilib, parchin mix joylashtiriladi, keyin esa bu mixning to'g'ri uchi yassilanib, boshcha hosil qilinadi.

Parchin mixlar plastik xossaga ega bo'lishi kerak. Chunki ularni tayyorlash va biriktirishda katta plastik deformatsiyalar hosil bo'ladi. Undan tashqari biriktirish jarayonida qovushqoqlikni ham ta'minlash lozim.

Shu sababli parchin mixlar yumshoq po'latdan (St.2 va St.3) tayyorlanadi.

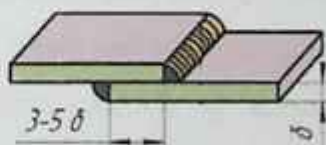
O'rnatiladigan parchin mix diametri d teshik diametri d_0 dan $0,5 - 1mm$ ga kichik bo'lishi kerak.

Parchinli birikmalar

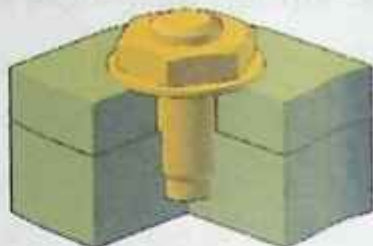
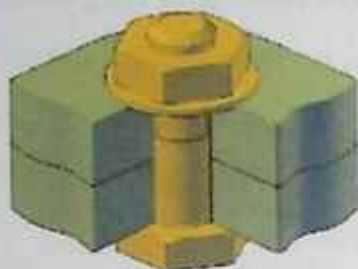


Boltli birikmalar

Payvand birikmalar



Shpilkali birikmalar



6.3-rasm. Siljishga parchinli, boltli, shpilkali va payvand birikmalarga hisoblanadi.

Davlat standartlari talablariga asosan teshiklar diametrlari quyidagi o'lchamlarda bo'ladi: 10, 12, 14, 17, 21, 23, 26, 29, 32, 35, 38 *mm*.

Parchin mixli birikmalar, konstruksiya elementlarining umumiy qalinligi (paket qalinligi) $7d$ dan ortiq bo'lmagan hollarda ishlatiladi. Agar paket qalinligi $7d$ dan katta bo'lsa, bunday biriktirish usuli qo'llanilmasdan boltli birikmalar ishlatiladi.

Boltli birikmalar sof (aniq) yoki qora boltlar bilan biriktirilgan bo'ladi. Oxirgisi uncha muhim bo'lmagan bog'lanishlarda ishlatiladi.

Odatda, boltlar metrik rezba bilan diametri 6 dan 48 *mm* gacha va uzunligi 300 *mm* gacha qilib tayyorlanadi.

Aniq boltlarning diametri teshik diametriga to'liq mos kelishi kerak, qora boltlarniki esa undan 1–2 *mm* kichik bo'lishi mumkin.

Ushbu birikmalarning ishonchliligi boltlarni qotirish orqali amalga oshiriladi. Boltlar yetarli darajada qotirilmaganda cho'zuvchi kuchlanish boshlang'ich holatdan katta bo'lib ketishi mumkin. Bu holda birikma teshiklarida, qo'shimcha ezilish va qoldiq deformatsiyalar hosil bo'lib, birikmaning buzilishiga sabab bo'ladi.

Payvandli birikmalar payvandlanayotgan elementlarning tutashgan joyiga elektr yoyi yordamida metallni eritib quyish orqali amalga oshiriladi.

Hozirgi davrda qo'llanilayotgan payvandlashning zamonaviy usullari, ularning mustahkamligini va ishonchligini boltli bog'lanishlar darajasida ta'minlab, o'zining yuqori texnologiyasi bilan ularni siqib chiqarmoqda.

Payvandli birikmalarda choklarni biriktirishning turli xil usullari qo'llaniladi.

Lekin choklarni biriktirishning barcha turlarida, ayniqsa, chok oxirlarida qo'shimcha (payvand) kuchlanishlar hosil bo'ladi. Uni yo'qotish uchun chok uzunligini hisoblashda olingan natijaga nisbatan 10–15 mm kattaroq qilib bajarish kerak bo'ladi. Agar tutashgan chok uzunligi $l_{\text{chok}} > b$ yetarli bo'lmasa, u holda payvand "og'ma" choklik qilib bajariladi, ya'ni tashqi kuch P ga nisbatan, chok ma'lum burchakka og'gan holida qilinadi.

6.4.1. Parchin mixli birikmalar hisobi

Bitta parchin mix bilan ikkita listni biriktirilgan holatni (6.4-rasm) ko'ramiz. Hisob ishlarida listlar orasidagi ishqalanish kuchi e'tiborga olinmaydi.

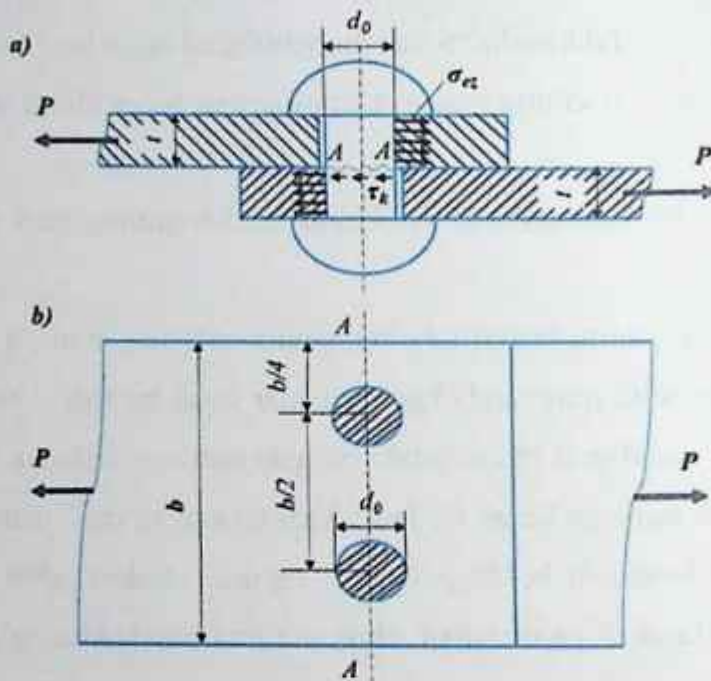
Parchin mixli birikmaning buzilishi kesish tekisligi deb ataluvchi A – A tekislik bo'yicha ro'y beradi (6.4b-rasm).

Kesish tekisligida τdF ga teng elementar ichki kuchlar hosil bo'lib, ularning teng ta'sir etuvchisi kesuvchi kuch Q ga teng bo'ladi. Urinma

kuchlanish τ kesish tekisligida tekis taqsimlangan deb hisoblanib, uni

$$\tau = \frac{Q}{F} \quad \text{ёки} \quad \tau = \frac{P}{F} \quad \text{deb olamiz.}$$

Bu yerda F – parchin mixning ko'ndalang kesim yuzasi.



6.4-rasm. Parchin mixli birikmada kesilish.

- a) kesilish va ezilish deformatsiyasidagi normal va urinma kuchlanishlar;
b) A-A kesim.

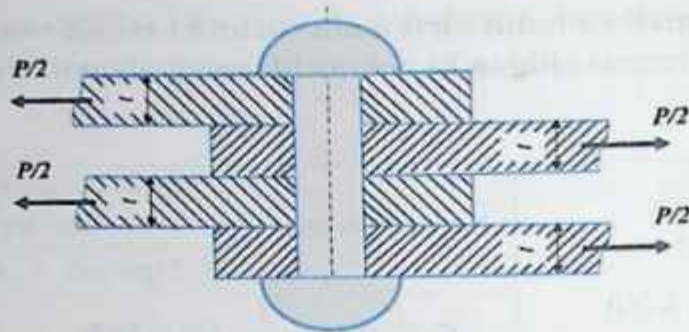
Urinma kuchlanish τ parchin mix materiali uchun kesilishda ruxsat etilgan urinma kuchlanish $[\tau]_k$ dan kichik bo'lishi kerak. $[\tau]_k$ – qiymatini 6.1-jadvalda keltirilgan.

Parchin mixli va boltli birikmalar uchun kesilish va ezilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishlarning qiymatlari

6.1-jadval

Birikma turi	Kuchlanish turi	Ruxsat etilgan kuchlanish <i>kgk/sm²</i>	
		St. 2 (po'lat)	St. 3 (po'lat)
Parchin mixli, teshik parmalab teshilgan	Kesilishda	$[\tau]_k = 1400$	$[\tau]_k = 1400$
Parchin mixli, teshik siqib chiqarilgan	Kesilishda Ezilishda	$[\tau]_k = 1000$ $[\sigma]_e = 2400$	$[\tau]_k = 1000$ $[\sigma]_e = 2800$
Sof boltli	Kesilishda Ezilishda	$[\tau]_k = 1200$ $[\sigma]_e = 2800$	
Qora boltli	Kesilishda Ezilishda	$[\tau]_k = 800$ $[\sigma]_e = 1700$	

Agar parchin mixlar bitta emas n ta bo'lsa, u holda bir parchin mixda hosil bo'ladigan kuchlanish ruxsat etilgan urinma kuchlanishlardan " n " marta kichik bo'lishi kerak. Chunki siljituvchi zo'riqishlar birikmalar oralig'ida tekis taqsimlanadi deb qabul qilinadi. Agar parchin mixli birikmalar 2 va undan ortiq paket deb ataluvchi listdan iborat bo'lsa (6.5-rasm), u holda parchin mixda bitta emas " m " ta kesish tekisligi hosil bo'lib, barcha kesish tekisliklarida kuchlanishlar o'zaro teng deb faraz qilinadi. Kesish tekisliklarining soni " m ", paketdagi bog'lanuvchi listlar sonidan birni ayrilganiga teng bo'ladi. Masalan, 6.5-rasmda ko'rsatilgan birikmada listlarning soni 4 ta, demak, kesish tekisliklarini soni 3 ga teng bo'ladi.



6.5-rasm. Parchin mixli birikmadagi kesilish tekisliklari.

Yuqoridagilarni hisobga olib, kesilishga ishlovchi birikmalarning mustahkamlik shartini quyidagicha yozish mumkin:

$$\tau = \frac{P}{mn \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_k \quad (6.8)$$

Parchin mixli birikmalarni loyihalashda 2 xil variant mavjud: birinchisida birikmaning berilgan parchin mix diametri asosida biriktirish uchun kerakli bo'lgan parchin mixlar soni mustahkamlik shartidan foydalanib topiladi; ikkinchisida ma'lum parchin mixlarning soni asosida uning diametri aniqlanadi.

Parchin mixning list bilan tutashgan sirtida kesilishdan tashqari ezilish ham hosil bo'ladi.

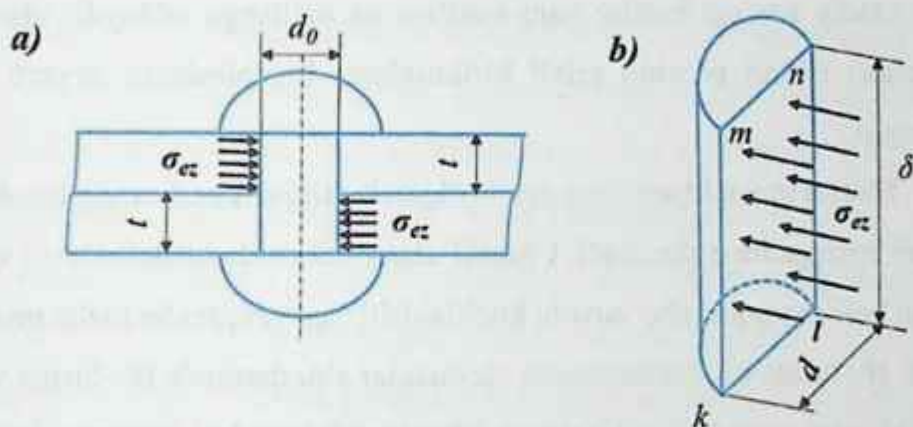
Ikkita bir-birini siquvchi jismlar tutashgan joyda hosil bo'luvchi siqilish ezilish deb ataladi.

Tutashgan yuzalarning o'zaro kontaktiga qarab, kichik yuzali ezilishga yoki katta yuzali ezilishga ajratish mumkin.

Birinchi holda tutashgan yuzada juda katta mahalliy (tutash) kuchlanishlar hosil bo'lib, tutashgan joydan uzoqlashgani sari ular kattaroq yuzalarga taqsimlanadi. Shu sababli ezilishning bu turi yaqqol ajralib turuvchi mahalliy (lokal) xarakterga ega bo'ladi.

Ikkinchi holda tutashgan joydan uzoqlashgan sari kuchlanish tez kamaymaydi. Chunki bosim tarqalayotgan yuza keskin ko'paymaydi.

Birikmada list bilan parchin mixning tutashish yuzalarida kuchlanishlar notekis taqsimlanadi, ammo hosil bo'ladigan normal kuchlanishlarni parchin mix diametral tekisligi $kmnl$ bo'ylab yetarli darajadagi aniqlik bilan tekis taqsimlangan deb olish mumkin (6.6-rasm).



6.6-rasm. Parchin mixli birikmada kuchlanishning taqsimlanishi.

Bitta parchin mixda ezilishdan hosil bo'ladigan normal kuchlanishni

$\sigma_e = \frac{P}{td}$ desak, mixlar soni " n " ta bo'lsa, mos ravishda:

$$\sigma_e = \frac{P}{ntd}$$

ga teng bo'ladi. Agarda biriktiriladigan listlarning qalinligi har xil bo'lsa, u holda ularning eng yupqasining qalinligi, ya'ni t_{min} olinadi.

Ezilishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha:

$$\sigma_e = \frac{P}{nt_{min}d} \leq [\sigma]_e \quad (6.9)$$

Bu yerda, P – eng kichik qalinlikdagi (t_{min}) paket listiga ta'sir etuvchi kuch, $[\sigma]_e$ – ezilishda ruxsat etilgan kuchlanish, uning qiymati

odatdagi ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]$ ga nisbatan 2 – 2,5 marta kattaroq bo'ladi. $[\sigma]_e$ qiymatlari 6.1-jadvalda keltirilgan.

Bitta parchin mix diametrini bilgan holda, birikma hosil qilish uchun kerakli bo'lgan " n " ta parchin mixlar sonini topib, kesishdagi mustahkamlik shartidagi " n " soni bilan solishtirish mumkin. Albatta, loyiha ishlarini bajarishda bu topilgan " n " lardan kattasi olinadi.

Oddiy turdagi boltlar ham kesilish va ezilishga ishlaydi, ularning hisoblash ishlari parchin mixli birikmalarni hisoblashdan deyarli farq qilmaydi.

Yuqori mustahkamlikka ega bo'lgan boltli birikmalarning hisoblash ishlari boshqacha o'tkaziladi. Chunki ular yordamida birikma hosil qilish uchun boltlar yuqori cho'zuvchi kuchlanishlarga yetguncha mahkam qotiriladi. Bu holda biriktirilayotgan elementlar shu darajada bir-biriga yopishadiki, ular orasida hosil bo'lgan ishqalanish kuchlari birikma elementlariga berilayotgan zo'riqishni to'la o'ziga oladi. Shuning uchun yuqori mustahkamlikka ega bo'lgan boltlar kesishga ham, ezilishga ham ishlamaydi.

Bu xildagi birikmalar hisobi bolt orqali berilayotgan tashqi kuchlar P va bog'lanayotgan elementlar orasidagi ishqalanish kuchlari muvozanatini ta'minlashdan iborat bo'ladi. Har bir boltidagi taranglik kuchi N va biriktiriluvchi elementlar orasidagi ishqalanish koeffitsiyenti f orqali birikma mustahkamlik shartini quyidagicha yozish mumkin:

$$P \leq \alpha Nfn \quad (6.10)$$

Bu yerda (n – boltlar soni, α – esa N va f ning hisoblash qiymatlaridan farq qilishini hisobga oluvchi koeffitsiyent ($\alpha < 1$).

Yuqori mustahkamlikka ega bo'lgan boltlar sonini (6.10) shartdan topsak, u quyidagicha bo'ladi.

$$n \geq \frac{P}{\alpha N f} \quad (6.11)$$

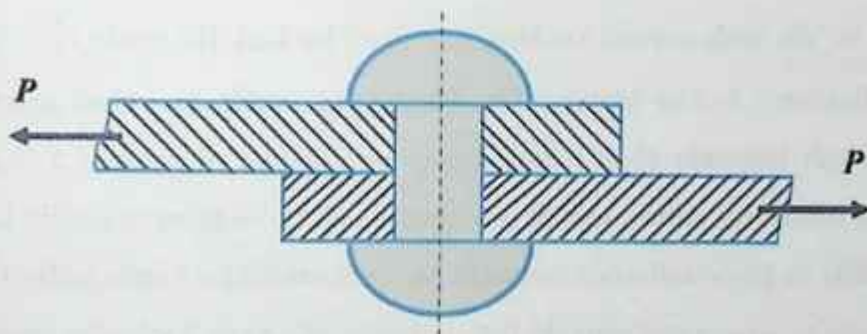
Metall ko'priklarni loyihalashda tasdiqlangan me'yorlar asosida N ning qiymatini quyidagicha topish mumkin:

$$N = 0,6 \sigma_b F$$

Bu yerda F – rezba hisobiga kichraygan bolt ko'ndalang kesimining yuzi, σ_b – bolt materiali uchun mustahkamlik chegarasidagi normal kuchlanishning qiymati, $\sigma_b = 12000 \text{ kgk/sm}^2$ dan kam emas. Po'latning markasiga qarab $\alpha = 0,78$, $f = 0,4 \div 0,45$ gacha olinishi mumkin.

Misol. Qalinligi $t = 10 \text{ mm}$, uzunligi 40 sm bo'lgan ikkita list diametri $d = 20 \text{ mm}$ bo'lgan parchin mixlar yordamida biriktirilgan. Siljituvchi kuch $P = 20t$. Teshik parmalab teshilgan, parchin mix materiali St. 2, listlar ustma-ust mahkamlangan (6.7-rasm). Bu birikma mustahkamligini ta'minlash uchun parchin mixlar soni topilsin.

$$[\tau]_k = 1400 \text{ kgk/sm}^2, \quad [\sigma]_e = 2800 \text{ kgk/sm}^2.$$



6.7-rasm. Parchin mix yordamida biriktirilgan ikkita list P kuch bilan siljirilayotgan hol.

Kesilishdagiga nisbatan mustahkamlik sharti (6.8)dan parchin mixlarning soni

$$n = \frac{P}{F[\tau]_k} = \frac{20000}{3,14 \cdot 1400} = 4,6 \approx 5 \quad \text{dona, bunda} \quad F = \frac{\pi d^2}{4} = 3,14 \text{ sm}^2.$$

Ezilishdagi mustahkamlik sharti (6.9) dan

$$n = \frac{P}{F_e[\sigma]} = \frac{20000}{2 \cdot 2800} = 3,6 \approx 4 \quad \text{dona, bunda} \quad F_e = t d = 1 \cdot 2 = 2 \text{ sm}^2.$$

Bundan ko'rinadiki 6.7-rasmdagi birikmada parchin mixlarning sonini kesilish shartidan $n = 5$ ta deb olish kerak.

6.4.2. Payvandli birikmalar hisobi

Payvandli birikmalar hisobida ham parchin mixli birikmalar kabi hosil bo'lgan kuchlanishlarning chok uzunligi bo'yicha tekis, zo'riqishlar esa choklar orasida proporsional taqsimlangan deb qabul qilinadi. Bu faraz payvandli birikmalar uchun ancha qo'poldir. Chunki parchin mixli birikmada material plastik bo'lganligi uchun zo'riqishlarning taqsimlanishiga imkon beruvchi oquvchanlik yuzachasi mavjud bo'ladi. Payvand chok metali esa ko'proq mo'rt metallarga yaqinroq xossaga ega bo'lishiga qaramasdan, hisoblashlarda yuqoridagi faraz qabul qilinadi.

Tutash chokda buzilish chok kesim yuzachasi, ya'ni $t_{ch} \cdot l'_{ch}$ da sodir bo'lib, unda normal kuchlanish σ hosil bo'ladi. Bu yerda l'_{ch} – chok uzunligidan 1,5–2 sm kichik qilib olinadigan kattalik. t_{ch} – chok qalinligi. Hisoblash ishlarida chok uzunligining amaldagiga nisbatan 1,5 – 2 sm kichik olinishiga sabab, metall sovishida hosil bo'ladigan mahalliy kuchlanishlar va payvandlashda mumkin bo'lgan xatoliklar hisobigadir. Chok qalinligi t_{ch} – payvandlanuvchi listlar choklarining eng kichigiga teng deb olinadi. Tutash chokning mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma = \frac{P}{t_{ch} l'_{ch}} \leq [\sigma]_q \quad (6.12)$$

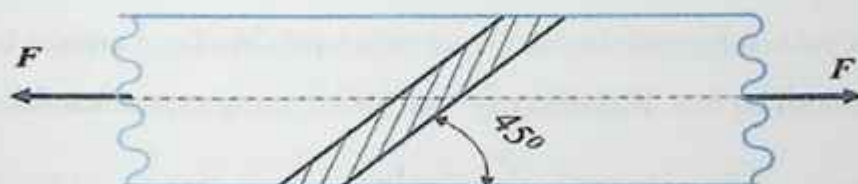
Bu yerda $[\sigma]_q$ – payvand chok uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish bo'lib, u elektrod turiga bog'liq bo'ladi. Uning qiymatini 6.2-jadvaldan olish mumkin.

Chok uzunligi l'_{ch} ni mustahkamlik shartidan topish mumkin. Agar u rejalashtirilganidan katta bo'lsa, u holda qiyshiq chok ishlatiladi, chunki bu holda payvand metallidagi ruxsat etilgan kuchlanish list materialinikiga nisbatan kichik bo'ladi (6.8-rasm).

Payvand choklar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar (kgk/sm^2)

6.2-jadval

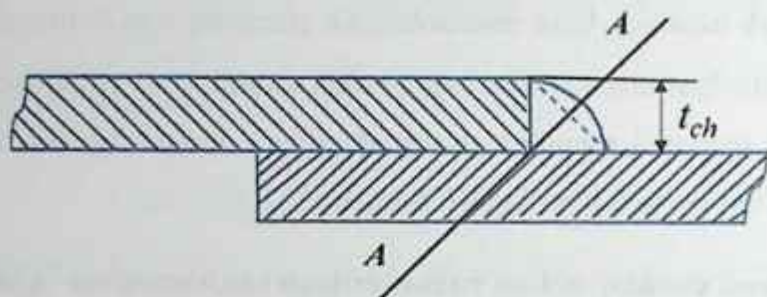
Choklardagi deformatsiyalar	Belgilanishi	O'lchov birligi	Yupqa qoplangan elektrod	Qalin qoplangan elektrod va avtomatik payvandlash	
				OS po'lat va St. 2	St. 3
Siqilish	$[\sigma_s]_k$	kgk/sm^2	1100	1250	1450
Cho'zilish	$[\sigma_{ch}]_k$	kgk/sm^2	1000	1100	1300
Kesilish	$[\tau]_k$	kgk/sm^2	800	1000	1100



6.8-rasm. Qiya chok yordamida payvandli biriktirish.

Qiyshiq chokda cho'zilgan sterjen qiya kesimlaridagi kabi normal va urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bu holda mustahkamlikni tekshirish shart emas. Chunki birikmaning mustahkamligi list mustahkamligidan katta bo'ladi.

Peshona va qanot choklarida ham AA qirqim yuzachasida hosil bo'ladigan urinma kuchlanishlarga o'xshagan kuchlanishlar hosil bo'ladi (6.9-rasm).



6.9-rasm. Payvandli biriktirishda buzilish tekisligining yo'nalishi.

Bu holda chok ko'ndalang kesimi teng yonli to'g'ri burchakli uchburchak ko'rinishida bo'ladi, buzilish tekisligi esa to'g'ri burchak bissektrisasi (AA)dan o'tadi. Buzilish t_{ch} yuzasi esa $F = t \cos 45^\circ l'_{ch} = 0,75 t l'_{ch}$ ga teng bo'ladi. Peshona va qanot choklar orasidagi farq shundan iboratki, peshona choklarida urinma kuchlanishdan tashqari normal kuchlanishlar ham hosil bo'ladi. Ammo, odatda, ularning ta'siri hisobga olinmaydi. Qanot choklarida esa faqat urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bu holda payvand birikmaning mustahkamlik sharti:

$$\tau = \frac{P}{0,7 t \sum l'_{ch}} \leq [\tau]_k \quad (6.13)$$

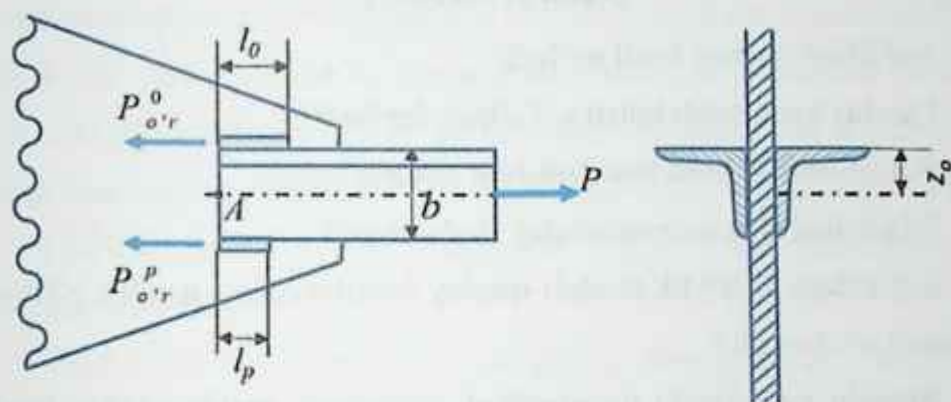
ko'rinishda ifodalanadi.

Bu yerda $[\tau]_k$ – kesishdagi ruxsat etilgan kuchlanish bo'lib, u elektrodlar turiga bog'liq holda 6.2-jadvaldan olinadi. $\sum l'_{ch}$ – peshona va qanot choklarining umumiy uzunligi.

Odatda, qanot choklar uzunligi, choklarning umumiy uzunligining 70–80 % ni tashkil qiladi.

Siljituvchi kuch ta'sir chizig'iga nisbatan simmetrik bo'lmagan shakllarni qanot choki bilan quyib biriktirilganda choklar uzunligi o'zaro teng bo'lmasligi kerak (6.10-rasm).

Misol tariqasida listga burchaklikni biriktirish holini ko'ramiz.



6.10-rasm. Simmetrik bo'lmagan shakllarni payvandli biriktirish.

Burchaklik og'irlik markazidan o'tuvchi P kuchning ta'sir chizig'ida yotuvchi A nuqtaga nisbatan $P_{o'r}^0$ va $P_{o'r}^p$ kuchlar momentlarining yig'indisi:

$$P_{o'r}^0 z_0 - P_{o'r}^p (b - z_0) = 0 \text{ bo'ladi.}$$

Ikkinchi tomondan $P_{o'r}^0 + P_{o'r}^p = P$ ga teng.

Choklar uzunligi l_0 va l_p albatta $P_{o'r}^0$ va $P_{o'r}^p$ kuchlarga proporsional bo'lib, ularning yig'indisi $l_{ch} = \frac{P}{0,7 t_{ch} [\tau]_x}$ teng bo'ladi.

Mos ravishda choklar uzunligi esa $l_0 = l_{ch} \cdot \frac{b - z_0}{b}$, $l_p = l_{ch} \cdot \frac{z_0}{b}$ bo'ladi.

Burchaklik va boshqa prokat shakllarda bu munosabatlarni taxminan $l_0 \approx 0,7l_{ch}$, $l_p \approx 0,3l_{ch}$ deb olinadi. Chunki ular bir-biriga o'xshashdir.

Nazorat savollari:

1. Sof siljish qachon hosil bo'ladi?
2. Qanday kuchlanish holati sof siljish deyiladi?
3. Sof siljishdagi bosh kuchlanishlar nimaga teng?
4. Siljishdagi Guk qonuni qanday ifodalanadi?
5. Siljishdagi elastiklik moduli qanday belgilanadi va qanday o'lchov birligida o'lchanadi?
6. Birinchi va ikkinchi tur elastiklik modullari orasida qanday bog'lanish mavjud?
7. Siljishdagi potensial energiya qanday aniqlanadi?
8. Siljishdagi urinma kuchlanish bilan oddiy cho'zilish yoki siqilishdagi normal kuchlanish orasidagi bog'lanishni tushuntiring.
9. Bir necha konstruksiya elementlarini o'zaro biriktirishda qanday birikmalardan foydalaniladi?
10. Siljishda mustahkamlik sharti qanday yoziladi?
11. Ruxsat etilgan urinma kuchlanish qanday aniqlanadi?
12. Qanday holatda kuchlanish hosil bo'ladi?
13. Ezilish qanday holatda yuz berishi mumkin?
14. Ezilishda mustahkamlik sharti qanday yoziladi?

VII BOB. BURALISH

7.1. Buralish haqida tushunchalar. Sof buralish

Agar tashqi kuchlar ta'sirida sterjen ko'ndalang kesimida, ichki kuch omillaridan faqat M_x burovchi moment, ya'ni M_b (1.5-rasm) hosil bo'lsa, bu holda buralish deformatsiyasi sodir bo'ladi. Bunday buralish sof yoki erkin buralish deb ataladi. Buralish deformatsiyasi vallar, vintli prujinalar, fazoviy konstruksiyalar va boshqa konstruksiya elementlarida hosil bo'ladi. Amaliyotda buralishga ishlovchi ko'p tarqalgan elementlar – vallar hisoblanadi.

Sof buralishga ishlovchi konstruksiya elementiga avtomobilning kardan valini misol qilish mumkin. Tasmali, friksion va tishli uzatmali vallarda burovchi momentdan tashqari eguvchi moment ham paydo bo'ladi. Bunday vallarning hisobi murakkab qarshilik bo'limida o'rganiladi.

Valga tashqi kuchlarning burovchi momenti dvigateldan berilayotgan bo'lsa, u holda valda hosil bo'ladigan burovchi momentni quyidagicha aniqlash mumkin:

a) agar quvvat N ot kuchida (o.k.) berilgan bo'lsa,

$$M_b = 716,2 \frac{N}{n}. \quad (7.1)$$

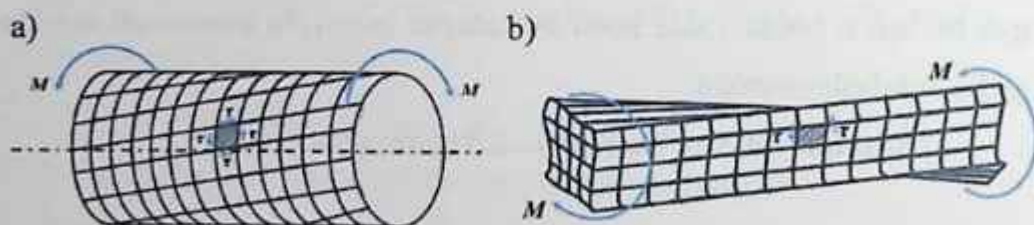
b) agar quvvat N kilovatt (kvt) berilgan bo'lsa,

$$M_b = 973,6 \frac{N}{n}. \quad (7.2)$$

Bu yerda n – valning bir minutda aylanishlar soni.

Buralish deformatsiyasini tekshiramiz. Buning uchun burovchi moment M_b bilan yuklangan doiraviy ko'ndalang kesimli brus sirtiga o'zaro tik (bo'ylama va ko'ndalang) chiziqlar to'rini chizib, uni burasak (7.1a-rasm), ko'ndalang to'g'ri chiziqlar to'g'riligicha qolib, bo'ylama chiziqlar bir xildagi γ burchakka og'adi. Sterjen sirtidagi to'g'ri to'rtburchaklar parallelogramm shaklini olib, har bir ko'ndalang kesim sterjen o'qi atrofida φ burchakka buriladi.

Agar to'g'ri to'rtburchak shaklidagi ko'ndalang kesimga ega bo'lgan brus buralsa, u holda uning ko'ndalang kesimlari tekis qolmasdan (7.1b-rasm), ko'ndalang kesimning nuqtalari bir-biriga nisbatan sterjen bo'ylama o'qi bo'ylab ko'chadi, ya'ni deplanatsiya (ko'ndalang kesim tekisligining buzilish hodisasi) deb ataluvchi hodisa ro'y beradi. Bu holda doiraviy kesimli bruslarda qo'llaniladigan tekis kesimlar gipotezasini qo'llab bo'lmaydi.



7.1-rasm. Yon tomonlariga to'r chiziqlar chizilgan valning buralishi:
a) doiraviy kesimli val; b) to'g'ri to'rtburchak kesimli val.

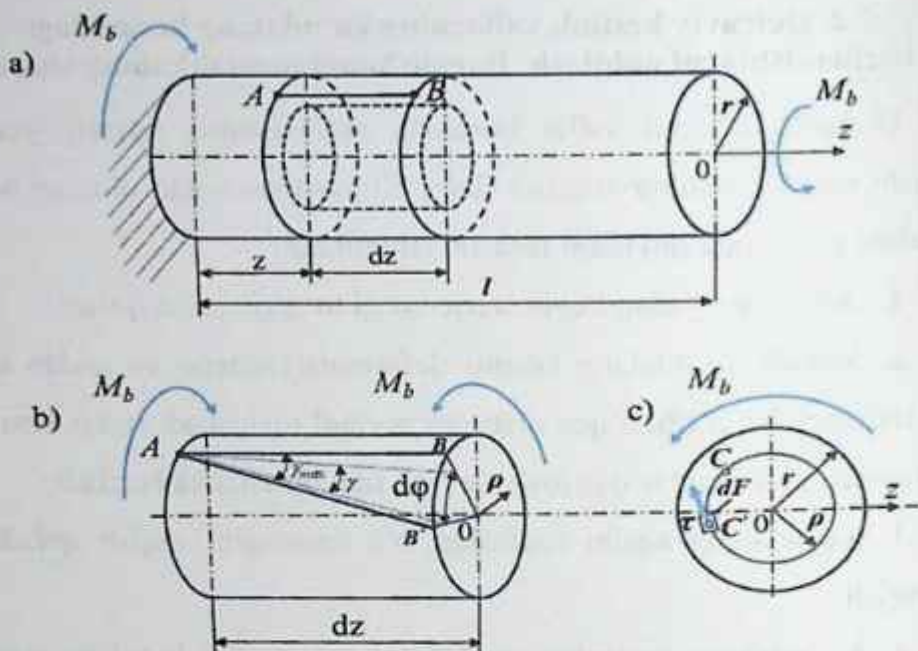
7.2. Doiraviy kesimli vallarning ko'ndalang kesimidagi kuchlanishlarni aniqlash. Buralishdagi mustahkamlik sharti

Doiraviy kesimli vallar buralishi masalasining nazariy yechimi birinchi bo'lib mashhur fransuz fizigi Kulon tomonidan olingan bo'lib, masalani yechishda quyidagi farazlar ishlatilgan:

1. Deformatsiyadan keyin sterjen o'qi to'g'riligicha qoladi.
2. Sterjen ko'ndalang kesimi deformatsiyagacha va undan keyin ham tekisligicha qolib, o'qqa nisbatan normal joylashadi (tekis kesimlar gipotezasi), ular faqat o'qqa nisbatan ma'lum burchakka buriladi.
3. Ko'ndalang kesim radiuslari o'z uzunligini saqlab qoladi va egilmaydi.
4. Ko'ndalang kesimlar orasidagi (sterjen o'qi bo'ylab) masofa o'zgarmaydi.

Bir tomoni mahkamlangan va ikkinchi tomoniga burovchi moment ta'siridagi ko'ndalang kesimlari doirasimon bo'lgan valning (7.2-rasm) buralishini ko'ramiz (val chap uchidagi moment, qistirib mahkamlangan tayanchning reaksiyasidir).

Bu farazlar asosida buralishni ko'ndalang kesim yuzalarining bir-biriga nisbatan siljishlari natijasi deb qarash mumkin. Demak, u holda ko'ndalang kesim yuzalarida faqat urinma kuchlanish τ hosil bo'lib, normal kuchlanish $\sigma = 0$ bo'ladi.



7.2-rasm. Doiraviy kesimli valning buralishi.

a) doiraviy kesimli val; b) doiraviy kesimli valdan ajratib olingan cheksiz kichik uzunlikdagi qismning buralishi; c) valning ko'ndalang kesim yuzasi.

Agarda ko'ndalang kesim yuzasidan elementar yuzacha dF ajratsak, unga urinma kuchlanish τ ta'sir qiladi. Bu holda F yuzaga ta'sir qilayotgan urinma kuchlanishlar bilan valga ta'sir qilayotgan burovchi moment M_b o'rtasida quyidagi bog'lanish borligini ko'ramiz:

$$M_b = \int_F \tau \cdot \rho \cdot dF. \quad (7.3)$$

Buralish natijasida hosil bo'ladigan deformatsiyani kesim yuzasi bo'yicha qanday qonuniyat bilan o'zgarishini aniqlash uchun sterjendan uzunligi dz ga teng bo'lakcha ajratib, uni burovchi moment M_b bilan burasak, u holda quyidagi bog'lanishni aniqlashimiz mumkin.

7.2 b-rasmdan ko'ndalang kesimning og'irlik markazidan ρ masofada yotuvchi ixtiyoriy nuqtasiga mos keluvchi tolaning siljish burchagi:

$$\gamma = \frac{CC'}{AB} = \frac{\rho d\varphi}{dz} \quad (7.4)$$

bo'ladi.

Bo'lakchanning sirtidagi tolaning siljish burchagi esa:

$$\gamma_{\max} = \frac{BB'}{AB} = \frac{r \cdot d\varphi}{dz} \text{ ga teng. } (7.5)$$

Siljishdagi Guk qonuniga asosan ko'ndalang kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi urinma kuchlanish

$$\tau = G\gamma = G \frac{\rho d\varphi}{dz}. \quad (7.6)$$

Bu formuladan foydalanib, urinma kuchlanish τ ni sterjen ko'ndalang kesim yuzasi bo'yicha taqsimlanishini ko'radigan bo'lsak, u quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi (7.3-rasm):

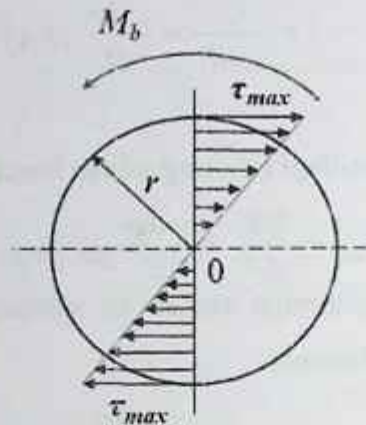
$$\rho = 0: \quad \tau = 0;$$

$$\rho = r: \quad \tau = \tau_{\max} = G \frac{rd\varphi}{dz}.$$

Burovchi moment M_b bilan urinma kuchlanish τ ni o'zaro bog'lash uchun (7.3) ga (7.6) ni olib borib qo'yamiz:

$$M_b = \int_F \tau \rho dF = \int_F G \frac{\rho d\varphi}{dz} \cdot \rho dF = G \frac{d\varphi}{dz} \int_F \rho^2 dF.$$

Bu yerda, G – siljishdagi elastiklik moduli; $\int_F \rho^2 dF = I_\rho$ – doiraviy kesimning qutb inersiya momenti.



7.3-rasm. Sterjen ko'ndalang kesimida urinma kuchlanishning taqsimlanishi.

Shunga asosan,

$$M_b = Gl_\rho \frac{d\varphi}{dz} \quad (7.7)$$

Bundan,

$$\frac{d\varphi}{dz} = \frac{M_b}{Gl_\rho} \quad (7.8)$$

bo'ladi.

(7.8) ni (7.6) ga olib borib qo'ysak, buralishda doiraviy kesimli sterjen ko'ndalang kesimining ixtiyoriy nuqtasida hosil bo'ladigan urinma kuchlanishni topish formulasi hosil bo'ladi, ya'ni:

$$\tau = G\rho \frac{d\varphi}{dz} = G\rho \frac{M_b}{Gl_\rho} = \frac{M_b \cdot \rho}{I_\rho} \quad (7.9)$$

ρ – ko'ndalang kesim markazidan kuchlanish aniqlanayotgan nuqtagacha bo'lgan masofa.

Ko'ndalang kesimda hosil bo'ladigan eng katta urinma kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{M_b \cdot r}{I_\rho} = \frac{M_b}{\frac{I_\rho}{r}} = \frac{M_b}{W_\rho}. \quad (7.10)$$

$W_\rho = \frac{I_\rho}{r}$ – qutb qarshilik momenti deyilib, mm^3 , sm^3 larda o'lchanadi.

Doiraviy kesimli sterjenning buralishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{M_b}{W_\rho} \leq [\tau]. \quad (7.11)$$

Agar sterjen kesimi doira shaklida bo'lsa, u holda:

$$W_\rho = \frac{I_\rho}{r} \approx \frac{0,1d^4}{\frac{d}{2}} \approx 0,2d^3. \quad (7.12)$$

bo'ladi, chunki $I_\rho \approx 0,1d^4$.

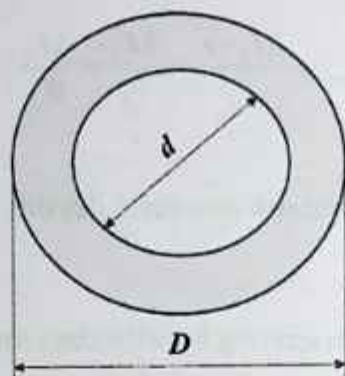
Halqasimon kesimli sterjen uchun (7.4-rasm):

$$W_\rho = \frac{I_\rho}{D/2} = 0,2D^3 \left(1 - \frac{d^4}{D^4} \right) \quad (7.13)$$

bo'ladi. Chunki

$$I_\rho = 0,1D^4 - 0,1d^4 = 0,1(D^4 - d^4). \quad (7.14)$$

Bu yerda shuni ta'kidlash lozimki, halqaning qarshilik momentini tashqi va ichki doiralarning qarshilik momentlarini ayirmasi sifatida topish mumkin emas.



7.4-rasm. Halqasimon valning ko'ndalang kesimi.

Buralishdagi mustahkamlik sharti (7.11)dan foydalanib tashqi kuch va material berilganda valning kerakli diametrini aniqlash, berilgan diametr va material asosida ruxsat etilgan tashqi burovchi moment kattaligini topish, tashqi kuch va ko'ndalang kesimi o'lchamlari asosida sterjenning materialini tanlash mumkin.

1-misol: Agar val bir minutda 500 marta aylanib, 40 kvt quvvat uzatadigan bo'lsa, uning ko'ndalang kesim o'lchamlari topilsin.

Val materiali uchun:

$$[\tau] = 600 \text{ kgk/sm}^2$$

Valda hosil bo'ladigan burovchi momentni (7.2) formula yordamida topamiz:

$$M_b = 973,6 \frac{N}{n} = 973,6 \frac{40}{500} = 77,9 \text{ kgkm} = 7790 \text{ kgk sm}.$$

$$\text{Valning qutb qarshilik momenti } W_p = \frac{M_b}{[\tau]} = \frac{7860}{600} = 12,98 \text{ sm}^3$$

bo'ladi.

Agar val ko'ndalang kesimi doira shaklida bo'lsa, $W_p = 0,2d^3$

bo'lib, u holda valning diametri $d = \sqrt[3]{\frac{W_p}{0,2}} = \sqrt[3]{\frac{12,98}{0,2}} = 4,02 \text{ sm} = 40,2 \text{ mm}$ bo'ladi.

Agar valning ko'ndalang kesimi halqa shaklida bo'lib, uning ichki va tashqi diametrlarining nisbati $\frac{d}{D} = 0,6$ bo'lsa, u holda

$$W_p = 0,2D^3 \left[1 - \frac{(0,6D)^4}{D^4} \right] = 0,174D^3 \text{ bo'lib,}$$

halqaning tashqi diametri mos holda

$$D = \sqrt[3]{\frac{W_p}{0,174}} = \sqrt[3]{\frac{12,98}{0,174}} = 4,2 \text{ sm} = 42 \text{ mm} \text{ bo'ladi.}$$

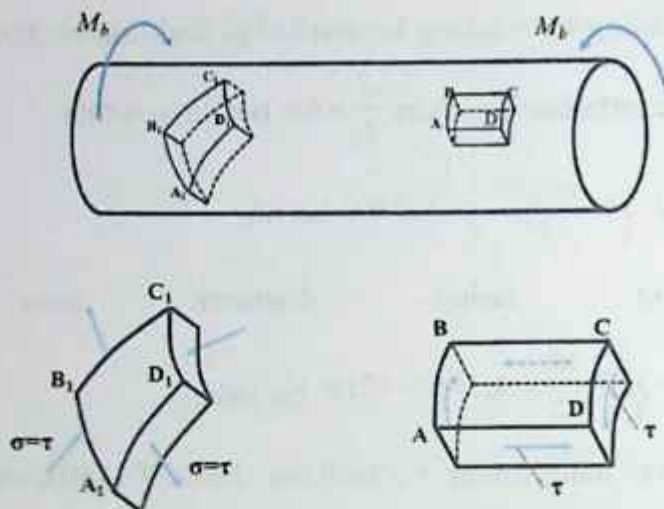
Doira va halqasimon ko'ndalang kesimli vallarning yuzasini solishtirsak, ular quyidagicha bo'ladi:

$$F_{\text{doira}} = \frac{\pi d^2}{4} = 12,7 \text{ sm}^2,$$

$$F_{\text{halqa}} = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi (0,6D)^2}{4} = 4,98 \text{ sm}^2.$$

Vallarning xususiy og'irliklari ham ularning ko'ndalang kesimi yuzalari kabi nisbatda bo'ladi, ya'ni doiraviy kesimli sterjenga nisbatan halqasimon kesimli sterjen buralishda yengilroq bo'lib, iqtisodiy jihatdan qulayroq ekanligi ko'rinib turibdi, ya'ni unga kamroq material sarf qilinadi. Lekin buralishga ishlovchi vallarni loyihalashda halqasimon kesimli vallarni tayyorlash murakkab va qimmat ekanligini hisobga olish kerak.

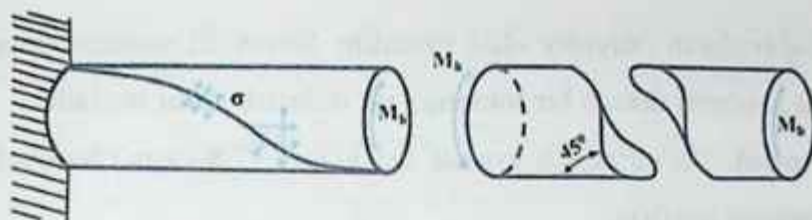
Agar buralishga ishlayotgan sterjendan ikki juft tik bo'ylama va ko'ndalang kesimlar o'tkazib $ABCD$ elementni ajratsak (7.5-rasm), bu element qirralarida faqat urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bu esa buralishda sterjenning barcha elementlari sof siljish holatida bo'lishini ko'rsatadi.



7.5-rasm. Doiraviy kesimli valga ta'sir etayotgan tashqi kuchlar va ajratib olingan element.

Agar kesimning holati siljish tekisligiga nisbatan 45° ga burilsa, u holda yangi yuzachalarda qiymati τ ga teng bo'lgan normal (σ) kuchlanishlar hosil bo'lishini oldingi bo'limda ko'rgan edik. Ulardan biri cho'zuvchi, ikkinchisi esa – siquvchi kuchlanishlar edi. Shunga asosan, sterjenning ko'ndalang o'qiga 45° burchak ostida o'tkazilgan vintli kesimlarida, ya'ni $A_1B_1C_1D_1$ element qirralarida (7.5-rasm) qiymati τ ga teng bo'lgan normal kuchlanish σ lar hosil bo'ladi.

Bu mo'rt materiallardan (masalan, cho'yandan) yasalgan vallarning buralishda buzilish sababini asoslab beradi. Chunki mo'rt materiallar cho'zuvchi normal kuchlanishga deyarli ishlamaydi. Bu buzilish, odatda, bosh cho'zuvchi kuchlanishlar trayektoriyasi bilan mos keluvchi murakkab vintli sirt bo'ylab yuzaga keladi (7.6-rasm).



7.6-rasm. Doiraviy kesimli valning buzilish trayektoriyasi.

Xuddi shu kabi buzilishlar yog'ochli sterjenlar buralganida ham paydo bo'ladi (7.7-rasm).



7.7-rasm. Doiraviy kesimli yog'ochning buralish deformatsiyasidagi buzilishi.

Ammo ba'zi mualliflar vintli yoriqlarning paydo bo'lishiga urinma kuchlanishlar sababchi deb tushuntirishadi, ya'ni bu holda yog'ochning ayrim tolalari tutashishini urinma kuchlanishlar buzadi, deya ta'kidlanadi. Aslida bu buzilishga yuqorida ko'rsatilgan hodisa sabab bo'ladi.

7.2.1. Buralishda ichki kuchlar epyurasini qurish

Buralishda ichki kuch, ya'ni burovchi moment – M_b epyurasini qurish asosiy ishlardan biri hisoblanadi. Burovchi momentning val uzunligi bo'ylab o'zgarishini ko'rsatuvchi grafikka burovchi moment epyurasi deyiladi. Ularni qurish quyida keltiriladigan misolda batafsil ko'rsatilgan.

Buralishda epyuralarni qurishning o'ziga xos tomoni shundaki, burovchi momentning (+) yoki (-) ishora bilan olish ahamiyatga ega emas.

Shu sababli ularni ixtiyoriy olish mumkin. Burovchi moment epyurasini qurishda z_n o'qini doimo bir tomonga yo'naltirish zarur bo'ladi.

2-misol. Tasvirlangan konsol val uchun (7.8-rasm) burovchi moment epyurasi qurilsin.

$$M_1=200 \text{ kgk}\cdot\text{m}, M_2=400 \text{ kgk}\cdot\text{m}, M_3=100 \text{ kgk}\cdot\text{m}.$$

Misolni yechishni tayanchda hosil bo'ladigan burovchi momentni aniqlashdan boshlaymiz, buning uchun z o'qiga nisbatan butun valga ta'sir etuvchi momentlarning algebraik yig'indisini olib, uni nolga tenglaymiz, ya'ni:

$$\sum M_z = -M_R + M_1 - M_2 + M_3 = 0,$$

Bundan:

$$M_R = M_1 - M_2 + M_3 = 200 - 400 + 100 = -100 \text{ kgk}\cdot\text{m}$$

bo'ladi.

Demak, tayanchdagi moment M_R (-) ishorali bo'lgani uchun biz bu yo'nalish oldiga (x) qo'yib, uning haqiqiy yo'nalishini belgisiz teskari tomonga yo'naltiramiz. U holda $M_R=100 \text{ kgk}\cdot\text{m}$ bo'ladi. Valni 3 ta uchastkadan iborat deb, z_1, z_2, z_3 o'qlarini o'ngdan chapga yo'naltiramiz.

$$\text{I uchastkada: } M_I = M_1 = 200 \text{ kgk}\cdot\text{m}.$$

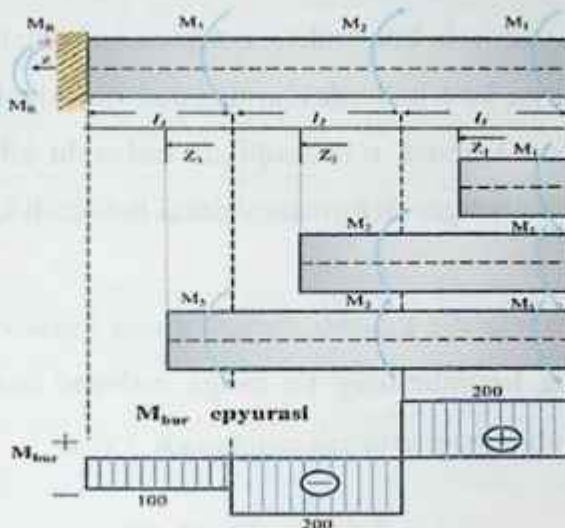
$$\text{II uchastkada: } M_{II} = M_1 - M_2 = 200 - 400 = -200 \text{ kgk}\cdot\text{m}.$$

$$\text{III uchastkada: } M_{III} = M_1 - M_2 + M_3 = 200 - 400 + 100 = -100 \text{ kgk}\cdot\text{m}.$$

Bu natijalar asosida ichki kuchning, ya'ni burovchi momentning epyurasini qursak, u yuqoridagi ko'rinishga (7.8-rasm) ega bo'ladi. Biz bu natijalarni hisoblaganimizda o'ngdan chapga qarab hisoblash ishlarini bajarib bordik.

Xuddi shunday yo'l bilan epyura qurishni valning chap oxiridan o'ngga qarab ham bajarishimiz mumkin (chunki biz tayanchdagi reaksiya kuchi M_R ni aniqlaganmiz), ya'ni tayanchga yaqin turgan uchastkani I, keyingisini II, undan keyingisini III desak, u holda:

$M_I = M_R = 100 \text{ kgk}\cdot\text{m}$, $M_{II} = M_R + M_3 = 100 + 100 = 200 \text{ kgk}\cdot\text{m}$,
 $M_{III} = M_R + M_3 - M_2 = 100 + 100 - 400 = -200 \text{ kgk}\cdot\text{m}$ bo'ladi.



7.8-shakl. Konsol val uchun burovchi moment epyurasini qurish.

Ko'rinib turibdiki, bu holda burovchi momentning epyurasi oldingi holdagi qiymatlardan faqat ishoralari bilangina farq qiladi, ammo ishora buralishda faqat formal ahamiyatga ega deb, yuqorida aytilgan edi. Bu holda ham epyura yuqoridagi ko'rinishga ega bo'lib, oldingi epyuraning epyura o'qiga nisbatan aksi ko'rinishini ifodalaydi.

Podshipnikli tayanchli vallar uchun burovchi moment epyurasini qurayotganda shuni e'tiborga olish lozimki, tayanchlar qanday yasalganidan (siljish yoki dumalash podshipniklaridan) qat'i nazar burovchi momentni qabul qilmaydi, ya'ni bu tayanchlarda burovchi momentning qiymati nolga teng bo'ladi. Shu sababli burovchi moment epyurasini qurishda ularni hisobga olinmaydi. Ammo bu holda tashqi ta'sir qilayotgan burovchi momentlarning yig'indisi nolga teng bo'lishi kerak, aks holda val muvozanatda turmaydi.

7.3. Doiraviy kesimli vallar buralishidagi deformatsiyalar. Bikrlilik sharti

Buralishga ishlovchi konstruksiya elementlarining mustahkamligini baholash bilan birga, ko'p hollarda ularning deformatsiyalarini aniqlashga ham to'g'ri keladi. Ayniqsa, o'ta aniqlikda ishlovchi asbob-uskunalarda buralishda hosil bo'ladigan deformatsiyalarni baholash katta ahamiyatga ega bo'ladi.

Doiraviy ko'ndalang kesimli sterjenlarning buralishdagi deformatsiyasi ko'ndalang kesimlarining bir-biriga nisbatan buralishidan hosil bo'lib, u buralish burchagi φ orqali aniqlanadi, ya'ni:

$$\varphi = \int_0^l \frac{M_b}{GI_\rho} dz \quad (7.15)$$

Agar sterjen uzunligi bo'yicha burovchi moment M_b o'zgarmas bo'lsa, u holda buralish burchagini aniqlash formulasi quyidagicha bo'ladi:

$$\varphi = \frac{M_b \cdot l}{GI_\rho} \quad (7.16)$$

l – sterjenning uzunligi,

φ – buralish burchagi bo'lib, radianlarda o'lchanadi.

Ikkinchi tur elastiklik moduli G ni qutb inersiya momenti I_ρ ga ko'paytmasi (GI_ρ) buralishdagi sterjen bikrligi deyiladi. Buralishdagi sterjen bikrligi o'zgarmas bo'lsa, u holda ikkita kesimlar orasidagi buralish burchagini shu kesimlar orasidagi burovchi moment epyurasining yuzasi ω_b ni, buralish bikrligi GI_ρ ga bo'lish orqali aniqlash mumkin, ya'ni:

$$\varphi = \frac{\omega_b}{GI_\rho} \quad (7.17)$$

Bu yerda ω_b – burovchi moment epyurasining yuzasi bo'lib, (7.17) formula barcha shakldagi epyuralar uchun o'rinalidir. Hisoblash ishlarida to'la buralish burchagi φ dan tashqari yana nisbiy buralish burchagi θ ni ham aniqlash talab qilinishi mumkin. Bu θ kattalik sterjen uzunligi bo'yicha buralish burchagi o'zgarishini ifodalab, u *rad/m* yoki *grad/m* larda o'lchanadi.

Ko'p hollarda valning nisbiy buralish burchagi θ konstruksiya elementlarini normal ishlashini ta'minlash uchun ruxsat etilgan buralish burchagi $[\theta]$ orqali chegaralanadi. Umumiy holda $[\theta]$ ning qiymati $[\theta]=0,3\div 1$ grad/m bo'lib, avtomobil kardan vallari uchun $[\theta] \approx 2,5$ grad/m, zarbali yuklanishlarda esa $[\theta]=0,15$ grad/m deb olinadi.

Ba'zan ruxsat etilgan buralish burchagi $[\theta]$ ni bir metr ga emas, balki val diametrining yigirmaga ko'paytirilgan nisbati olinadi. Barcha hollarda, buralish burchagini chegaralashda quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\theta_{\max} \leq [\theta] \quad (7.18)$$

Bu (7.18) shart buralishdagi birklik sharti deb ataladi.

Odatda,

$$\theta_{\max} = \frac{M_{\max}}{GI_{\rho}} \quad (7.19)$$

bo'lgani uchun birklik sharti (7.18) dan foydalanib ham val diametrini aniqlash mumkin.

3-misol: Valning uzatadigan quvvati $N = 150$ o.k. bo'lib, u minutiga $n = 60$ marta aylansa, mustahkamlik va birklik shartlaridan foydalanib valning diametrini aniqlang. Hisoblash ishlarida $[\tau] = 600$ kgk/sm², $[\theta] = 0,003$ grad/sm, siljishdagi elastiklik moduli $G = 8 \cdot 10^5$ kgk/sm² ga teng deb olinsin.

Val orqali uzatilayotgan burovchi momentni (7.1) ifodadan foydalanib topamiz:

$$M_b = 716,2 \frac{N}{n} = 716,2 \cdot 150/60 \approx 1800 \text{ kgk}\cdot\text{m} = 18 \cdot 10^4 \text{ kgk}\cdot\text{sm}.$$

Mustahkamlik sharti (7.11) ga asosan qutb qarshilik momenti:

$$W_p \geq \frac{M_b}{[\tau]} = \frac{18 \cdot 10^4}{600} = 300 \text{ sm}^3 \text{ bo'ladi.}$$

Val diametrini $W_p \approx 0,2 d^3$ dan foydalanib topamiz:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{W_p}{0,2}} = 11,45 \text{ sm}$$

$d=11,5 \text{ sm}$ deb qabul qilib, kesimni bikrlikka tekshiramiz.

Bu holda kesimning qutb inersiya momenti

$$I_p \approx 0,1 d^4 = 0,1 \cdot 11,5^4 = 1745 \text{ sm}^4 \text{ bo'ladi.}$$

Valning 1 m yoki 100 sm dagi nisbiy buralish burchagi (7.19)ga asosan

$$\theta = \frac{M_b}{GI_p} = \frac{18 \cdot 10^4}{8 \cdot 10^5 \cdot 1745} = 0,000129 \text{ rad/sm} = 0,0074 \text{ grad/sm} > [\theta]$$

bo'ladi.

Olingan natijadan ko'rinadiki, mustahkamlik sharti bajarilmoqda, ammo bikrlilik sharti bajarmaganligi uchun valning diametrini quyidagi tengsizlikdan aniqlab, uni kattalashtirish kerak,

$$I_p \geq \frac{M_b}{G[\theta]}$$

bu yerda: $[\theta] = 0,003 \text{ grad/sm}$ bo'lgan burchakni radianda

$$[\theta]_{\text{rad}} = \frac{[\theta]_{\text{grad}}}{180} = 0,0000523 \text{ rad/sm}$$

hisoblasak, ya'ni:

π

bo'lib, I_p uchun

quyidagi qiymatni olamiz:

$$I_{\rho} \geq \frac{M_b}{G[\theta]} = \frac{18 \cdot 10^4}{8 \cdot 10^5 \cdot 0,0000523} \approx 4302 \text{ sm}^4.$$

$$I_{\rho} \approx 0,1 d^4 \text{ dan } d \text{ ni topsak, } d = \sqrt[4]{\frac{4302}{0,1}} \approx 14,4 \text{ sm bo'ladi.}$$

Demak, talab etilgan bikrlilikni ta'minlashi uchun val diametri $d=14,4 \text{ sm}$, ya'ni mustahkamlik shartidan olingan $d=11,5 \text{ sm}$ dan kattaroq bo'lishi kerak.

7.4. Kesimi doiraviy bo'lmagan bruslarning buralishi

Yuqorida (7.1b-rasmda) ko'rsatib o'tilganidek, ko'ndalang kesimi doirasimon bo'lmagan bruslarning buralishida tekis kesimlar qiyshayadi, ya'ni ko'ndalang kesimlarda deplanatsiya hodisasi ro'y berib, "Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari"ning asosiy gipotezasi – tekis kesimlar gipotezasini qo'llash mumkin bo'lmaydi. Shu sababli doirasimon shaklda bo'lmagan bruslardagi kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlash masalasi elastiklik nazariyasi usullari vositasida yechiladi. Ushbu usullar bilan olingan natijalar "Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari"da ko'rilayotgan masalalarda qo'llanilganligi sababli, bu bo'limda asosiy formulalarni isbotsiz keltirib o'tamiz.

Doirasimon bo'lmagan bruslarni hisoblashda ishlatiladigan formulalar qulay bo'lishi uchun ularning doiraviy kesimli bruslar buralishida olingan ko'rinishda yozamiz, ya'ni:

$$\tau_{\max} = \frac{M_b}{W_b} \quad (7.20)$$

$$\varphi = \frac{M_b l}{GI_b} \quad (7.21)$$

Bu yerdagi W_b – kattalik ba'zan buralishdagi qarshilik momenti, I_b – esa buralish bikrligining geometrik xarakteristikasi deb ataladi. Bu kattaliklar hisoblash formulalarida faqat o'lchami va qiymati bilan doirasimon brusning W_p va I_p lariga o'xshashdir.

W_b va I_b lar brus ko'ndalang kesim o'lchamlari va shakliga bog'liq bo'lgan kattaliklar bo'lib, katta tomoni h , kichik tomoni b bo'lgan to'g'ri to'rtburchak uchun quyidagicha ifodalanadi:

$$I_b = \alpha b^4, W_b = \beta b^3 \quad (7.22)$$

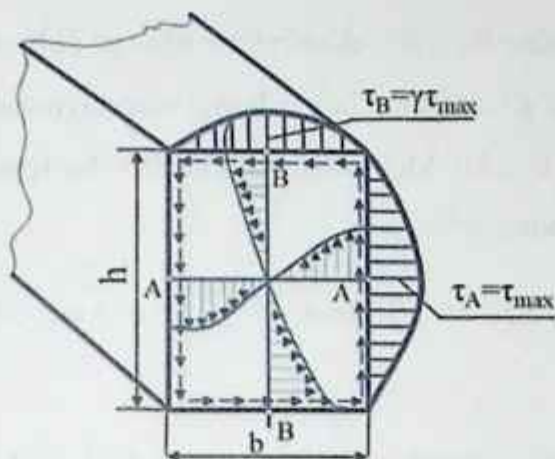
Bu yerdagi α va β koeffitsiyentlar tomonlarning h/b nisbatiga bog'liq bo'lib, ularning qiymatlari 7.1-jadvalda keltirilgan γ_{max}

$\frac{h}{b}$ nisbatga ko'ra α, β va γ koeffitsiyent qiymatlari

7.1-jadval

h/b	α	β	γ	h/b	α	β	γ
1,0	0,140	0,280	1,000	4,0	1,123	1,150	0,745
1,5	0,294	0,346	0,859	6,0	1,789	1,789	0,743
2,0	0,457	0,493	0,795	8,0	2,456	2,456	0,742
3,0	0,790	0,801	0,753	10,0	3,123	3,123	0,742

7.8-rasmda to'g'ri to'rtburchak shaklidagi ko'ndalang kesim uchun urinma kuchlanishlarning taqsimlanish epyurasi keltirilgan.



7.8-rasm. To'g'ri to'rtburchak kesimli valning buralishida ko'ndalang kesim yuzasida urinma kuchlanishlarning taqsimlanishi.

Eng katta urinma kuchlanish $\tau_A = \tau_{max}$, balandlik h ning o'rtasida, ya'ni A nuqtada hosil bo'lib, qisqa tomon b ning o'rtasida, ya'ni B nuqtada esa kuchlanish $\tau_B = \gamma \tau_{max}$ bo'ladi, γ koeffitsiyentning qiymatlari 7.1-jadvalda keltirilgan.

To'g'ri to'rtburchakning burchaklaridagi nuqtalarida kuchlanish nolga teng bo'ladi. Boshqa shakldagi ko'ndalang kesimli sterjenlar uchun W_b va I_b larning qiymatlari ma'lumotnoma jadvallarda keltirilgan bo'ladi.

4-misol: Ko'ndalang kesimi to'g'ri to'rtburchak shaklida bo'lgan sterjenni tomonlarining o'lchami buralishdagi mustahkamlik shartidan foydalanib aniqlansin. To'rtburchak tomonlarining nisbati $h/b=2$ bo'lib, sterjenga ta'sir qilayotgan burovchi moment $M_b=500 \text{ kgk}\cdot\text{m}$, $[\tau]=600 \text{ kgk/sm}^2$, $G=8\cdot 10^5 \text{ kgk/sm}^2$ bo'lgan hol uchun.

Sterjenning buralishdagi mustahkamlik sharti (7.11) ga asosan:

$$\tau_{max} = \frac{M_b}{W_b} \leq [\tau],$$

$$W_b = \frac{M_b}{[\tau]} = \frac{50000 \text{ kgk}\cdot\text{sm}}{600 \text{ kgk/sm}^2} = 83 \text{ sm}^3$$

(7.22) ifodadan $W_b = \beta b^3$ ekanligini e'tiborga olib, tomonlari nisbati $h/b = 2$ bo'lgan to'g'ri to'rtburchak uchun β ning qiymatini 7.1-jadvaldan topsak, $\beta = 0,493$ bo'ladi. Mos ravishda $W_b = \beta b^3$ bo'lgani uchun $83 \text{ sm}^3 = 0,493 b^3$ bo'lib, bundan:

$$b = \sqrt[3]{\frac{83}{0,493}} = 5,52 \text{ sm} \approx 55,2 \text{ mm}, \quad h = 2 \cdot b = 2 \cdot 55,2 = 110,4 \text{ mm}$$

bo'ladi.

Agar sterjenning uzunligini l m ga teng deb olsak, buralish burchagi φ ni (7.21) yordamida topish mumkin.

Bu yerda, $I_b = \alpha b^4$ bo'lganligi uchun, α ni $h/b = 2$ hol uchun 7.1-jadvaldan aniqlasak, $\alpha \approx 0,457$ bo'ladi. Demak,

$$I_b = \alpha b^4 = 0,457 \cdot 5,52^4 = 424,3 \text{ sm}^4, \\ \varphi = \frac{M_b \cdot l}{GI_b} = \frac{50000 \cdot 100}{8 \cdot 10^5 \cdot 424,3} = 0,0147 \text{ rad} \text{ bo'ladi.}$$

Nazorat savollari:

1. Buralish deformatsiyasi qanday holda yuz beradi?
2. Valning quvvati va aylanishlar soni ma'lum bo'lsa, burovchi moment qanday topiladi?
3. Doiraviy ko'ndalang kesimli sterjenlar buralishida qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
4. Buralishda doirasimon kesimning perimetri bo'yicha urinma kuchlanish qanday qiymatga ega bo'ladi?
5. Kesim og'irlik markazida urinma kuchlanish nimaga teng bo'ladi?
6. Buralishda ichki kuchlar epyurasi deb nimaga aytiladi?
7. Nisbiy buralish burchagi qanday aniqlanadi?
8. Buralishda val bikrligi deb nimaga aytiladi?
9. O'qqa nisbatan simmetrik kesim uchun qutb qarshilik momenti qanday aniqlanadi, qanday o'lchov birligida o'lchanadi, doira va halqa uchun u nimaga teng?
10. Buralishda doiraviy kesimli sterjenning berilgan nuqtasidan o'tuvchi qanday yuzachalarda ekstremal urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi va ular nimaga teng?
11. Buralishda Guk qonuni qanday ifodalanadi?
12. Daraxt va cho'yan sterjenlar buralishda qanday buziladi? Bunday buzilishni qanday tushuntirish mumkin?
13. Buralishda valni mustahkamlikka hisoblash qanday amalga oshiriladi?
14. Buralishga hisoblashda ruxsat etilgan urinma kuchlanish qanday tanlanadi?
15. Buralayotgan sterjenni bikrlikka hisoblash qanday amalga oshiriladi?
16. Kesimi doiraviy bo'lmagan bruslarning buralishi doiraviy bruslar buralishdan qanday farq qiladi?

VIII BOB. EGILISH

8.1. Egilish haqida tushuncha

Amaliyotda eng ko'p uchraydigan deformatsiya turlaridan biri – bu egilish deformatsiyasidir. Egilishga ishlaydigan konstruksiyalar sirasiga binolarning to'sinlari, ko'priklar, yuk mashinalarining ramalari, yuk ko'tarish kranlari va boshqalarni misol qilish mumkin.

Agar tashqi yuklamalar ta'sirida balka ko'ndalang kesimlarida unga tik ichki kuchlar momenti hosil bo'lsa, egilish yuzaga keladi. Egilishda tashqi ta'sirdan brusning to'ri o'qi egri chiziqqa o'tadi.

Agar balka kesimlarida faqat ichki kuchlar momenti – M hosil bo'lsa, sof egilish, ushbu moment M bilan birga ko'ndalang kuch Q ham hosil bo'lsa, ko'ndalang egilish deyiladi.

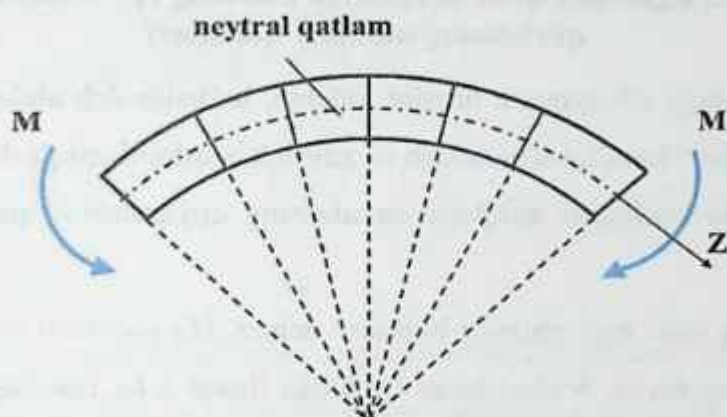
Agar eguvchi moment tekisligi ko'ndalang kesim bosh inersiya o'qlarining biri bilan ustma-ust tushsa, to'g'ri egilish, ustma-ust tushmasa, qiyshiq egilish deyiladi. Qiyshiq egilish hodisasi mazkur darslikning «Murakkab qarshilik» bo'limida ko'riladi.

Egilishda cho'zish va buralish deformatsiyalaridan farqli tarzda brusning ko'ndalang kesimlarida turli ishorali siquvchi va cho'zuvchi normal kuchlanishlar hosil bo'ladi. Shuningdek, egilayotgan bruslar ko'ndalang kesimida kamida bitta simmetriya o'qi bo'ladi, shuning uchun hisoblashlarda tashqi yuklama yo'nalishi balka ko'ndalang kesimi simmetriya o'qi bilan ustma-ust tushadi deb faraz qilinadi.

Brusning yuqori qatlamlarining cho'zilish va pastki qatlamlarining siqilishini 8.1-rasmdan ko'rish mumkin. Bundan siqilgan va cho'zilgan

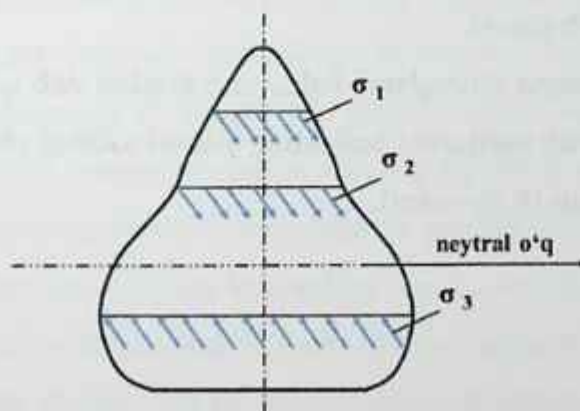
qatlamlar o'rtasida uzunligi o'zgarmaydigan, mos ravishda kuchlanishdan xoli qatlam mavjudligi kelib chiqadi. Ushbu qatlam neytral qatlam deyiladi.

Ko'ndalang kesimdagi neytral qatlamdan o'tuvchi o'q kesimni cho'zilgan va siqilgan sohalarga ajratadi. Bu o'qqa neytral o'q deyiladi.



8.1-rasm. Brusning sof egilishi.

Neytral o'qni x o'qi deb olamiz. Brus alohida qatlamlari siqilgan yoki cho'zilgan bo'lgani uchun, ko'ndalang kesimda σ normal kuchlanishlar hosil bo'ladi. Ta'sir etuvchi yuklanishga nisbatan kesimlar simmetrikligi shartidan neytral o'qqa parallel qatlamlarda normal kuchlanishlar o'zgarmas bo'ladi (8.2 rasm).



8.2-rasm. Brus ko'ndalang kesimida kuchlanishlarning taqsimlanishi.

Eguvchi moment neytral o'q indeksiga ega, ya'ni agar tashqi yuklama ta'sir chizig'i ko'ndalang kesim "y" o'qidan o'tsa, "x" o'qi neytral o'q bo'ladi va moment " M_x " orqali, agar "y" neytral o'q bo'lsa, moment mos ravishda " M_y " orqali belgilanadi.

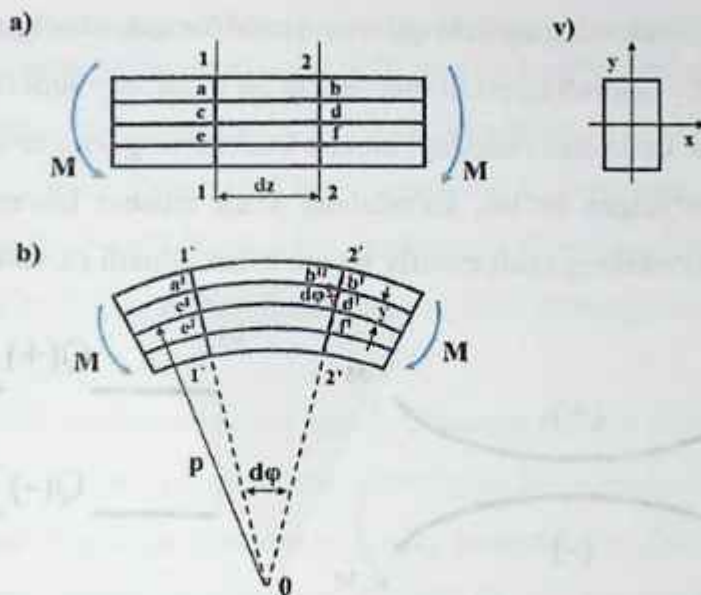
8.2. Egilishda ichki kuchlar va ularning epyuralarini qurishning umumiy qoidalar

Egilishga ishlayotgan bruslar, odatda, balkalar deb ataladi. Balkalarning mustahkamligini baholash va xavfli kesimlarni aniqlash uchun M_x va Q ichki kuchlarni aniqlash va ularning epyuralarini qurish kerak bo'ladi.

Siniq yoki egri chiziqli balkalar uchun M_{eg} (eguvchi moment), Q (ko'ndalang kuch), N (bo'ylama kuch) dan iborat 3 ta, fazodagi balkalar uchun esa $M_{x_{eg}}$, $M_{y_{eg}}$, Q , N dan iborat 4 ta ichki kuchlar epyurasini qurish lozim.

Balka egilishida hosil bo'ladigan deformatsiyalar xarakterini aniq tasavvur qilish uchun yumshoq elastik materialdan yasalgan balkaning yon yog'iga o'zaro tik to'g'ri chiziqlardan to'r yasaymiz (8.3a-rasm) va bu balkaning uchlariga eguvchi momentni qo'yib, uning deformatsiyasini tekshiramiz (8.3b-rasm).

Agar bo'ylama chiziqlarni balkaning tolalari deb qarasak, u holda deformatsiyalanish natijasida balkaning yuqori tolalari cho'ziladi, pastki tolalar esa siqiladi (8.3b-rasm).



8.3-rasm. Sof egilishda normal kuchlanishlarni aniqlash.

Balka ko'ndalang kesimlarida bir paytning o'zida ham cho'zilish, ham siqilishning paydo bo'lishi egilishga xos xususiyatdir.

Eguvchi moment epyurasi balkaning cho'zilgan sohasidan boshlab quriladi. Bunda:

- balkaning ixtiyoriy kesimidagi eguvchi moment M , balkaning qoldirilgan qismiga ta'sir etuvchi barcha kuchlardan ko'ndalang kesim markaziga nisbatan olingan momentlarining algebraik yig'indisiga teng;

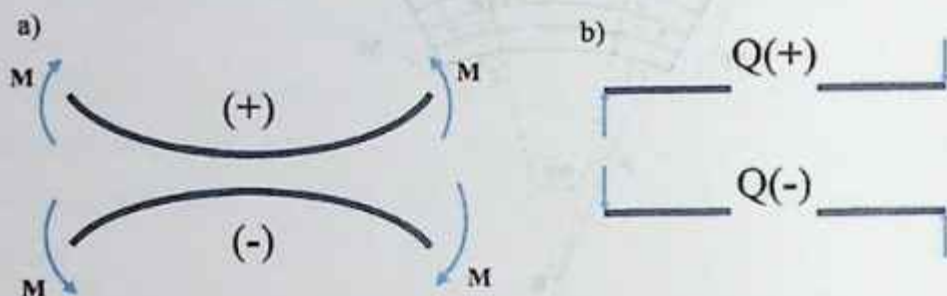
- balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch Q , balkaning qoldirilgan qismiga ta'sir qilayotgan barcha tashqi kuchlarning balka ko'ndalang o'qiga olingan proyeksiyalarning algebraik yig'indisiga teng.

M va Q larning ishoralari quyidagicha qabul qilinadi:

a) agar kesimning chap tomondagi barcha kuchlarning teng ta'sir etuvchi momenti soat strelkasi bo'yicha aylansa, eguvchi momentni musbat ishora bilan olamiz. Bu moment gorizontalk balkani pastga qavariq

holda egadi. Balkaning egilishi qarama-qarshi tomonga bo'lgan holda, kesimda manfiy ishorali eguvchi moment ta'sir etadi, deyiladi (8.4a-rasm);

b) agar kesimdan chapdagi barcha kuchlarning teng ta'sir etuvchisi yuqoriga yo'nalgan bo'lsa, ko'ndalang kuch musbat ishora bilan, aks holda esa ko'ndalang kuch manfiy ishora bilan olinadi (8.4b-rasm).



8.4-rasm. Ichki kuchlarning ishoralari.

Egilishga hisoblashning ba'zi bir masalalarida balkaning chap qismidan ko'ra, kamroq kuchlar ta'sir etayotgan o'ng qismini qoldirish qulay bo'ladi, chunki bunda yechimni olish osonroq bo'ladi.

Bu holda, eguvchi moment M va ko'ndalang kuch Q larning ishoralarini quyidagicha olinadi:

a) agarda eguvchi moment M soat strelkasiga teskari yo'nalishda bo'lib, balkani pastga qavariq holda egsa, eguvchi moment musbat ishora bilan olinadi;

b) agarda ko'ndalang kuch Q pastga yo'nalgan bo'lsa, u musbat ishora bilan olinadi.

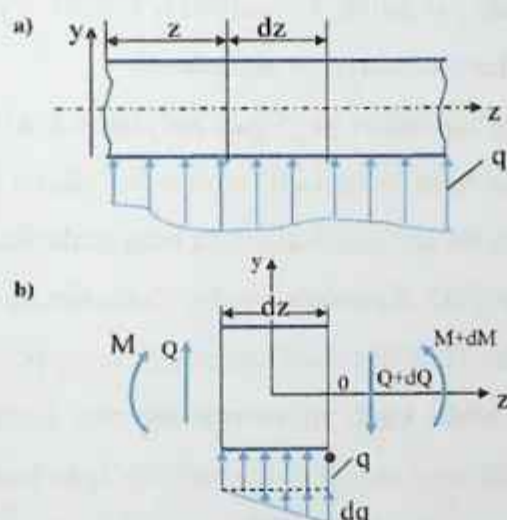
Shunday qilib berilgan balkaning qaysi qismi qaralishidan qat'iy nazar, eguvchi moment va ko'ndalang kuchning bir xil ishorali qiymatlarini beruvchi qoidani qabul qildik.

8.2.1. Ko'ndalang kuch, eguvchi moment va yoyilgan kuch intensivligi orasidagi differensial bog'lanishlar

Qurilgan epyuralarning to'g'riligini tekshirish va olingan natijalarni muhokama qilish uchun tashqi kuch intensivligi q bilan balka ko'ndalang kesimlarida hosil bo'ladigan ichki kuchlar, ya'ni eguvchi moment M va ko'ndalang kuch Q o'rtasidagi muhim bog'lanishlarning mavjudligi katta ahamiyatga ega.

Ixtiyoriy yoyilgan kuch q bilan yuklangan balkani (8.5a-rasm) ko'ramiz. Undan ikkita kesim o'tkazib, uzunligi dz bo'lgan element ajratamiz (8.5 b-rasm). Ajratilgan elementning chap tomoni bo'yicha M va Q ichki kuchlar, o'ng tomoni bo'yicha esa $M + dM$, $Q + dQ$ kuchlar ta'sir qilsin.

Tashqi kuchlarning ajratilgan elementga ta'sirini chiziqli qonunga bo'ysunadi, deb hisoblaymiz. (Ajratilgan elementga ta'sir etuvchi barcha ichki va tashqi kuchlarni musbat deb olamiz)



8.5-rasm. Balka elementining muvozanati.

Ajratilgan elementning muvozanatini tekshiramiz:

$$\sum Y = Q - (Q + dQ) + qdz + \frac{dqdz}{2} = 0$$

$$\sum M_0 = -M - Qdz - qdz \frac{dz}{2} - \frac{dq \cdot dz}{2} \cdot \frac{dz}{3} + (M + dM) = 0$$

Ushbu tenglamalardan ikkinchi va uchinchi darajali cheksiz kichik miqdorlarni tashlab yuborsak, quyidagi munosabat hosil bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dQ}{dz} &= q \\ \frac{dM}{dz} &= Q \end{aligned} \right\} \text{bo'lib,} \quad (8.1)$$

$$\text{Bundan: } \frac{d^2 M}{dz^2} = q \quad (8.2)$$

kelib chiqadi.

Bu munosabatlar Juravskiyning differensial bog'lanishlari deb ataladi.

Agar shakldagi y o'qining yo'nalishi o'zgarsa, q va Q kattaliklarning oldidagi ishoralar ham teskarisiga almashadi.

Juravskiy bog'lanishlari yoyilgan bo'ylama kuch q va ichki bo'ylama kuch N orasida ham bajariladi, ammo bo'ylama ichki kuch N ning epyurasini qurishda va uni tahlil qilishda kam ishlatiladi.

Ma'lumki, $y=f(x)$ funksiya grafigi ekstremum (*max* yoki *min*) qiymatlariga, ushbu funksiya hosilasi nolga teng bo'ladigan nuqtalarda erishadi. Demak, ichki kuch momentining eng katta yoki eng kichik qiymati ham ko'ndalang kuch Q nolga teng bo'lgan kesimda hosil bo'ladi.

Bundan tashqari, Juravskiy differensial bog'lanishlari M va Q epyuralariga tegishli qator xulosalarni ham chiqarish imkoniyatini yaratadi, ya'ni:

1. Balkaning ko'ndalang kuch o'zgarmas bo'lgan uchastkasida (yoyilgan kuch bo'lmasa) M ning epyurasi to'g'ri chiziqli bo'ladi.

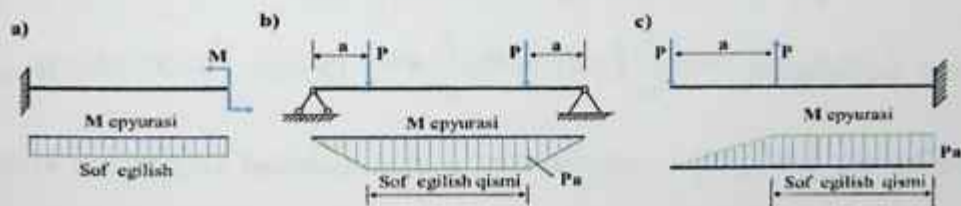
2. Balkaga tekis taqsimlangan yoyilgan q kuchi ta'sir etayotgan uchastkasida Q ning epyurasi chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi (epyura to'g'ri chiziqli bo'ladi). M ning epyurasi esa egri chiziqli bo'lib, uni qurish uchun kamida 3 ta nuqtadagi qiymat ma'lum bo'lishi kerak.

3. Agar qo'shni uchastkalar chegarasida bir nuqtaga ta'sir etuvchi tashqi kuch P berilgan bo'lsa, u holda Q ning epyurasida shu kuchga teng sakrash hosil bo'lib, M ning epyurasida esa egilish nuqtasi hosil bo'ladi. Agar Q ning epyurasida sakrash bo'lmasa, u holda qo'shni uchastkalar orasida M ning epyurasi silliq o'zgaradi.

4. Agar balkaga bir nuqtaga qo'yilgan tashqi moment ta'sir qilsa, u holda M epyurasining moment ta'sir qilgan joyida sakrash yuz beradi, uning kattaligi tashqi moment qiymatiga teng bo'ladi, Q ning epyurasida esa qo'shni uchastkalardagi Q ni qiymatlari o'zaro teng bo'ladi.

8.3. Sof egilishda kuchlanishlar

Sof egilish, yuqorida ko'rsatib o'tilganidek, balka ko'ndalang kesimida tashqi yuklamalar ta'siridan ichki kuchlarning eguvchi momenti M paydo bo'lsa va Q ko'ndalang kuch nolga teng bo'lgan holda hosil bo'ladi. 8.6-rasmda sof egilish hosil bo'luvchi balka sxemalari va epyuralari bo'yicha misollar keltirilgan



8.6-rasm. Turli xil yuklamalar ta'siridan sof egilishning hosil bo'lishi.

Egilgan balkadan dz uzunlikdagi element ajratib, uning muvozanatini ko'ramiz (8.3b-rasm). Balkada $cd=c'd'$ bu uzunligi o'zgarmaydigan neytral qatlam. Neytral qatlamdan y masofadagi ab qatlam $a'b'$ ga uzayadi. d' nuqtadan oa' ga parallel $d'b''$ chiziqli o'tkazib, ushbu qatlamning absolyut uzayishini olamiz. Bunda, $d'b'' \perp a'b'$ bo'ladi.

8.3-rasmdan: $c'd' = \rho \cdot d\varphi$ va $b'b'' = yd\varphi$ bo'ladi.

Neytral o'qdan y masofada yotuvchi qatlam nisbiy bo'ylama deformatsiyasi quyidagicha topiladi:

$$\varepsilon = \frac{b'b''}{a'b'} = \frac{b'b''}{c'd'} = \frac{yd\varphi}{\rho d\varphi} = \frac{y}{\rho}.$$

Bizga ma'lumki, Guk qonuni bo'yicha

$$\sigma = E\varepsilon.$$

Unda:

$$\sigma = E\varepsilon = E \cdot \frac{y}{\rho} \quad (a)$$

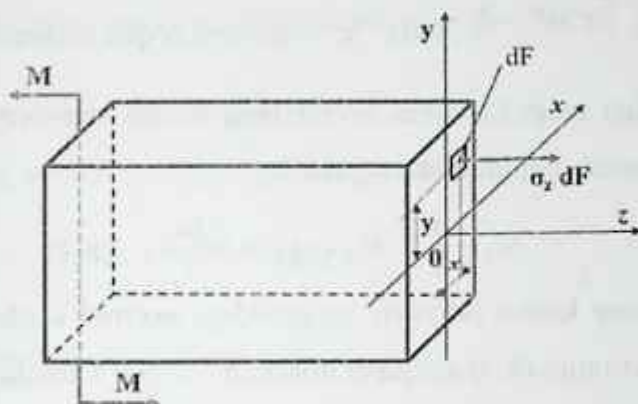
III-bobda ko'rsatilganidek, $N = \int_F \sigma dF$ (8.7-rasm).

Ya'ni (a) ni inobatga olsak $N = \int \frac{yE}{\rho} dF$, chunki $\frac{E}{\rho} = const$, u

holda $N = \frac{E}{\rho} \int y dF$ bo'ladi.

Sof egilishda ko'ndalang kesimdagi ichki bo'ylama kuch N nolga teng bo'lishidan $N = \frac{E}{\rho} \int y dF = 0$; $\frac{E}{\rho} \neq 0$. Demak, $\int y dF = 0$. Bizga ma'lumki, $\int y dF = S_x$ – neytral "x" o'qiga nisbatan ko'ndalang kesim yuzasining statik momenti. Kesim og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqa

nisbatan statik moment nolga teng bo'lishidan, neytral o'qining kesim og'irlik markazidan o'tishi kelib chiqadi.



8.7-rasm. Balkaning ko'ndalang kesim yuzasiga ta'sir etuvchi kuchlanish.

"y" o'qiga nisbatan ichki kuchlar momenti $M_y = \int_F \frac{E}{\rho} xy dF$ ifodadan aniqlanadi, ammo momentning ta'sir tekisligi "y" o'qi orqali o'tgani uchun $M_y = 0$ bo'ladi. $\frac{E}{\rho} \neq 0$ bo'lgani uchun $\int_A xy dF = 0$. Bu yerdagi $\int_F xy dF$ ifoda ko'ndalang kesimning "x", "y" o'qlariga nisbatan markazdan qochma inersiya momentiga teng (III-bob) hamda bosh o'qlarga nisbatan markazdan qochma inersiya momentlari nolga teng. Demak, "y" o'qi shartga ko'ra markaziy o'q edi, endi bosh o'q ham bo'ladi, mos ravishda kesim og'irlik markazidan o'tuvchi x neytral o'qi ham simmetriya o'qiga tik bo'lib inersiya bosh markaziy o'qi bo'ladi.

Momentning "x" neytral o'qiga nisbatan muvozanat sharti

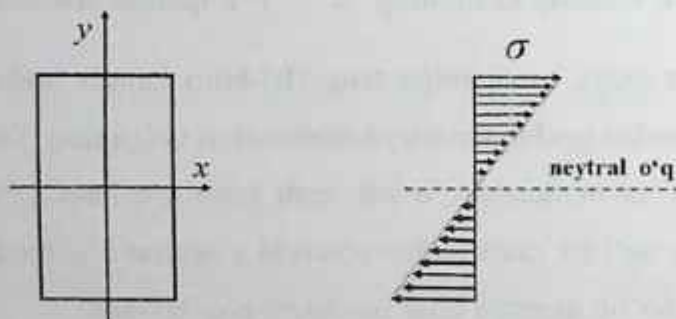
$$M_x - \int_F \sigma y dF = 0 \quad \text{yoki} \quad M_x - \frac{E}{\rho} \int_F y^2 dF = 0, \quad \sigma = \frac{yE}{\rho} \quad \text{bo'lgani uchun}$$

$\frac{E}{\rho} = \frac{\sigma}{y}$ hamda $\int_F y^2 dF = I_x$ ifoda "x" – neytral o'qqa nisbatan kesim inersiya momentiga teng. U holda ko'ndalang kesim ixtiyoriy nuqtasidagi normal kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$M_x - \frac{\sigma}{y} I_x = 0 \quad \text{yoki} \quad \sigma = \frac{M_x}{I_x} y. \quad (8.3)$$

Ko'ndalang kesim ixtiyoriy nuqtasidagi normal kuchlanishlarning egilishdagi qiymatini (8.3) aniqlash imkonini beradi. Chunki har bir ko'ndalang kesim uchun eguvchi moment epyurasidan aniqlanuvchi M_x va I_x inersiya momentlari o'zgarmas kattalik bo'lganligi sababli ko'ndalang kesim har bir nuqtasidagi normal kuchlanishlar neytral o'qdan shu nuqtagacha bo'lgan masofa orqali aniqlanadi.

Kesim balandligi bo'ylab normal kuchlanishlar epyurasi to'g'ri chiziqli, chunki (8.3) ifodada ordinata "y" birinchi darajada qatnashmoqda (8.8-rasm).



8.8-rasm. Balka ko'ndalang kesimida kuchlanishning taqsimlanishi.

Neytral o'qqa nisbatan ko'ndalang kesim simmetrik bo'lgan holda "y" o'qqa nisbatan normal kuchlanishlar epyurasi ham simmetrik bo'ladi.

Bu holda eng katta kuchlanishlarni topish uchun kesimning "x" o'qiga (W_x) yoki "y" o'qiga (W_y) nisbatan qarshilik momenti deb ataluvchi maxsus geometrik xarakteristika kiritiladi.

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}, \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} \quad (8.4)$$

Masalan, to'g'ri to'rtburchak uchun:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}, \quad I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad y_{\max} = \frac{h}{2} \quad \text{va} \quad W_x = \frac{2bh^3}{12h} = \frac{bh^2}{6}.$$

Mos ravishda $W_y = \frac{b^2h}{6}$ bo'ladi.

Doira uchun $I_x = I_y = 0,05 d^4$, $y_{\max} = x_{\max} = d/2$, mos ravishda $W_x = W_y = 0,1 d^3$ ($\tau_{\max}$ ni aniqlashdagi geometrik xarakteristika – qutb qarshilik momenti $0,2 d^3$ ga teng va o'qqa nisbatan ikki marta katta). Prokat shaklli po'lat uchun qarshilik momenti kattaliklari prokat po'latlar sortamenti jadvalidan olinadi. Shuni qayd etish lozimki, murakkab kesimlar uchun qutb qarshilik momentini aniqlash kabi murakkab jismlarda o'qqa nisbatan qarshilik momentini uni tashkil etuvchi uchastkalar qarshilik momentlari yig'indisi yoki ayirmasi sifatida aniqlash mumkin emas. Buning uchun berilgan o'qqa nisbatan kesim umumiy inersiya momentini aniqlab olib, hosil bo'lgan kattalikni o'qdan kesim eng chetki nuqtasigacha bo'lgan masofaga bo'lish kerak bo'ladi. Masalan, 8.9-rasmdagi kesim uchun:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} - \frac{(0,8h)^3 \cdot 0,6b}{12} = \frac{0,69bh^3}{12}$$

$$y_{\max} = h/2$$

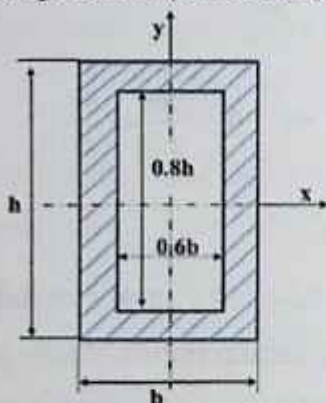
$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{0,69bh^3 \cdot 2}{12h} = \frac{0,69bh^2}{6} = 0,115bh^2$$

$$I_y = \frac{b^3 h}{12} - \frac{(0,6b)^3 \cdot 0,8h}{12} = \frac{0,828b^3 h}{12}$$

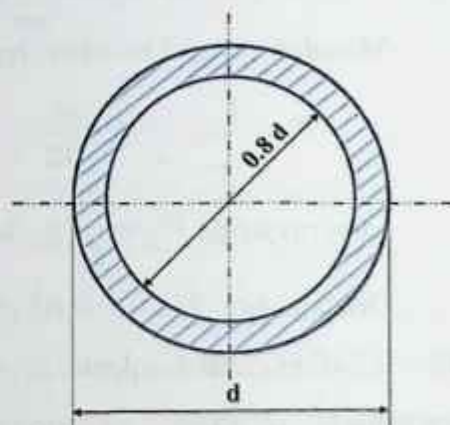
$$x_{\max} = b/2$$

$$W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{0,828b^3 h}{6} = 0,138b^3 h$$

Halqa uchun (8.10-rasm).



8.9-rasm. To'g'ri to'rtburchakli kovak kesim uchun qarshilik va inersiya momentlarini aniqlash.



8.10-rasm. Halqa uchun qarshilik va inersiya momentlarini aniqlash.

$$W_x = W_y = \frac{0,029 d^4}{0,5 d} = 0,059 d^3$$

Bunda: $I_x = I_y = 0,05 d^4 - 0,05 (0,8 d)^4 = 0,029 d^4$

$$y_{\max} = x_{\max} = 0,5 d$$

(8.3) va (8.4) ifodalardan egilishdagi ruxsat etilgandan kuchlanishdan kichik bo'lishi kerak bo'lgan normal kuchlanishlarning eng katta qiymatini topish mumkin:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} \leq [\sigma] \quad \text{ёku} \quad \sigma_{\max} = \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad (8.5)$$

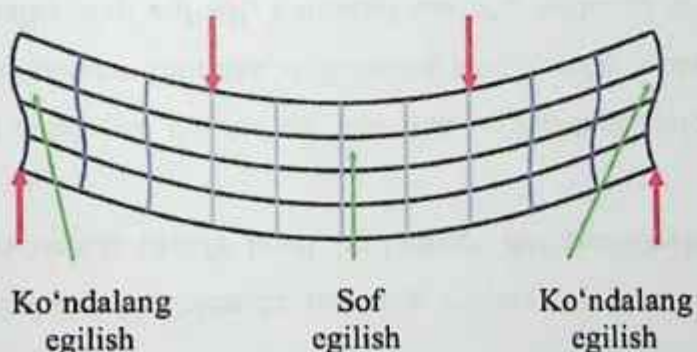
Ushbu (8.5) ifoda sof egilishdagi mustahkamlik sharti deyiladi va neytral o'qqa nisbatan ko'ndalang kesimi simmetrik bo'lgan balkalar uchun qo'llaniladi. Cho'zilish yoki buralishdagi kabi masalalar egilishda

ham mustahkamlik shartidan foydalanib yechiladi, ya'ni mustahkamlik shartidan ko'ndalang kesim kerakli o'lchamlari, ruxsat etilgan tashqi yuklama kattaligi aniqlanadi, mavjud inshoot mustahkamligi tekshiriladi va hokazo.

8.4. Ko'ndalang egilishdagi kuchlanishlar

Ko'ndalang egilishdagi tashqi yuklamalar ta'sirida egiluvchi balka kesimlarida ichki kuchlar momenti M dan tashqari, ko'ndalang kuch Q ham hosil bo'ladi. Bu Q kuch balka ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanish " τ " hosil bo'lishiga sabab bo'ladi.

O'z navbatida, " τ " urinma kuchlanishlari burchak deformatsiyalarini hosil qilish barobarida egiluvchi balka to'rida o'tkazilgan ko'ndalang chiziqlarning qiyshayishiga olib keladi (8.11-rasm), ya'ni ko'ndalang egilishda tekis kesimlar gipotezasi bajarilmaydi. Ammo o'tkazilgan tadqiqotlar shuni ko'rsatadiki, Q kuchning balka uzunligi bo'yicha o'zgarmas qiymatida ko'ndalang kesimlar shaklining o'zgarishi normal kuchlanishlarga ta'sir etmaydi hamda Q kuchining o'zgaruvchi qiymatlarida esa ta'siri juda kichik



8.11-rasm. Yon tomoniga to'r chiziqlar chizilgan balkaning egilishi.

IX BOB. BALKALARNING EGILISHIDAGI DEFOR-

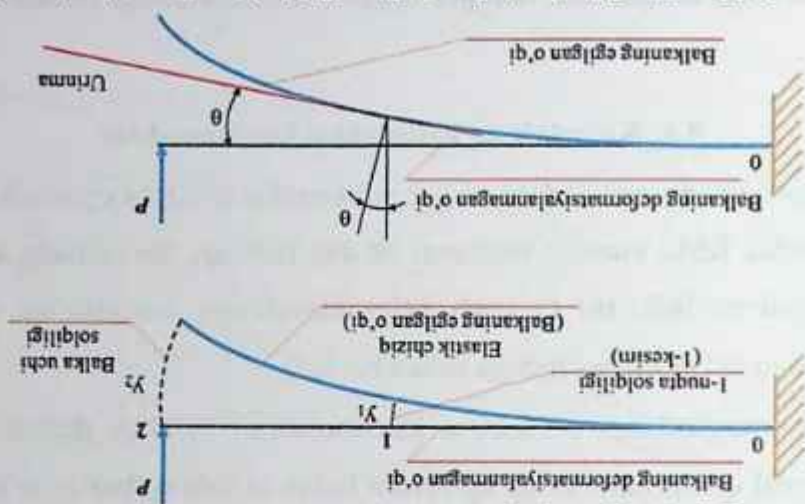
MATSIYATLARINI ANIQLASH

9.1. Umumiy tushunchalar. Deformatsiya turlari

Balkalarni hisoblashda ularning yuqori biktirlikka ega bo'lishini ta'minlash uchun ularda hosil bo'ladigan deformatsiyalarini aniqlash zarur bo'ladi.

Cho'zilish va burallishga nisbatan egilishdagi deformatsiyaning xususiyati shundan iboratki, deformatsiyaga cha to'g'ri chiziqdan iborat bo'lgan balka o'qi egiladi, nuqtalari esa o'q boshlang'ich holatiga tik yo'nalishda ko'chadi, ko'ndalang kesim esa biror burchakka burtladi.

O'q nuqtalarining ko'chishi solqilik deb ataladi va "y" yoki "g" bilan belgilanadi, deformatsiyalanmagan o'q bilan deformatsiyalanmagan o'qqa o'tkazilgan urtina urtina orasidagi burchakka burtlilish burchagi deyiladi va φ yoki θ orqali belgilanadi. Deformatsiyalanmagan balka bo'yлама o'qiga elastik chiziq deyiladi (9.1a,b-rasm).



9.1-rasm. Erkin uchiga P kuch qo'yilgan balka egilish: a) 1 va 2 nuqtalarining solqiligi; b) ko'ndalang kesimning burallish burchagi θ

1. Egitish qanday holatda sodir bo'ladi?
2. Sof va ko'ndalang egitish ta'rifini ayting.
3. To'g'ri va qiyva egitish deb nimaga aytiladi?
4. Juravskiy differentsial bog'lanishlari deb nimaga aytiladi?
5. Sof egitishda steyen ko'ndalang kesimlarida qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
6. Neytral qatlam nima?
7. Egitishda ko'ndalang kesim neytral o'qi qanday o'tkaziladi?
8. Sof egitishda normal kuchlanish qanday topiladi?
9. Qarshilik moment nima?
10. Sof egitishda eng katta normal kuchlanishlar qanday topiladi?
11. Egitishda mustahkamlilik sharti qanday ko'rinishga ega?
12. Egitishda ko'ndalang kesim o'lchamlari qanday topiladi?
13. Ko'ndalang egitishda kesimda qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
14. Ko'ndalang egitishda urinma kuchlanishlar qanday topiladi?
15. Ko'ndalang egitishda mustahkamlilik sharti qanday ko'rinishga ega?

Nazorat savollari:

yugori bo'ladi.

Ikkinchi holatdagi mos qarshilik momenti $W_x = \frac{a^3}{6}(1-n^3)$, $n < 1$ bo'lgani uchun birinchi holatga nisbatan inersiya momentni kattaroq, kuchlanish esa kichik bo'ladi. Demak, ikkinchi holatning birinchi holatga nisbatan mustahkamligi

$$I_x = \frac{a^4}{12} - \frac{a^4(n^4)}{12} = \frac{a^4}{12}(1-n^4), \quad y_{\max} = a/2$$

Ikkinchi holda ko'ndalang kesim ko'rinishida

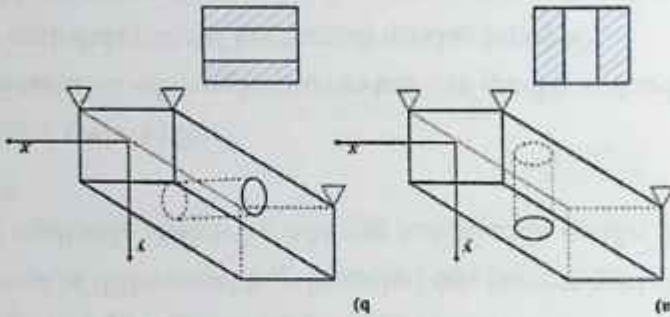
$$\text{qarshilik momenti } W = \frac{a^3(1-n)}{6}$$

$$I_x = \frac{a^4}{12} - \frac{a^4(n^4)}{12} = \frac{a^4}{12}(1-n^4), \quad y_{\max} = a/2$$

Birinchi holdagi ko'ndalang kesim ko'rinishida:
holatida (a yoki b) katta normal kuchlanishlar hosil bo'lishini aniqlash kerak.
 y o'qi bilan ustma-ust tushgan o'zgarimas yuklamada balka qaysi

a) teshik vertikal joylashirilgan; b) teshik gorizontal joylashirilgan.
ochilgan:

8.18-rasm. Ko'ndalang kesim yuzasi kvadrat bo'lgan balkada doirasimon teshik



ochilgan (8.18-rasm).

4-misol. Ko'ndalang kesimi kvadrat bo'lgan balkada doirasimon teshik

nisbatan 28 % yuqori ekan.

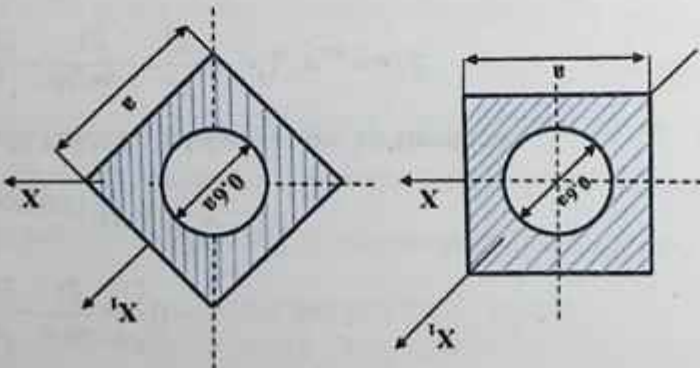
Demak, balkaning yuk ko'tarish qobiliyati birinchi holda ikkinchi holga

$$\text{qarshilik momenti } W_x = \frac{0,077a^4}{0,7a} = 0,11a^3.$$

Ikkinchi holda, x o'qini 45° ga burtilganda $y = a \cos 45^\circ = 0,7a$, unga mos

burganda o'zgarishini aniqlash.

8.17-rasm. Murakkab kesimli balka uchun kesim o'lchamlarini 45° ga



$$I_x = I_y = I_z = \frac{12}{d^4} - 0.05(0.6d)^4 = 0.077d^4$$

$$W_x = \frac{0.5a}{0.077d^4} = 0.154a^3$$

Bitinchi holda $y_{\max} = 0.5a$, qarshilik momenti esa

o'zaro teng, chunki ikkala holda ham:

Barcha markaziy o'qlarga nisbatan kesim inersiya momentlari

uchun yechamiz.

3-misol. Oldingi masalani 8.17-rasmda keltirilgan balka kesimi

kesim o'lcamlari ham o'zgaraydi.

maydi. Mos ravishda mustahkamlik shartidan aniqlanuvchi ko'ndalang

chunki inersiya momenti va neytral o'qgacha eng katta masofa o'zgar-

Kesim 45° ga burilganda qarshilik momenti kattaligi o'zgaraydi.

$$\text{bu yerdan } d = \sqrt[3]{\frac{390}{0.078}} = 17 \text{ sm}$$

$$\text{mos ravishda } W_x = \frac{0.039d^4}{0.5d} = 0.078d^3 = 390 \text{ sm}^3$$

$$W_x = \frac{I_x}{I_z}, \quad I_x = I_z - I_y^2 = 0.05d^4 - \frac{12}{(0.6d)^4} = 0.039d^4, \quad y_{\max} = 0.5d$$

$$W_x = \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{625000}{1600} = 390 \text{ sm}^3$$

shartidan

Butun balka uchun $M_{\max} = 6.25 \text{ tm}$. Egitilishdagi mustahkamlik

$Q_2 = 3t$ bo'ladi.

$M_2 = -3z_2, z_2 = 0$ da $M_2 = 0$ da $M = -6 \text{ tm}$

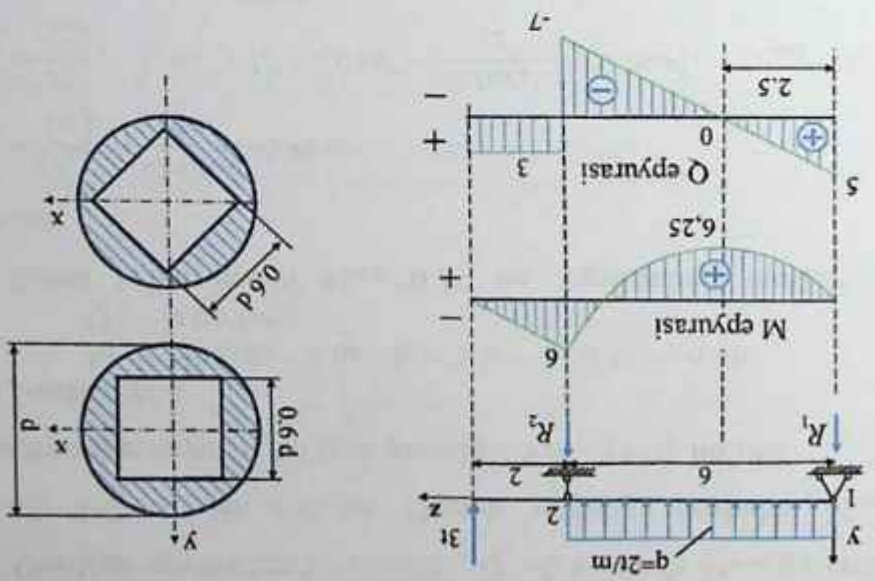
Endi 2-uchaskada:

erishadigan kesimgacha bo'lgan masofa 2.5 m ga teng bo'ladi.

yani $Q_1 = 5 - 2z = 0$ dan $z = 2.5 \text{ m}$. Demak, uchastka boshidan $M_{\max}$ ga

Qutlidan epyuradan ko'tinadiki, $Q = 0$ kesimda $M_{\max}$ ga erishadi,

8.16-rasm. Murakkab kesimli balqa uchun kesim o'lehamlarini va 45°ga burganda o'zgarishini aniqlash.



Tayanch reaksiyalarni aniqlab, ichki kuchlar epyurasini quramiz:

$$\Sigma M_1 = q \cdot 6 \cdot \frac{6}{2} - R_2 \cdot 6 + 3 \cdot (6 + 2) = 0, \quad R_2 = 10 \text{ t}$$

$$\Sigma M_2 = R_1 \cdot 6 - 2 \cdot 6 \cdot \frac{6}{2} + 3 \cdot 2 = 0 \quad R_1 = 5 \text{ t}$$

Tayanch reaksiyalarni to'g'ri topganligini tekshirish:

$$\Sigma Y = R_1 + R_2 - q \cdot 6 - 3 = 5 + 10 - 2 \cdot 6 - 3 = 0$$

Demak, tayanch reaksiyalari to'g'ri topilgan ekan.

Balkaning 2 ta uchastkasidagi ichki zo'riqish kuchlarini topamiz:

$$M_1 = 5z_1 - \frac{qz_1^2}{2}; \quad z_1 = 0 \quad \text{da} \quad M_1 = 0,$$

$$z_1 = 2.5 \quad \text{da} \quad M_{\max} = 6.25 \cdot m$$

$$z_1 = 6 \text{ m} \quad \text{da} \quad M_1 = -6 \cdot m,$$

$$z_1 = 0 \quad \text{da} \quad Q_1 = 5 \text{ t}$$

$$z_1 = 6 \text{ m} \quad \text{da} \quad Q_1 = -7 \text{ t}$$

rishtini aniqlash talab etilsin (8.16-rasm).

2-misol. Murakkab ko'ndalang kesimi o'lchamlarini topish va kesimni $\pm 50^\circ$ ga burganda qanday o'zga-kamlik va biktirlikni hisoblashga oid bir qator misollar ko'ramiz.

Endi, egiluvchi konstruksiyalarni loyihalash jarayonida vujudga

etuvchi P kuchga tengligi, qurilgan epyuraning to'g'riligini ko'rsatadi.

uning miqdori $\frac{Pb}{a+b} - (-\frac{Pa}{a+b}) = P$ ga teng, ya'ni $\bar{Q}$ miqdorning ta'sir

ya'ni $\frac{Pab}{a+b}$, $\bar{Q}$ ning epyurasida esa P kuch ostida sakrash hosil bo'lib,

uchastkalar chegaralarida eguvchi moment M ning qiymatlari o'zaro teng,

Ko'rinish turibdiki, M ning epyurasida birinchi hamda ikkinchi

rilgan.

Bu hisob ishlari bo'yicha qurilgan epyuralar 8.15-rasmda kelti-

$$z_2 = b \, da, \quad M_2 = \frac{Pa}{a+b} \cdot b \text{ bo'ladi.}$$

$$z_2 = 0 \, da, \quad M_2 = 0;$$

bo'lib, M ning epyurasi chiziqili o'zgaradi, ya'ni:

Bu uchastka uchun ham $\bar{Q}$ ning epyurasi o'zgarimas qiymatga ega

$$(0 \leq z_2 \leq b) \begin{cases} \bar{Q}_2 = -R_2 = -\frac{Pa}{a+b} \\ M_2 = R_2 z_2 = \frac{Pa}{a+b} z_2 \end{cases}$$

ust tushib, z_2 o'qi esa chapga yo'naladi:

vozanatini qarash qulay bo'ladi. Sanog boshi o'ng tayanch bilan ustma-

o'tkazamiz. Bu holda chap qismini tashlab yuborib, o'ng qismining mu-

Ikkinchi — II ($0 \leq z_2 \leq b$) uchastkada (z_2 masofadan) kesim

$$z_1 = 0 \text{ da, } M_1 = 0, \\ z_1 = a \text{ da, } M_1 = \frac{pb}{a+b} \cdot a \text{ bo'ladi.}$$

bu natijalardan ko'rinadiki, $\bar{Q}$ ning epyurasi I-uchastka uzunligi bo'yicha o'zgarishga ega, M ning epyurasi to'g'ri chiziqli bo'lib, uni qurish uchun 2 ta nuqtadagi qiymatni topish yetarli, ya'ni:

$$\left\{ \begin{aligned} M_1 &= R_1' z_1 = \frac{pb}{a+b} z_1 \\ \bar{Q}_1 &= R_1' = \frac{pb}{a+b} \end{aligned} \right. (0 \leq z_1 \leq a) \text{ bo'lib,}$$

dalang kuch $\bar{Q}$ quyidagicha ifodalanadi:

Ichki kuchlar, eguvchi moment M va ko'ndalang kuch $\bar{Q}$ epyurasini qurish uchun balkani 2 ta uchastkaga bo'lib olamiz. Birinchi – I ($0 \leq z_1 \leq a$) uchastkada (z_1 – masofadan) kesim o'tkazib, uni ikki qismga ajratamiz. Tashqi kuch qo'yilgan o'ng qismni tashlab yuboramiz va chap qismning muvozanatini tekshiramiz. U holda sanog boshi chap tayanch bilan ustma-ust tushadi. Uchastkaning mazkur qismi uchun muvozanat shartlarini yozsak, u holda bu qismda hosil bo'layotgan eguvchi moment M va ko'n-

topganimizni ko'rsatadi.

Balkaga ta'sir qilayotgan barcha kuchlarning vertikal o'qdagil proyeksiyalari yig'indisining nolga tengligi tayanch reaksiyalari to'g'ri

$$\sum Y = R_1' + R_2 - P = \frac{pb}{a+b} + \frac{Pa}{a+b} - P = \frac{P(a+b)}{a+b} - P = 0$$

qilayotgan barcha kuchlarning y o'qdagil proyeksiyalari yig'indisini Olingan natijalar to'g'riligini tekshirish uchun balkaga ta'sir

$$\sum M_2 = Pb - R_1'(a+b) = 0, R_1' = \frac{pb}{a+b} \text{ bo'ladi.}$$

$$\sum M_i = -Pa + R_2(a+b) = 0, \quad R_2 = \frac{Pa}{a+b};$$

ya'ni:

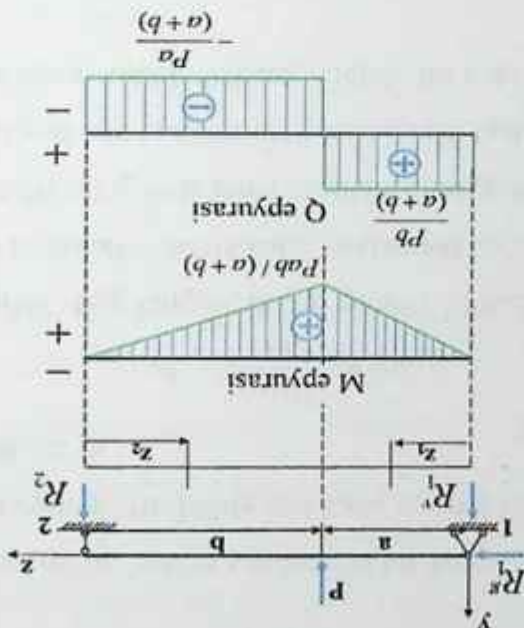
Uchun 1 va 2 shartlilar markaziga nisbatan balkaga ta'sir etayotgan bar-Tayanch reaksiya kuchlarining vertikal tashkil etuvchisini aniqlash

$$\sum Z = R_1 + R_2 = 0, \quad R_1 + R_2 = 0.$$

etuvchisi nolga teng bo'ladi, ya'ni:

Umunan olganda, qo'zg'aluvchan va qo'zg'almas shartli tayanchlarga mahkamlangan to'g'ri chiziqli balkaga vertikal kuch ta'sir etsa qo'zg'almas tayanchdagi reaksiya kuchining gorizontal tashkil

8.15-rasm. Bir nuqtaga qo'yilgan kuch ta'sirida balkadagi eguvchi moment (M) va ko'ndalang kuch (Q) epyuralarini qurish.



larida hosil bo'ladigan reaksiya kuchlarini aniqlaymiz.

Statikaning muvozanat tenglamalaridan foydalanib, balka tayanch-

(8.15-rasm) ichki kuch M va $\bar{Q}$ larning epyurasi qurilish.

1-misol. Bir nuqtaga qo'yilgan P kuch bilan yuklangan balka uchun

ralarini qurishga oid misolni ko'ramiz.

balka ko'ndalang kesimlarida hosil bo'ladigan ichki kuchlarning epyu-

Har xil tashqi kuchlar bilan yuklangan ikkita tayanchda turvchi

misollar

8.5. Egilishda ichki kuchlar epyuralarini qurish hamda konstruksiyalarni mustahkamlik va bixiriklikka hisoblashga doir

yupqa devorli balkalarda qo'llaniladi.

san uzunligi nisbatan kichik bo'lib, kesim balandligi katta bo'lgan handa

Urimma kuchlanishlar bo'yicha balkaning mustahkamlik sharti aso-

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S^*}{I \cdot b} \leq [\tau] \quad (8.9)$$

kerak. Ya'ni:

ruxsat etilgan urimma kuchlanishdan kichik bo'lishi sharti bajarilishi

unda hosil bo'ladigan eng katta urimma kuchlanish balka materiali uchun

Balka mustahkamligini urimma kuchlanishlarga nisbatan aniqlashda

bog'lanmagan nisbatan n marta katta yuklamani ko'tara olar ekan.

Shunday qilib, bog'langan listlar o'rami birinchi yaqinlashishda

$$\sigma_{\max} = \frac{6Pl}{bh^2} \quad (8.8)$$

n marta kamayadi, ya'ni

brus yaxlit holda egiladi. Bu holda eng katta normal kuchlanish kattaligi

Agar listlarni qattiq boltlar yordamida bir-biriga jips qilib qotirilsa,

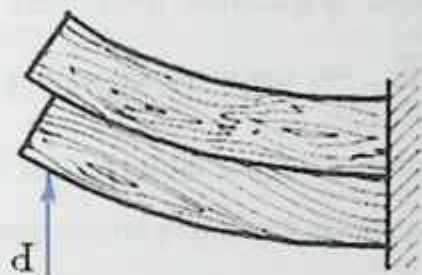
ga teng.

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_x} = \frac{1}{6} \frac{Pl}{bh^2} \left(\frac{n}{z} \right)^2 = \frac{6Pl}{bh^2} \frac{n}{z} \quad (8.7)$$

emas, undan tashqari ularning eng katta qiymatlari normal kuchlanishlar noiga teng bo'lgan neytral o'qqa yaqin sohalarida paydo bo'ladi. Bu hol odatdagi mustahkamlikka hisoblashlarda urinma kuchlanishlar ta'sirini hisobga olmay hisobni faqat normal kuchlanishlar bo'yicha, ya'ni sof egilishdagi mustahkamlik sharti asosida olib borishga imkon yaratadi.

Hodisaning sifat tomonini ko'radigan bo'lsak, shuni e'tiborga olish lozimki, ko'ndalang kesimdagi urinma kuchlanishlar va bo'yлама kesimlardagi unga juft kuchlanishlar kichik bo'lishiga qaramasdan, ba'zi hollarda brus mustahkamligini baholashga sezilarli ta'sir qilishi mumkin. Masalan, kalta yog'och brusing ko'ndalang egilishida buzilish qisqirib mahkamlangan joydagi ko'ndalang kesimda emas, balki bo'yлама tekislikdagi neytral qatlamga yaqin joyda yuz beradi, u yerda τ_{max} ga

erishadi (8.14-rasm).



8.14-rasm. Ko'ndalang egilishda urinma kuchlanishning hosil bo'lishi.

Ko'ndalang egilishda bo'yлама kesimlardagi urinma kuchlanishlar brus qatlamlari orasidagi nishlar brus qatlamlari ta'sirini ko'rsatadi. Ba'zi hollarda bu bog'lanishlar buzilsa, brus egilish xarakter o'zgaradi. Masalan, n ta listdan tashkil topgan brusda ishqalanish kuchlari bo'lmasa, har bir list alohida egiladi. Listga tushuvchi tashqi kuch $\frac{P}{n}$ ga teng, list ko'ndalang kesimidagi eng katta normal kuchlanish esa:

Yugorida keltirilgan misoldan ko'rinib turibdiki, absolyut miqdor uchun sortamenda keltiriladi.

momenti, d – go'shtavr devori qaliniigi, S_x^* – va d qiymatlari har bir shakl

$t_{\max} = \frac{Q S_x^*}{I_x^*}$, bu yerda $S_x^* - x$ o'qiga nisbatan go'shtavr yugori qismi statik

$t_{\max} = \frac{3Q}{3Q}$, diametri d bo'lgan doira uchun $t_{\max} = 1,6 \frac{d^2}{Q}$, go'shtavr uchun

, asosi "c", balandligi "h" bo'lgan teng yonli uchburchak uchun

holda tomonlari "b" va "h" bo'lgan to'g'ri to'rtburchak uchun $t_{\max} = \frac{2bh}{3Q}$

bilan mos keluvchi darajasida hosil bo'lishi ko'rinib turibdi. Umumiy Epyuradan eng katta t urtma kuchlanishlar kesimning neytral o'q

kuchlanishlar epyurasi tasvirlangan.

dalang egilishdagi balka to'g'ri to'rtburchakli kesimlarida urtma laridagi urtma kuchlanishlar nolga teng bo'ladi. 8.13b-rasmda ko'n- uchun $S_x^{(4)}$ kattaligi nolga teng, demak, mos ravishda kesim pastki qitra-yotadi va statik moment aniqlanayotgan x o'qi markaziy o'q bo'lgani To'rtinchi darajadan yugorida butun ko'ndalang kesim yuzasi

$$t_3 = t_1 = 18,8 \text{ kg/sm}^2$$

$$S_x^{(3)} = 120 \times 5 - 60 \times 2,5 = 450 \text{ sm}^3 \text{ ya'ni } S_x^{(1)} \text{ ga teng}$$

"manfiy" qismlardan tashkil topadi:

uning kesim x neytral o'qiga nisbatan statik momenti "musbat" va Uchinchi daraja uchun kesim hisob yuzasi $15 \times 12 = 180 \text{ sm}^2$, ammo

$$t_2 = \frac{4000 \cdot 600}{12 \cdot 8000} = 25 \text{ kg/sm}^2$$

$$10 \times 12 = 120 \text{ sm}^2, S_x^{(2)} = 120 \times 5 = 600 \text{ sm}^3$$

Ikkinchi daraja uchun kesim yuzasi:

$$r_1 = \frac{4000 \cdot 450}{12 \cdot 8000} = 18,8 \text{ kg/sm}^2$$

$$5 \times 12 = 60 \text{ sm}^2, S_x^{(1)} = 60 \times 7,5 = 450 \text{ sm}^3$$

Birinchi daraja uchun kesim hisob yuzasi:

uchun statik moment nolga teng $S_x^{(0)} = 0$ mos ravishda $r_1 = 0$ bo'ladi.

To'g'ri to'rtburchak yuqori qitrasidan o'tuvchi nolinch daraja

qamiz.

Kesimni bir gator – nolinchidan to'rinchigacha darajalarga bo'lib chi-

Bizning misolimizda kesim eni b o'zgarmas kattalik va 12 ga teng.

$$I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{12 \cdot 20^3}{12} = 8000 \text{ sm}^4$$

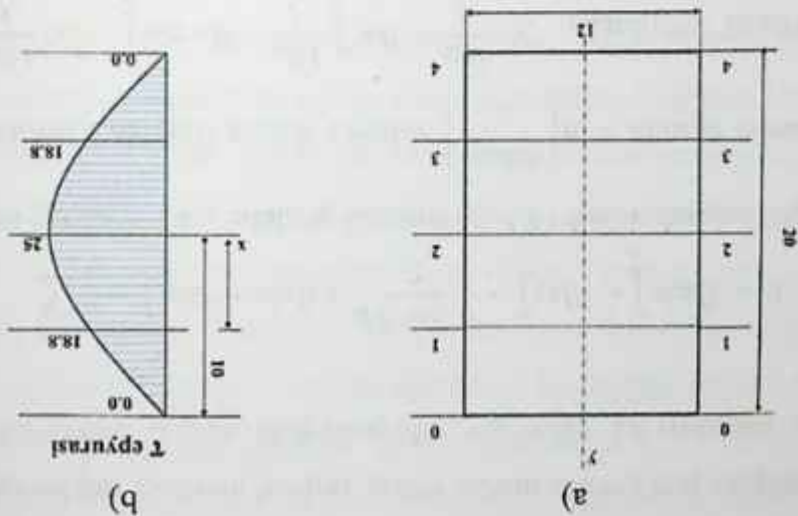
quyidagiga teng:

rasidan topamiz $\bar{Q} = 4 t$, markaziy o'qqa nisbatan inersiya momenti I_x –

Berilgan kesim uchun o'zgarmas Q ni ko'ndalang kuchlar epyu-

Urma kuchlanishlarni (8.6) Juravskiy formulasi bilan topamiz.

8.13-rasm. To'g'ri to'rtburchakli kesimda urma kuchlanish τ epyurasi.



Ayratilgan element yuqori qismi uchun muvozanat tenglamalarini balka bo'yлама o'qiga proyeksiyalar yig'indisi ko'rinishida tuzamiz, ya'ni:

$$\sum Z = \int \sigma dF + b dz + \frac{d \tau \cdot dz \cdot b}{2} - \int \sigma dF - \int d \sigma dF = 0$$

Bu yerda, b – ko'ndalang kesimning AB tekislik darajasidagi eni.

Ikkinchi darajali kichik miqdor $\left(\frac{d \tau dz b}{2} \right)$ ni e'tiborga olmasdan va

$$d \sigma = \frac{dM}{I_x} \cdot y, \quad \int d \sigma \cdot dF = \frac{dM}{I_x} \int y dF = \frac{dM}{I_x} \cdot S_x^* \quad \text{ekaniqligini hisobga olib}$$

$$\frac{dM}{I_x} S_x^* = \tau b dz \quad \text{ni hosil qilamiz.}$$

$$(8.1) \quad \frac{dM}{dz} = Q \quad \text{bog'lanishni inobatga olsak, urinma kuchlanishini}$$

am qilash bo'yicha Juravskiy bog'lanishini hosil qilamiz:

$$\tau = \frac{Q S_x^*}{I_x b} \quad (8.6)$$

Bu yerda S_x^* – ko'ndalang kesim AB tekislikdan yuqorida joy-

lashgan F^* yuzasining statik momenti; Q – ko'ndalang kuch; J_x – kesim-

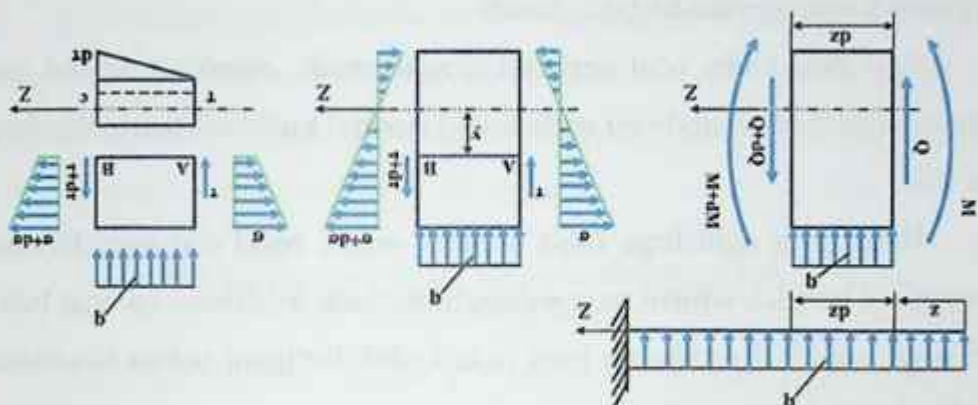
ning x o'qiga nisbatan inersiya momenti; b – ko'ndalang kesim eni.

Misol. Tomonlari 20×12 bo'lgan to'g'ri to'rtburchak shaklidagi

balka kesimlarida urinma kuchlanishlar epyurasini qurishni ko'ramiz

(8.13a-rasm).

8.12-rasm. Ko'ndalang egilishda urinma kuchlanishlarni aniqlash.



Ajratilgan elementni neytral qatlamdan "y" masofada bo'yлама ajratamiz (8.12-rasm). Ko'ndalang egilish holatidagi balkadan dz uzunlikdagi element darajadagi aniqlikda amalga oshiriladi degan xulosaga kelib chiqadi. urinma kuchlanishlarni aniqlash taqruban, ammo amaliyot uchun yetarli bo'lmagan uchun ular hisoblashlarda e'tiborga olinmaydi. Demak, larni "bir-birini "bosadi", ammo ushbu kuchlanishlar miqdori uncha katta mal kuchlanishlarning paydo bo'lishiga olib keladi, ya'ni balka "qatlamlar" kesimlar shaklining o'zgarishi balka ko'ndalang kesimlarida normal kuchlanishlarni aniqlash kabi aniqlash imkonini beradi. Ko'n-

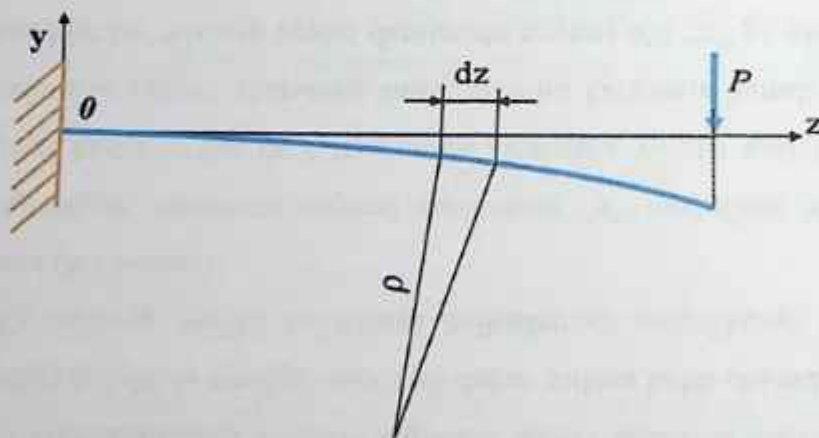
Bu holat ko'ndalang egilishda normal kuchlanishlar miqdorini (8.3-8.5) ifodalardan, ya'ni sof egilish kabi aniqlash imkonini beradi. Ko'n-dalang kesimlar shaklining o'zgarishi balka ko'ndalang kesimlarida normal kuchlanishlar juftligi qonuniga asosan AB tekislik va ko'ndalang kesim A nuqtasida τ , B nuqtasida $\tau + d\tau$ urinma kuchlanishlar paydo bo'ladi.

Amalda balka o'qi 1 va 2 nuqtalarining y_1 va y_2 solqiliklari balka uzunligiga nisbatan juda kichik bo'lgani uchun ularni o'q uzunligiga nisbatan kattaroq masshtabda olinadi.

Egilishda balka o'qi uzunligi o'zgarmaydi, chunki u neytral qatlamda joylashadi, hamda bu qatlamdagi normal kuchlanishlar nolga teng bo'ladi.

Balka o'qi egilishiga faqat solqilik emas, balki o'q nuqtalarining gorizontal bo'ylab siljishi ham sababchi bo'ladi. Siljishlar, nafaqat balka uzunligi, solqilikka nisbatan ham juda kichik bo'lgani uchun hisoblashlarda ularni e'tiborga olinmaydi.

Qistirib mahkamlangan jismda z o'qini o'ngga, y o'qini yuqoriga yo'naltiramiz (9.2-rasm).



9.2-rasm. Balka egilishining geometrik ko'rinishi.

Agar deformatsiya vaqtida o'qqa tegishli nuqtalar yuqoriga siljisa, balka solqiligini (o'q solqiligi) musbat deb olamiz. Buralish burchagi φ ni musbat deymiz, agar deformatsiyada ko'ndalang kesimlar soat strelkasi yo'nalishiga qarshi burilsa, 9.1- va 9.2-rasmlarda ko'rsatilgan solqilik va burilish burchagi ishoralari manfiy. Balka solqiligi uzunlik o'lchovi

birliklarida (*sm*, *mm*, va hokazo), ko'ndalang kesim burilish burchagi esa radianlarda o'lchanadi.

Deformatsiyalangan balkaning 2 ta qo'shni ko'ndalang kesimi tekisliklari bir-biridan dz masofada turadi va balka o'qi dz bo'lagi egrilik markazida kesishadi. Balka o'qidan egrilik markazigacha bo'lgan ρ masofaga o'qning egrilik radiusi deyiladi (9.2-rasm).

9.2. Balka egilgan o'qining differensial tenglamasi va uni integrallash usuli

Balka egilishining elastiklik chizig'i bo'lsin (9.2-rasm). Bizga 8-bobning 8.3-paragrifidan ma'lumki, egilishdagi normal kuchlanishlar qiymatini quyidagi ifodadan foydalanib aniqlanar edi:

$$M_x - \frac{E}{\rho} \int_F y^2 dF = 0 \quad \text{yoki} \quad M_x - \frac{E}{\rho} I_x = 0.$$

Bundan $\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EI_x}$ kelib chiqadi.

Oliy matematika kursidan ma'lumki, elastik chiziqlarning egriligi

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\frac{d^2 y}{dz^2}}{\left[1 + \left(\frac{dy}{dz} \right)^2 \right]^{3/2}} \quad \text{bo'lar edi.}$$

Bunda, birinchi tartibli hosila kvadratini tashlab yuborsak

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 y}{dz^2} \quad \text{yoki} \quad \frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{M_x}{EI_x} \quad (9.5)$$

bo'ladi.

Bu ifodaga egilgan balka o'qi differensial tenglamasi deyiladi.

(9.5) ifodani Juravskiyning (8.1) va (8.2) differensial bog'lanishlari (8-bob) bilan solishtirib, o'zgarmas ko'ndalang kesimli balka uchun bir qator differensial bog'lanishlarni olamiz:

$$\varphi = \frac{dy}{dz},$$

$$M = EI_x \frac{d^2 y}{dz^2}, \quad Q = EI_x \frac{d^3 y}{dz^3}, \quad q = EI_x \frac{d^4 y}{dz^4}. \quad (9.6)$$

Ushbu tenglamalardan shunday xulosa chiqarish mumkin: agar egilishdagi balkaga moment ta'sir qilsa – elastiklik chizig'i ikkinchi tartibli egri chiziqdan, bir nuqtada ta'sir etuvchi ($q = 0$, $Q = \text{const}$) kuch ta'sir etsa – uchinchi tartibli chiziqdan va tekis taqsimlangan kuch ($q = \text{const}$) ta'sir etsa – to'rtinchi tartibli egri chiziqdan iborat bo'lar ekan.

(9.5) ifodani bir marta integrallab aylanish burchagini topish formulasini, ikki marta integrallab esa solqilikni topish formulasini keltirib chiqarish mumkin.

Balka elastiklik chizig'i koordinatalari, ya'ni $y = f_1(z)$, $\varphi = f_2(z)$ bog'lanishlarni topish uchun balka o'qining asosiy differensial tenglamalari (9.5)ni integrallash kerak bo'ladi. Bunda, M_x – ichki kuchlar eguvchi momenti z funksiyasi bo'ladi.

Egilishdagi bikrligi $EI = \text{const}$ bo'lgan balkalar uchun integrallash natijasida $\frac{dy}{dz} = \int M_x(z) dz + C$ yana bir marta integrallasak,

$y = \int dz \int M_x(z) dz + Cz + D$, bu yerda C va D – integral doimiylari

$\frac{dy}{dz} = \varphi$, $\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{M}{EI_x}$ ekanligini hisobga olib, egiluvchi balka solqiligi va

burilish burchagi tenglamasini olamiz:

$$\left. \begin{aligned} \varphi &= \frac{1}{EI} \left[\int M_x(z) dz + C \right] \\ y &= \frac{1}{EI} \left[\int dz \int M_x(z) dz + Cz + D \right] \end{aligned} \right\} \quad (9.7)$$

Masalalarni amalda yechishda C va D integral doimiylari balka mahkamlash shartidan aniqlanadi.

Ularni aniqlashni quyidagi misollarda ko'ramiz.

1-misol. Tekis taqsimlangan yuk bilan yuklangan konsol burilish burchagi va solqiligi tenglamasi tuzilsin (9.3-rasm).

Sanoq boshini O nuqtada olamiz, sxema bitta uchastkadan iborat:

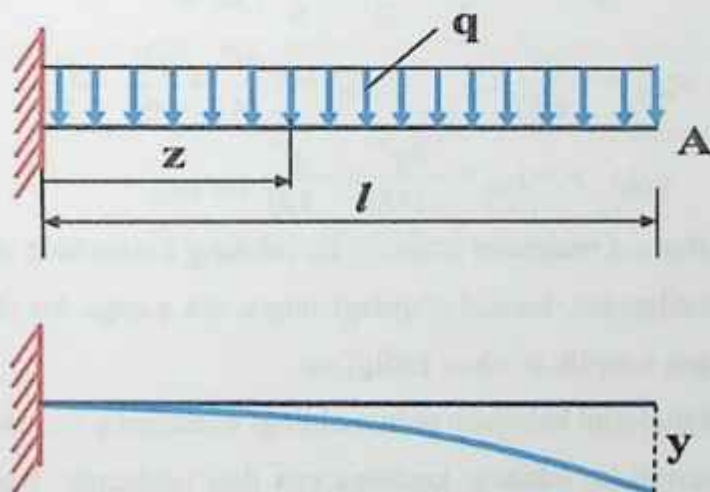
$$M_x = -\frac{q(l-z)^2}{2}$$

$$EJ \frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{q(l^2 - 2lz + z^2)}{2}$$

Bu ifodani ikki marta integrallaymiz va quyidagi ifoda kelib chiqadi:

$$EI \frac{dy}{dz} = EI \varphi = -\frac{q}{2} \int (l^2 - 2lz + z^2) dz = -\frac{q}{2} (l^2 z - (2lz^2)/2 + z^3/3) + C$$

$$EI y = -\frac{q}{2} \int \left(l^2 z - lz^2 + \frac{z^3}{3} + C \right) dz = -\frac{q}{2} \left(\frac{l^2 z^2}{2} - \frac{lz^3}{3} + \frac{z^4}{12} \right) + Cz + D$$



9.3-rasm. Tekis taqsimlangan yuklama bilan yuklangan balkaning solqiligi.

D va C larni aniqlash uchun burilish burchagi va solqiligi ma'lum nuqtalardan foydalanamiz. Sanoq boshi O nuqta shunday nuqta hisoblanadi, $z = 0$, $y_0 = \varphi_0 = 0$. Ushbuni birinchi tenglamaga qo'ysak $\varphi = 0$, $z = 0$ bu yerda $C = 0$ ikkinchi tenglamaga qo'ysak $y = 0$, $z = 0$, $C = 0$, mos ravishda $D = 0$.

Demak, buralish burchagi tenglamasi ko'rinishi:

$$\varphi EI = -\frac{ql^2 z}{2} + \frac{qlz^2}{2} - \frac{qz^3}{6}$$

Solqilik tenglamasi (elastiklik chizig'i tenglamasi) ko'rinishi:

$$y EI = -\frac{ql^2 z^2}{4} + \frac{qlz^3}{6} - \frac{qz^4}{24}$$

Ushbu tenglamalardan konsol chetidagi A nuqtada y va φ lar o'zining eng katta qiymatlariga erishishi kelib chiqadi, bu hol 9.3-rasmda ham ko'rinib turibdi.

z_A koordinatasi l ga teng bo'lgani uchun

$$\varphi_A EI = -\frac{ql^3}{2} + \frac{ql^3}{2} - \frac{qz^3}{6}, \text{ ya'ni}$$

$$\varphi_A = \varphi_{\max} = -\frac{ql^3}{6EI}; \quad y_A EI = -\frac{ql^4}{4} + \frac{ql^4}{6} - \frac{ql^4}{24}$$

$$\text{yoki } y_A = y_{\max} = -\frac{3ql^4}{24EI} = -\frac{ql^4}{8EI} \text{ bo'ladi.}$$

Manfiy ishora A nuqtadan o'tuvchi ko'ndalang kesim soat strelkasi yo'nalishida burilganini, konsol o'qidagi nuqta esa pastga ko'chganini bildiradi. Olingan solqilik o'lchov birligi sm .

Solqilik kattaligini baholash uchun oldingi masalani $q = 2 \text{ t/m}$, $l = 3 \text{ m}$, konsol dvutavrli ko'ndalang kesimga ega deb yechamiz. Eng katta

$$\text{eguvchi moment } M_x^{\max} = \frac{ql^2}{2} = \frac{2 \cdot 9}{2} = 9 \text{ t m.}$$

Egilishdagi mustahkamlik shartidan

$$W_x = \frac{M_x^{\max}}{[\sigma]} = \frac{900000}{1600} = 562 \text{ sm}^3.$$

Sortamentdan $W_x = 597 \text{ sm}^3$ bo'lgan 33 dvutavrni tanlaymiz. Bu dvutavr inersiya momenti 9840 sm^4 ga teng.

$$\text{Eng katta burilish burchagi } \varphi_A = -\frac{20(300)^3}{6 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 9840} = -0,00457 \text{ rad}.$$

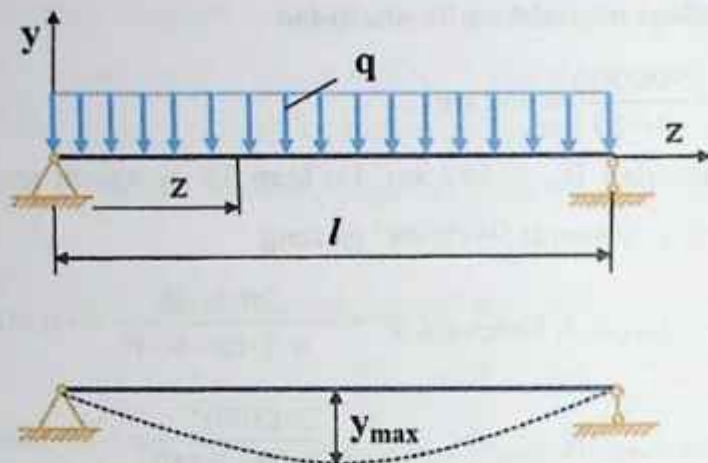
$$\text{Eng katta solqilik } y_A = y_{\max} = -\frac{20(300)^4}{8 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 9840} = -1,03 \text{ sm}.$$

Eng katta solqilikning konsol umumiy uzunligiga nisbati $\frac{y_{\max}}{l} = \frac{1,03}{300} \approx 0,0035$, ya'ni konstruksiya o'lchamlariga nisbatan solqilik juda kichik.

2-misol. Tekis taqsimlangan kuch ta'sir etuvchi, ikkita tayanchda yotuvchi balka uchun burilish burchagi va solqilik tenglamasini tuzamiz (9.4-rasm).

Qo'yilgan kuch va balka simmetrikligidan tayanch reaksiyalari o'zaro teng, ya'ni $R_1 = R_2 = \frac{ql}{2}$. Balka bitta uchastkadan iborat. M_x

$$\text{eguvchi moment tenglamasi } M_x = \frac{ql}{2}z - \frac{qz^2}{2}.$$



9.4-rasm. Ikkita tayanchda yotuvchi tekis taqsimlangan yuklama bilan yuklangan balka solqiligi.

Elastik chiziq asosiy differensial tenglamasi:

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{1}{EI} \left(\frac{ql}{2} z - \frac{q}{2} z^2 \right)$$

Uni ikki marta integrallaymiz:

$$EI \frac{dy}{dz} = EI \varphi = \frac{q}{2} \int (lz - z^2) dz = \frac{q}{2} (lz^2 / 2 - z^3 / 3) + C$$

$$EI y = \frac{q}{2} \int \left(\frac{lz^2}{2} - \frac{z^3}{3} \right) dz + \int C dz = \frac{q}{2} \left(\frac{lz^3}{6} - \frac{z^4}{12} \right) + Cz + D$$

Umumiy holda balkada burilish burchagi ma'lum bo'lgan ko'ndalang kesim yo'q, ammo simmetrik yuklama bilan yuklangan simmetrik balkalar bundan istisno. Chunki ularning deformatsiyasi ham simmetrik bo'ladi va simmetriya o'qi bilan mos keluvchi kesim burilish burchagi nolga teng bo'ladi. C va D integral o'zgarmlarini aniqlash uchun tayanchlarda solqilik nolga tengligi shartidan foydalanamiz. Chap tayanchda $z = 0$, uni solqilik tenglamasiga qo'ysak, $0 = D = 0$, bu yerdan $D =$

0, o'ng tayanchda $z = l$ va $\frac{q}{2}(\frac{l^4}{6} - \frac{l^4}{12} + lC) = 0$, bu yerdan $C = -\frac{ql^3}{24}$.

Demak, berilgan balka burilish burchagi tenglamasi ko'rinishi:

$$EI \varphi = \frac{qlz^2}{4} - \frac{qz^3}{6} - \frac{ql^3}{24}$$

$$z=0 \quad da \quad \varphi_1 = -\frac{ql^3}{24EI}$$

$$z=l \quad da \quad \varphi_2 = \frac{ql^3}{24EI}$$

$$z=\frac{l}{2} \quad da \quad \varphi = \frac{ql^3}{16EI} - \frac{ql^3}{48EI} - \frac{ql^3}{24EI} = 0$$

Bu natija bir tomondan o'tkazilgan hisoblashlarning to'g'riligini tekshirish, ikkinchi tomondan berilgan balka uzunligi o'rtasida burilish burchagi nolga tenglashdan integral o'zgarmas C ni topish uchun kerak:

$$\frac{qlz^2}{4} - \frac{qz^3}{6} + C = 0$$

$$z=l/2 \quad bo'lsa$$

$$\frac{ql^3}{16} - \frac{ql^3}{48} + C = 0$$

$$bu \ yerdan \ C = -\frac{2ql^3}{48} = -\frac{ql^3}{24}$$

Solqilik tenglamasi ko'rinishi:

$$EI y = \frac{qlz^3}{12} - \frac{qz^4}{24} - \frac{ql^3z}{24}$$

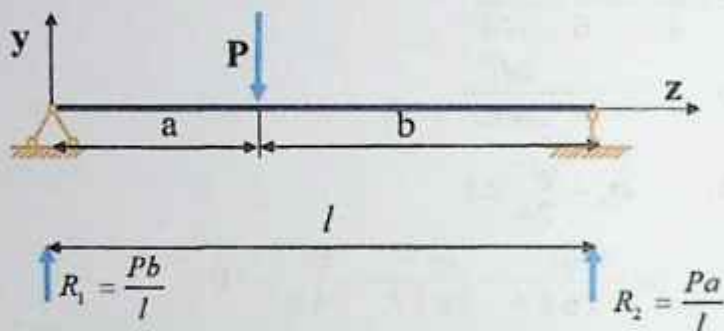
$$z=0 \quad da \quad y=0$$

$$z=\frac{l}{2} \quad da \quad y = -\frac{5ql^4}{384EI}$$

$$z=l \quad da \quad y=0$$

Olingan yechim to'g'riligini tasdiqlaydi.

3-misol. Bir nuqtada ta'sir etuvchi P kuch qo'yilgan, ikkita tayanchda yotuvchi balka elastiklik chizig'i tenglamasini va kuch qo'yilgan nuqtasi ko'chishini topamiz (9.5-rasm).



9.5-rasm. Bir nuqtaga qo'yilgan ikkita tayanchda yotuvchi balkaning solqilikka hisobi.

Sanoq boshini chap tayanchda olamiz. Brus chap va o'ng uchastkalarida eguvchi momentlar

$$M_1 = P \frac{b}{l} z, \quad M_2 = P \frac{b}{l} z - P(z - a)$$

Ikki marta integrallasak,

$$y_1 = \frac{P}{EI} \frac{b}{l} \frac{z^3}{6} + C_1 z + C_2$$

$$y_2 = \frac{P}{EI} \left(\frac{b}{l} \frac{z^3}{6} - \frac{z^3}{6} + a \frac{z^2}{2} \right) + C_3 z + C_4$$

Integral o'zgarmaslari brus mahkamlash shartidan va birinchi uchastkadan ikkinchi uchastkaga o'tishdagi uzluksiz shartidan topiladi, ya'ni $z = 0$ da $y = 0$, $z = a$ da $\varphi_1 = \varphi_2$, $y_1^1 = y_2^1$, $z = l$ da $y_2 = 0$

Bu shartlardan

$$C_1 = \frac{a}{6l}(3al - 2l^2 - a^2), \quad C_2 = 0$$

$$C_3 = -\frac{a}{6l}(2l^2 + a^2), \quad C_4 = \frac{a^3}{6}.$$

Demak,

$$y_1 = \frac{P}{EI} \left[\frac{b}{l} \frac{z^3}{6} + \frac{a}{6l}(3al - 2l^2 - a^2)z \right]$$

$$y_2 = \frac{P}{EI_x} \left[\frac{z^3}{6} \left(\frac{b}{l} \right) + \frac{az^2}{2} - z \frac{a}{6l}(2l^2 + a^2) + \frac{a^3}{6} \right]$$

P kuch qo'yilgan nuqtada

$$y_1 = y_2 = -\frac{Pa^2}{3EI_x l}(l - a^2)$$

Agar kuch balka o'rtasiga qo'yilgan bo'lsa

$$y_1 = y_{\max} = -\frac{Pa^2}{48EI_x}$$

Brus egilganda kuch qo'yilgan nuqta y koordinatasi manfiy chiqadi.

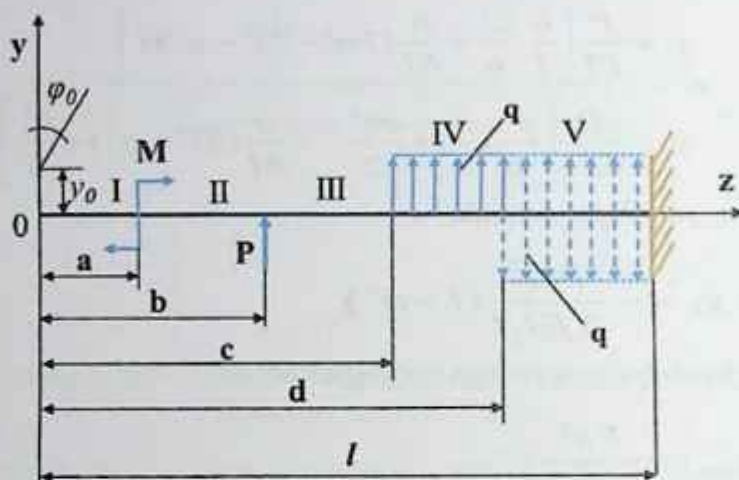
Brus y o'qining musbat yo'nalishiga qarshi tomonga egilgan.

9.3. Deformatsiyalarni universal formula yordamida aniqlash

Egilishda deformatsiyalarni balka egilgan o'qining differensial tenglamasi yordamida aniqlash ko'p oraliqli masalalarni yechishda yana murakkablashadi. Har bir uchastka tenglamasida integrallashda ikkitadan o'zgarmas hosil bo'ladi. Agar balka n ta uchastkadan iborat bo'lsa, $2n$ ta o'zgarmlarni topish uchun $2n$ ta tenglamani birgalikda yechishga to'g'ri keladi.

Bikrligi EI_x o'zgarmas bo'lgan balka uchun yuqoridagi kabi qiyinchilikdan oson qutulish mumkin, buning uchun elastiklik chizig'i tenglamasini tuzishda ma'lum qoidalarga amal qilish kerak.

Eng ko'p uchraydigan kuch omillari bilan yuklangan brusni ko'raylik. Kuchlar sifatida bir nuqtada ta'sir etuvchi M moment va P kuch, brus uzunligi bo'ylab tekis taqsimlangan va intensivligi q ga teng kuch brusga ta'sir etsin (9.6-rasm).



9.6-rasm. Balka elastik o'qi tenglamasini keltirib chiqarish uchun tashqi kuchlarning musbat yo'nalishlari.

Ushbu kuchlar turlaridan amalda uchraydigan barcha kuchlarni xillab olish mumkin. Kuchlar musbat yo'nalishini rasmda ko'rsatilganidek, ya'ni P va q – yuqoriga yo'nalgan, M momentni soat strelkasi yo'nalishida olamiz. Ta'sir etuvchi kuchlar sistemasi muvozanat shartlarini qanoatlantirishi kerak.

Masala mohiyati turli xil kuch omillarini elastik chiziqli tenglamasiga ta'sirini aniqlashdan iborat.

9.6-rasmدا tasvirlangan 5 ta uchastka uchun eguvchi momentlar ifodasini solishtiramiz.

- 1) $M = 0 \quad (z \leq a)$
- 2) $M = M \quad (a \leq z \leq b)$
- 3) $M = M + P(z - b), \quad (b \leq z \leq c)$

$$4) M = M + P(z-b) + q \frac{(z-c)^2}{2} \quad (c \leq z \leq d)$$

$$5) M = M + P(z-b) + q \frac{(z-c)^2}{2} - q \frac{(z-d)^2}{2} \quad (d \leq z)$$

Ko'rinib turibdiki, har bir uchastka uchun eguvchi moment ifodasida o'zidan oldingi uchastka eguvchi momenti ifodasi va yangi qo'shiluvchi hosil bo'lmoqda. To'rtinchi uchastkadan beshinchisiga o'tishda ushbu qonuniyat ataylab saqlab qolindi. Buning uchun to'rtinchi uchastkaga ta'sir etayotgan tekis taqsimlangan kuch beshinchi uchastkaga davom ettirildi (shaklda punktir chiziq bilan ko'rsatilgan). Bir paytning o'zida beshinchi uchastkaga intevsivligi q bo'lgan manfiy (o'zaro muvozanatlashuvchi) tekis taqsimlangan kuch qo'yildi.

Qavslarni ochmasdan, olingan ifodalarni bir marta integrallaymiz. Olingan ifodalarning birxilligini saqlab qolish uchun M integralini $M(z-a)$ ko'rinishida yozamiz, bu hol ixtiyoriy o'zgarmas C_1 kattaligida seziladi. Natijada, y^I elastiklik chizig'i qiyalik burchagi uchun quyidagi ifodalarni hosil qilamiz:

$$I) EI_x y^I = C_1$$

$$II) EI_x y^I = C_2 + M(z-a)$$

$$III) EI_x y^I = C_3 + M(z-a) + P \frac{(z-b)^2}{2}$$

$$IV) EI_x y^I = C_4 + M(z-a) + P \frac{(z-b)^2}{2} + q \frac{(z-c)^3}{6}$$

$$V) EI_x y^I = C_5 + M(z-a) + P \frac{(z-b)^2}{2} + q \frac{(z-c)^3}{6} - q \frac{(z-d)^3}{6}.$$

O'zgarmas C larni shunday tanlash kerakki, bir uchastkadan ikkinchisiga o'tganda y kattaligi uzilishiga ega bo'lmasin. Mos ravishda $z=a_1$ da $y_1^I = y_2^I$, $z=b$ da $y_2^I = y_3^I$ va hokazo. Brus o'zgarmas birklikka ega bo'lgani uchun $C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C_5$.

Koordinata boshidagi elastiklik chizig'i qiyalik burchagi φ^0 birinchi uchastka ifodasidan topiladi:

$$EI_x \varphi_0 = C_1$$

Olingan ifodalarni ikkinchi marta integrallasak,

$$I) EI_x y = D_1 + EI_x \varphi_0 z$$

$$II) EI_x y = D_2 + EI_x \varphi_0 z + M(z-a)^2/2$$

$$III) EI_x y = D_3 + EI_x \varphi_0 z + M(z-a)^2/2 + P \frac{(z-b)^3}{6}$$

$$IV) EI_x y = D_4 + EI_x \varphi_0 z + M(z-a)^2/2 + P \frac{(z-b)^3}{6} + q \frac{(z-c)^4}{24}$$

$$V) EI_x y = D_5 + EI_x \varphi_0 z + M(z-a)^2/2 + P \frac{(z-b)^3}{6} + q \frac{(z-c)^4}{24} - q \frac{(z-d)^4}{24}$$

D_n o'zgarmaslar funksiyaning n - uchastkalar chegarasida uzluksizlik shartidan aniqlanadi. $D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D_5 = EI_x y_0$ ekanligi ko'rinib turibdi, bu yerda y_0 - sanoq boshidagi elastiklik chizig'i ordinatasi.

Yuqoridagi tenglamalarni bitta tenglama – balka elastiklik chizig'i universal tenglamasi ko'rinishida yozish qulay

$$EI_x y = EI_x y_0 + EI_x \varphi_0 z + M(z-a)^2/2 + P(z-b)^3/6 + q(z-c)^4/24 - q(z-d)^4/24 \quad (9.8)$$

Birinchi uchastka elastiklik chizig'i nuqtalari koordinatalarini aniqlash uchun tenglamaning I indeksli tik chiziqdan chap tomondagi hadlari olinadi, ikkinchi uchastka uchun II indeksli chiziqdan chap tomondagi hadlar olinadi va hokazo. Beshinchi uchastkadagi ordinatani topish uchun (9.8) tenglama hamma hadidan foydalaniladi.

Universal tenglamaning qulayligi shundan iboratki, u ixtiyoriy o'zgarmaslarni topish uchun kerak bo'lgan ko'p hisoblashlarni chetlab

o'tib elastiklik chizig'i tenglamasini tuzishga imkon beradi. Unda uchastkalar sonidan qat'i nazar, ikkita y_0 va φ_0 o'zgarmaslarni topish kerak.

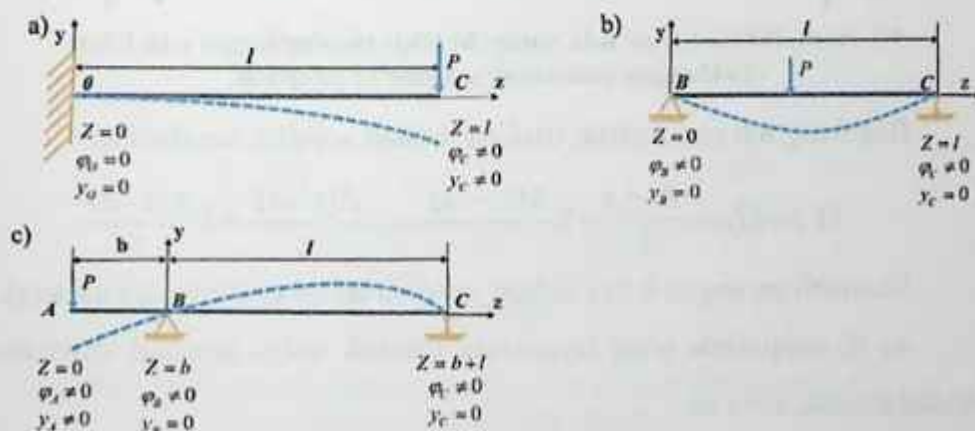
Egiluvchi balka uchun burilish burchagi va solqiligini aniqlashga ishlovchi universal tenglama ko'rinishi:

$$\left. \begin{aligned} EI\varphi &= EI\varphi_0 + \sum \frac{M(z-a)}{1!} + \sum \frac{P(z-b)^2}{2!} + \sum \frac{q(z-c)^3}{3!} - \sum \frac{q(z-d)^3}{3!} \\ Ely &= Ely_0 + \frac{EI\varphi_0 z}{1!} + \sum \frac{M(z-a)^2}{2!} + \sum \frac{P(z-b)^3}{3!} + \sum \frac{q(z-c)^4}{4!} - \sum \frac{q(z-d)^4}{4!} \end{aligned} \right\} \quad (9.9)$$

Omialial ko'rinishdagi maxraj yozuvini eslab qolish oson, chunki u surat darajasi bilan bir xil. $1! = 1$, $2! = 2$, $3! = 6$, $4! = 24$ ekanligini eslatib o'tamiz.

Odatda, sanoq boshidagi balka ko'ndalang kesimi burilish burchagi va solqiligini boshlang'ich parametrlar deb ataladi hamda kesim burilish burchagi va solqiligini aniqlovchi usulga (9.9) – boshlang'ich parametrlar usuli deb ataladi.

y_0 va φ_0 boshlang'ich parametrlar balkani sanoq boshida mahkamlash usulida bog'liq (9.7-rasm).



9.7-rasm. Turli xil mahkamlangan balka uchun boshlang'ich parametrlar.

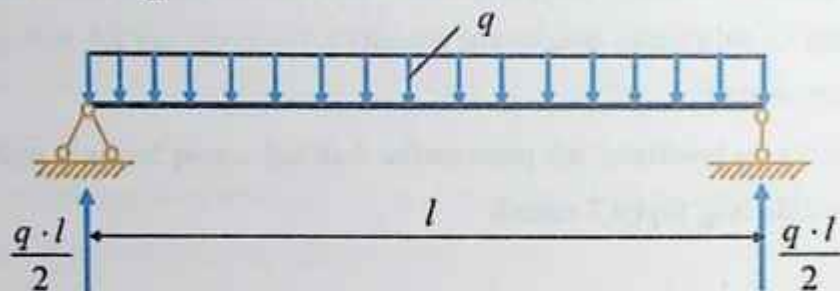
(9.9) tenglamalarni qo'llashning o'ziga hos jihati shundan iboratki, uni yechishda tekis taqsimlangan kuchni balka oxirigacha yetkazib, qarama-qarshi yuk bilan muvozanatlanadi (9.6-rasm).

Tenglama o'ng qismi har bir hadining birliklari $M - tm$, $P - t$, $q - t/m$, $z, a, b, c - m$ da o'lchanadi. Birinchi tenglamada natija tm^2 da, ikkinchisida tm^3 da chiqadi.

Egilishdagi birklik EI ni hisobga olib tenglama chap tomonida tonnani kilogrammga, metrni santimetrga o'tkazish kerak.

4-misol. Tekis taqsimlangan kuch ta'siridagi ikkita tayanchda yotuvchi balka eng katta solqiligini aniqlaymiz (9.8-rasm).

$$R_1 = R_2 = \frac{ql}{2}$$



9.8-rasm. Ikkita tayanchda yotuvchi tekis taqsimlangan yuk bilan yuklangan balkaning solqiligini aniqlash.

Boshlang'ich parametrlar usuliga asosan solqilik tenglamasi:

$$EI y = EI y_0 + \frac{EI \varphi_0 z}{1} + \sum \frac{M(z-a)^2}{2} + \sum \frac{P(z-b)^3}{6} + \sum \frac{q(z-c)^4}{24}$$

Sharnirli tayangan balka uchun $y_0 = 0$ va $\varphi_0 \neq 0$ (9.7 rasmga qarang).

φ_0 ni aniqlashda o'ng tayanchda solqilik nolga tengligi shartidan foydalanamiz, $z = l$ da

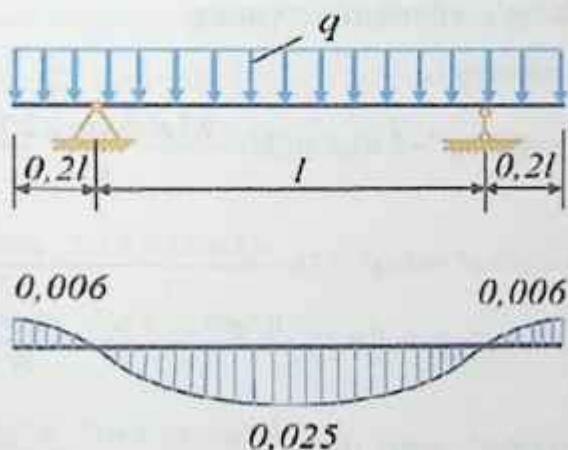
$$EI y = EI \frac{\varphi_0 l}{1} + \frac{ql}{2} \frac{l^3}{6} - \frac{ql^4}{24} = 0, \quad \text{bundan} \quad EI \varphi_0 = -\frac{ql^3}{24}$$

Yuklama va balkaning simmetriklik shartidan chiziqli ham simmetrikligi kelib chiqadi, natijada, eng katta solqilik balka o'rtasi $z = \frac{l}{2}$ masofada bo'ladi:

$$EI y_{\max} = -\frac{ql^3}{24} \frac{l}{2} + \frac{ql}{2} \left(\frac{l}{2}\right)^3 - \frac{q \left(\frac{l}{2}\right)^4}{24} = -\frac{5ql^4}{384}$$

Bu natija to'g'ridan to'g'ri integrallash usuli bilan olingan natijaga mos keladi. Masala yechimini o'zaro solishtirganda ko'rinadiki, boshlang'ich parametrlar usuli to'g'ridan to'g'ri integrallash usuliga nisbatan hisoblash hajmini kamaytiradi.

5-misol. Tekis taqsimlangan kuch ta'sir etuvchi ikki konsolli balka uchun solqilik epyurasini quramiz (9.9-rasm).



9.9-rasm. Tekis taqsimlangan kuch ta'sir etuvchi ikki konsolli balka uchun solqilik epyurasi.

Simmetriya shartidan $R_1=R_2=0,7 \text{ ql}$. Boshlang'ich parametrlarni aniqlash uchun tayanchlarda solqilikni nolga tengligi shartidan foydalanamiz, ya'ni $z = 0,2l$ va $z = 1,2l$ da:

$$EI y = EI y_0 + EI \frac{\varphi_0}{1} z + \frac{0,7 ql (z-0,2l)^3}{6} - \frac{qz^4}{24}$$

$$z=0,2l \text{ da } EI y = EI y_0 + 0,2 EI \varphi_0 l + \frac{0,7 ql (0,2l-0,2l)^3}{6} - \frac{q(0,2l)^4}{24} = 0$$

$$z=1,2l \text{ da } EI y = EI y_0 + 1,2 EI \varphi_0 l + \frac{0,7 ql (1,2l-0,2l)^3}{6} - \frac{q(1,2l)^4}{24} = 0$$

Ushbu ifodalarni soddalashtirib, boshlang'ich parametrlarni aniqlash uchun tenglamalar sistemasini hosil qilamiz:

$$EI y_0 + 0,2 EI \varphi_0 l - 0,000067 ql^4 = 0$$

$$EI y_0 + 1,2 EI \varphi_0 l - 0,031 ql^4 = 0$$

Birinchi tenglamani ikkinchisidan ayirsak,

$$EI \varphi_0 = -0,03 ql^3$$

$$EI y_0 = 0,067 ql^4$$

Elastiklik chizig'i ordinatasini topamiz:

$$z=0 \text{ da } EI y = 0,006 ql^4$$

$$z=0,2l \text{ da } EI y = 0,006 ql^4 - 0,03 ql^3 (0,2l) + \frac{0,7 ql (0,2l-0,2l)^3}{6} - \frac{q(0,2l)^4}{24} \approx 0$$

Tekshirish:

$$z=0,7l \text{ da } EI y = 0,006 ql^4 - 0,03 ql^3 (0,7l) + \frac{0,7 ql (0,7l-0,2l)^3}{6} - \frac{q(0,7l)^4}{24} = -0,025 ql^4$$

$$z=1,2l \text{ da } EI y = 0,06 ql^4 - 0,03 ql^3 (1,2l) + \frac{0,7 ql (1,2l-0,2l)^3}{6} - \frac{q(1,2l)^4}{24} \approx 0$$

Tekshirish:

$$z=1,4l \text{ da } EI y = 0,006 ql^4 - 0,03 ql^3 (1,4l) + \frac{0,7 ql (1,4l-0,2l)^3}{6} - \frac{0,7 ql (1,4l-0,2l)^3}{6} - \frac{q(1,4l)^4}{24} = -0,006 ql^4$$

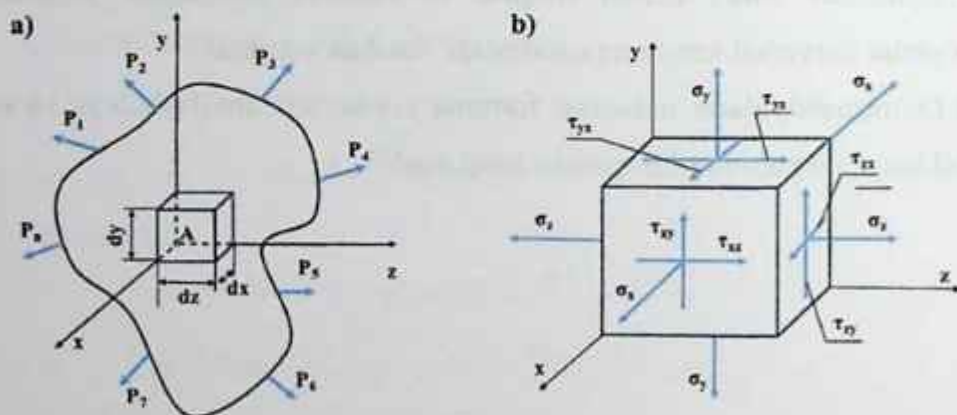
Nazorat savollari

1. Egilishda deformatsiya qanday parametrlar orqali aniqlanadi?
2. Deformatsiyalangan balkaning bo'ylama o'qi qanday nomlanadi?
3. Balka egilgan o'qining differensial tenglamasi qanday yoziladi?
4. Balka egilgan o'qining differensial tenglamasini integrallashda, integral doimiylari qanday aniqlanadi?
5. Solqilik va buralish burchagi deb qanday kattalikka aytiladi?
6. Solqilik va buralish burchagi o'rtasida qanday bog'lanish mavjud?
7. Solqilik va eguvchi moment o'rtasida qanday bog'lanish mavjud?
8. Solqilik kattaligini ko'ndalang kesimning qanday geometrik xarakteristikasi belgilaydi?
9. Egilish qanday holatda sodir bo'ladi?
10. Egilishda ko'ndalang kesim neytral o'qi qanday o'tkaziladi?
11. Egiluvchi balka uchun solqilik va buralish burchagini aniqlash bo'yicha universal tenglama qanday ko'rinishda yoziladi?
12. Deformatsiyalarni universal formula yordamida aniqlashda y_0 va φ_0 boshlang'ich parametrlar qanday aniqlanadi?

X BOB. NUQTANING KUCHLANISH HOLATI. MUSTAHKAMLIK NAZARIYALARI

10.1. Nuqtaning kuchlanish holati to'g'risida tushuncha. Kuchlanish holatining turlari. Qiya kesimlarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar

Konstruksiya va uning elementlari kesimlarida hosil bo'ladigan kuchlanishlarning miqdori va turi kesimning tashqi yuklamaga nisbatan joylashishiga bog'liq bo'lib, nuqtadan o'tuvchi kesimlardagi barcha normal va urinma kuchlanishlar birgalikda nuqtaning kuchlanish holatini ifodalaydi. Kuchlanish holatini tekshirish uchun ko'rilayotgan nuqta atrofida 6 ta kesim o'tkazib to'g'ri burchakli elementar parallelepiped ajratamiz (10.1a-rasm). Parallelepipedning barcha qirralari A nuqtadan o'tgani uchun uning o'lchamlari kichraytirilsa, u shu nuqtaga intiladi. Bu holda kesishuvchi tekisliklardagi kuchlanishlarni tekshirilayotgan nuqtaga ta'sir qilayotgan kuchlanishlar deb qarash mumkin:



10.1-rasm. A nuqta atrofida element tomonlariga ta'sir etayotgan kuchlanishlar.

Kesishuvchi yuzachalarda hosil bo'layotgan to'la kuchlanishni 3 ta tashkil etuvchilarga, ya'ni bittasi yuzachaga normal bo'lgan – normal

kuchlanishga, ikkitasini esa kesim tekisligida yotuvchi urinma kuchlanishlarga ajratish mumkin. Normal kuchlanishlarni mos x, y, z o'qlari bo'yicha $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ harflari bilan belgilaymiz (10.1b-rasm).

Urinma kuchlanishlarni ikkita indeksli τ harfi bilan belgilaymiz. Birinchi indeks yuzachaning qaysi o'qqa perpendikulyarligini ko'rsatsa, ikkinchisi τ yo'nalishini ko'rsatadi. O'qlarning musbat yo'nalishini an'anaviy ravishda olamiz (10.1b-rasm). Cho'zuvchi σ kuchlanishlarni musbat, siquvchi σ kuchlanishlarni manfiy deb olamiz. Urinma τ kuchlanishlarning ishorasi, agarda tashqi normalni urinma kuchlanish yo'nalishiga qarab uni soat mili yo'nalishi bo'yicha bursa musbat, aks holda manfiy bo'ladi.

Kuchlanish holatining turlari 3 xil bo'ladi. Agar ko'rilayotgan nuqta atrofidan shunday parallelepiped ajratish mumkin bo'lsa, uning barcha qirralarida kuchlanishlar mavjud bo'lsa, bunday kuchlanish holati hajmiy kuchlanish holati deyiladi (10.1b-rasm). Agar ajratilgan parallelepipedning ikkita qarama-qarshi qirralari kuchlanishdan xoli bo'lsa, bunday kuchlanish holati tekis, to'rtta qarama-qarshi qirralari kuchlanishdan xoli bo'lsa, chiziqli kuchlanish holati deb ataladi. Masalan: suvning gidrostatik bosimi ostidagi jismda hajmiy kuchlanish holati hosil bo'ladi.

Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari fanida hajmiy kuchlanish holati deyarli amalda ko'rilmaganligi uchun, chiziqli va tekis kuchlanish holatlarini tekshiramiz. Bunda dastlab chiziqli kuchlanish holatini qiya kesimlarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar misolida ko'rib chiqamiz.

1. Chiziqli kuchlanish holatida qiya kesimlarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar.

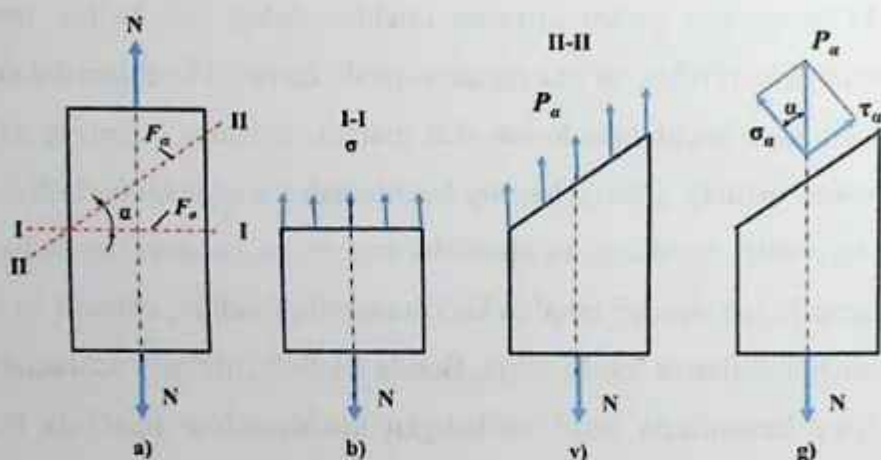
Cho'zilish va siqilish mavzusida sterjenlarning cho'zilish yoki siqilishida faqat sterjen ko'ndalang kesimida paydo bo'ladigan bo'ylama zo'riqish kuchi va normal kuchlanish σ tekshirilgan edi. Endi ko'ndalang kesimga ma'lum α burchak ostidagi qiya kesimlarda hosil bo'ladigan kuchlanishlarni ko'ramiz (10.2-rasm).

Yuqorida ta'kidlab o'tilganidek I-I ko'ndalang kesimda tekis taqsimlangan $\sigma = \frac{N}{F}$ kuchlanish hosil bo'lar edi (10.2b-rasm).

Agarda F_α – qiya tekislik ko'ndalang kesimining yuzasi bo'lsa, u holda bo'ylama kuchlanish P_α ni qiya kesim bo'ylab tekis taqsimlangan kuchlanish deb qarasak, u holda $P_\alpha = \frac{N}{F_\alpha}$ (10.2v-rasm) deb faraz qili-

shimiz mumkin. Qiya kesim yuzasi $F_\alpha = \frac{F}{\cos \alpha}$ bo'lgani uchun

$$P_\alpha = \frac{N \cos \alpha}{F} = \sigma \cos \alpha \text{ bo'ladi,}$$



10.2-rasm. Qiya kesimlardagi kuchlanish:

a) kesimlarning ko'rinishi; b) I-I kesimdagi kuchlanish; v) II-II kesimdagi kuchlanish; g) qiya kesimdagi normal va urinma kuchlanishlar.

Qiya kesimdagi to'la kuchlanish P_α ni normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlarga ajratsak (10.2g-rasm), u holda

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\alpha &= P_\alpha \cos \alpha = \sigma \cos^2 \alpha \\ \tau_\alpha &= P_\alpha \sin \alpha = \sigma \cos \alpha \sin \alpha = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha \end{aligned} \right\} (a)$$

Demak, (a) ifodadan ko'rinadiki, cho'zilgan yoki siqilgan sterjenning qiya kesimlarida bir paytning o'zida ham normal σ_α , ham urinma τ_α kuchlanishlar hosil bo'lib, ularning kattaliklari α burchak bilan aniqlanuvchi kesim holatiga bog'liq ekan.

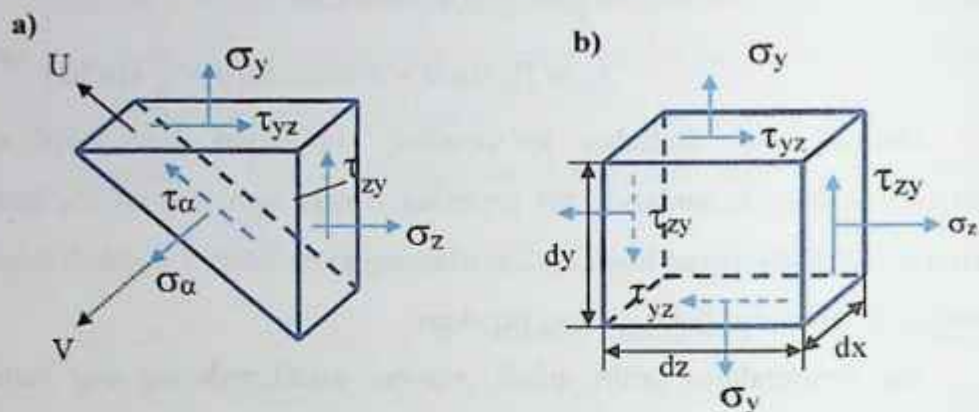
(a) formulalarni tahlil qilsak, normal kuchlanishning eng katta qiymati $\sigma_\alpha^{\max}$, $\alpha = 0$ bo'lgandagi sterjen ko'ndalang kesimda hosil bo'ladi va bu kesimda urinma kuchlanish $\tau_\alpha = 0$ bo'ladi. Urinma kuchlanishning esa eng katta qiymatiga $2\alpha = 90^\circ$, yoki $\alpha = 45^\circ$ bo'lgan ko'ndalang kesimda hosil bo'lib, uni bu kesimdagi qiymati $\tau_\alpha = 0,5\sigma$ bo'ladi. Agar $\alpha = 90^\circ$ bo'lsa, ya'ni kesim sterjen o'qiga parallel bo'lsa $\sigma_\alpha = 0$ va $\tau_\alpha = 0$ bo'lib, sterjenning cho'zilish va siqilishida tekis kesim gipotezasini qo'llash mumkinligini tasdiqlaydi.

Olingan natijalardan ko'rinib turibdiki, sterjenda hosil bo'ladigan kuchlanishlarning turi va kattaliklari kesim holatining ta'sir qilayotgan kuchga nisbatan joylashishiga bog'liq ekan.

2. Tekis kuchlanish holati. Tekis kuchlanish holatida kuchlanishlarni quyidagicha, faqat bitta indeks orqali ham belgilash mumkin, ya'ni $\tau_y = \tau_{zy}$, $\tau_z = \tau_{yz}$.

Cheksiz kichik elementning qirralarida (nuqtadan o'tuvchi o'zaro tik 3 ta tekisliklarda) hosil bo'ladigan kuchlanishlar 10.3b-rasmda

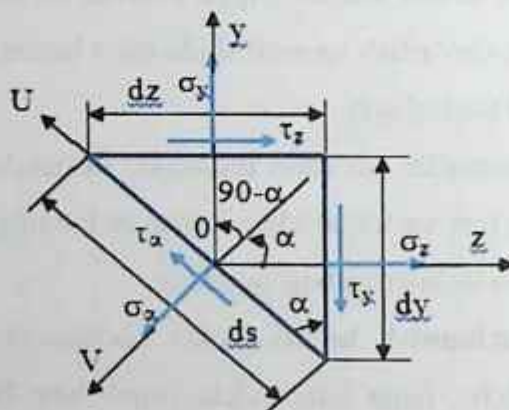
ko'rsatilgan. Elementning ko'rinmayotgan qirralarida ham xuddi shunday qarama-qarshi yo'nalgan kuchlanishlar hosil bo'ladi.



10.3-rasm. Tekis kuchlanish holati:

- a) tekis kuchlanish holatida qiya kesimdagi kuchlanishlar;
- b) tekis kuchlanish holatidagi elementar parallelepiped.

Tekis kuchlanish holatida bo'lgan elementar prizmaning (10.3a-, 10.4-rasmlar) muvozanatini ko'ramiz.



10.4-rasm. Tekis kuchlanish holatidagi elementar prizma.

10.4-rasmda barcha kuchlanishlarning musbat yo'nalishlari ko'rsatilgan. Prizmaning o'lchamlari kichik bo'lganligi uchun kuchlanishlar

uning qirralari bo'ylab tekis taqsimlangan deb qaraymiz, ya'ni qirraga ta'sir etuvchi kuch kuchlanishning qirra yuzachasiga ko'paytmasiga teng.

Statikaning muvozanat tenglamalariga asosan prizma (10.4-rasm) ta'sir qilayotgan barcha kuchlardan U va V o'qlariga proyeksiyalar olib, ularning yig'indisini nolga tenglaymiz:

$$\sum U = \tau_x ds \cdot dx - (\sigma_z \cdot dy \cdot dx + \tau_z \cdot dz \cdot dx) \sin \alpha + (\sigma_y \cdot dz \cdot dx - \tau_y dy \cdot dx) \cos \alpha = 0 \quad (10.1)$$

$$\sum V = \sigma_x ds \cdot dx - (\sigma_z \cdot dy dx + \tau_z \cdot dz dx) \cos \alpha - (\sigma_y \cdot dz \cdot dx - \tau_y dy \cdot dx) \sin \alpha = 0 \quad (10.2)$$

Bu yerda $ds = dy / \cos \alpha$

O nuqtaga nisbatan momentlar yig'indisini olib, uni ham nolga tenglaymiz:

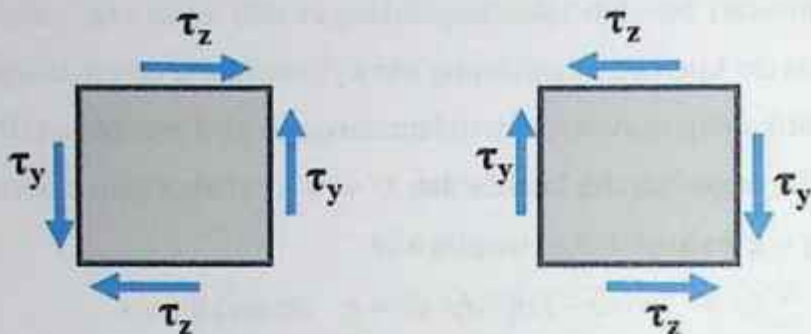
$$\sum M_0 = \tau_y dy \cdot dx \cdot \frac{dz}{2} + \tau_z \cdot dz \cdot dx \cdot \frac{dy}{2} = 0 \quad (10.3)$$

Bundan

$$\tau_y = -\tau_z \quad (10.4)$$

kelib chiqib, bu tenglik urinma kuchlanishlarning juftlik qonuniyati deyiladi.

(10.4) tenglik o'zaro tik yuzachalarda hosil bo'luvchi urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan teng, yo'nalish jihatidan qarama-qarshi ekanligini isbotlaydi (10.4-rasm).



10.5-rasm. Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni.

(10.1) va (10.2) tengliklarni ixchamlasak, quyidagi munosabatlar hosil bo'ladi:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_x \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha + \tau_{xy} \sin 2\alpha \quad (10.5)$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha - \tau_{xy} \cos 2\alpha, \quad (10.6)$$

Hosil bo'lgan (10.5) va (10.6) ifodalar, agar o'zaro tik ikkita yuzachada σ_x , σ_y , τ_{xy} qiymatlari ma'lum bo'lsa, berilgan nuqtadan o'tuvchi ixtiyoriy yuzachada hosil bo'ladigan σ_{α} va τ_{α} kuchlanishlarni topish imkoniyatini beradi. Bu yerdagi α , β o'qlarining yo'nalishlari ixtiyoriy bo'lishi mumkin.

Qiya yuzachaga tik bo'lgan, ya'ni $\alpha + 90^\circ$ burchakka burilgan yuzachadagi normal kuchlanishni (10.5) formulaga asosan topsak,

$$\sigma_{\alpha+90} = \sigma_x \cos^2(\alpha+90^\circ) + \sigma_y \sin^2(\alpha+90^\circ) + \tau_{xy} \sin 2(\alpha+90^\circ) \quad (10.7)$$

bo'ladi.

Yuqoridagi (10.5) bilan (10.7) ni qo'shib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\sigma_{\alpha} + \sigma_{\alpha+90} = (\sigma_x + \sigma_y) (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha)$$

ya'ni

$$\sigma_{\alpha} + \sigma_{\alpha+90} = \sigma_x + \sigma_y = \text{const.} \quad (10.8)$$

Natijada, tekshirilayotgan nuqtadan o'tuvchi tik yuzachalardagi normal kuchlanishlarning yig'indisi o'zgarmas miqdor ekanligi isbotlandi. Berilgan α burchakning o'zgarishi bilan har bir qiya yuzachadagi normal kuchlanishning qiymati ham o'zgaradi. Demak, shunday o'zaro tik yuzachalar mavjud bo'lishi kerakki, ularning birida normal kuchlanish eng katta, ikkinchisida esa eng kichik qiymatga ega bo'ladi. Bu yuzachalar bosh yuzachalar deyilib, unda hosil bo'lgan kuchlanishlar esa bosh kuchlanishlar deb ataladi.

10.2. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlar

Muhandislik konstruksiyalarini hisoblaganda nuqta orqali o'tgan barcha yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlarni bilish shart emas, faqat kuchlanishlarning eng katta va kichik qiymatlarini aniqlash yetarli. Shuning uchun bosh kuchlanishlarni va bu kuchlanishlar hosil bo'layotgan bosh yuzalarni aniqlash asosiy masalalardan biri hisoblanadi.

Tekshirilayotgan nuqtadan o'tuvchi bosh yuzachalar σ_z , σ_y kuchlanishga ega bo'lgan yuzachalarga nisbatan α burchakka burilgan bo'lsin. Ixtiyoriy qiya yuzada hosil bo'ladigan kuchlanish σ_α ni α burchak funksiyasi ((10.5)ga asosan) deb qarab, α bo'yicha birinchi tartibli hosila $\frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha}$ olamiz va uni nolga tenglaymiz:

$$\begin{aligned}\frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha} &= -\sigma_z 2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha + \sigma_y 2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha + \tau_z 2 \cos 2\alpha = \\ &= -(\sigma_z - \sigma_y) \sin 2\alpha + 2\tau_z \cos 2\alpha = 0\end{aligned}\quad (10.9)$$

Bu ifodani ixchamlab $\alpha = \alpha_0$ desak, u holda qiyidagicha bo'ladi.

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2\tau_z}{\sigma_z - \sigma_y} \quad (10.10)$$

Bu yerda, α_0 – bosh yuzalarning σ_z va σ_y kuchlanishlar ta'sir qilayotgan yuzalarga nisbatan buralishini ifodalovchi burchak.

Shuni e'tiborga olish lozimki, $\frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha}$ ifoda (10.6) τ_α ni ikkilanganiga teng.

Agar (10.6) bilan (10.9) solishtirsak $\frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha} = 2\tau_\alpha = 0$ ekanligi kelib chiqadi. Bu esa, o'z navbatida, bosh yuzalarda urinma kuchlanishlarning nolga teng bo'lishini ko'rsatadi.

Bosh yuzalar holatini aniqlash uchun, agar $\alpha_0 > 0$ bo'lsa, σ_z va σ_y kuchlanishlar ta'sir qilayotgan yuzalarni soat strelkasiga qarshi α_0 burchakka burish kerak, agar $\alpha_0 < 0$ bo'lsa soat strelkasi bo'yicha α_0 burchakka burish kerak bo'ladi. Bu burchak qiymati $\alpha_0 = (-45^\circ, 45^\circ)$ bo'lishi mumkin. Bosh kuchlanishlar, ya'ni $\sigma_{\max} = \sigma_1$ va $\sigma_{\min} = \sigma_2$ qiymatini aniqlash uchun (10.5) va (10.10)lardan foydalanib quyidagi formulani keltirib chiqarish mumkin

$$\sigma_{\min}^{\max} = \sigma_{1,2} = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_z - \sigma_y)^2 + 4\tau_z^2}. \quad (10.11)$$

$\sigma_{\max}$ kuchlanish ta'sir qilayotgan bosh yuza holatini aniqlash uchun katta qiymatli σ_z yoki σ_y ta'sir qilayotgan yuzani α_0 burchakka burish kerak, ya'ni shu yuzaga ta'sir qilayotgan urinma kuchlanish elementar parallelepiped markaziga nisbatan qaysi yo'nalishda aylantirishga harakat qilayotgan bo'lsa, shu yo'nalishda burish kerak. $\sigma_{\max}$ ta'sir qilayotgan bosh yuza aniqlanganidan so'ng, unga tik bo'lgan $\sigma_{\min}$ kuchlanishli ikkinchi bosh yuza osonlik bilan topiladi.

10.3. Ekstremal urinma kuchlanishlar

Bosh yuzalarda urinma kuchlanish τ_z ning nolga teng bo'lishini aniqlab oldik. Endi urinma kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari hosil

bo'ladigan yuzalarni aniqlash kerak bo'ladi. Buning uchun τ_α ni α burchakni funksiyasi (10.6) deb, birinchi tartibli hosila $\left(\frac{d\tau_\alpha}{d\alpha}\right)$ olib, uni nolga tenglaymiz

$$\frac{d\tau_\alpha}{d\alpha} = (\sigma_z - \sigma_y) \cos 2\alpha + 2\tau_z \sin 2\alpha = 0.$$

Bundan

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2\tau_z} \quad (10.12)$$

Urinma kuchlanishlar ekstremal qiymatga erishadigan burchakning ikkilangan tangensi (10.12) bosh yuzachalar burchagining (10.10) ikkilangan kotangensiga teng ekanligi kelib chiqadi. Urinma kuchlanishlar ekstremal qiymatlarga erishadigan yuzalar siljish yuzalari deyiladi. Bosh yuzachalar siljish yuzasi bilan 45° burchak hosil qiladi.

Urinma kuchlanish $\tau_{\max/\min}$ qiymatlarini aniqlash uchun (10.6) ifodaga $\sigma_z = \sigma_{\max}$; $\sigma_y = \sigma_{\min}$; $\tau_z = 0$; $\alpha = \pm 45^\circ$ qiymatlarni qo'ysak, quyidagi formula hosil bo'ladi:

$$\tau_{\min}^{\max} = \pm \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}. \quad (10.13)$$

Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuniga asosan, miqdor jihatidan

$$\tau_{\max} = \tau_{\min}.$$

Siljish yuzalarida hosil bo'ladigan normal kuchlanishlar quyidagicha bo'ladi:

$$\frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}. \quad (10.14)$$

Olingan natijalarni cho'zilish va siqilishga ishlovchi sterjenlar qiya kesimlarida hosil bo'ladigan kuchlanishlarni aniqlashga qo'llasak, bu holda bosh yuzalardan biri tik ko'ndalang kesim yuzasi bilan, ikkinchisi

esa sterjen o'qiga parallel bo'lgan bo'y lama yuza bilan ustma-ust tushishini ko'rish mumkin. Bosh kuchlanishlardan biri $\sigma_{\max} = \sigma = \frac{N}{F}$, ikkinchisi $\sigma_{\min} = 0$ ga teng bo'ladi. Siljish yuzasi esa ko'ndalang kesimga nisbatan 45° burchak ostida burilgan bo'ladi.

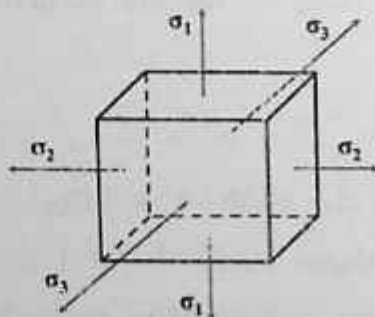
10.4. Umumlashgan Guk qonuni

Jismdan qirralari cheksiz kichik bo'lgan parallelepiped ajratib (10.6-rasm), hajmiy holat uchun umumlashgan Guk qonunini ko'ramiz.

Parallelepipedning tomonlari bosh yuzalar bilan ustma-ust tushsin, bu holda uning tomonlariga faqat bosh kuchlanishlar $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ (odatda $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$) ta'sir qilib, qirralari shu bosh kuchlanishlar yo'nalishi bo'yicha deformatsiyalanadi. Bu qirralarning nisbiy deformatsiyalarini $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ deb belgilaymiz.

Bu holda umumlashgan Guk qonuni quyidagicha ifodalanadi:

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} [\sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2)]\end{aligned}\quad (10.15)$$



10.6-rasm. Elementar parallelepipedning yon tomonlariga faqat bosh kuchlanishlar ta'sir etayotgan hol.

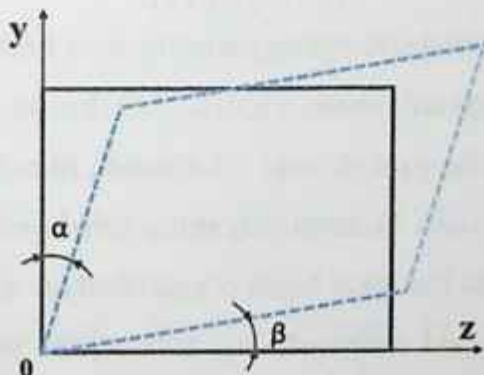
Bu nisbiy $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ deformatsiyalar faqat parallelepiped hajmini o'zgartirishga sabab bo'ladi.

Agarda parallelepiped tomonlari bosh yuzalar bilan ustma-ust tushmasa, u holda uning tomonlarida urinma kuchlanishlar τ ham paydo bo'lib (10.1b-rasm), umumlashgan Guk qonuni quyidagicha yoziladi:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] & \gamma_{xy} &= \frac{\tau_{xy}}{G} \\ \varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] & \gamma_{xz} &= \frac{\tau_{xz}}{G} \\ \varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] & \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G}\end{aligned} \quad (10.16)$$

Bu yerda E – I tur elastiklik moduli, G – II tur elastiklik moduli, ν – Puasson koeffitsiyenti.

Bunda, $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ – x, y, z o'qlari bo'yicha paralelepiped qirralarining nisbiy bo'ylama deformatsiyalari, $\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ – nisbiy siljish deformatsiyalari bo'lib, ular qirralar orasidagi to'g'ri burchak o'zgarishini ifodalaydi. Buni quyidagi misolda (10.7-rasm) ko'rishimiz mumkin. Parallelepipedning bitta tomonini olsak, u urinma kuchlar ta'sirida quyidagicha deformatsiyanadi:



10.7-rasm. Elementar parallelepipedning nisbiy siljish deformatsiyalari.

Bu holda $\gamma_{zy} = \alpha + \beta$ bo'ladi.

Bu siljish deformatsiyalari γ_{xy} , γ_{xz} , γ_{yz} lar faqat parallelepipedning shaklini o'zgartirishga sabab bo'ladi.

Bu (10.15), (10.16) ifodalar deformatsiyalar bilan kuchlanishlarning hajmiy kuchlanish holatida bog'lovchi munosabatlar bo'lganligi uchun umumlashgan Guk qonuni deb ataladi. Bu munosabatlar kuchlanishlarning qiymatlari proporsionallik chegarasidan oshmagandagina ma'noga ega.

Xususiyl hollarda (10.15), (10.16) munosabatlardan tekis va chiziqli kuchlanish holatlar uchun Guk qonuni kelib chiqadi.

10.5. Deformatsiyaning potensial energiyasi

Qo'yilgan tashqi kuch ta'sirida sterjen deformatsiyalanib, tashqi kuch A ga teng ishni bajaradi. Bu statik kuch ta'sirida bajarilgan ish kuchni ko'chishga ko'paytmasining yarmiga teng bo'ladi. Deformatsiyalanish paytida ajralgan issiqlik hisobga olinmaydi, shuning uchun energiyaning saqlanish qonuniga asosan tashqi kuchlarning bajargan ishi deformatsiyaning potensial energiyasi U ga teng bo'ladi, ya'ni

$$A = U \quad (10.17)$$

Deformatsiya potensial energiyasining jism hajmiga nisbati solishtirma potensial energiyani beradi, ya'ni $u = U/V$ bo'lib, y energiya o'lchov birligining, hajm birligiga nisbatida o'lchanadi, masalan, Joul/kub santimetrda (J/cm^3) va hokazo. Deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasini shartli ravishda jismning hajm o'zgarishidagi solishtirma potensial energiyaga (u_h) va shakl o'zgarishidagi solishtirma potensial energiyaga (u_{sh}) ajratish mumkin, ya'ni:

$$u = u_h + u_{sh} \quad (10.18)$$

Tekis kuchlanish holati uchun solishtirma potensial energiyani bosh kuchlanishlar orqali quyidagicha ifodalash mumkin:

$$u_h = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2)^2 \quad (10.19)$$

$$u_{sh} = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2) \quad (10.20)$$

$$u = \frac{1}{2E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\nu \sigma_1 \sigma_2) \quad (10.21)$$

Agarda σ_1 va σ_2 bosh kuchlanishlarni ixtiyoriy o'zaro tik yuzalardagi kuchlanishlar σ_z , σ_y orqali almashtirsak, u holda solishtirma potensial energiyani quyidagicha ifodalash mumkin bo'ladi:

$$u_h = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_z + \sigma_y)^2 \quad (10.22)$$

$$u_{sh} = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_z^2 + \sigma_y^2 - \sigma_z \sigma_y) + \frac{\tau_z^2}{2G} \quad (10.23)$$

$$u = \frac{1}{2E} (\sigma_z^2 + \sigma_y^2 - 2\nu \sigma_z \sigma_y) + \frac{\tau_z^2}{2G} \quad (10.24)$$

Agar bu formulalar yordamida sof siljishni tahlil qilsak $\sigma_1 = \sigma$, $\sigma_2 = -\sigma$ bo'lgani uchun, hajm o'zgarishidagi solishtirma potensial energiya nolga teng bo'lib, shakl o'zgarishidagi solishtirma potensial energiya

$$u_{sh} = \frac{1+\nu}{E} \sigma^2 \quad (10.25)$$

ga teng bo'ladi.

Chiziqli kuchlanish holatida esa $\sigma_1 = \sigma$, $\sigma_2 = 0$ bo'lgani uchun

$$u_h = \frac{1-2\nu}{6E} \sigma^2, \quad u_{sh} = \frac{1+\nu}{3E} \sigma^2, \quad u = \frac{\sigma^2}{2E} \quad (10.26)$$

ga teng bo'ladi.

Jismning kuchlanish holatiga tegishli materiallar mukammal ravishda "Elastiklik nazariyasi" kursida o'rganiladi. Shuning uchun biz bu kursimiz hajmida yuqorida berilgan ma'lumotlar bilan cheklanamiz.

10.6. Mustahkamlik nazariyalari haqida tushunchalar

Amaliyotda inshootlar va muhandislik konstruksiyalari, asosan, murakkab kuchlanish holatida ishlaydi. Shuning uchun ularning elementlarining buzilishi, bosh kuchlanishlar yoki bosh kuchlanishlar kombinatsiyasining turli xil qiymatlarida sodir bo'lishi mumkin.

Bunday holatlar uchun materiallarning mexanik xarakteristikalarini aniqlash va hisob ishlarini bajarish ko'p qiyinchiliklar tug'diradi. Shu bilan birga bunday ishlarni amalga oshirish murakkab laboratoriya sinovlarini tashkil etishni talab qiladi.

Murakkab kuchlanish holatidagi jism elementlarining mustahkamligini chiziqli kuchlanish holati uchun o'tkazilgan laboratoriya tadqiqotlari asosida aniqlash mustahkamlikni baholashda ko'p qulayliklar tug'diradi. Shuning uchun "Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari" fanida mustahkamlikni baholash uchun bir nechta nazariyalardan foydalaniladi.

Oddiy cho'zilish va siqilishda sterjenlarning mustahkamlik sharti quyidagicha yozilar edi:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma] \quad (10.27)$$

Bunda, mo'rt materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishni

$[\sigma] = \frac{\sigma_n}{n}$ formuladan, plastik materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishni esa

$[\sigma] = \frac{\sigma_{oq}}{n}$ formuladan topilar edi (bu yerda n – ehtiyot koeffitsiyenti). Materialning mustahkamlik chegarasi σ_s bilan, oquvchanlik chegarasi σ_{oq} ga to'g'ri kelgan kuchlanishlar tajriba yo'li bilan topiladi.

Mustahkamlik shartlarini tuzishda uchta bosh kuchlanish (σ_1, σ_2 va σ_3 ; $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$) bilan chekli kuchlanishlar (σ_{κ} va $\sigma_{\kappa q}$) orasidagi bog'lanish funksiyalari turini aniqlovchi gipotezalarga asoslanadi. Shunday qilib, bir qator gipotezalar asosida mustahkamlik nazariyalari yoziladi va ularning amalda tatbiq etilish yoki etilmaslik masalasi tajribalar yordamida aniqlanadi.

Tajribalar natijasi shuni ko'rsatadiki, murakkab kuchlanish holatidagi jismning mustahkamligiga ayrim kuchlanishlar emas, balki bir necha kuchlanishlarning birgalikdagi ta'siri va ularning kombinatsiyalari asosiy ta'sir ko'rsatadi.

Hozirgi kunda jismlarning xavfli holatini tekshirishning bir necha usullari bo'lib ular quyidagi mustahkamlik nazariyalariga asoslangan:

1. Mustahkamlikning birinchi nazariyasi. Bu nazariya XVII asrda Galiley tomonidan taklif etilgan va u eng katta normal kuchlanish nazariyasi deb nomlanadi.

Birinchi nazariyaning mohiyati quyidagicha: murakkab kuchlanishdagi jismning xavfli holati unda hosil bo'ladigan eng katta normal kuchlanish shu jism materialidan yasalgan namunaning oddiy cho'zilishda (siqilishda) paydo bo'ladigan xavfli holatiga tegishli kuchlanishga tenglashganda boshlanadi, ya'ni quyidagi shartlarda xavfli holat ro'y beradi:

$$\sigma_1 = \sigma_{\kappa q} \text{ - plastik materiallar uchun}$$

$$\sigma_1 = \sigma_{\kappa} \text{ - mo'rt materiallar uchun}$$

Xavfli holat bo'lmasligi uchun quyidagi shart bajarilishi lozim:

$$\sigma_1 \leq [\sigma] \quad (10.28)$$

Bu nazariyaning kamchiligi (10.28) ifodada σ_2 va σ_3 lar ishtirok etmaydi. Ularning ta'siri esa kuchlidir. Bu nazariya mo'rt materiallar uchun qo'l keladi.

2. Mustahkamlikning ikkinchi nazariyasi. Bu nazariyani Mariott taklif qilgan va u eng katta nisbiy deformatsiyaga asoslanadi.

Ikkinchi nazariyaning mohiyati quyidagicha: murakkab kuchlanish holatidagi jismning xavfli holati unda hosil bo'ladigan eng katta nisbiy deformatsiya shu jism materialidan yasalgan namunaning oddiy cho'zi-lishdagi xavfli holatiga tegishli nisbiy deformatsiyaga tenglashganida boshlanadi, ya'ni quyidagi shartlarda xavfli holat ro'y beradi: $\varepsilon_1 = \varepsilon_{sk}$ – plastik materiallar uchun; $\varepsilon_1 = \varepsilon_{sk}$ – mo'rt materiallar uchun.

Xavfli holat bo'lmasligi uchun $\varepsilon_1 \leq [\varepsilon]$ – shart bajarilishi kerak, bunda, ruxsat etilgan nisbiy deformatsiyalarning qiymati plastik material-lar uchun $[\varepsilon] = \frac{\varepsilon_{sk}}{n}$ va mo'rt materiallar uchun esa $[\varepsilon] = \frac{\varepsilon_{m}}{n}$ ifodalar yordamida aniqlanadi.

Bizga Guk qonunidan ma'lumki,

$$[\varepsilon_1] = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\varepsilon] \quad (10.29)$$

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

Unda

$$[\varepsilon] = \frac{[\sigma]}{E} \quad (10.30)$$

(10.29) ni (10.30) ga qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

$$\frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq \frac{[\sigma]}{E};$$

Natijada, ikkinchi nazariyaning sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_1 - \mu \cdot (\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma] \quad (10.31)$$

Bu mustahkamlik nazariyasi ham mo'rt materiallar uchun yaxshi natija beradi.

3. Mustahkamlikning uchinchi nazariyasi (eng katta urinma kuchlanish nazariyasi). Plastik holatda bo'lgan va yemirilishi siljish tu-fayli vujudga keladigan materiallar uchun birinchi va ikkinchi nazariyalar to'g'ri kelmaydi. Shu sababli Kulon uchinchi nazariyani maydonga tashlagan.

Bu nazariyaga ko'ra, murakkab kuchlanishdagi jismning xavfli holati unda hosil bo'ladigan eng katta urinma kuchlanish shu jism mate-rialidan yasalgan namunaning oddiy cho'zilishdagi xavfli holatiga tegish-li urinma kuchlanishga tenglashganda boshlanadi.

Hajmiy kuchlanish holatida eng katta urinma kuchlanish $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$ ifodadan, chiziqli kuchlanish holatida esa eng katta urinma kuchlanish $\tau_{\max} = \frac{\sigma_1}{2}$ ifodadan hisoblab topilgani uchun uchinchi nazariya quyidagicha yoziladi

$$\tau_{\max} \leq [\tau]$$

Bunda $[\tau] = \frac{\sigma_{eq}}{2K}$ ($K = \frac{E}{3(1-2\mu)}$) bo'lganidan mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (10.32)$$

Bu nazariyaning asosiy kamchiliklaridan biri bu yerda σ_2 hisobga olinmaydi. Bu nazariya cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsata-digan plastik materiallarga qo'l keladi.

4. Mustahkamlikning to'rtinchi nazariyasi (energetik nazariya).

Bu nazariya jism shaklining o'zgarishidagina hosil bo'lgan deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasiga asoslangan bo'lib, unga ko'ra, murakkab kuchlanishdagi jismning xavfli holati unda paydo bo'ladigan deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasi shu jism materialidan yasalgan namunaning oddiy cho'zilishdagi xavfli holatiga tegishli deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasiga tenglashganda boshlanadi.

Hajmiy kuchlanish holati uchun deformatsiyaning solishtirma potentsial (faqat jism shaklini o'zgartish uchun sarf bo'lgan) energiyasi

$$u_f = \frac{1+\mu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \text{ ifodadan, chiziqli}$$

kuchlanish holatida faqat shaklni o'zgartish uchun sarf bo'lgan solishtir-

ma potentsial energiya $u_f = \frac{1+\mu}{3E} \cdot \sigma^2$ ifodadan topilgani uchun mazkur

nazariya formulasi quyidagicha yoziladi:

$$\frac{1+\mu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \frac{1+\mu}{3E} \cdot \sigma^2. \quad (10.33)$$

Bu bog'lanish materialning yemirilish holatini ifodalaydi, chunki u materialda plastik deformatsiya borayotgan paytga to'g'ri keladi.

Bu nazariyaga binoan jismning mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq \frac{\sigma_{oq}}{n}$$

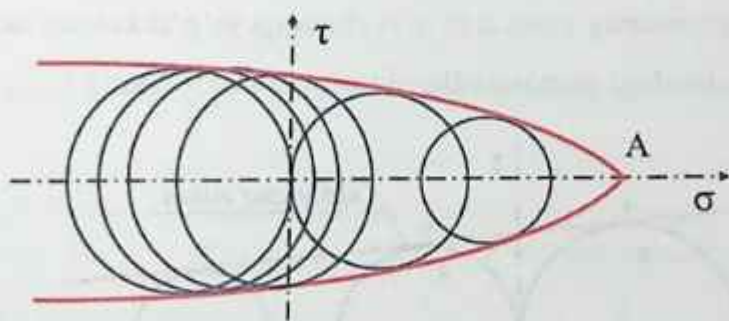
yoki

$$\sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma]. \quad (10.34)$$

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, to'rtinchi nazariya plastik materiallar uchun to'g'ri keladi.

5. O. Mor nazariyasi. Yuqorida keltirilgan birinchi va ikkinchi nazariyalar mo'rt materiallar uchun, uchinchi va to'rtinchi nazariyalar esa plastik materiallar uchun qanoatlanarli natija beradi. Lekin bu nazariyalar materiallarning cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatishini inobatga olmaydi.

O. Mor nazariyasi uchinchi nazariyani cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatuvchi materiallar uchun umumlashtiradi. Agar biror material uchun σ_1 va σ_3 larning ma'lum nisbatlariga to'g'ri kelgan har bir xavfli holatni O. Mor doirasi bilan ko'rsatsak, bir qancha doiralar to'plami hosil bo'ladi. Bu doiralar to'plamiga urinib o'tuvchi tashqi egri chiziqlik hosil bo'ladi va bu kuchlanish holatlari bir-birlariga ekvivalent bo'ladi. Agar Mor doiralarini ixtiyoriy son koeffitsiyentiga teng bo'lgan miqdorga kamaytirsak, ruxsat etilgan kuchlanish holatiga to'g'ri kelgan Mor doiralari va tashqi chegaralovchi egri chiziqlar hosil bo'ladi (10.8-rasm).



10.8-rasm.

Tashqi chegaralovchi egri chiziqlik ordinatasi vertikal τ o'qdan siquvchi kuchlanish tomonga qarab o'sa boradi, cho'zuvchi kuchlanish tomonga qarab kamaya boradi va A nuqtada kesishadi. A nuqta uch

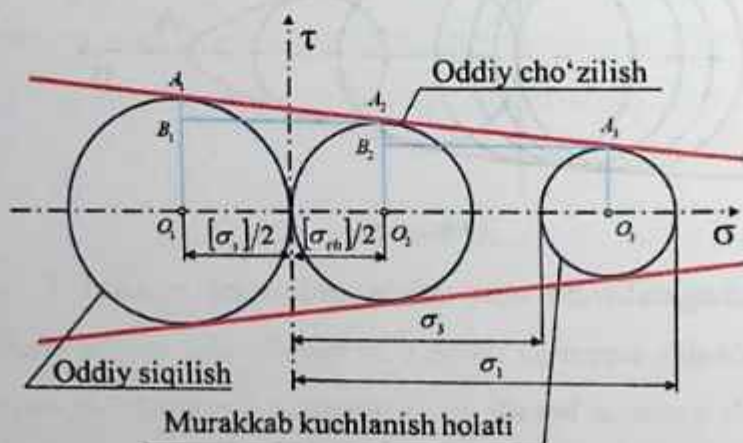
tomonlama tekis siqilgan kuchlanish holatiga tegishli Mor doirasini tasvirlaydi:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3.$$

Morning mustahkamlik nazariyasini chiqarish uchun oddiy cho'zilish va siqilishning doiraviy O_1A_1 va O_2A_2 diagrammalarini chizamiz, chunki bu kuchlanish holatlarining chekli kuchlanishlarini tajriba orqali topish mumkin. Yana shu shaklda tekshiradigan kuchlanish holati O_3A_3 ni chizamiz. Buni chizganda σ_2 kuchlanishni e'tiborga olmaymiz, u qanday qiymatga ega bo'lmasin, chiqadigan xatolik 15 foizdan oshmaydi.

Boshqa bosh kuchlanish σ_1 va σ_3 larning qiymatlari shunday almasishi kerakki, tashqi chegaralovchi urinma egri chiziqqa uchala doira ham urinishi kerak. Shaklda u to'g'ri chiziq orqali almashtirilgan, chunki ikkita kuchlanish holatiga tegishli bo'lgani uchun Mor nazariyasiga asosan uchinchi doira O_3A_3 ham ruxsat etilgan kuchlanish holatiga tegishli bo'lishi kerak.

Endi bir umumiy urinma to'g'ri chiziqqa to'g'ri kelgan uchta doira radiuslari oralaridagi munosabatlarni tuzamiz (10.9-rasm).



10.9-rasm.

Uchala doiraning radiuslari O_1A_1 , O_2A_2 va O_3A_3 bo'lsin. Absissa o'qiga parallel A_2B_1 va A_3B_2 to'g'ri chiziqlarni o'tkazib, ikkita o'xshash uchburchak $A_1B_1A_2$ va $A_2B_2A_3$ larni olamiz. Bularning o'xshashligidan quyidagi munosabatni hosil qilish mumkin:

$$\frac{A_1B_1}{A_2B_2} = \frac{A_2B_1}{A_3B_2} \quad (10.35)$$

Bunda,

$$\begin{aligned} A_1B_1 &= \frac{1}{2} \{ [\sigma_s] - [\sigma_{ch}] \}_k, & A_2B_1 &= \frac{1}{2} \{ [\sigma_s] + [\sigma_{ch}] \}_k, \\ A_2B_2 &= \frac{1}{2} \{ [\sigma_{ch}] - (\sigma_1 - \sigma_3) \}_k, & A_3B_2 &= \frac{1}{2} \{ (\sigma_1 - \sigma_3) - [\sigma_{ch}] \}_k \end{aligned} \quad (10.36)$$

(10.35) va (10.36) dan ularning qiymatlarini qo'yib natijani olamiz:

$$\frac{[\sigma_s] - [\sigma_{ch}]}{[\sigma_s] + [\sigma_{ch}]} = \frac{[\sigma_{ch}] - (\sigma_1 - \sigma_3)}{\sigma_1 + \sigma_3 - [\sigma_{ch}]}$$

Agar bu munosabatning maxrajlarini suratlariga qo'shib, chap tomondagi kasrning surat va maxrajini $[\sigma_s]$ ga bo'lsak va $m = \sigma_s / \sigma_{cr}$ deb belgilasak, quyidagi ifoda hosil bo'ladi:

$$\frac{1}{1+m} = \frac{\sigma_3}{\sigma_1 + \sigma_3 - \sigma_2}$$

Bu tenglamani quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\sigma_1 - m\sigma_3 \leq [\sigma_{ch}] \quad (10.37)$$

(10.37) ifoda – O.Morning mustahkamlik nazariyasidir.

Bunda $[\sigma_{ch}]$ – cho'zilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish, $[\sigma_s]$ – siqilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish.

O. Mor nazariyasining kamchiligi unda σ_2 kuchlanish ishtirok etmaydi. Plastik materiallar uchun $m = 1$ bo'lib, Mor nazariyasidan uchinchi nazariya kelib chiqadi.

Yuqorida keltirilgan mustahkamlik nazariyalaridan tashqari bu yo'nalishda Y.U. Yagn, G.S. Pisarenko va A.A. Lebedevlarning nazariyalari ham mavjud.

Nazorat savollari:

1. Nuqtaning kuchlanish holati deganda nimani tushunasiz?
2. Nuqtaning kuchlanish holati necha xil bo'lishi mumkin?
3. Chiziqli kuchlanish holati qachon hosil bo'ladi?
4. Chiziqli kuchlanish holatida qiya kesimdagi normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
5. Chiziqli kuchlanish holatida qiya kesimdagi urinma va to'la kuchlanishlar qanday aniqlanadi?
6. Tekis kuchlanish holati qachon hosil bo'ladi?
7. Hajmiy kuchlanish holati qachon hosil bo'ladi?
8. Urinma kuchlanishning juftlik qonuni qanday ifodalandi?
9. Qanday yuzachalar bosh yuzachalar deyiladi?
10. Qanday kuchlanishlar bosh kuchlanishlar deyiladi?
11. Bosh kuchlanishlar qaysi ifoda yordamida aniqlanadi?
12. Bosh yuzachalardagi urinma kuchlanishlar nimaga teng?
13. Qanday kuchlanishlar ekstremal urinma kuchlanishlar deyiladi?
14. Umumlashgan Guk qonuni bosh kuchlanishlar orqali qanday ifodalanadi?
15. Deformatsiyaning potensial energiyasi qanday aniqlanadi?
16. Mustahkamlik sharti nima uchun ishlatiladi?
17. Energetik mustahkamlik nazariyasini qanday materiallar uchun qo'llash mumkin?

18. O.Morning mustahkamlik nazariyasini qanday materiallar uchun qo'llash mumkin?

19. Energetik mustahkamlik nazariyasiga asosan sof siljishda mustahkamlik sharti qanday ifodalanadi?

20. To'rtinchi mustahkamlik nazariyasiga asosan ruxsat etilgan urinma kuchlanish qanday olinadi?

XI BOB. MURAKKAB QARSHILIK

11.1. Murakkab qarshiliklar to'g'risida umumiy tushunchalar va uning turlari

Murakkab qarshilik deganda brus ko'ndalang kesimlarida tashqi yuk ta'sirida bir emas, bir nechta ichki kuchlar omillari hosil bo'lib, har birining brus mustahkamligi va deformatsiyalanishiga ta'sir darajasi bo'lgan hol tushuniladi. Amalda kesimda bitta ichki kuch hosil bo'lish holati juda kam uchraydi. Masalan, egilishda ko'ndalang kesimlarda bir paytning o'zida ichki kuchlar – eguvchi moment M , ko'ndalang kuch Q , bo'ylama kuch N hosil bo'ladi. Ammo bu kuchlar ta'siridan hosil bo'luvchi kuchlanishlarning jism mustahkamligiga ta'siri bir-biriga nisbatan solishtirib bo'lmaydigan darajada bo'lganligi sababli, hisoblashlarda bir qism kuchlar ta'siri hisobga olinmaydi. Masalan, egilishda faqat eguvchi momentni, prujina hisobida faqat burovchi momentni e'tiborga olinadi va hokazo, ya'ni masala oddiy qarshilikning turlaridan biriga keltiriladi.

Shunday qilib, oddiy va murakkab qarshilik o'rtasidagi chegara yetarli darajada shartli ekan. Odatda, murakkab qarshilik 3 ta asosiy ko'rinishlarga ajratiladi – qiyshiq egilish, u ichki kuchlar eguvchi momenti ta'sir tekisligi ko'ndalang kesim bosh markaziy inersiya o'qlarining birortasiga ham mos kelmaganda ro'y beradi, egilish va cho'zilish (yoki siqilish)ning bir paytda sodir bo'lishi, buning uchun brus ko'ndalang kesimlarida ichki bo'ylama N kuch va ichki kuchlar eguvchi momenti M_{eg} hosil bo'lishi hamda ikkala omil tomonidan paydo bo'luvchi normal kuchlanishlar miqdori darajasi bir xil, ko'ndalang kesimlarda ichki kuchlarning eguvchi va burovchi momentlari bir vaqtda hosil bo'lishidan paydo bo'luvchi burilishli egilish. Egilish va cho'zilish (siqilish)ning

birgalikdagi ta'siriga qo'yilish nuqtasi kesim og'irlik markazida bo'lmagan cho'zuvchi yoki siquvchi bo'ylama kuch ta'siridagi markaziy bo'lmagan cho'zilish (siqilish)ni misol qilish mumkin.

Bruslarni murakkab qarshilikka hisoblashda kuchlar ta'sirining mustaqillik tamoyilidan foydalaniladi, ya'ni brusga bir nechta kuch ta'sir etganida, har bir kuch ta'sirini alohida ko'rib, ularning natijalari qo'shiladi. Masalan, qiyshiq egilishni brusni biror x va y bosh markaziy o'qlariga nisbatan eguvchi ikkita moment ta'siridagi egilish deb qarash mumkin.

Ushbu murakkab qarshilik turlarini birlashtirib turuvchi umumiy jihat shundan iboratki, cho'zilish (siqilish) ta'siridan ham, egilish ta'siridan ham brus ko'ndalang kesimlarida σ normal kuchlanishlar hosil bo'lib, kesimning har bir nuqtasidagi yakuniy kuchlanishni tashkil etuvchilarning algebraik yig'indisi sifatida aniqlash mumkin.

Egilish va buralish birgalikda ta'sir etganda har bir kuch omilini alohida ko'rish mumkin, lekin yakuniy natija, ya'ni yakuniy kuchlanishni yig'indi sifatida topish mumkin emas. Chunki egilishda brus ko'ndalang kesimlarida normal kuchlanishlar, buralishda esa urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi.

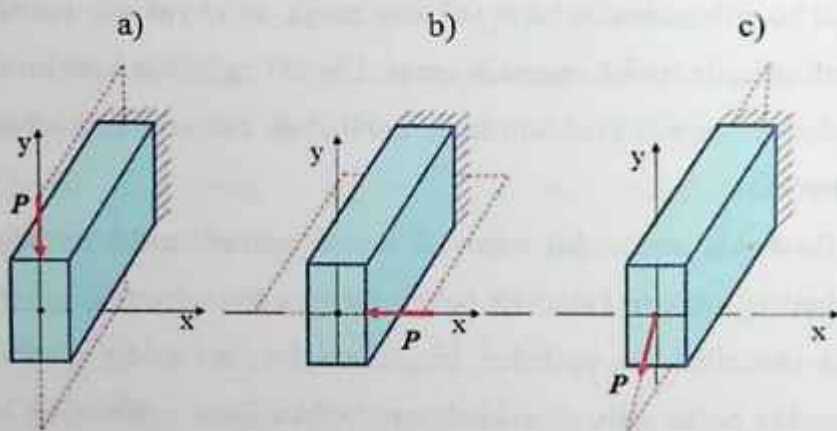
Bu holda materialni baholash uchun mustahkamlik nazariyasidan foydalanishga to'g'ri keladi (X bobga qarang), shu sababli, qiyshiq egilish hamda cho'zilish va egilishni birgalikdagi ta'siri oddiy qarshilikning favqulodda holati deb, murakkab qarshilikka faqat egilishning buralish bilan bir vaqtdagi ta'siri kiritiladi.

11.2. Qiyshiq egilish

Ichki kuchlar eguvchi momenti ta'sir tekisligi brus ko'ndalang kesimi bosh inersiya o'qlarining birortasi bilan ham ustma-ust tushmasa, qiyshiq egilish hosil bo'lishi yuqorida aytilgan edi. O'z navbatida, moment ta'sir tekisligi tashqi yuklar holatiga bog'liq bo'ladi.

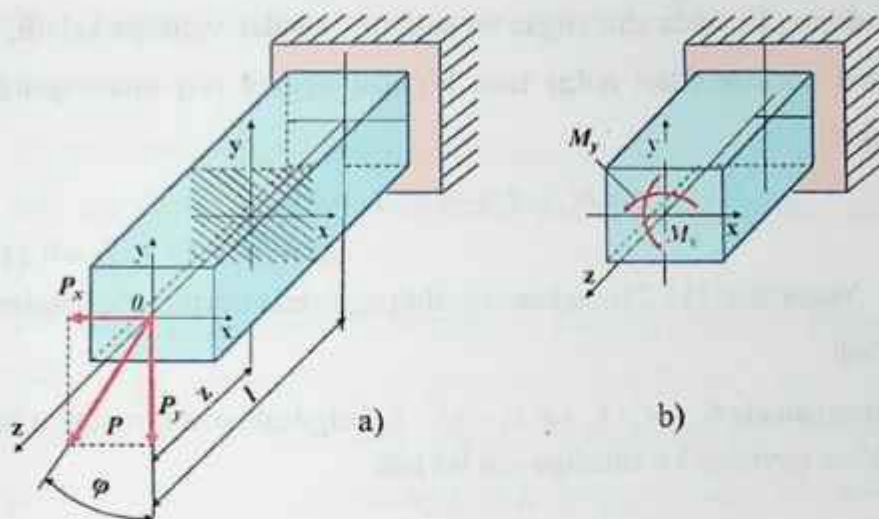
11.1a-rasmda moment ta'sir tekisligi y bosh markaziy o'qi orqali, 11.1b-rasmda esa x o'qi orqali o'tadi, mos ravishda bu hollarda to'g'ri ko'ndalang egilish yuzaga keladi, birinchi holda x o'qi, ikkinchi holda y o'qi neytral o'q bo'ladi. 11.1c-rasmda keltirilgan holda eguvchi moment ta'sir tekisligi ko'ndalang kesim bosh markaziy inersiya o'qlarining hech biri bilan mos kelmagani uchun *qiyshiq egilish* yuzaga keladi.

Konstruksiyalarda aksariyat hollarda ko'ndalang qiyshiq egilish hosil bo'lgani uchun, faqat ko'ndalang kesimida ikkita simmetriya o'qiga ega bo'lgan braslarni ko'ramiz.



11.1-rasm. Erkin uchiga P kuch qo'yilgan balkaning egilishi:
a) egilish tekisligi " y " o'qi bo'yicha mos tushadi; b) egilish tekisligi " x " o'qi bo'yicha mos tushadi; c) egilish tekisligi bosh o'qlarga mos tushmaydi.

Yuqorida aytib o'tilganidek, qiyshiq egilishni M_y va M_x momentlar hosil qiluvchi ikki ko'ndalang egilishga ajratish mumkin. Ular kattaligini aniqlash uchun har bir ko'ndalang kesimda M_y va M_x epyuralarini qurish kerak. Misol tariqasida 11.2-rasmda keltirilgan brusni ko'raylik.



11.2-rasm. Qiyshiq egilishdagi brus hisobi.

Tashqi yukni x, y o'qlariga proyeksiyalaymiz:

$$P_y = P \cos \varphi, P_x = P \sin \varphi$$

P_y kuchi ta'siridan M_x moment (x o'qi neytral o'q), P_x kuchi ta'siridan M_y moment (y o'qi neytral o'q) hosil bo'ladi. M_x va M_y epyuralarini quramiz.

Kuchlar ta'sirining mustaqillik tamoyiliga asosan ko'ndalang kesim nuqtalaridagi yakuniy kuchlanish M_x va M_y momentlar ta'siridan hosil bo'luvchi kuchlanishlar yig'indisiga teng, ya'ni:

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_y = M_x y / I_x + M_y x / I_y \quad (11.1)$$

bu yerda I_x, I_y – ko'ndalang kesim inersiya momentlari, M_x, M_y – ichki kuchlar momentlari, ular brusning har bir ko'ndalang kesimi uchun epyuralardan topiladi.

Har bir ko'ndalang kesim uchun I_x, I_y, M_x, M_y – kattaliklar o'zgar-mas bo'ladi. x va y koordinatalar normal kuchlanishlar taqsimoti tengla-masida birinchi darajada ishtirok etgani uchun brus ko'ndalang kesimi kuchlanish epyuralari to'g'ri chiziqli bo'ladi. To'g'ri egilishdagi kabi ko'ndalang kesimda cho'zilgan va siqilgan sohalar vujudga keladi, ular normal kuchlanishlari nolga teng bo'lgan neytral o'q bilan ajratiladi, ya'ni:

$$\sigma = M_x y / I_x + M_y x / I_y = 0 \text{ yoki} \\ M_x y / I_x + M_y x / I_y = 0 \quad (11.2)$$

Yuqoridagi (11.2) tenglama qiyshiq egilishda neytral o'q tenglamasi deyiladi.

Bu tenglamada $K_1 = M_y / I_y$ va $K_2 = M_x / I_x$ belgilashlarni kiritsak, u holda tenglama quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$K_1 x + K_2 y = 0$$

ya'ni kesim og'irlik markazida yotuvchi koordinatalar boshidan o'tuvchi to'g'ri chiziq tenglamasini beradi.

Neytral chiziqni hosil qilish uchun x koordinataga ixtiyoriy qiymat berib, y ning mos keluvchi koordinatasini (11.2) tenglamadan topiladi. Qiyshiq egilishda neytral o'q ko'ndalang kesimning markaziy inersiya o'qlari bilan mos tushmaydi va yakuniy eguvchi moment tekisligiga perpendikulyar emas.

Brus ko'ndalang kesimida hosil bo'luvchi kuchlanishning absolyut miqdori ruxsat etilgandan ortib ketmasligi kerak, ya'ni:

$$\sigma = M_x y / I_x + M_y x / I_y \leq [\sigma] \quad (11.3)$$

Ikkita simmetriya o'qiga ega bo'lgan ko'ndalang kesim uchun (11.3) ifodada $I_x / y_{\max} = W_x$ va $I_y / x_{\max} = W_y$ deb belgilab olsak, qiyshiq egilishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma = M_x / W_x + M_y / W_y \leq [\sigma] \quad (11.4)$$

Eng katta siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar neytral o'qdan eng uzoqdagi ko'ndalang kesim burchak nuqtalarida hosil bo'ladi. Absolyut miqdor jihatidan ikkita simmetriya o'qiga ega bo'lganda $\sigma_{\max}^{ch} = \sigma_{\max}^s$ bo'ladi. Mo'rt materialdan tayyorlangan bruslar uchun mustahkamlik shartiga $[\sigma]_{ch}$ qo'yish kerak.

Qiyshiq egilishdagi mustahkamlik sharti, xuddi to'g'ri egilishdagi kabi brus ko'ndalang kesimining kerakli o'lchamlarini topishga imkon beradi.

1-masala. 11.3-rasmda keltirilgan ko'ndalang kesimi to'g'ri to'rt-burchakli yog'och konsolning ko'ndalang kesimi o'lchamlarini topish talab etilsin. Yog'och uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 100 \text{ kg/sm}^2$. Berilgan P kuchning o'qlardagi proyeksiyalari quyidagicha bo'ladi:

$$P_y = P \cos 30^\circ = 1,74 \text{ t}, \quad P_x = P \sin 30^\circ = 1 \text{ t}$$

mos ravishda

$$M_x^{\max} = P_y l = 1,74 \text{ tm} = 174000 \text{ kg} \cdot \text{sm}$$

$$M_y^{\max} = P_x l = 1 \text{ tm} = 100000 \text{ kg} \cdot \text{sm}$$

qarshilik momentlari

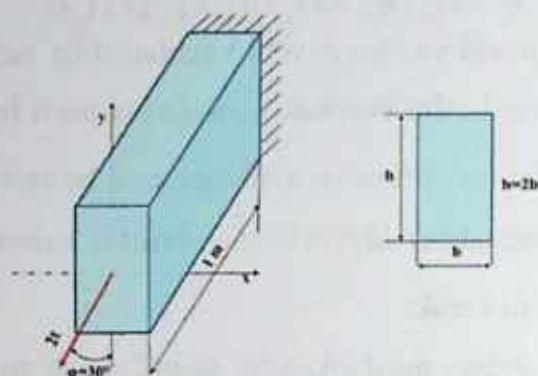
$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{4b^3}{6} = 0,667b^3 \quad W_y = \frac{b^2h}{6} = \frac{2b^3}{6} = 0,333b^3.$$

Mustahkamlik shartidan foydalanib, brusning ko'ndalang kesim o'lchamlarini aniqlaymiz

$$174000 \text{ kg} \cdot \text{sm} / 0,666b^3(\text{sm}^3) + 100000 \text{ kg} \cdot \text{sm} / 0,333 b^3(\text{sm}^3) \leq 100 \text{ kg} \cdot \text{sm}^2$$

$$b^3 = 5615,61 \text{ sm}^3, \quad b = 17,77 \text{ sm}, \quad h = 35,54 \text{ sm}.$$

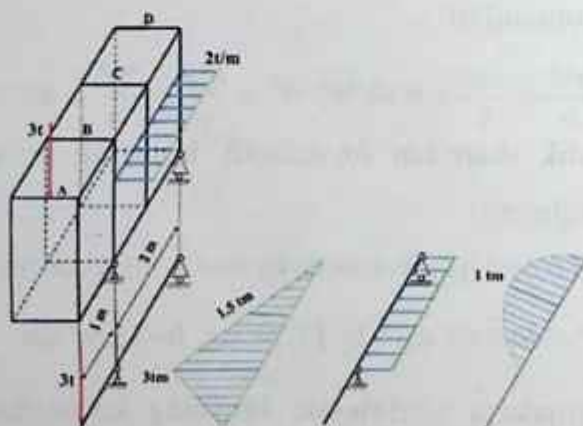
Olingan natijalarni yaxlitlasak, brusning ko'ndalang kesim o'lchamlari $b = 18 \text{ sm}$, $h = 36 \text{ sm}$ ga teng bo'ladi.



11.3-rasm.

Bruslarni qiyshiq egilishga hisoblashning o'ziga xos jihati shundan iboratki, M_x va M_y eguvchi momentlar epyurasi tashqi ko'rinishidan eng katta kuchlanish hosil bo'luvchi kesim, ya'ni xavfli kesim holatini aniqlab bo'lmaydi. Ko'rilayotgan masalada xavfli kesim holati ko'rinib turibdi. Chunki M_x va M_y lar eng katta qiymatlarga qistirib mahkamlangan joyda erishadi, ammo boshqa hollar bo'lishi ham mumkin. Bunga quyidagi misolni ko'rib chiqamiz.

2-masala. Ikkita tayanchda yotuvchi 11.4-rasmda sxemasi keltirilgan balkaning hisobini ko'ramiz.



11.4-rasm. Ikkita tayanchda yotuvchi balkaning hisobi.

Eguvchi momentlar epyurasidan balkaning AB qismida qiyshiq egilish, BD qismida esa ko'ndalang egilish vujudga kelishi ko'rinib turibdi. Epyuralar shaklidan M_x va M_y lar yetarli darajada katta qiymatga erishadigan C nuqta yoki M_y qiymati nolga teng, ammo M_x – max ga erishadigan B nuqta yotishi mumkin bo'lgan ko'ndalang kesim holatini aniqlab bo'lmaydi. Bu holda xavfli kesim holatini aniqlash uchun balkaning barcha xarakterli nuqtalardagi kuchlanishlarni topish kerak.

Qarshilik momentlari $W_x=0,666b^3$, $W_y=0,333b^3$ (oldingi masalaga qarang).

B nuqtadan o'tuvchi kesimdagi eng katta kuchlanish

$$\sigma_B = \frac{300000 \text{ kg} \cdot \text{sm}}{0,666b^3} = \frac{450000}{b^3}.$$

C nuqtadan o'tuvchi kesimdagi eng katta kuchlanish

$$\sigma_C = \frac{150000 \text{ kg} \cdot \text{sm}}{0,666b^3} + \frac{100000}{0,333b^3} = \frac{525000}{b^3}.$$

C nuqtadagi kuchlanish katta bo'lgani uchun mustahkamlik shartiga $525000/b^3$ kattalikni qo'yish kerak.

Masalan, yog'och balka uchun

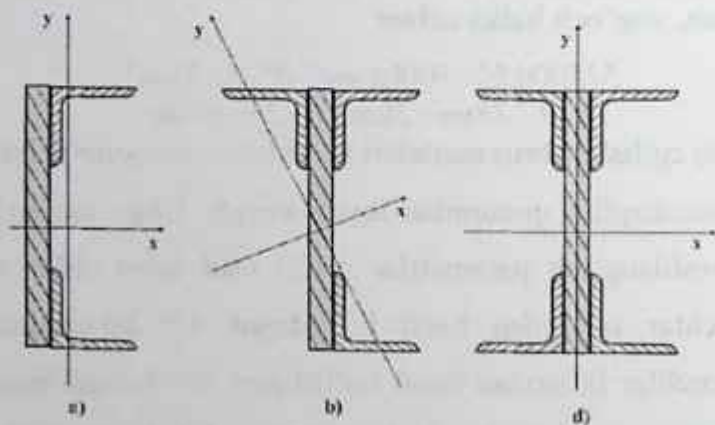
$$\begin{aligned} 525000/b^3 &= 100 \text{ kg/sm}^3, \quad b^3 = 5250 \text{ sm}^3 \\ b &= 17,38 \text{ sm} = 20 \text{ sm}, \quad h = 2b = 40 \text{ sm}. \end{aligned}$$

Qiyshiq egilishda brus nuqtalari ko'chishlarini topish uchun kuchlar ta'sirining mustaqillik qonunidan foydalaniladi. Unga asosan ixtiyoriy (masalan, boshlang'ich parametrlar usuli) usul bilan oldin nuqtaning vertikal kuchlar ta'siridan hosil bo'ladigan Δ^{ver} ko'chishini, keyin gorizonta'l kuchlar ta'siridan hosil bo'ladigan Δ^{gor} ko'chishini topiladi. Brus o'qi nuqtasining to'la ko'chishi quyidagi ifodadan topiladi.

$$\Delta = \sqrt{(\Delta^{ver})^2 + (\Delta^{gor})^2} \quad (11.5)$$

Xarakterli tomoni shundaki, ko'pincha, balkaning gorizontal solqiligi, vertikalga nisbatan ikki marta ortiq bo'ladi. Solqiliklardagi farq kesim balandligi va kengligi nisbati oshishi bilan ko'payadi, demak, kuchlanish ham ortadi.

Kesimlardagi bosh inersiya momentlari bir-biridan sezilarli farq qiluvchi balkalar eng katta bikrlilik tekisligida yaxshi ishlaydi (baland to'g'ri to'rtburchaklar, qo'shtavrlar, shvellerlar), ammo qiyshiq egilishga ishlashga yaramaydi. Shu sababli, tashqi kuchlar tekisligini balka ko'ndalang kesimi bosh markaziy o'qi bilan aniq mos keltirish qiyin bo'lgan hollarda, balka yonlama deformatsiyalariga ega bo'lmasligi uchun qo'shimcha konstruktiv usullar (masalan, gorizontal bog'lanishlar qo'yish) qo'llashi lozim. Mavjud konstruksiyani ehtiyotsizlik oqibatida kuchaytirish, ayniqsa, xavfli bo'lishi mumkin. N.M. Belyaev list va ikki burchakli shvellersimon balkani (11.5a-rasm) yoz tekisligida joylashgan yuklamaga ishlayotganda qo'shimcha burchak payvandlash orqali kuchaytirilganini keltiradi (11.5b-rasm).



11.5-rasm. Bir necha elementdan tarkib topgan balka:

- a) list va ikki teng yonli burchaklikdan tashkil topgan shvellersimon balka;
- b) list va uchta teng yonli burchaklikdan tashkil topgan balka;
- d) list va to'rtta teng yonli burchaklikdan iborat simmetrik balka.

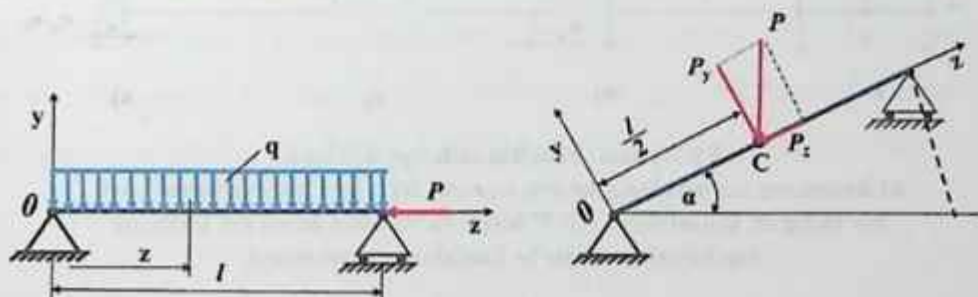
Bu hol bosh o'qlarning tashqi kuchlar tekisligiga og'ishiga va balkaning yon tomonida ko'zda tutilmagan deformatsiyalanishiga olib kelgan (11.5b-rasm).

Shu sababli tasodifiy omillar natijasida hosil bo'lishi mumkin bo'lgan qiyshiq egilishlarda $I_x = I_y$ bo'lgan profillarni qo'llash kerak. Eslatib o'tamiz, $I_x = I_y$ bo'lgan holda, profil ikkitadan ortiq simmetriya o'qiga ega bo'ladi (doira, kvadrat va boshqalar) va unda qiyshiq egilish yuzaga kelmaydi.

11.3. Egilish va cho'zilish (siqilish)ning birgalikdagi ta'siri

Egilish va cho'zilish (siqilish)ning birgalikdagi ta'siridagi murakkab qarshilikda normal kuchlanishni topish masalasini egilishdagi normal kuchlanishni topish va cho'zilish yoki siqilishdagi kuchlanishlarni topishdan iborat ikki qismga ajratish mumkin. Brus kesimi har bir nuqtasidagi to'la kuchlanish yuqoridagi aytilgan kuchlanishlar algebraik yig'indisiga teng.

Amalda brus egilish bilan birga cho'zilish yoki siqilish ta'sirida ham bo'ladi. Bu hol balkaga bir nechta bo'ylama va ko'ndalang kuchlar yoki faqat bitta kuch ta'sir etganida ro'y beradi (11.6-rasm).



11.6-rasm.

Odatda, egilishdagi urinma kuchlanishlarni e'tiborga olmay, faqat normal kuchlanishlar topiladi. Chunki urinma kuchlanish normal kuchlanishga nisbatan juda kichik.

Masalan, 11.6a-rasmda tasvirlangan holat uchun balkaning chap tayanchidan z masofadagi kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi q yuk ta'siridan

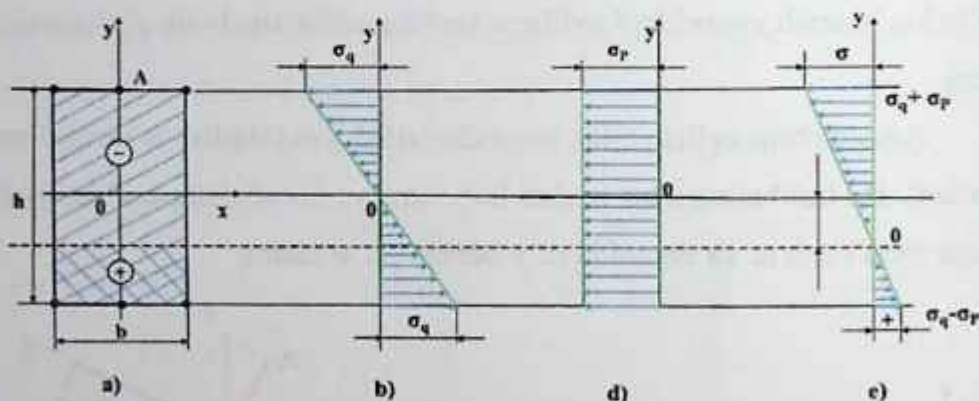
hosil bo'ladigan normal kuchlanishlar $\sigma_q = \frac{M_x y}{I_x}$ va P kuchi ta'siridan

siqilishdagi kuchlanish (ko'ndalang kesim yuzasi bo'ylab tekis taqsimlangan) barcha kesimlar uchun bir xil $\sigma_p = -\frac{N}{F}$ ga teng.

U holda, to'la kuchlanish quyidagi ifoda yordamida topiladi:

$$\sigma = -\frac{N}{F} + \frac{M_x y}{I_x} \quad (11.6)$$

Bu kuchlanishlar epyuralari 11.7 b,d,e-rasmlarda ko'rsatilgan.



11.7-rasm. Kuchlanish epyuralari:

- a) brusning ko'ndalang kesim yuzasi; b) q kuch ta'siridan hosil bo'ladigan kuchlanish; d) P kuch ta'siridan hosil bo'ladigan kuchlanish; e) to'la kuchlanish epyurasi.

Qiyshiq egilish va cho'zilish yoki siqilishning bir paytdagi ta'siri uchun brusning ixtiyoriy nuqtasidagi kuchlanish uchun umumiy formula quyidagicha yoziladi:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y} \quad (11.7)$$

(11.7) tenglamadagi (+) ishora turli kuch omillaridan hosil bo'layotgan kuchlanishlar yig'indisi olinganini bildiradi. Bunda, agar N kuch cho'zuvchi bo'lsa, musbat va siquvchi bo'lsa, manfiy olinadi. Agar M_x va M_y lar kesimning birinchi choragida cho'zuvchi kuchlanishlarni hosil qilsa, musbat ishora olinadi.

Neytral o'q tenglamasini (11.7) ifodada kuchlanishni nolga tenglab olish mumkin:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y} = 0. \quad (11.8)$$

(11.8) tenglamaga kiruvchi neytral o'q o'tgan ko'ndalang kesim nuqtalari koordinatalari birinchi darajada bo'lgani uchun, neytral o'q to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi.

$x = y = 0$ holda (11.8) tenglama bajarilmaydi, demak, neytral o'q kesim og'irlik markazidan o'tmaydi. Odatda, neytral o'qni qurish uchun bosh inersiya o'qlari yotgan kesim bilan neytral o'q kesishgan nuqtaning holati aniqlanadi. Qiyshiq egilishdagi kabi brus kesimi ikkita simmetriya o'qi bir paytning o'zida bosh markaziy o'qlar hisoblanadi. Neytral o'qning x o'qi bilan kesishish nuqtasida y qiymati nolga teng bo'ladi.

Mos ravishda (11.8) ifodadan x_0 koordinatasi

$$x_0 = \frac{-N \cdot I_y}{F \cdot M_y} \quad (11.9 a)$$

hamda

$$y_o = \frac{-N \cdot I_x}{F \cdot M_x} \quad (11.9 \text{ b})$$

M_x yoki M_y nolga teng bo'lgan holda, neytral o'q egilishidagi neytral o'qqa parallel bo'ladi (11.8-rasmdadi kabi).

Absolyut miqdor jihatidan eng katta kuchlanishlar neytral o'qdan eng uzoqdagi ko'ndalang kesim burchak nuqtalarida hosil bo'ladi va ular bir xil yoki turli ishorali bo'lishi mumkin. Eng katta siquvchi kuchlanishlar miqdor jihatidan cho'zuvchi kuchlanishlarga teng bo'lmaydi.

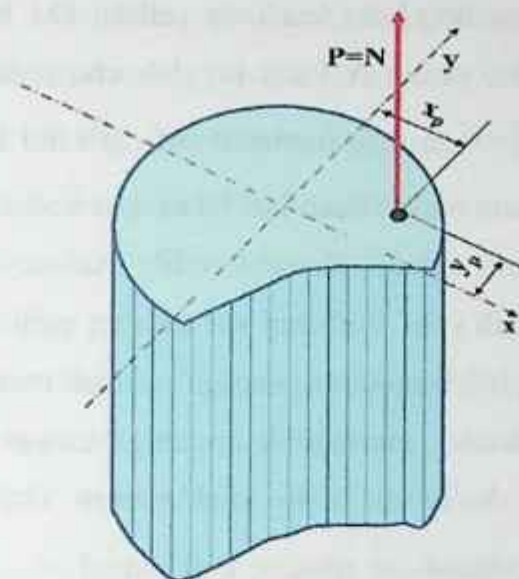
Egilish va cho'zilish (siqilish)ning birgalikdagi ta'siridagi mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi

$$\sigma^{\max} = \frac{N}{F} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad (11.10)$$

Bunda, plastik materiallar uchun eng katta kuchlanishning absolyut miqdorini topib, uni ruxsat etilgan kuchlanish bilan solishtirish yetarli. Mo'rt materiallar uchun esa eng katta siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlarni aniqlab, olingan natijani mustahkamlik shartiga qo'yish kerak bo'ladi.

11.4. Markaziy qo'yilmagan bo'ylama kuchning ta'siri

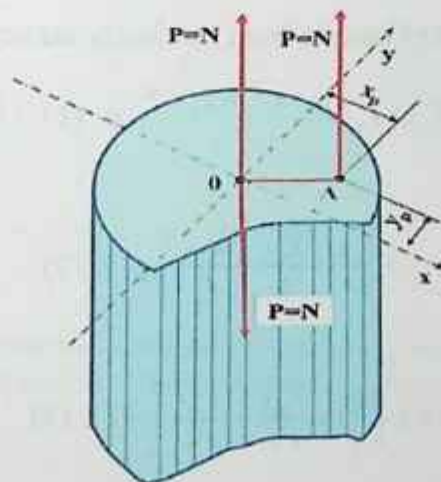
Qo'yilish nuqtasi brus ko'ndalang kesimi og'irlik markazidan o'tmaydigan cho'zuvchi yoki siquvchi bo'ylama kuch ta'sirida markaziy bo'lmagan cho'zilish yoki siqilish paydo bo'ladi (11.8-rasm).



11.8-rasm. Markaziy bo'lmagan cho'zilish.

Bo'ylama kuch qo'yilgan A nuqta qutb deb ataladi. Qutbning $x_r y_r$ o'qlar sistemasidagi (kesim bosh markaziy inersiya o'qlari) koordinatalari kuch qo'yilgan nuqtasining eksentrisitetlari deb ataladi va ba'zan e_x, e_y orqali belgilanadi.

Nazariy mexanika qoidalaridan foydalanib, kuchni kesim og'irlik markaziga ko'chiramiz (11.9-rasm).



11.9-rasm. Qo'yilgan kuchni markazga keltirish.

Bu holda brus bo'ylama kuch va yelkasi OA bo'lgan juft kuch ta'sirida bo'ladi. Bo'ylama N kuch bo'ylab cho'zishni, juft kuch esa momenti $M = P \cdot |OA|$ ga teng momenti sof egilishni hosil qiladi. Agar OA chiziq koordinata o'qlari hech biri bilan mos tushmasa, juft kuch sof qiyshiq egilish hosil qiladi. Shunday qilib, umumiy holda markaziy bo'lmagan cho'zilish yoki siqilishni sof qiyshiq egilish va o'q bo'ylab cho'zilish yoki siqilish birgalikda ta'siriga keltirish mumkin.

Kuchlar ta'sirining mustaqillik qonuniga asosan brus ko'ndalang kesimlarida hosil bo'luvchi to'la kuchlanishni cho'zilishdagi (siqilishdagi) σ_N kuchlanish va qiyshiq egilishdagi $\sigma_{M_x} + \sigma_{M_y}$ kuchlanish yig'indisi sifatida aniqlash mumkin:

$$\sigma = \sigma_N + \sigma_{M_x} + \sigma_{M_y} = \frac{N}{F} + \frac{M_x y}{I_x} + \frac{M_y x}{I_y} \quad (11.11)$$

(11.11) ifoda egilish va cho'zilishni (siqilish) birgalikda ta'sir etgandagi kuchlanishni aniqlash (11.7) ifodasi bilan birxilligi ko'rinib turibdi.

Yuqoridagi ifodada $M_x = N \cdot Y_p$, $M_y = N \cdot X_p$ o'zgartirish kirit-sak (11.9-rasimga qarang) hamda bosh markaziy inersiya o'qlariga nisba-tan inersiya raduslari $i_x^2 = I_x / F$, $i_y^2 = I_y / F$ ni (11.11) ifodaga qo'ysak, quyidagini olamiz:

$$\sigma = N \left(\frac{1}{F} + \frac{Y_p y}{I_x} + \frac{X_p x}{I_y} \right) \quad (11.12)$$

yoki

$$\sigma = \pm \frac{N}{F} \left[1 + \frac{Y_p y}{i_x^2} + \frac{X_p x}{i_y^2} \right] \quad (11.13)$$

Bu yerda, N – bo'ylama ichki kuch, F - ko'ndalang kesim yuzasi, i_x^2, i_y^2 – kesim bosh inersiya o'qiga nisbatan inersiya radiuslari kvadratlari, x_P, y_P – P kuch qo'yilish nuqtasining koordinatalari. x va y lar kuchlanishi aniqlanayotgan nuqta koordinatalari bo'lgani uchun o'zgaruvchi kattalik hisoblanadi. N kuch oldidagi ishora uni siquvchi (–) yoki cho'zuvchi (+) ekanligini anglatadi.

Turli shakllarning bosh markaziy inersiya o'qlariga nisbatan inersiya radiuslari quyidagicha:

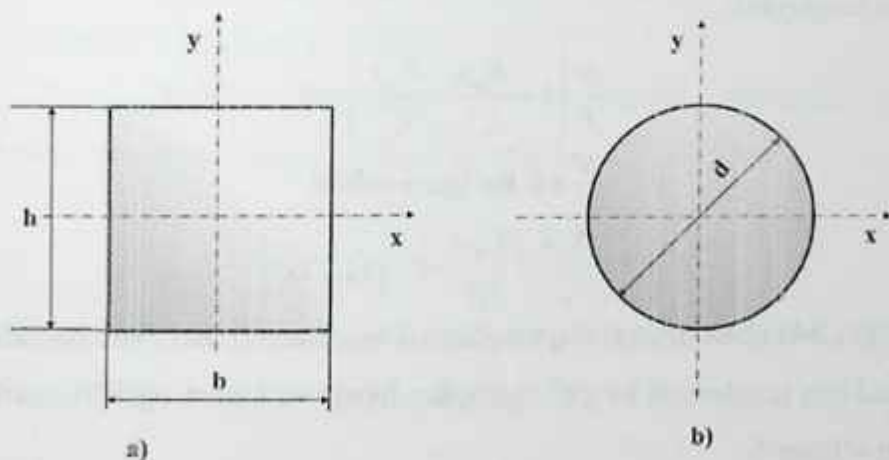
– to'g'ri to'rtburchak uchun (11.14a-rasm)

$$i_x = \sqrt{\frac{bh^3}{12bh}} = 0,29h; \quad i_y = \sqrt{\frac{b^3h}{12bh}} = 0,29b;$$

– doira uchun (11.14b-rasm)

$$i_x = i_y = \sqrt{0,05d^4 / 0,8d^2} = 0,25d.$$

Prokat profillar uchun bosh markaziy inersiya o'qlariga nisbatan inersiya radiuslari sortament jadvalidan (ilovadan) olinadi.



11.10-rasm. Brusning ko'ndalang kesimlari:
a) to'g'ri to'rtburchakli; b) doirasimon.

N kuchi ishorasi orqali markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilish bir-biridan farq qiladi, shu sababli kelgusida "markaziy bo'lmagan cho'zilish-siqilish" so'zi o'rniga "markaziy bo'lmagan siqilish" so'zini ishlatamiz. Chunki markaziy bo'lmagan siqilish o'q bo'ylab siqish va sof qiyshiq egilish birgalikda ta'sirini ifodalagani uchun hisoblash natijalari ixtiyoriy ko'ndalang kesimlar uchun, ularda simmetriya o'qlari bor-yo'qligidan qat'i nazar o'rinli bo'ladi.

Markaziy bo'lmagan siqilishda ko'ndalang kesim tekisligi bo'ylab normal kuchlanishlar taqsimoti epyurasi kuch ishorasi bilan mos kelishi yoki mos kelmasligi mumkin. Epyuraning ko'rinishi kuchning miqdoriga bog'liq bo'lmay, kuch qo'yilish nuqtaning koordinatalariga bo'g'liq bo'ladi. Kesimda cho'zilish va siqilish holatlari ro'y berganda ularni neytral o'q ajratib turadi.

Neytral o'q tenglamasini topish uchun (11.13) ifodada kuchlanishni nolga tenglaymiz.

$$\pm \frac{N}{F} \left[1 + \frac{X_p x}{I_x^2} + \frac{Y_p y}{I_y^2} \right] = 0$$

$$\frac{N}{F} \neq 0 \text{ bo'lgani uchun}$$

$$1 + \frac{X_p x}{I_x^2} + \frac{Y_p y}{I_y^2} = 0. \quad (11.14)$$

(11.14) ifoda neytral o'q tenglamasi hisoblanadi. Ko'rinib turibdiki, neytral o'q tenglamasi to'g'ri chiziqdan iborat va kesim og'irlik markazidan o'tmaydi.

Neytral o'qni qurish uchun uning x, y o'qlari bilan kesishish nuqtalari koordinatlarini topish qulayroq. x o'qi bilan kesishganda y koordinata, y o'qi bilan kesishganda esa x koordinata nolga teng bo'ladi.

(11.14) tenglamadan x_0, y_0 koordinata o'qlaridan neytral o'q kesgan uchastka mos ravishda

$$x_0 = -\frac{i_y^2}{X_p}, \quad y_0 = -\frac{i_x^2}{Y_p} \quad (11.15)$$

ga teng.

(11.15) ifodadagi $(-)$ ishora x_0, y_0 koordinatalari kuch qo'yilgan nuqta koordinatalariga qarama-qarshi, ya'ni neytral o'q ko'ndalang kesim qutb joylashganga qarama-qarshi tomonida birinchi choragidan o'tishini anglatadi.

(11.15) ifodadan aniqlangan neytral chiziqli holati kesim tashqarisidan o'tganda kesimda bir xil ishorali kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bu holda bitta mustahkamlik sharti ishlatiladi.

Materiallar qarshiligining boshqa masalalari kabi markaziy bo'l-magan siqilishda ham brus ko'ndalang kesim kerakli o'lchamlarini topish mumkin. Masalan 11.11-rasmda sxemasi keltirilgan cho'yan brus kerakli o'lchamlarini aniqlash talab etilsin.

(11.13) ifodadan foydalanib brus ko'ndalang kesimida hosil bo'luvchi eng katta kuchlanishlarni aniqlaymiz:

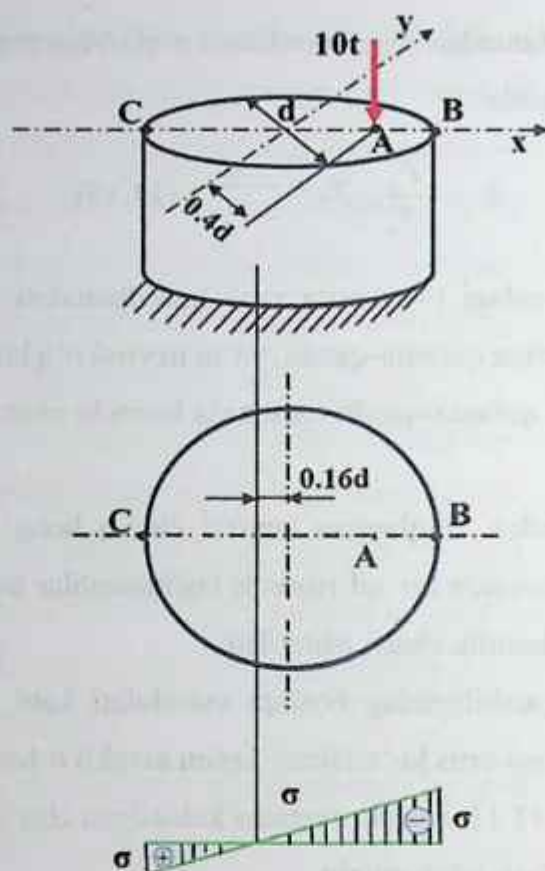
$$\sigma = \frac{N}{F} \left[1 + \frac{x_p x}{i_x^2} + \frac{y_p y}{i_y^2} \right].$$

Berilganlar: $N = -10000 \text{ kg}$; $F = \pi d^2 / 4 = 0,8 d^2$, $x_p = 0,4 d$, $y_p = 0$.

$[\sigma]_r = 1200 \text{ kg/sm}^2$ va $[\sigma]_h = 500 \text{ kg/sm}^2$ (1.1-jadvaldan)

$$i_x = i_y = 0,25d, \quad i_x^2 = i_y^2 = 0,0625d^2$$

$x_0 = 0$ neytral o'q holatini aniqlaymiz: $y_0 = -0,0625d^2/0 = \infty$.



11.11-rasm. Berilgan cho'yan brus uchun ko'ndalang kesim o'lchamlarini aniqlash.

Demak, neytral o'q x o'qiga perpendikulyar.

$$x_0 = -0,0625d^2/0,4d = -0,16d$$

Eng katta siquvchi kuchlanishlar B nuqtada ($x_B = 0,5d$), eng katta cho'zuvchi kuchlanishlar C nuqtada ($x_C = -0,5d$) yuzaga keladi.

$$\sigma_{\max}^s = \frac{-10000}{0,8d^2} \left[1 + \frac{(0,4d)(0,5d)}{0,0625d^2} \right] = -\frac{52500}{d^2}$$

$$\sigma_{\max}^{ch} = \frac{-10000}{0,8d^2} \left[1 + \frac{(0,4d)(-0,5d)}{0,0625d^2} \right] = \frac{27500}{d^2}$$

Bu kuchlanishlarni ruxsat etilgan kuchlanishlarga tenglab, d ning kerakli qiymatini aniqlaymiz.

1. Siqilishdagi mustahkamlik shartidan

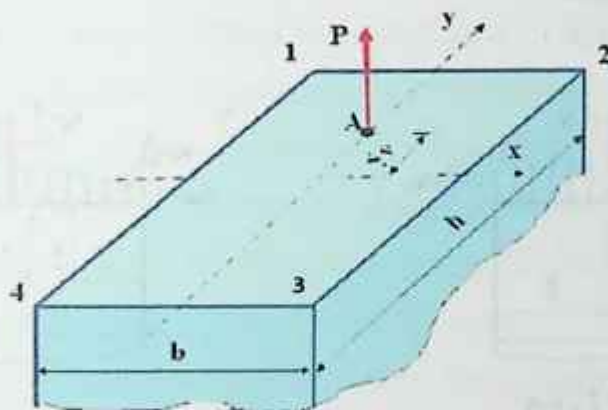
$$52500/d^2 = 1200 \rightarrow d^2 = 43,75 \text{ sm}^2, d = 6,7 \text{ sm.}$$

2. Cho'zilishdagi mustahkamlik shartidan

$$27500/d^2 = 500 \rightarrow d^2 = 55 \text{ sm}^2, d = 7,5 \text{ sm.}$$

Aniqlangan diametrning ikkala qiymatidan kattasi $d = 7,5 \text{ sm} = 75 \text{ mm}$ ni qabul qilamiz.

3-masala. Markaziy bo'lmagan kuch qo'yilgan, A qutb bosh inersiya o'qlari birida, masalan, y o'qida yotgan, kesimi to'g'ri to'rtbur-chakdan iborat bo'lgan xususiy holni ko'rib chiqaylik (11.12-rasm).



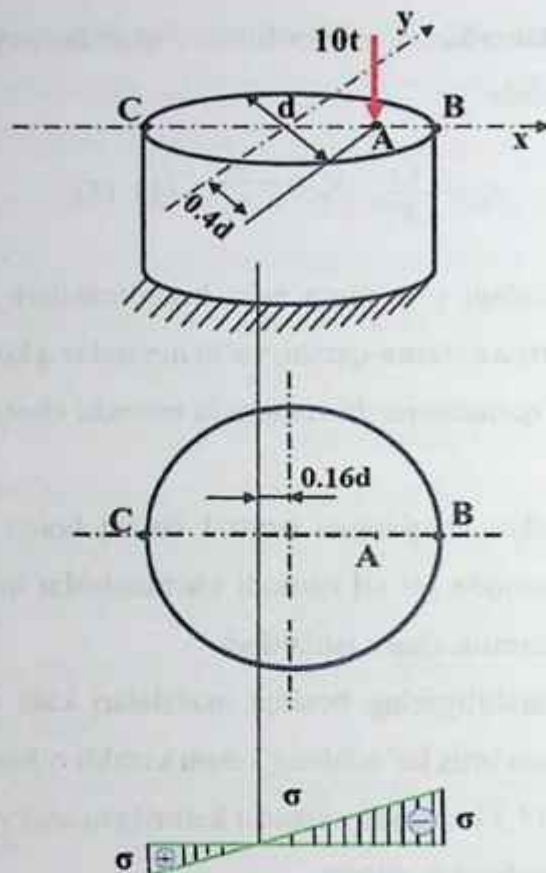
11.12-rasm. Kuch simmetriya o'qlarining birida yotgan xususiy hol.

Geometrik xarakteristikalar $F = bh$, $i_x^2 = h^2/12$, $N = P$ ni e'tiborga olsak, (11.13) ifoda quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\sigma = \frac{N}{bh} \left[1 + \frac{12y_p y}{h^2} \right]$$

kesim 1–2 qirrasi bo'ylab $y_p = h/2$ da $\sigma_{\max}^{ch} = \frac{N}{bh} \left[1 + \frac{6y}{h} \right]$ ga teng bo'lgan eng katta cho'zuvchi kuchlanishlar, 3–4 qirrasi bo'ylab

$\sigma_{\max}^s = \frac{N}{bh} \left[1 - \frac{6y}{h} \right]$ ga teng eng katta siquvchi kuchlanishlar hosil bo'ladi.



11.11-rasm. Berilgan cho'yan brus uchun ko'ndalang kesim o'lchamlarini aniqlash.

Demak, neytral o'q x o'qiga perpendikulyar.

$$x_0 = -0,0625d^2/0,4d = -0,16d$$

Eng katta siquvchi kuchlanishlar B nuqtada ($x_B = 0,5d$), eng katta cho'zuvchi kuchlanishlar C nuqtada ($x_C = -0,5d$) yuzaga keladi.

$$\sigma_{\max}^s = \frac{-10000}{0,8d^2} \left[1 + \frac{(0,4d)(0,5d)}{0,0625d^2} \right] = -\frac{52500}{d^2}$$

$$\sigma_{\max}^{ch} = \frac{-10000}{0,8d^2} \left[1 + \frac{(0,4d)(-0,5d)}{0,0625d^2} \right] = \frac{27500}{d^2}$$

Bu kuchlanishlarni ruxsat etilgan kuchlanishlarga tenglab, d ning kerakli qiymatini aniqlaymiz.

1. Siqilishdagi mustahkamlik shartidan

$$52500/d^2 = 1200 \rightarrow d^2 = 43,75 \text{ sm}^2, d = 6,7 \text{ sm.}$$

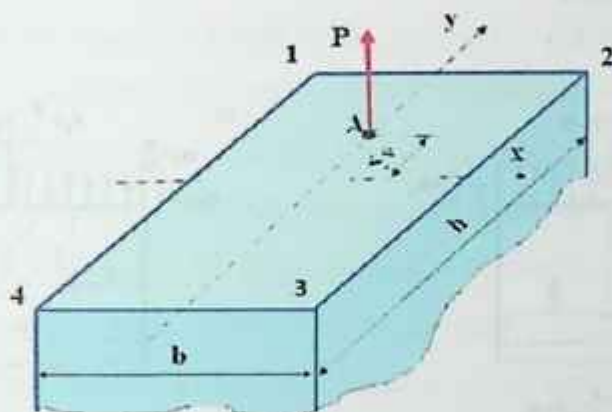
2. Cho'zilishdagi mustahkamlik shartidan

$$27500/d^2 = 500 \rightarrow d^2 = 55 \text{ sm}^2, d = 7,5 \text{ sm.}$$

Aniqlangan diametrning ikkala qiymatidan kattasi $d = 7,5 \text{ sm} = 75 \text{ mm}$

ni qabul qilamiz.

3-masala. Markaziy bo'lmagan kuch qo'yilgan, A qutb bosh inersiya o'qlari birida, masalan, y o'qida yotgan, kesimi to'g'ri to'rtbur-chakdan iborat bo'lgan xususiy holni ko'rib chiqaylik (11.12-rasm).



11.12-rasm. Kuch simmetriya o'qlarining birida yotgan xususiy hol.

Geometrik xarakteristikalar $F = bh$, $i_x^2 = h^2/12$, $N = P$ ni e'tiborga olsak, (11.13) ifoda quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\sigma = \frac{N}{bh} \left[1 + \frac{12y_p y}{h^2} \right]$$

kesim 1–2 qirrasi bo'ylab $y_p = h/2$ da $\sigma_{\max}^{ch} = \frac{N}{bh} \left[1 + \frac{6y}{h} \right]$ ga teng

bo'lgan eng katta cho'zuvchi kuchlanishlar, 3–4 qirrasi bo'ylab

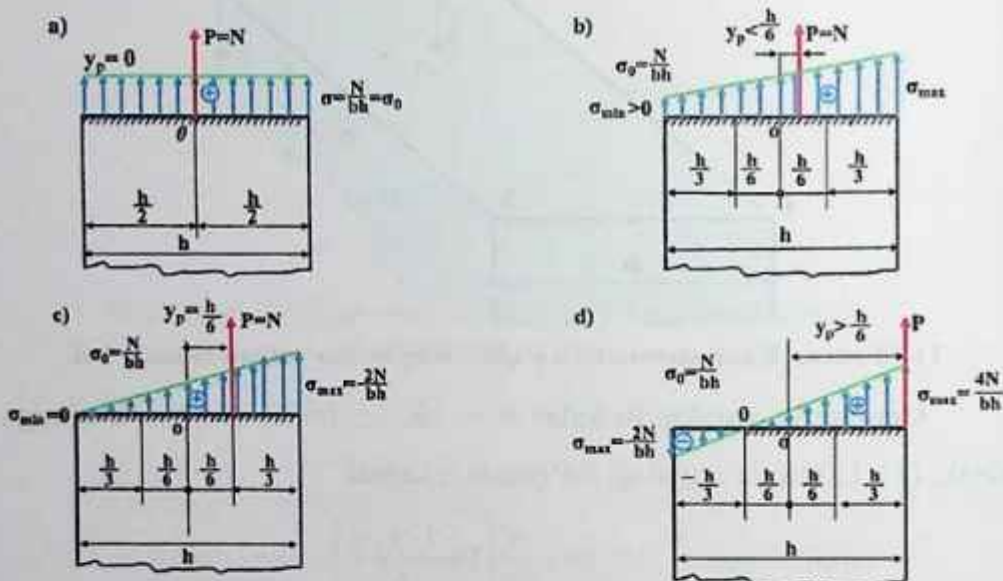
$\sigma_{\max}^s = \frac{N}{bh} \left[1 - \frac{6y}{h} \right]$ ga teng eng katta siquvchi kuchlanishlar hosil bo'ladi.

Ko'ndalang kesimning har bir nuqtasidagi kuchlanish kattaligi y_p ordinata orqali aniqlanuvchi A qutb holatiga bog'liq ekanligi ko'rinib turibdi. $y_p=h/2$ bo'lganda 1–2 qirrada $\sigma_{max}^r = 4N/6h$,

$y_p=h/2$ bo'lganda 3–4 qirrada $\sigma_{max}^s = \frac{2N}{bh}$. $y_p=h/2$ bo'lganda A qutb

kesim og'irlik markazi bilan ustma-ust tushadi va P kuch kuchlanishi $\frac{N}{bh}$ ga teng bo'lgan o'q bo'ylab cho'zilish hosil qiladi.

A nuqtaning holatiga bog'liq ravishda taqsimot epyurasi 11.13-rasmda keltirilgan.



11.13-rasm. Kuchlarni kesim yadrosiga qo'yilishida kuchlanishlarning o'zgarishi: a) kuch markaziy qo'yilgan; b) kuch kesim yadrosi ichiga qo'yilgan; c) kuch kesim yadrosi chegarasiga qo'yilgan; d) kuch kesim yadrosidan tashqariga qo'yilgan.

11.5. Kesim yadrosi

Umumiy holda neytral o'q kesimdan yoki undan tashqaridan ham o'tishi mumkin. Agarda P kuch og'irlik markaziga qo'yilgan bo'lsa, unda neytral o'q cheksizdan o'tadi. Chunki kuchlanish kesim bo'ylab bir xil taralgan bo'ladi. Ekstentrisitet e -ning qiymatini oshirishimiz bilan neytral o'q kesim yuzasiga yaqinlashadi va biror qiymatda yuzaga tegib o'tadi. Ekstentrisitet qiymatining keyingi oshishi natijasida esa neytral o'q kesimni kesib o'tadi va kesimda hosil bo'ladigan normal kuchlanish ikki xil ishoraga ega bo'ladi. Neytral o'qdan bir tomonda siquvchi, ikkinchi tomonda esa cho'zuvchi xarakterga ega bo'ladi. Cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatadigan materiallar uchun (g'isht, beton, cho'yan) bu maqsadga muvofiq emas. Shuning uchun kesim markazida shunday yuzani aniqlash kerakki bu yuzaga kuch qo'yilganda butun kesim yuzasi bo'ylab bir xil ishorali normal kuchlanish hosil bo'lsin. Kesimning bunday yuzasi – kesim yadrosi deyiladi.

Kesim yadrosi deb – kesimning shunday bir markaziy sohasiga aytiladiki, uning ixtiyoriy nuqtasiga qo'yilgan kuch brus ko'ndalang kesimining barcha nuqtalarida kuch ishorasi bilan bir xil kuchlanish hosil qiladi.

Agar kuch kesim yadrosidan tashqariga qo'yilgan bo'lsa, u holda ko'ndalang kesimda siqiluvchi va cho'ziluvchi kuchlanishlar hosil bo'ladi (11.13-rasm). Agar kuch kesim yadrosi chegarasiga qo'yilgan bo'lsa, u holda neytral o'q kesim konturiga urinadi (nuqtada yoki chiziq bo'ylab), urinish nuqtasida normal kuchlanishlar nolga teng bo'ladi (11.13c-rasm).

Cho'zuvchi kuchlanishlarni yomon qabul qiladigan materiallardan tayyorlangan elementlarni markaziy bo'lmagan siqilishga hisoblashda kesim yadrosining shakli va o'lchamlarini bilish muhim hisoblanadi. Bu

holat kuchlanishlarni hisoblamasdan siquvchi kuch eksentrisiteti asosida ko'ndalang kesimda cho'zuvchi kuchlanishlar paydo bo'lishi yoki bo'lmasligini aniqlashga imkon beradi.

Kesim yadrosini quyidagi tartibda qurish tavsiya etiladi:

1. Og'irlik markazi, y, z bosh markaziy inersiya o'qlari holati, I_y, I_z – bosh inersiya momentlari qiymatlari va i_y^2, i_z^2 – inersiya radiusi kvadratlari aniqlanadi.

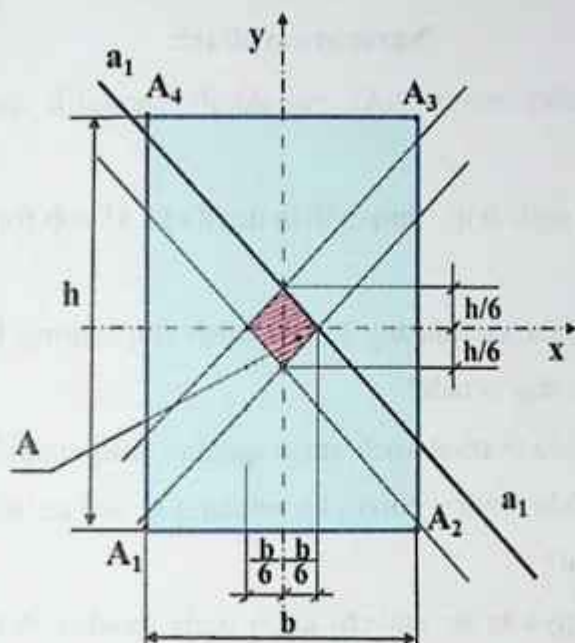
2. Agar kesim ko'pburchak ko'rinishida bo'lsa, u holda uning burchaklari uchlarini qutb deb olib, har bir qutb uchun neytral o'q holati aniqlanadi. Bunda, neytral o'qlari bilan chegaralangan kontur kesim yadrosi chegarasi bo'ladi.

To'g'ri to'rtburchak kesim yadrosini ko'raylik (11.14-rasm). To'g'ri to'rtburchakning A_1 uchini qutb deb qabul qilamiz va uning koordinatalari $y=y_p=-h/2, x=x_p=-b/2$ bo'ladi.

(11.15) ifodadan foydalanib, koordinata o'qlaridan a_1, a_1 neytral o'q kesgan bu qutbga mos kesimni aniqlaymiz:

$$y_{01} = -\frac{i_x^2}{y_p} = -\frac{bh^3/12}{bh(-h/2)} = \frac{h}{6}.$$

$$x_{01} = -\frac{i_y^2}{x_p} = -\frac{bh^3/12}{bh(-b/2)} = \frac{b}{6}.$$



11.14-rasm. To'g'ri to'rtburchak uchun kesim yadrosini qurish.

Bu kesim qiymatlari asosida a_1 a_1 neytral o'qni quramiz (11.14-rasm).

Qutb nuqtani ketma-ket A_2, A_3, A_4 nuqtalarga ko'chirib, har bir qutbga mos keluvchi neytral chiziqlarni quramiz va kesim og'irlik markazi atrofida kesim yadrosiga mos sohani hosil qilamiz. To'g'ri to'rtburchak uchun kesim yadrosi diagonallari $\frac{h}{3}$ va $\frac{h}{3}$ ga teng bo'lgan rombdan iborat bo'ladi (11.14-rasm).

Nazorat savollari:

1. Murakkab deformatsiya yoki murakkab qarshilik deganda nimani tushunasiz?
2. Qanday holda egilish qiyshiq egilish deyiladi? Hisob formulasi qanday tuziladi?
3. Qiyshiq egilishda ko'ndalang kesim bosh o'qlarining biriga nisbatan neytral chiziq qanday o'tadi?
4. Qiyshiq egilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
5. Qiyshiq egilishda neytral chiziq ko'ndalang kesim og'irlik markazidan o'tishi mumkinmi?
6. Balka o'qiga qiya ta'sir etuvchi kuch unda qanday deformatsiyalarni hosil qiladi?
7. Egilish va cho'zilish (siqilish)ning birgalikdagi ta'siri qanday sodir bo'ladi?
8. Markaziy bo'lmagan siqilish deb nimaga aytiladi?
9. Markaziy bo'lmagan siqilish yoki cho'zilish umumiy holida kesimdagi eng katta kuchlanish qanday aniqlanadi?
10. Kesim yadrosini qanday hollarda aniqlash kerak?
11. Kesim yadrosi nima? To'g'ri to'rtburchakli kesim uchun kesim yadrosi qanday quriladi?

XII BOB. SIQILGAN STERJENLARNING USTUVORLIGI

12.1. Muvozanatning ustuvor va noustuvor shakllari to'g'risida tushunchalar

Siqilgan sterjen ustuvorligi tushunchasini P yuk ta'siridagi qistirib mahkamlangan uzun ingichka sterjen misolida ko'ramiz (12.1-rasm). Uzun ingichka sterjen deb uzunligi ko'ndalang kesim o'lchamlariga nisbatan bir necha marta (8–10) katta bo'lgan sterjenga aytiladi. Bunday sterjenni markaziy kuch bilan siqilganda u ham siqilishga, ham egilishga ishlaydi. Shuning uchun sterjenning bunday deformatsiya holatini bo'y-lama egilish deyiladi.

Sterjen siqilganida uning ko'ndalang kesim yuzasining qaysi o'qqa nisbatan inersiya momenti kichik bo'lsa, o'sha o'qqa nisbatan egiladi. Misol uchun quyida berilgan to'g'ri to'rtburchakli kesimga ega bo'lgan sterjen kesimi balandligi h uning asosi b ga nisbatan bir necha marta katta bo'lsin (12.1-rasm).

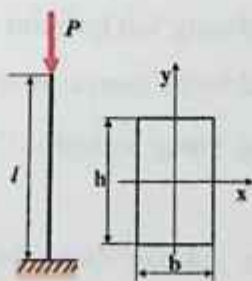
$$h > b;$$

Unda

$$I_x > I_y;$$

Chunki

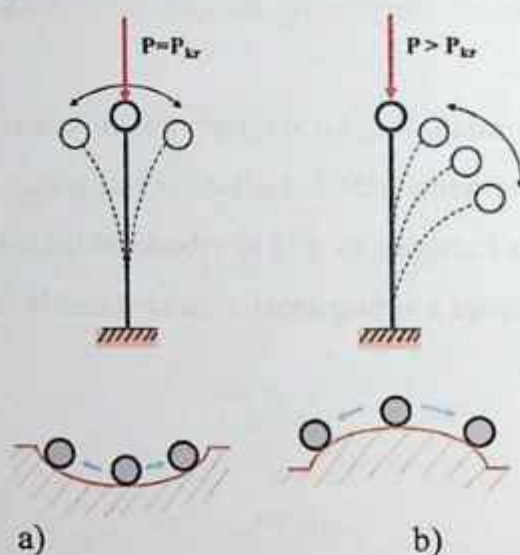
$$I_x = \frac{bh^3}{12}; \quad I_y = \frac{b^3h}{12}.$$



12.1-rasm.

Demak, to'g'ri burchakli to'rtburchak kesimga ega bo'lgan sterjenda $I_x > I_y$ bo'lgani uchun u y o'qiga nisbatan egiladi. Shuning uchun hisob formulalariga ko'ndalang kesim yuzasining minimal inersiya momenti $I_{\min}$ kiritiladi.

Agar P kuch miqdori hali kichkina bo'lganida sterjenga qisqa muddatli gorizontal turtki berilishi ta'sirida egiladi va yuk olingach o'z o'qi atrofida tebranma harakat qilib, o'zining boshlang'ich holatiga qaytadi (12.2-rasm).



12.2-rasm. Erkin uchiga P kuch qo'yilgan qistirib mahkamlangan sterjen:
a) ustuvor holat; b) noustuvor holat

Yuk kattaligi oshirilganda sterjen qisqa muddatli gorizontal turtki ta'siridan keyin o'zining boshlang'ich holatini saqlay olmay, egilgan holda qolishi yuz beradi. U ikkinchi marta muvozanat holatidan chiqarilganda yuk olingach, o'zining yangi egilgan o'qi atrofida tebranadi (12.2 b-rasm).

Sistemaning sterjen va yukdan iborat birinchi muvozanat holatini ustuvor, ikkinchi holatini noustuvor holat deyiladi. Sterjenning geometrik

parametrlari o'zgarmas bo'lganda sistemaning ustuvor holatdan noustuvor holatga o'tishi siquvchi kuch P ning kattaligiga bog'liq bo'ladi.

Sterjenni ustuvor holatdan ustuvor bo'lmagan noustuvor holatga o'tkazuvchi eng kichik siquvchi kuchga P_{kr} kritik kuch, bu sterjen kesimlarida hosil bo'luvchi kuchlanishga esa σ_{kr} kritik kuchlanish deyiladi.

Bo'ylama egilishda sterjenda hosil bo'ladigan maksimal kuchlanishning qiymati kritik kuchlanishga yetishi juda xavfli holat hisoblanadi. Chunki bunda sterjenning ustuvorligi yo'qoladi, deformatsiyalar keskin oshib ketadi va bu hol konstruksiyaning buzilishiga olib keladi.

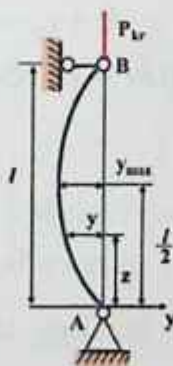
Shuning uchun kritik kuch P_{kr} xavfli deb qabul qilinadi, ya'ni sterjenga ta'sir qiladigan kuch kritik kuchdan kam bo'lishi kerak:

$$[P] = \frac{P_{kr}}{n_y} \quad (12.1)$$

bu yerda, n_y — ustuvor muvozanatni ta'minlovchi ehtiyot koeffitsiyenti.

12.2. Markaziy siqilgan sterjen uchun kritik kuchni aniqlash. Eylar formulasi

Uzunligi l ga teng bo'lgan sterjenga P_{kr} ta'sir etayotgan bo'lsin. Sterjenning deformatsiya holatini ko'rib chiqamiz (12.3-rasm).



12.3-rasm.

A nuqtadan z masofada yotgan kesim uchun balka egilgan o'qining differensial tenglamasi quyidagiga teng:

$$EI_{\min} \frac{d^2 y}{dz^2} = M_z \quad (12.2)$$

bu yerda:

$$M_z = -P_{kr} y.$$

Unda

$$EI_{\min} \frac{d^2 y}{dz^2} = -P_{kr} y,$$

yoki

$$EI_{\min} \frac{d^2 y}{dz^2} + P_{kr} y = 0,$$

Bu formulada quyidagi belgilash kiritamiz:

$$\frac{P_{kr}}{EI_{\min}} = k^2 \quad (12.3)$$

unda

$$\frac{d^2 y}{dz^2} + k^2 y = 0.$$

Bu tenglamaning umumiy yechimi:

$$y = c_1 \sin kz + c_2 \cos kz.$$

Bu yerdagi c_1 va c_2 larni sterjenning mahkamlanish, ya'ni chegaraviy shartlaridan foydalanib topamiz:

$$z = 0 \text{ da } y = c_1 \cdot 0 + c_2 = 0. \quad (12.4)$$

$$z = l \text{ da } y = c_1 \cdot \sin kl + c_2 \cdot \cos kl = 0 \quad (12.5)$$

(12.4) dan $c_2 = 0$.

Unda

$$y = c_1 \cdot \sin kl = 0$$

bu yerda $c_1 \neq 0$ ekanligidan $\sin kl = 0$ bo'ladi.

Bundan sterjenning kritik holatiga to'g'ri kelgan shartlar kelib chiqadi:

$$kl = \pi n \text{ yoki } k = \frac{\pi n}{l} \quad (n = 1, 2, 3, \dots, N) \quad (12.6)$$

Unda sterjen egilgan o'qining tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$y = c_1 \cdot \sin \frac{\pi n}{l} z$$

ya'ni $n=1.0$ bo'lganda

$$y_{\max} = c_1 \cdot \sin \frac{\pi \cdot n}{l} \cdot \frac{l}{2} = c_1 \cdot 1$$

(12.3) va (12.6) ga binoan:

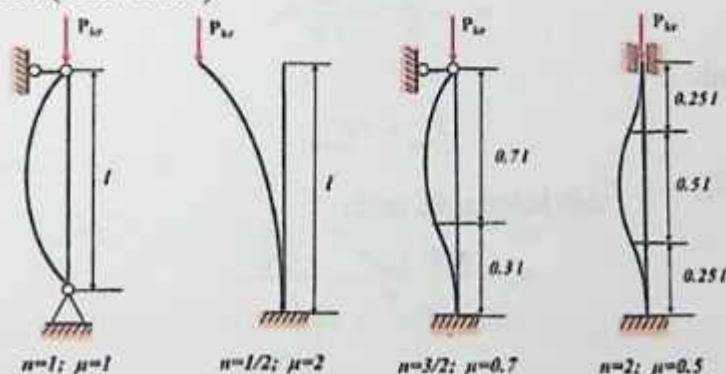
$$P_{kr} = EI_{\min} \cdot k^2 = EI_{\min} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{l^2};$$

Agarda $n=1$ bo'lsa $P_{kr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2}$.

Agarda $n \neq 1$ bo'lmagan holda, ya'ni sterjenlar boshqacha mahkamlangan bo'lsa, unda formulaga μ - mahkamlanish turini hisobga olish koeffitsiyenti kiritiladi va kritik kuchni quyidagicha topiladi:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu \cdot l)^2}; \quad (12.7)$$

bu yerda $I_{\min}$ - ko'ndalang kesimning bosh markaziy inersiya momentlaridan biri (kichigi), l - sterjen uzunligi, $\mu = \frac{l}{n}$, n - yarim aylanalar soni. μ - sterjen uchlarini mahkamlash usuliga bog'liq o'lchamsiz koeffitsiyent (12.4-rasm).



12.4-rasm.

Bu (12.7) formula birinchi marta Leonard Eyler tomonidan aniqlangan bo'lgani uchun Eyler formulasi deyiladi.

Bu formuladan ko'rinib turibdiki, kritik kuch qiymati sterjen bikrligiga to'g'ri proporsional, sterjen uzunligi kvadratiga esa teskari proporsionaldir.

Elastiklik chegarasida ishlaydigan sterjen uchun kritik kuch sterjenning geometrik o'lchamlari va materialning elastiklik moduliga bog'liq bo'lib, materialning mustahkamlik xarakteristikalariga bog'liq emas ekan.

Siqilgan sterjenlarda bo'ylama egilish deformatsiyasi to'satdan sodir bo'lgani uchun, sterjenlarning uchlarini mahkamlash usulini oldindan to'g'ri tanlash kerak bo'ladi.

(12.4) shakllardan ko'rinib turibdiki ikki tomoni qistirib mahkamlangan sterjenning ustuvorligi boshqa ko'rinishdagi sterjenlarga nisbatan yuqori bo'ladi.

12.3. Eyler formulasidan foydalanish chegaralari

Kritik kuchga mos keluvchi kuchlanishga kritik kuchlanish deyiladi va u quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_k = \frac{P_k}{F} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2 F},$$

bu yerda

$$I_{\min} = F i_{\min}^2.$$

Agar $l_{\text{kel}} = \mu \cdot l$ deb belgilasak, unda

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 E \cdot i_{\min}^2 \cdot F}{l_{\text{kel}}^2 \cdot F} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l_{\text{kel}}}{i_{\min}}\right)^2};$$

yoki

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l_{kol}}{i_{min}}\right)^2};$$

bu formulaning maxrajidagi nisbatni $\frac{l_{kol}}{i_{min}} = \lambda$ deb belgilaymiz.

λ – sterjenning egiluvchanligi deyiladi.

U holda:

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}. \quad (12.8)$$

Bu tenglama bo'ylama egilishda kritik kuchlanishni aniqlashni Eyler formulasi deb ataladi.

Demak, kritik kuchlanish sterjen elastiklik moduliga to'g'ri proporsional, egiluvchanlikning kvadratiga esa teskari proporsional ravishda o'zgaradi.

Eyler formulasidan hamma vaqt ham foydalanib bo'lmaydi, chunki biz uni chiqarganda sterjen materiali elastik va undagi kuchlanish proporsionallik chegarasidan ortib ketmasligini aytgan edik.

Unda quyidagi shart bajarilishi zarur.

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_{pr}. \quad (12.9)$$

σ_{pr} – sterjen materialining proporsionallik chegarasi.

(12.9) dan

$$\lambda_k \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{pr}}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{pr}}}.$$

λ_k – hisobiy qiymat.

Misol uchun Po'lat 3 uchun $\sigma_{pr} = 2 \cdot 10^8 \frac{N}{m^2}$ bo'lsa, elastiklik moduli esa

$E = 2 \cdot 10^{11} \frac{N}{m^2}$ teng. Unda chegaraviy egiluvchanlik quyidagiga teng bo'ladi.

$$\lambda_{ch} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{pr}}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{pr}}}. \quad (12.10)$$

$\lambda_s \geq \lambda_{ch}$ unda

$$\lambda_{ch} = 3.14 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{2 \cdot 10^8}} \approx 100.$$

Demak, po'lat 3 dan yasalgan sterjenlar uchun Eyler formulasi egiluvchanlik 100 dan katta bo'lgandagina ishlashi mumkin. λ_{ch} – egiluvchanlikning chegaraviy qiymati. Yo'g'och va cho'yandan yasalgan materiallar uchun chegaraviy egiluvchanlik $\lambda_{ch} = 110$ va $\lambda_{ch} = 80$ ga teng.

Agarda $\lambda_n < \lambda_{ch}$ bo'lsa, unda Eyler formulasidan foydalanib bo'lmaydi, chunki kritik kuchlanish qonuni o'z kuchini yo'qotadi.

Bunday holda egiluvchanlik tajriba asosida aniqlangan Yasiniskiyning quyidagi formulasidan foydalaniladi:

$$\sigma_{kr} = a - b \cdot \lambda \quad (12.11)$$

Bu yerda a, b – sterjen materialiga bog'liq tajribada aniqlanuvchi, kuchlanish o'lchov birligidagi kattaliklar. Masalan, St 3 po'lat uchun $a = 3100 \text{ kg/sm}^2$, $b = 11,4 \text{ kg/sm}^2$ ga teng.

O'rtacha egiluvchanlik deb λ qiymati 40÷100 gacha bo'lgan egiluvchanlikka aytiladi. $\lambda < 40$ holda kritik kuchlanishni oquvchanlik chegarasiga teng deb olinadi.

12.4. Sterjenlarni ustuvorlikka amalda hisoblash

Sterjen ustuvorligini yo'qotishi mumkin bo'lgan chegaraviy kuchlanish σ_{kr} kattaligi sterjen materiali va geometrik o'lchamlariga bog'liq ekanligini aniqladik. Ustuvorlikka hisoblashda, ruxsat etilgan kuchlanishdagi kabi ehtiyot koeffitsiyenti kiritiladi. Mustahkamlikka nisbatan ustuvorlikdagi ehtiyot koeffitsiyenti kattaroq qiymatga ega. Chunki bir qator tasodifiy kattaliklar – sterjen egriligi, markaziy bo'lmagan yuk, tasodifiy yondan ta'sirlar kabi kattaliklarga bog'liq bo'ladi. Ustuvorlikdagi ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma_y]$ mustahkamlikdagi ruxsat etilgan kuchlanish bilan quyidagicha bog'langan:

$$[\sigma_{us}] = \varphi [\sigma] \quad (12.12)$$

Bu yerda: φ – o'lchovsiz koeffitsiyent, siqilgan sterjenlar uchun asosiy ruxsat etilgan kuchlanishni pasaytirish koeffitsiyenti deb, ba'zan bo'ylama egilish koeffitsiyenti deb ham ataladi.

φ kattaligi sterjen materiali egiluvchanligiga bog'liq va u maxsus jadvalda (12.1-jadval) keltiriladi.

Sterjen siqilishidagi mustahkamlik sharti ustuvorlikni yo'qotish ehtimolini hisobga olgan holda ko'rinishi:

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma_y] \text{ yoki } \sigma = \frac{P}{F} \leq \varphi [\sigma] \quad (12.13)$$

φ koeffitsiyentining qiymatlari

12.1-jadval

Sterjenning egiluvchanligi $\lambda = \frac{\mu \cdot \ell}{i_{\min}}$	Materiallar nomi							
	Po'lat OS, St2, St3, St4	Po'lat St5	Po'lat SPK	Cho'yan	Yog'och	Beton	Temir beton	Tosh devor
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,97	0,97	0,99	0,99	0,99	0,99
20	0,96	0,95	0,95	0,91	0,97	0,96	0,98	0,96
30	0,94	0,92	0,91	0,81	0,93	0,90	0,97	0,91
40	0,92	0,89	0,87	0,69	0,87	0,83	0,94	0,85
50	0,89	0,86	0,83	0,57	0,80	0,76	0,88	0,78
60	0,86	0,82	0,79	0,44	0,71	0,69	0,82	0,71
70	0,81	0,76	0,72	0,34	0,60	0,63	0,72	0,65
80	0,75	0,70	0,65	0,26	0,48	0,56	0,64	0,58
90	0,69	0,62	0,55	0,20	0,38	0,51	0,57	0,52
100	0,60	0,51	0,43	0,16	0,31	0,45	0,52	0,47
110	0,52	0,43	0,35	–	0,25	–	–	0,42
120	0,45	0,36	0,30	–	0,22	–	–	0,38
130	0,40	0,33	0,26	–	0,18	–	–	0,34
140	0,36	0,29	0,23	–	0,16	–	–	0,31
150	0,32	0,26	0,21	–	0,14	–	–	0,28
160	0,29	0,24	0,19	–	0,12	–	–	–
170	0,26	0,21	0,17	–	0,11	–	–	–
180	0,23	0,19	0,15	–	0,10	–	–	–
190	0,21	0,17	0,14	–	0,09	–	–	–
200	0,19	0,16	0,13	–	0,08	–	–	–

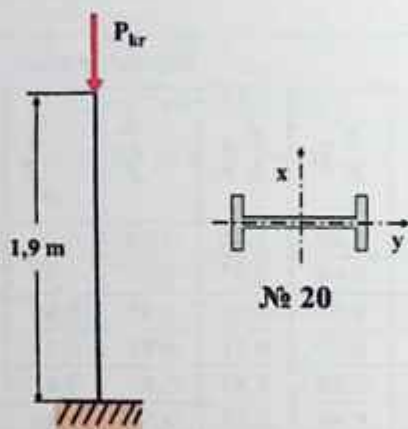
Siqilgan sterjenlarni ustuvorlikni yo'qotish ehtimolini inobatga olgan holdagi hisobi masalasi quyidagi 2 turga bo'linadi:

1. sterjen ko'ndalang kesimi geometrik o'lchamlari ma'lum bo'lganda ruxsat etilgan siquvchi kuch kattaligini topish:

2. siquvchi kuch kattaligini va kesim shakli ma'lum bo'lganda uning geometrik o'lchamlarini aniqlash.

Ikkala turdagi masalalarini yechish tartibiga doir misollar keltiramiz.

1-misol. 12.5-rasmda tasvirlangan qo'shtavr profildagi ustun uchun ruxsat etilgan kuch kattaligi aniqlansin.



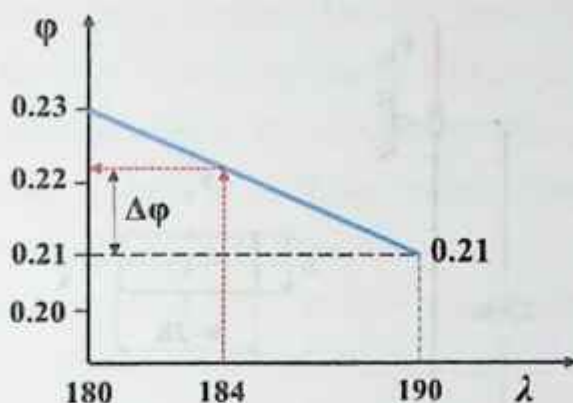
12.5-rasm. Qo'shtavr kesimli ustun hisobi.

Bu ko'rinishdagi masalalarni yechish qiyinchilik tug'dirmaydi. (12.13) mustahkamlik shartidan ruxsat etilgan kuch kattaligi topiladi $P^{rux} = F \times \varphi \times [\sigma]$. Sortimentdan $F=26,8 \text{ sm}^2$, $i_y(i_{min})=2,07 \text{ sm}$ ni topamiz. Koeffitsiyent $\mu=2$ (12.4-rasm) sterjen egiluvchanligi:

$$\lambda = \mu \times \ell / i_{min} = 2 \cdot 190 / 2,07 = 184.$$

12.1-jadvaldan chiziqli interpolyatsiyalash usuli bilan $St\ 3$ uchun $\lambda=184$ qiymatini topamiz. 12.1-jadvalda egiluvchanlik 180 va 190

bo'lgandagi φ qiymatlari keltirilgan. Oraliq qiymatlarni topish uchun φ ni 180 dan 190 gacha oraliqda chiziqli o'zgaradi, deb qabul qilamiz. 12.6-rasmda chiziqli interpolatsiya usulining grafik tasviri keltirilgan.



12.6-rasm. Chiziqli interpolatsiya usuli.

Uchburchaklar o'xshashligidan $\lambda=184$ ga mos keluvchi φ qiymatini analitik usulda topamiz.

$$\Delta\varphi = \left[\frac{0,23 - 0,21}{190 - 180} \right] (190 - 184) \text{ bu yerdan}$$

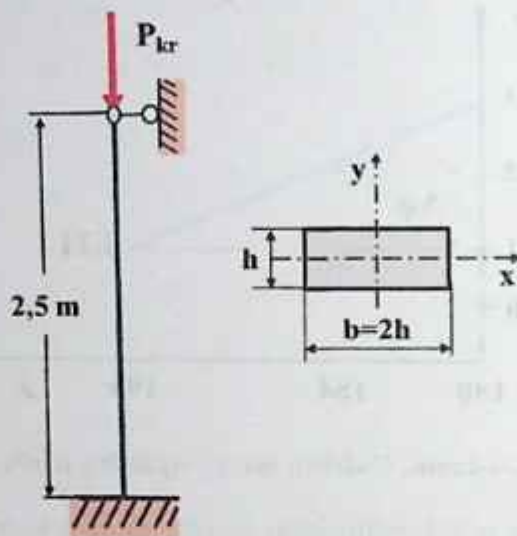
$$\Delta\varphi = 0,012, \varphi = 0,21 + \Delta\varphi = 0,222$$

Shunday qilib, $P^{\text{mux}} = 26,8 \text{ sm}^2 \times 0,222 \times 1600 \text{ kg/sm}^2 = 9500 \text{ kg} = 9,5 \text{ t}$ ga tengliga chiqadi.

Ikkinchi turdagi masalalarni yechish qiyinroq. Chunki (12.5) mustahkamlik shartiga ko'ndalang kesim o'lchamlariga bog'liq ikkita kattalik kiradi va ulardan biri φ analitik ko'rinishda emas, balki jadval ko'rinishida beriladi. Amalda (12.5) tenglama bir noma'lumli (ko'ndalang kesim o'lchami) bo'lsa ham uni ketma-ket yaqinlashish usuli bilan yechishga to'g'ri keladi. Bunday turdagi masalalarni yechishga misollar keltiramiz.

2-misol. 40 t kuch yuklangan po'lat ustun ko'ndalang kesimi o'lchamlari topilsin (12.7-rasm).

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq \varphi[\sigma]$$



12.7-rasm. To'g'ri to'rtburchak kesimli po'lat ustun uchun ko'ndalang kesim o'lchamlarini aniqlash.

Mustahkamlik shartida P va $[\sigma]$ ma'lum hisoblanadi.

$F = hb = h \times 2h = 2h^2$. 12.1-jadval asosida φ ni aniqlash uchun λ ni bilish kerak. $\lambda = \mu l / i_{\min}$, $\mu = 0,7$ (12.4-rasmga qarang) $i_{\min} = i_x = 0,29h$ (12.7-rasmga qarang) $\lambda = 0,70 \times 250 / 0,29h = 603/h$.

Shunday qilib, mustahkamlik sharti tenglamasida faqatgina h noma'lum, xolos. h ni bilgan holda F , λ ni topish mumkin, λ asosida jadvaldan φ ni topamiz.

12.4.1. Bo'ylama ko'ndalang egilish

Bo'ylama egilish holatidagi sterjenga u yoki bu ko'rinishdagi qo'shimcha tashqi kuch omillari ta'sir etganda bo'ylama ko'ndalang egilish ro'y beradi. Bunday omillarga ustunning boshlang'ich egriligi, siquvchi

kuchning kichik miqdorda markazdan qochishi va nihoyat, intensivligi q ga teng bo'lgan qo'shimcha yuk (masalan, shamol kuchi) misol bo'ladi.

Bu omillarning kichik qiymatlarida asosiy hisoblash natijalariga ta'siri sezilarli bo'lsa, ularni hisobga olish zarur. Bunday hollarda ustunni bo'ylama siquvchi kuch ta'sirida, ustuvorlikka tekshirish kerak, ya'ni 1-bosqichda bo'ylama egilishda qo'shimcha omillarni hisobga olinmasdan, va 2-bosqichda esa ustunning xavfli kesimidagi kuchlanishni tashqi omillarning ta'sirini hisobga olib tekshiriladi.

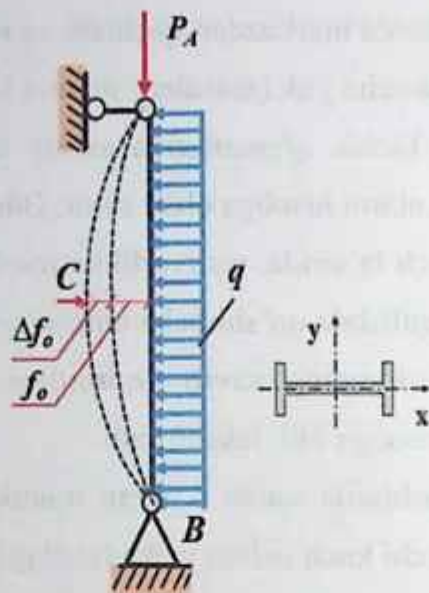
Taqribiy hisoblashlarda sanab o'tilgan murakkablashtiruvchi qo'shimcha omillar siquvchi kuch uchun yelka hosil qiladi va natijada, biror boshlang'ich moment yuzaga keladi deb olinadi.

Masalan, agar ustunda boshlang'ich egrilik mavjud bo'lsa (12.8-rasm), u holda P siquvchi kuch yelkasi boshlang'ich salqilikka teng bo'ladi, agar yuk markazdan biror masofaga qochgan bo'lsa, P kuch yelkasi uchun shu masofa olinadi. Intensivligi q bo'lgan ko'ndalang yukda yelka f_o ustun solqiligiga teng.

AB ustunga bo'ylama siquvchi P kuch va ko'ndalang yuk bir vaqtda ta'sir etgan holni ko'raylik. Siquvchi P kuch Δf_o ga teng qo'shimcha salqilik hosil qiladi va uni sterjen egilgan o'qi ABC egri chiziq bilan aniqlanadi. Endi kuchlar ta'sirining mustaqillik qonuniga asosan ustun o'rtasidagi kesimdagi eng katta normal kuchlanishlarni topamiz:

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_q = \frac{P}{F} + \frac{M_{\max}}{W},$$

bu yerda, σ_p – siquvchi kuch ta'siridan kuchlanish, σ_q – ko'ndalang yuk ta'siridan hosil bo'luvchi normal kuchlanish.



12.8-rasm. AB ustunning bo'ylama ko'ndalang egilishi.

Siquvchi kuch ta'siridan ustun o'rtasida qo'shimcha eguvchi moment hosil bo'ladi, uning miqdori $\Delta M = Pf$ ga teng, bu yerda $f = f_0 + \Delta f_0$, ya'ni siquvchi kuch va ko'ndalang yuk ta'siridagi to'la salqilik. Bu salqilik P kuchning yelkasi hisoblanadi va birinchi marta professor K.S. Zavriyev tomonidan taklif etilgan formula bo'yicha yetarli aniqlikda topiladi.

$$f = \frac{f_0}{1 - \frac{P}{P_k}} \quad (12.14)$$

bu yerda: f_0 – ko'ndalang yuk ta'siridan paydo bo'ladigan salqilik va u quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$f_0 = 5q l^4 / 384EI$$

P_k – kritik kuch va u ixtiyoriy egiluvchanlik uchun Eyler formulasidan topiladi:

$$P_k = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2} \quad (12.15)$$

Bunda, kritik kuch P_k ni aniqlashda I inersiya momenti ko'ndalang kesim tekisligiga perpendikulyar bosh o'qqa nisbatan eng katta yoki eng kichik bo'lishidan qat'i nazar tashqi kuchning yo'nalishini inobatga olinishi kerak.

(12.14) formuladan siquvchi P kuchning P_k kuchga yaqin qiymatlarida salqilik cheksizlikka intiladi va bu holda formuladan foydalanib bo'lmaydi. Formula siquvchi kuch quyidagi chegarada bo'lgan hollar uchun qoniqarli natijalar beradi:

$$0 \leq P \leq 0,8 P_k$$

Bo'ylama ko'ndalang egilishdagi sterjen kesimlaridagi eng katta kuchlanishlarni topish formulasi quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{F} + \frac{M_{\max}}{W} + \frac{Pf_o}{W(1 - \frac{P}{P_k})} \quad (12.16)$$

Olingan formuladan quyidagilarni aytish mumkin:

1) sterjen ko'ndalang kesimidagi kuchlanishlar bo'ylama siquvchi kuch bilan chiziqli bog'lanmagan, demak, ular kattaligi bo'yicha berilgan yukdagi mustahkamlik zaxirasi haqida xulosa chiqarish mumkin emas:.

2) kesimlardagi kuchlanishlar yukga nisbatan tezroq o'sadi va uni hisoblangandan ortiq, juda kam miqdorda oshirilishi ham konstruksiyani buzishgacha olib keluvchi katta kuchlanishlar hosil bo'lishiga olib kelishi mumkin.

12.4.2. Tekis shaklning egilishdagi ustuvorligi

Yuqorida ko'rib o'tilgan ustuvorlikning yo'qolish hollaridan tashqari yana tekis shaklning egilishdagi ustuvorlikni yo'qolish holati ham mavjud. U amalda inersiya bosh momentlari bir-biridan keskin farq

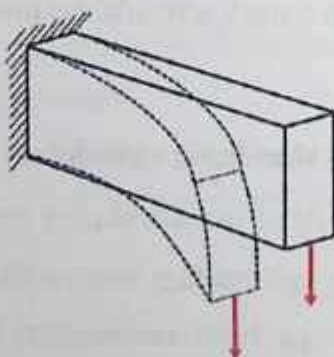
qiluvchi, moment ta'sir tekisligi inersiya momenti eng katta o'q bo'ylab o'tadigan balkalarda hosil bo'ladi.

Bunday balkalarga xarakterli misol sifatida balandligiga nisbatan kesim kengligi 5–10 marta kichik bo'lgan to'g'ri to'rtburchak kesimli, prokat qo'shtavrli yoki birikmali (payvandlangan yoki parchinlangan) balkalarni keltirish mumkin. Oxirgilarda ba'zan eng katta bikrligi eng kichik bikrligidan 10–50 marta katta bo'ladi.

Bunday balkalarda tekis shakl egilishi ustuvorligini yo'qotishi shundan iboratki, uning siqilgan qismi – belbog'i va (vertikal listning) yarim devori yuk ma'lum bir qiymatga yetganda ustuvorligini yo'qotib bir tomonga eziladi (12.9-rasm). Yuk qo'yilgan kesim og'ishi natijasida, odatda, balka buziladi.

Amalda balka ustuvorligini yo'qotishi uning yon bikrligining kamligi sababli ro'y beradi.

Tekis shaklning egilishdagi ustuvorligi balka ko'ndalang kesimi o'lchamlari (belbog' va devor)ga va balka uzunligiga bog'liq bo'ladi. Tekis ko'ndalang egilishdagi balkalar ustuvorligini saqlash uchun uning uzunligini qo'shimcha tirgaklar qo'yish yoki balkalar o'rtasiga qo'shimcha bog'lanishlar qo'yiladi.



12.9-rasm. Ustuvorlikning yo'qotilishi.

Tekis shakl egilishdagi ustuvorligi masalasiga plastinka va qo'shtavrli balkalarni hisoblash masalasi (plastinka yoki balka) o'zining egilishdagi tekis shaklini yo'qota boshlaydigan P_k kritik kuchni aniqlashdan iborat. P_k ni aniqlash formulalarini kelib chiqishi boshqa maxsus adabiyotlarda keltirilgan. Biz ularni tayyor holida keltiramiz.

To'g'ri to'rtburchak kesimli (plastinka) balka uchun P_k kritik kuchi miqdori quyidagiga teng:

a) erkin uchiga P to'plangan yuk bilan yuklangan konsol balka uchun

$$P_k = 4,01 / L^2 \sqrt{c_1 c_2} \quad (12.17)$$

b) butun uzunligi bo'ylab intensivlikdagi q bo'lgan tekis yoyilgan yuk qo'yilgan konsol balka uchun:

$$qL = 12,85 / L^2 \sqrt{c_1 c_2} \quad (12.18)$$

v) o'rtasida to'plangan P kuch qo'yilgan 2 ta sharnirli tayanchlarda yotuvchi balka uchun:

$$P_k = 17,2 / L^2 \sqrt{c_1 c_2} \quad (12.19)$$

g) butun uzunligi bo'ylab intensivlikdagi q bo'lgan tekis taqsimlangan yuk qo'yilgan 2 ta tayanchda yotuvchi balka uchun:

$$(qL)_k = 28,3 / L^2 \sqrt{c_1 c_2} \quad (12.20)$$

Yuqoridagi tenglamalarda L – balka uzunligi, c_1 – egilishdagi bikrlilik (eng kattasi), c_2 – buralishdagi bikrlilik.

Qo'shtavrli balkalar uchun P_k quyidagi formuladan topiladi:

$$P_k = \beta / L^2 \sqrt{c_1 c_2} \quad (12.21)$$

bu yerda: β – tokchaning yonlanma egilishi qarshiligiga bog'liq koeffitsient bo'lib, uning kattaligi quyidagi ifodaga nisbatan aniqlanadi:

$$\beta = c_2 / c_1 (L/h^2) \quad (12.22)$$

bu yerda: h – balka balandligi.

β – ning miqdori 12.2-jadvaldan olinadi.

α va β bog'lanishlar jadvali

12.2-jadval

$a = c_2/c_1(L/h)^2$	β_1	β_2	β_3	$a = c_2/c_1(L/h)^2$	β_1	β_2	β_3
0,1	31,6	3,64	143,0	16	5,08	18,3	30,5
1,0	9,76	31,9	53,0	20	—	18,1	30,1
2,0	8,03	25,6	42,6	32	—	17,9	29,4
4,0	6,73	21,8	36,3	50	—	17,5	29,0
6,0	6,19	20,3	33,8	70	—	17,4	28,8
8,0	5,87	19,6	32,6	90	4,04	17,2	28,6
12	5,36	18,8	31,2	100	4,04	17,2	28,6

Mazkur jadvalda turli balkalar uchun β koeffitsientining quyidagi β_1 , β_2 va β_3 miqdorlari berilgan: xususan; β_1 – erkin uchiga kuch ta'sir etuvchi konsol uchun, β_2 – o'rtasida kuch ta'sir etuvchi 2 ta tayanchda yotuvchi balka uchun, β_3 – butun uzunligi bo'ylab tekis taqsimlangan kuch ta'sir etuvchi, 2 tayanchda yotuvchi balka uchun.

β koeffitsiyentining oraliq qiymatlari chiziqli interpolyatsiyalash yo'li bilan topiladi.

Tekis shaklning egilishdagi ustuvorligini hisoblashda egilishdagi eng katta normal kuchlanishlar $[\sigma_y]$ kattaligi quyidagi ifodadan topiladi:

$$[\sigma_y] = \sigma_k / K_y \quad (12.23)$$

bu yerda $[\sigma_y]$ – ustuvorlikdagi ruxsat etilgan kuchlanish. σ_k – Eyer yoki Yasinskiy (12.7) va (12.11) formulalari asosida aniqlanuvchi kritik kuchlanish. K_y – ustuvorlikdagi zahira koeffitsiyenti.

Ustuvorlikdagi zahira koeffitsiyenti mustahkamlikdagiga nisbatan katta bo'ladi. Bu sterjen ustuvorligiga ta'sir etuvchi omillarning ko'p ekanligiga bog'liq. Amalda K_y po'lat uchun 1,8–3,3 oralig'ida, cho'yan uchun 5–5,5, yog'och uchun 2,8–3,2 ga teng olinadi.

Kritik kuchlanish quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$\sigma_k = \frac{M_{kr}^{\min}}{W_y} \quad (12.24)$$

bu yerda: $M_{kr}^{\min}$ – kritik yuk ta'siridan eng katta eguvchi moment W_y – y o'qiga nisbatan qarshilik momenti (W_{min}).

Bunda, sterjen ustuvor bo'lishi uchun kritik kuchlanishning qiymati materialning cho'zilishdagi proporsionallik chegarasidan kichik bo'lishi kerak.

Nazorat savollari:

1. Siqilgan sterjen ustuvorligini yo'qotish hodisasini tushuntiring?
2. Kritik kuch va kritik kuchlanish deb nimaga aytiladi?
3. Sterjen egiluvchanligi deb nimaga aytiladi?
4. Kritik kuch qiymatini topish uchun Eyler formulasini yozing.
5. Ko'ndalang kesim birligi EI_{min} va sterjen uzunligi l kritik kuch kattaligiga qanday ta'sir etadi?
6. Keltirilgan uzunlik koeffitsiyenti nima va u siqilgan sterjenlar uchlari turli xilda mahkamlanganda nimaga teng?
7. Eyler formulasini qo'llash chegarasi qanday aniqlanadi?
8. Egiluvchanlik nima?
9. Kritik kuchlanishni topish uchun Yasinskiy formulasini yozing va po'lat-3 sterjen uchun qanday egiluvchanlikda o'rinli?
10. Yasinskiy bo'yicha kritik kuch qanday topiladi?
11. Siqilgan sterjen mustahkamlik shartini yozing.
12. ϕ koeffitsiyent nima? Uning qiymati qanday aniqlanadi?
13. ϕ koeffitsiyentning yordamida sterjenlar ustuvorligi qanday tekshiriladi?
14. Ustuvorlikka hisoblashda sterjen kesimi qanday topiladi?
15. Bo'yлама – ko'ndalang egilish deb nimaga aytiladi?

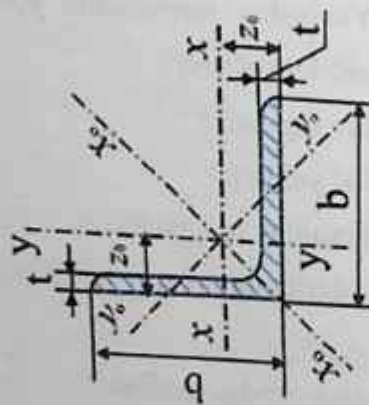
ILOVALAR

I-ilova

GOST 8509-93 ga muvofiq prokat po'latning sortamenti

Teng yonli burchakliklar

1-jadval



Profillar raqami	O'lchamlari, mm		Kesim yuzasi F, sm^2	Massa 1m, kg	O'qlar bo'yicha mos qiymatlar										Z_0, sm
	b	t			$X=Y$		X_0		Y_0		$X_f=Y_f$				
					I_x, sm^4	i_x, sm	$I_{x_0 \text{ max}}, \text{sm}^4$	$i_{x_0 \text{ max}}, \text{sm}$	$I_{y_0 \text{ min}}, \text{sm}^4$	$i_{y_0 \text{ min}}, \text{sm}$	I_{x_f}, sm^4	i_{x_f}, sm			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13			
2	20	3	1.13	0.89	0.40	0.59	0.63	0.75	0.17	0.39	0.81	0.60			
		4	1.46	1.15	0.50	0.58	0.78	0.73	0.22	0.38	1.09	0.64			
2.5	25	3	1.43	1.12	0.81	0.75	1.29	0.95	0.34	0.49	1.57	0.73			
		4	1.86	1.46	1.03	0.74	1.62	0.93	0.44	0.48	2.11	0.76			
2.8	28	3	1.62	1.27	1.16	0.85	1.84	1.07	0.48	0.55	2.20	0.80			
		4	1.86	1.46	1.74	0.97	2.80	1.23	0.74	0.63	3.26	0.89			
3.2	32	3	2.26	1.91	2.26	0.96	3.58	1.21	0.94	0.62	4.39	0.94			
		4	2.43	1.91	2.26	0.96	3.58	1.21	0.94	0.62	4.39	0.94			

I-jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
3.6	36	3	2.10	1.65	2.56	1.10	4.06	1.39	1.06	0.71	4.64	0.99
		4	2.75	2.16	3.29	1.09	5.21	1.38	1.36	0.70	6.24	1.04
4	40	3	2.35	1.85	3.55	1.23	5.63	1.55	1.47	0.79	6.35	1.09
		4	3.08	2.42	4.58	1.22	7.26	1.53	1.90	0.78	8.53	1.13
		5	3.79	2.97	5.53	1.20	8.75	1.54	2.30	0.79	1.73	1.17
4.5	45	3	2.65	2.08	5.13	1.39	8.13	1.75	2.12	0.89	9.04	1.21
		4	3.48	2.73	6.63	1.38	10.5	1.74	2.74	0.89	12.1	1.26
		5	4.59	3.37	8.03	1.37	12.7	1.72	3.33	0.88	15.3	1.30
		3	2.96	2.38	7.11	1.55	11.3	1.95	2.95	1.00	2.4	1.33
		4	3.89	3.05	9.21	1.54	14.6	1.94	3.8	0.99	16.6	1.38
5	50	5	4.80	3.77	11.2	1.53	17.8	1.92	4.63	0.98	20.9	1.42
		4	4.38	3.44	13.1	1.73	20.8	2.18	5.41	1.11	23.3	1.52
		5	5.41	4.25	16.0	1.72	25.4	2.16	6.54	1.1	29.2	1.57
5.6	56	4	4.96	3.90	18.9	1.95	29.9	2.45	7.81	1.25	33.1	1.69
		5	6.13	4.81	23.1	1.94	36.6	2.44	9.52	1.25	41.5	1.74
		6	7.28	5.72	27.1	1.93	42.9	2.43	11.2	1.24	50	1.78
		4.5	6.20	4.87	29.0	2.16	46.0	2.72	12.0	1.39	51.0	1.88
		5	6.86	5.38	31.9	2.16	57.7	2.72	13.2	1.39	56.7	1.90
7	70	6	8.15	6.39	37.6	2.15	29.6	2.71	15.5	1.38	68.4	1.94
		7	9.42	7.39	43.0	2.14	68.2	2.69	17.8	1.37	80.1	1.94
		8	10.7	8.37	48.2	2.13	76.4	2.68	20	1.37	91.9	2.02
		5	7.39	5.80	39.5	2.31	62.6	2.91	16.4	1.49	69.6	2.02
7.5	75	6	8.78	6.89	46.6	2.3	73.9	2.9	19.3	1.48	83.9	2.06
		7	10.1	7.96	53.3	2.29	84.6	2.89	22.1	1.48	98.3	2.10
		8	11.5	9.20	5.8	2.28	94.6	2.87	24.8	1.47	113	2.15
		9	12.8	10.10	66.1	2.27	105.0	2.86	27.5	1.46	127	2.18

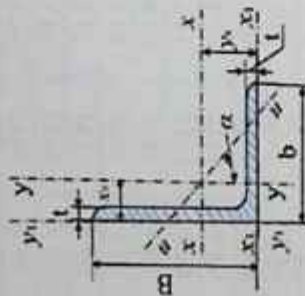
1-jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
8	80	5.5	8.63	6.78	52.7	2.47	83.6	3.11	21.8	1.59	93.2	2.17
		6	9.38	7.36	57	2.47	90.4	3.11	23.5	1.58	102	2.19
		7	10.8	8.51	65.3	2.45	104	3.09	27	1.58	119	2.23
		8	12.3	9.65	73.4	2.44	116	3.08	30.3	11.57	137	2.27
9	90	6	10.6	8.33	82.1	2.78	130	3.5	34	1.79	145	2.43
		7	12.3	9.65	94.3	2.77	150	3.49	38.9	1.78	169	2.47
		8	13.9	10.9	106	2.76	168	3.48	43.8	1.77	194	2.51
		9	15.6	12.2	118	2.75	186	3.46	48.6	1.77	129	2.55
10	100	6.5	12.8	10.1	122	3.09	193	3.88	50.7	1.99	214	2.68
		7	13.8	10.8	131	3.09	207	3.88	54.2	1.98	231	2.71
		8	15.6	12.2	147	3.07	233	3.87	60.9	1.98	265	2.75
		10	19.2	15.1	179	3.05	284	3.84	74.1	10.96	333	2.83
		12	22.8	17.9	209	3.03	331	3.81	86.9	1.95	402	2.91
		14	26.3	20.6	237	3.00	371	3.78	99.3	1.94	472	2.99
11	110	16	29.7	23.3	264	2.98	416	3.74	112	1.94	542	3.06
		7	15.2	11.9	176	3.4	279	4.29	72.7	2.19	308	2.96
		8	17.2	13.5	198	3.39	315	4.28	81.8	2.18	353	3.00
		8	19.7	15.5	294	3.87	467	4.87	122	2.49	516	3.36
12.5	125	9	22.0	17.3	327	3.86	520	4.86	135	2.48	582	3.40
		10	24.3	19.1	360	3.85	571	4.84	149	2.47	649	3.45
		12	28.9	22.7	422	3.82	570	4.82	174	2.46	782	3.53
		14	33.4	26.2	482	3.8	764	4.78	200	2.45	916	3.61
		16	37.8	29.6	539	3.78	853	4.75	224	2.44	1051	3.68
		9	24.7	19.4	466	4.34	739	5.47	192	2.79	888	3.78
14	140	10	27.3	21.5	512	4.33	814	5.46	211	2.78	911	3.82
		12	32.5	25.5	602	4.31	957	5.43	248	2.76	1097	3.90

l-jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
16	160	10	31.4	24.7	774	4.96	1229	6.25	319	3.19	1356	4.30
		11	34.4	27.0	844	4.90	1341	6.24	348	3.18	1494	4.39
		12	37.4	29.4	913	4.94	1450	6.23	376	3.17	1633	4.47
		14	43.3	34.0	1046	4.92	1662	6.2	431	3.16	1911	4.55
		16	49.1	38.5	1175	4.89	1866	6.17	485	4.14	2191	4.63
18	180	18	54.8	43.0	1299	4.87	2061	6.13	537	3.13	2472	4.70
		20	60.4	47.7	1419	4.85	2248	6.10	589	3.12	2756	4.85
		11	38.8	30.5	1216	5.60	1933	7.06	500	3.59	2128	4.89
		12	42.2	33.1	1317	5.59	2093	7.04	540	3.58	2324	5.37
		12	47.1	37.0	1823	6.22	2896	7.84	749	3.99	3182	5.42
20	200	13	5.9	39.9	1961	6.21	3116	7.83	805	3.98	3452	5.46
		14	54.6	42.8	2094	6.20	3333	7.81	861	3.97	3722	5.54
		16	62.0	48.7	2363	6.17	3755	7.78	970	3.96	4265	5.70
		20	76.5	60.1	2871	6.12	4560	7.72	1182	3.93	5355	5.89
		25	94.3	74.0	3466	6.06	5494	7.63	1438	3.91	6733	6.07
22	220	30	111.5	87.6	4020	6.00	6351	7.55	1688	3.89	8130	6.07
		14	60.4	47.4	2814	6.83	4470	8.6	1159	4.38	4941	5.93
		16	68.6	53.8	3175	6.81	5045	8.58	1306	4.36	5671	6.02
		16	78.4	61.5	4717	7.76	7492	9.78	1942	4.98	8286	6.75
		18	87.7	68.9	5247	7.73	8337	9.75	2158	4.96	9342	6.83
25	250	20	97.0	76.1	5765	7.71	9160	9.72	2370	4.94	10401	6.91
		22	106.1	83.3	5270	7.69	9961	9.69	2579	4.93	11464	7.00
		25	119.7	94.0	7006	7.65	11125	9.64	2887	4.91	13064	7.14
		28	133.1	104.5	7717	7.61	12244	9.59	3190	4.89	14674	7.23
		30	142.0	111.4	8177	7.59	12965	9.56	3389	4.89	15753	7.31

GOST 8510-86 ga muvofiq prokat po'latning sortamenti

Yonlari teng bo'lmagan
burchakliklar

2-jadval

Profil raqami	O'chamlari, mm		Kesi m yuzasi F, sm^2	O'qlar bo'yicha mos qiymatlar												$x_0,$ sm	$y_0,$ sm	$I_{y_0},$ sm^4	tga	Mas sa lm, kg
	B	b		x - x			y - y			u - u			$i_{u \min},$ sm	$W_u,$ sm^3						
				$I_x,$ sm^4	$W_x,$ sm^3	$i_x,$ sm	$I_y,$ sm^4	$W_y,$ sm^3	$i_y,$ sm	$I_u \min,$ sm^4										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19		
2.5/1.6	25	16	3	1.16	0.70	0.43	0.78	0.22	0.19	0.44	0.13	0.16	0.34	0.42	0.86	0.22	0.392	0.91		
3/2*	30	20	3	1.43	1.27	0.62	0.94	0.45	0.30	0.56	0.26	0.25	0.43	0.51	1.0	0.43	0.427	1.12		
			4	1.86	1.61	0.82	0.93	0.56	0.39	0.55	0.34	0.32	0.43	0.54	1.04	0.54	0.421	1.46		
3.2/2*	32	20	3	1.49	1.52	0.72	1.01	0.46	0.30	0.55	0.28	0.25	0.43	0.49	1.08	0.47	0.382	1.17		
			4	1.94	1.93	0.93	1.00	0.57	0.39	0.54	0.35	0.33	0.43	0.53	1.12	0.59	0.374	1.52		

2-jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
4/2,5	40	25	3	1.89	3.06	1.14	1.27	0.93	0.49	0.70	0.56	0.41	0.54	0.59	1.32	0.96	0.385	1.48
			4	2.47	3.93	1.49	1.26	1.18	0.63	0.69	0.71	0.52	0.54	0.63	1.37	1.22	0.281	1.94
4/3*	40	30	5	3.03	4.73	1.82	1.25	1.41	0.77	0.68	0.86	0.64	0.53	0.66	1.41	1.44	0.374	2.37
			4	2.67	4.18	1.54	1.25	2.01	0.91	0.87	1.09	0.75	0.64	0.78	1.28	1.68	0.544	2.26
4,5/2,8	45	28	5	3.28	5.04	1.88	1.24	2.41	1.11	0.86	1.33	0.91	0.64	0.82	1.32	2.00	0.539	2.46
			3	2.14	4.41	1.45	1.48	1.32	0.61	0.79	0.72	0.52	0.61	0.64	1.47	1.38	0.382	1.68
5/3,2	50	32	4	2.80	5.68	1.90	1.42	1.69	0.80	0.78	1.02	0.67	0.60	0.68	1.51	1.77	0.379	2.20
			3	2.42	6.18	1.82	1.60	1.99	0.81	0.91	1.18	0.68	0.70	0.72	1.60	2.01	0.403	1.90
5,6/3,6	56	36	4	3.17	7.98	2.38	1.59	2.56	1.05	0.90	1.52	0.88	0.69	0.76	1.65	2.59	0.401	2.40
			4	3.58	11.37	3.01	1.78	3.70	1.34	1.02	2.19	1.13	0.78	0.84	1.82	3.74	0.406	2.81
6,3/4,0	63	40	5	4.41	13.82	3.70	1.77	4.48	1.65	1.01	2.65	1.37	0.78	0.88	1.87	4.50	0.404	3.46
			4	4.04	16.33	3.83	2.01	5.16	1.67	1.13	3.07	1.41	0.87	0.91	2.03	5.25	0.397	3.17
6,5/5*	65	50	5	4.98	19.91	4.72	2.00	6.26	2.05	1.12	3.73	1.72	0.86	0.95	2.08	6.41	0.396	3.91
			6	5.90	23.31	5.58	1.99	7.29	2.42	1.11	4.36	2.02	0.86	0.99	2.12	7.44	0.393	4.63
			8	7.68	29.60	7.22	1.96	9.15	3.12	1.09	5.58	2.60	0.85	1.07	2.20	9.27	0.386	6.03
			5	5.56	23.41	5.20	2.05	12.08	3.23	1.47	6.41	2.68	1.07	1.26	2.00	9.77	0.576	4.36
			6	6.60	27.46	6.16	2.04	14.12	3.82	1.46	7.52	3.15	1.07	1.30	2.04	11.46	0.576	4.36
			7	7.62	31.32	7.08	2.03	16.05	4.38	1.45	8.60	3.59	1.06	1.34	2.08	12.94	0.571	5.98
			8	8.62	35.00	7.99	2.02	18.88	4.93	1.44	9.65	4.02	1.06	1.37	2.12	13.61	0.570	6.77

[illegible]

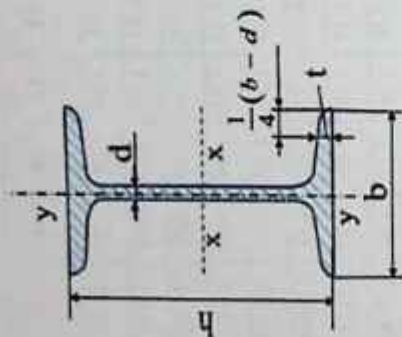
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
12.5/8	125	80	6.5	11.45	142.42	19.11	3.53	45.61	8.42	2.00	26.94	1.12	1.52	1.70	1.77	46.80	5.000	4.76
			8	13.93	171.54	23.22	3.51	54.64	10.20	1.98	32.31	8.90	1.76	1.86	1.81	54.80	5.800	5.58
			7	14.06	226.53	26.67	4.01	73.73	11.89	2.29	43.40	9.96	1.76	1.86	1.81	54.80	5.800	5.58
			8	15.98	225.62	30.26	4.00	8.95	13.47	2.26	48.82	11.25	1.75	1.86	1.81	54.80	5.800	5.58
14/9	140	90	7	14.06	225.62	30.26	4.00	8.95	13.47	2.26	48.82	11.25	1.75	1.86	1.81	54.80	5.800	5.58
			8	15.98	225.62	30.26	4.00	8.95	13.47	2.26	48.82	11.25	1.75	1.86	1.81	54.80	5.800	5.58
			10	19.70	311.61	44.07	3.95	100.47	16.52	2.24	39.47	16.11	1.72	2.03	4.49	121.00	0.800	38.52
			12	23.36	364.79	44.07	3.95	116.84	19.46	2.24	39.47	16.11	1.72	2.03	4.49	121.00	0.800	38.52
16/10	160	100	10	19.70	311.61	44.07	3.95	100.47	16.52	2.24	39.47	16.11	1.72	2.03	4.49	121.00	0.800	38.52
			12	23.36	364.79	44.07	3.95	116.84	19.46	2.24	39.47	16.11	1.72	2.03	4.49	121.00	0.800	38.52
			8	18.00	363.68	38.25	4.49	119.79	17.19	2.58	85.51	17.58	1.96	2.12	4.58	147.00	0.800	37.96
			10	22.24	444.45	47.19	4.47	145.54	21.14	2.58	110.40	20.01	2.20	2.24	5.19	194.00	0.390	25.45
			12	23.36	363.68	38.25	4.49	119.79	17.19	2.58	85.51	17.58	1.96	2.12	4.58	147.00	0.800	37.96
18/11	180	110	8	18.00	363.68	38.25	4.49	119.79	17.19	2.58	85.51	17.58	1.96	2.12	4.58	147.00	0.800	37.96
			10	22.24	444.45	47.19	4.47	145.54	21.14	2.58	110.40	20.01	2.20	2.24	5.19	194.00	0.390	25.45
			12	23.36	363.68	38.25	4.49	119.79	17.19	2.58	85.51	17.58	1.96	2.12	4.58	147.00	0.800	37.96
20/12.5	200	125	9	22.87	605.97	56.04	5.15	186.03	23.96	2.85	121.16	22.02	2.19	2.28	5.23	213.00	0.388	25.51
			10	25.28	784.22	73.42	5.11	238.75	31.23	2.82	142.14	25.93	2.18	2.36	5.32	249.00	0.385	27.25
			12	30.04	897.19	84.65	5.08	276.37	32.27	3.12	165.44	26.96	2.42	2.44	5.88	295.00	0.376	22.20
			14	34.72	952.28	78.59	5.80	324.09	38.20	3.10	194.28	31.83	2.40	2.52	5.97	348.00	0.374	26.40
			10	28.33	1122.56	93.33	5.77	446.36	45.98	3.58	263.84	38.27	2.75	2.79	6.50	465.00	0.392	29.74
			12	33.69	1449.02	107.31	6.45	481.93	49.85	3.57	326.54	41.45	2.74	2.83	6.54	503.00	0.390	34.43
			11	34.87	1449.02	107.31	6.43	550.77	57.43	3.54	326.54	47.57	2.73	2.91	6.62	575.00	0.388	39.07
			12	37.89	1568.19	116.51	6.41	616.66	64.83	3.52	366.99	53.56	2.72	2.99	6.71	643.00	0.388	39.07
			14	43.87	1800.83	134.64	6.38	616.66	64.83	3.52	366.99	53.56	2.72	2.99	6.71	643.00	0.388	39.07
			16	49.77	2026.08	152.41	6.38	616.66	64.83	3.52	366.99	53.56	2.72	2.99	6.71	643.00	0.388	39.07

...liklar iste'molchining talabiga binoan tayyorlanadi.

bilan belgilangan burchakliklar iste'molining talabiga binosan tayyorlanadi.

GOST 8239-89 ga muvofiq prokat po'latning sortamenti

Qo'shtavrlar



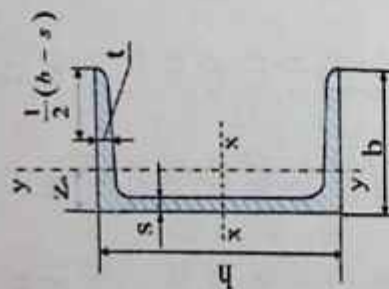
3-jadval

Profil raqami	O'lchamlari, mm				Kesim yuzasi F, sm ²	O'qlar bo'yicha mos qiymatlar								Massa 1 m, kg
	h	b	d	t		X				Y				
						I _x , sm ⁴	W _x , sm ³	i _x , sm	S _x , sm ³	I _y , sm ⁴	W _y , sm ³	i _y , sm		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
10	100	55	4.5	7.2	12.0	198	39.7	4.06	23.0	17.9	6.49	1.22	9.46	
12	120	64	4.8	7.3	14.7	350	58.4	4.88	33.7	27.9	8.72	1.38	11.5	
14	140	73	4.9	7.5	17.4	352	81.7	5.73	46.8	41.9	11.5	1.55	13.7	
16	160	81	5.0	7.8	20.2	873	109.0	6.57	62.3	58.6	14.5	1.70	15.9	

3-jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
18	180	90	5.1	8.1	23.4	1290	143.0	7.42	81.4	82.6	18.4	1.88	18.4
18a	180	100	5.1	8.3	25.4	1430	159.0	7.51	89.8	114.0	22.8	2.12	19.9
20	200	100	5.2	8.4	26.8	1840	184.0	8.28	104.0	115.0	23.1	2.07	21.0
22a	220	120	5.4	8.9	32.8	2790	254.0	9.22	143.0	206.0	34.3	2.50	25.8
24	240	115	5.6	9.5	34.8	3460	289.0	9.97	163.0	198.0	34.5	2.37	27.3
24a	240	125	5.6	9.8	37.5	3800	317.0	10.1	178.0	260.0	41.6	2.63	29.4
27	270	125	6.0	9.8	40.2	5010	371.0	11.2	210.0	260.0	41.5	2.54	31.5
27a	270	135	6.0	10.2	43.2	5500	407.0	11.3	229.0	337.0	50.0	2.80	33.9
30	300	135	6.5	10.2	46.5	7080	472.0	12.3	268.0	337.0	49.9	2.69	36.5
30a	300	145	6.5	10.7	49.9	7780	518.0	12.5	292.0	436.0	60.1	2.95	39.2
33	330	145	7.0	11.2	53.8	9840	597.0	13.5	339.0	419.0	59.9	2.79	42.2
36	360	145	7.5	12.3	61.9	13380	743.0	14.7	423.0	516.0	71.1	2.89	48.6
40	400	155	8.3	13.0	71.6	19062	953.0	16.2	545.0	667.0	86.1	3.03	57.0
45	450	160	9.0	14.2	84.7	27696	1231.0	18.1	708.0	808.0	101.0	3.09	56.5
50	500	170	10.0	15.2	100.0	39727	1589.0	19.9	919.0	1043.0	123.0	3.23	78.5
55	550	180	11.0	16.5	118.0	55962	2035.0	21.8	1181.0	1356.0	151.0	3.39	92.6
60	600	190	12.0	17.8	138.0	76806	2560.0	23.6	1491.0	1725.0	182.0	3.54	108.0

GOST 8240-97 ga muvofiq prokat po'latning sortamenti



Shvellerlar

4-jadval

Profil raqami	O'lchamlari, mm				Kesim yuzasi F, sm^2	O'qlar bo'yicha mos qiymatlar								z_0, sm	Massa 1 m, kg
	h	b	s	t		x - x				y - y					
						I_x, sm^4	W_x, sm^3	i_x, sm	S_x, sm^3	I_y, sm^4	W_y, sm^3	i_y, sm			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
5	50	32	4.4	7.0	6.16	22.8	9.1	1.92	5.59	5.61	2.75	0.95	1.16	4.84	
6.5	65	36	4.4	7.2	7.51	48.6	15.0	2.54	9.0	8.7	3.68	1.08	1.24	5.9	
8	80	40	4.5	7.4	8.98	89.4	22.4	3.16	13.3	12.8	4.75	1.19	1.31	7.05	
10	100	46	4.5	7.6	10.9	174.0	34.8	3.99	20.4	20.4	6.46	1.37	1.44	8.59	

4-jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
12	120	52	4.8	7.8	13.3	304	50.6	4.78	29.6	31.2	8.52	1.53	1.54	10.4
14	140	58	4.9	8.1	15.6	491	70.2	5.6	40.8	45.4	11.0	1.70	1.67	12.3
14a	140	62	4.9	8.7	17.0	545	77.8	5.66	45.1	57.5	13.3	1.84	1.87	13.3
16	160	64	5.0	8.4	18.1	747	93.4	6.42	54.1	63.6	13.8	1.87	1.8	14.2
16a	160	68	5.0	9.0	19.5	823	103	6.49	59.4	78.8	16.4	2.01	2.00	15.3
18	180	70	5.1	8.7	20.7	1090	121	7.24	69.8	86.0	17.0	2.04	1.94	16.3
18a	180	74	5.1	9.3	22.20	1190	132	7.32	76.1	105	20.0	2.18	2.13	17.4
20	200	78	5.2	9.0	23.4	1520	152	8.07	87.8	113	20.5	2.20	2.07	18.4
20a	200	80	5.2	9.7	25.2	1670	167	8.1	95.9	139	24.2	2.35	2.28	19.8
22	220	82	5.4	9.5	26.7	2110	192	8.89	110	151	25.1	2.37	2.21	21.0
22a	220	87	5.4	10.2	28.8	2330	212	8.99	121	187	30.0	2.55	2.46	22.6
24	240	90	5.6	10.0	30.6	2900	242	9.73	139	208	31.6	2.60	2.42	24.0
24a	240	95	5.6	10.7	32.9	3180	265	9.84	151	254	37.2	2.78	2.67	25.8
27	270	95	6.0	10.5	35.2	4160	308	10.9	178	262	37.3	2.73	2.47	27.7
30	300	100	6.5	11.0	40.5	5810	387	12.0	224	327	43.6	2.84	2.52	31.8
33	330	105	7.0	11.7	46.5	7980	484	13.1	281	410	51.8	2.97	2.59	36.5
36	360	110	7.6	12.6	53.4	10820	601	14.2	350	513	61.7	3.10	2.68	41.5
40	400	115	8.0	13.5	61.5	15220	761	15.7	444	642	73.4	3.23	2.75	48.3

GLOSSARIY

№	Atamaning turli tillarda nomlanishi			Atamaning ma'nosi
	O'zbek	Ingliz	Rus	
1	2	3	4	5
1	Absolyut deformatsiya	Absolute strain	Абсолютная деформация	Bir-birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi uzayish (qisqarish)
2	Absolyut siljish	Absolute shear	Абсолютный сдвиг	Bir-birlik o'lchamga to'g'ri keluvchi siljish
3	Aktiv kuch	Active force	Активная сила	Jismni harakatlantiradigan kuch
4	Balka	Beam	Балка	Egillishga qarshilik ko'rsatadigan brus
5	Bikrlik	Steadiness	Жесткость	Konstruktsiya elementlarining tashqi kuchlar ta'sirida katta geometrik o'zgarishlar, ya'ni deformatsiyalar hosil qilmaslik qobiliyati
6	Bikrlik sharti	Conditions stiffness	Условие жесткости	Brus deformatsiyasining cheklangan qiymatini belgilovchi matematik ifoda
7	Birikma	Compound	Соединение	Ikkita jismni tutashtirish yuzasi va usuli
8	Bo'ylama deformatsiya	Longitudinal strain	Продольная деформация	Tashqi kuch ta'siridan brus uzunligining o'q bo'ylab chiziqli uzayishi nisbiy (absolyut) miqdori
9	Bo'ylama kuch	Longitudinal force	Продольная сила	Brusning kesilgan ko'ndalang kesimidan bir tomonda olib qolingan tashqi kuchlarning ushbu kesimning normal yoki bo'ylama o'qiga proyeksiyalarining algebralik yig'indisi
10	Bog'lanish	Bond	Связь	Jismining harakat yoki holatini cheklovchi omil
11	Bosh inersiya momenti	Principal moment of inertia	Главный момент инерции	Bosh inersiya o'qlariga nisbatan kesimning inersiya momenti
12	Bosh inersiya o'qi	The main axis of inertia	Главная ось инерции	Bosh inersiya o'qlariga nisbatan kesimning mar-kazdan qochirma inersiya momenti nolga teng
13	Bosh kuchlanish yo'nalishi	Principal stress direction	Направление главного напряжения	Cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar yo'nalishini aniqlash

1	2	3	4	5
14	Bosh kuchlanishlar	Principal stresses	Главные напряжения	Bosh yuzalarga qo'yilgan kuchlanishlar
15	Bosh yuza	Principal cross-section	Главная площадь	Urinma kuchlanishlar ta'siri nolga teng bo'lgan yuzalar
16	Brus	beam	Брус	Uzunligi qolgan o'lchamlaridan katta bo'lgan jism
17	Buralish	Torsion	Кручение	Parallel joylashgan ikkita doiraviy kesimlari bir o'q atrofida va bir-biriga nisbatan aylanishi
18	Buralish burchagi	The angle of torsion	Угол кручения	Valning ko'ndalang yuzasini o'q atrofida aylanish burchagining belgilaydi
19	Burchakli deformatsiya	Angular deformation	Угловая деформация	Tashqi kuch ta'siridan jismda o'lcham yoki shakl o'zgarishi burchak ostida sodir bo'ladi, bunda jismning kesimi aylanadi
20	Burovchi moment	Twisting moment	Крутящий момент	Sterjenning kesilgan kesim yuzasidan bir tomonda joylashgan tashqi momentlarning algebraik yig'indisi
21	Chiziqli deformatsiya	Linear strain	Линейная деформация	Tashqi kuch ta'sirida jismda o'lcham yoki shakl o'zgarishi bir chiziq bo'ylab sodir bo'ladi
22	Chiziqli kuchlanganlik	Linear stresses	Линейная напряженность	Chiziq bo'ylab kubikning ko'ndalang va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlar-ning tahlili
23	Cho'zilish	Elongating	Растяжение	Tashqi kuch ta'sirida brus uzunligining ortishi va ko'ndalang o'lchamining qisqarishi
24	Cho'zilish diagrammasi	Stretch diagram	Диаграмма растяжения	Cho'zuvchi kuch bilan namunaning cho'zilishi (absolyut) orasidagi grafik bog'lanish
25	Deformatsiya	Deformation	Деформация	Jismning tashqi kuch ta'siridan geometrik o'lchamlari yoki shaklining o'zgarishi
26	Differensial bog'lanish	Differential bond	Дифференциальная связь	Balka kesimining aylanish burchagi bilan solqilik orasidagi bog'lanish
27	Differensial tenglama	Differential equation	Дифференциальное уравнение	Balka egilgan o'qining tashqi kuch va birlilik bilan bog'lanishining matematik ifodasi
28	Egiluvchanlik	Eligibility	Изгибимость	Turli uzunlik va o'lchamdagi sterjenlarning to'g'ri chiziqli shaklini elastik o'zgartirish xususiyatini ifodalovchi o'zgarmas miqdor

1	2	3	4	5
29	Eguvchi moment	Bending moment	Изгибающий момент	Balkaning ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarning, balka kesilgan yuzasining kesim markaziga nisbatan kuch momentlarining algebratik yig'indisi
30	Elastik deformatsiya	Elastic deformation	Эластическая деформация	Tashqi kuch ta'siri yo'qotilganidan keyin jismning boshlang'ich o'lcham va shaklining tiklanishi
31	Elastiklik moduli	Modulus of elasticity	Модуль эластичности	Materialning cho'zilishga (siqilish) qarshilik ko'rsata olish xususiyati
32	Epyura	diagram	Эпюра	Ichki kuch omillarini brusning o'qi bo'ylab o'zgarishini ifodalovchi ma'lum qonuniyat asosida qurilgan grafigi
33	Ezilish	Erushing	Смятие	Siljish tekisligiga perpendikulyar yuzada material zarrachalarining ko'chishi
34	Guk qonuni	Hooke's law	Закон Гука	Normal kuchlanish bilan nisbiy chiziqli deformatsiya orasida to'g'ri proporsional bog'lanish mavjud
35	Hajmiy deformatsiya	Volumetric deformation	Объемная деформация	Kubikning o'zaro perpendikulyar uchta qirralari-ning bir vaqtda cho'zilish va siqilishi tahlili
36	Hajmning o'zgarishi	Strain energy due to change of volume	Изменения объема	Kubikning deformatsiya-lanishida barcha qirralarining bir xil miqdorga uzayishi yoki qisqarishi, ya'ni kubikning kubikligicha qolishi
37	Ichki kuch	Inherently force	Внутренняя сила	Mexanik sistemani tashkil etuvchi nuqtalarning o'zaro ta'siri
38	Inersiya momenti	Moment of inertia	Момент инерции	Kesim yuza bilan o'q orasidagi masofa kvadrati ko'paytmasining integrali
39	Inersiya radiusi	Radius of inertia	Радиус инерции	Kesimning biror o'qqa nisbatan inersiya momentini kesim yuzasiga nisbati bilan topilishi
40	Kesim yuzaning og'irlik markazi	Center of figure	Центр тяжести сечения	Kesim yuzadan hisoblab topilgan shunday nuqtaki, bu nuqta atrofida aylangan kesim yuza nuqtalarining chizgan trayektoriyasi aylana bo'ladi
41	Kesilish usuli	Sectioning method	Метод сечения	Tashqi kuch ta'sirida bo'lgan jismning ixtiyoriy kesim yuzasidagi ichki kuch omillarini ko'rish va hisoblash usuli

1	2	3	4	5
42	Ko'ndalang deformatsiya	Lateral deformation	Поперечная деформация	Tashqi kuch ta'siridan brus ko'ndalang kesim yuzasi o'zgarishining absolyut (nisbiy) miqdori
43	Ko'ndalang kuch	Transverse force	Поперечная сила	Balkaning ajratib olingan qismidagi barcha kuchlar-ni balkaning kesilgan yuzasidagi kuch chizig'i-ga proyeksiyalarining algebraik yig'indisi
44	Konsol	Console	Консоль	Bir uchi bilan qistirib mahkamlangan balka
45	Konstruksiya	construction	Конструкция	Detall, mexanizm, mashina, qurilma, inshoot
46	Kritik kuch	Critical force	Критическая сила	Sterjen ustuvorligining yo'qolishiga sabab bo'luvchi kuch
47	Kuch	Force	Сила	Bir jismning ikkinchi jismga ta'sirini, miqdoriy o'lchovini xarakterlovchi kattalik
48	Kuch chizig'i	Force line	Линия силы	Kuch tekisligining brusning ko'ndalang kesim yuzasi bilan kesishish chizig'i
49	Kuch tekisligi	Plane of force	Плоскость силы	Egilishda barcha tashqi va reaksiya kuchlari ta'sir qiladigan yagona tekislik
50	Kuch yelkasi	Arm of force	Плечо силы	Moment markazidan kuchning ta'sir chizig'igacha bo'lgan eng qisqa masofa
51	Kuchlanganlik holati	Stressed state	Напряженное состояние	Kubik tomonlarida va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlarning xilma-xilligi va o'zgarishining tahlili
52	Kuchlanish	tension	Напряжение	Ichki kuchni kesim yuzada tarqalish qonuniyatini ifodalaydi, ya'ni bir birlik yuzaga to'g'ri keluvchi kuch
53	Kuchni nuqtaga nisbatan momenti	Moment force about particle	Момент силы относительно точки	Kuchning aylantiruvchi tavsifi. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti kuch modulini uning yelkasiga ko'paytmasiga teng
54	Kuchning o'qdagi proyeksiyasi	The projection of forces on the axis	Проекция силы на ось	Kuch vektorining boshi va oxiridan o'qqa tushirilgan ikkita perpendikulyar orasidagi kesma Uzunligi

1	2	3	4	5
55	Kuchning ta'sir chizig'i	Line of action of a force	Линия действия силы	Kuch vektori yo'nalgan to'g'ri chiziq
56	Kuchning yo'nalishi	Line of fiction	Направление силы	Tinch holatda bo'lgan moddiy nuqta shu kuch yo'nalishida harakatlanadi
57	Markazdan qochirma inersiya momenti	Product of inertia, Centrifugal moment of inertia	Центробежный момент инерции	Kesim yuza bilan ikkita o'q orasidagi masofalar ko'paytmasining integrali
58	Markaziy bo'lmagan siqilish	Eccentric compresion	Внецентральное сжатие	Bo'ylama o'qiga parallel kuch ta'sirida cho'zilish (siqilish)ga uchraydigan va ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inersiya o'qlari tekisligida egilmaydigan (egiladigan) brusning deformatsiyasi
59	Markaziy cho'zilish va siqilish	Axial tension and pressing	Центральное растяжение и сжатие	Tashqi kuch ta'siridan brusning kesim yuzasidagi material zarrachalarining bir xil masofaga ko'chishi, ya'ni brusning kesim yuzasi o'ql bo'ylab chiziqli qisqarishi yoki ortishi
60	Mexanik xossa	Mechanical properties	Механические свойства	Materialning mustahkamligini xarakterlovchi kuchlanishlar to'plami
61	Mexanika	Mechanics	Механика	Moddiy jismlarning o'zaro ta'siri va mexanik harakati to'g'risidagi fan
62	Mo'rtlik	Brittleness	Хрупкость	Materialning plastikligiga teskari xossa
63	Murakkab deformatsiya	Hard deformation	Сложная деформация	Bir vaqtda ikkita va undan ko'proq oddiy deformatsiyalar hosil bo'lishi
64	Murakkab qarshilik	Complex resistance	Сложное сопротивление	Konstruksiyaning ikkita va undan ortiq oddiy deformatsiyalar ta'sirida bo'lishi
65	Mustahkamlik	Stiffness	Прочность	Konstruksiya elementlarining qo'yilgan tashqi kuchlar ta'siriga chidamliligi
66	Mustahkamlik chegarasi	The boundary strength	Предел прочности	Jism chidash bera oladigan eng katta kuchga to'g'ri keluvchi kuchlanish
67	Mustahkamlik nazariyasi	Theory of strength	Теория прочности	Konstruksiyalarning mustahkamligi to'g'risidagi turli nazariy va tajribaviy mulohaza va g'oyalari mujassam-lashgan holatining matematik ifodasi

1	2	3	4	5
68	Mustahkamlik sharti	Strength condition	Условия прочности	Xavfli kesimdagi yemirilishni cheklaydigan matematik ifoda
69	Neytral o'q	Neutral axis	Нейтральная ось	Balkaning ko'ndalang kesim yuzasi bilan neytral qatlamining kesishish chizig'i
70	Neytral qatlam	Neutral plane	Нейтральный слой	Balkaning egilishida cho'zilmaydigan va siqilmaydigan, o'zining boshlang'ich uzunligini o'zgartirmaydigan qatlam
71	Nisbiy deformatsiya	Relative deformation	Относительная деформация	Bir birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi absolyut uzayish (qisqarish)
72	Normal kuchlanish	Normal tension	Нормальное напряжение	Kesim yuzaga tik yo'naladigan kuchlanish
73	Noustuvorlik	Instability	Неустойчивость	Sig'uvchi kuch ta'sirida sterjenning to'g'ri chiziqli shaklini saqlab qola olmasligi
74	Oddiy deformatsiya	Simple deformation	Простая деформация	Tashqi kuch yo'nalishida jismning o'lcham yoki shaklining o'zgarishi
75	Oquvchanlik chegarasi	Liquid limit	Предел текучести	Yuk ortmagan holda deformatsiya orta boradigan kuchlanish
76	Parchin mixli birikma	Rivet connection	Заклепочное соединение	Ikkita elementni parchin mix vositasida biriktirish usuli
77	Payvand birikma	Welded joint	Сварное соединение	Ikkita element materiallarining suyuq holatda biriktirish usuli
78	Plastik deformatsiya	Plastic deformation	Пластическая деформация	Qoldiq deformatsiya, ya'ni tashqi kuch ta'siri yo'qotilgandan keyin jismning boshlang'ich o'lcham va shaklining tiklanmasligi
79	Plastiklik	Plasticity	Пластичность	Brusning cho'zilish (siqilish)ga, egilishga va h.k.farga moyilligi, katta qoldiq deformatsiya hosil qilish xususiyati
80	Plastiklik xossasi	Plastic properties	Пластические свойства	Materialning deformat-siyalanish xususiyatini belgilovchi xossa
81	Plastrinka	Tablet	Пластика	Qalinligi qolgan o'lchamlaridan kichik bo'lgan jism
82	Proporsionallik chegarasi	Border of propotion	Предел пропорциональности	Guk qonuni bajariladigan eng katta kuchlanish
83	Qarshilik momenti	Resisting moment	Момент сопротивления	Kesim o'lchamlarining bog'lanishi, mustahkamlikni ifodalaydigan geometrik tavsif

1	2	3	4	5
84	Qistirib mahkamlangan tayanch	Built-in support	Защемленная опора	Uch bog'lanishli tayanch, hamma erkinlik darajani cheklaydi. Tayanch kesim jism bilan birgalikda biror tekislikda harakatlana olmaydi. Tayanchda uchta reaksiya kuchi hosil bo'ladi
85	Qiyshiq egilish	Oblique bending	Косой изгиб	Tashqi kuchning ta'sir chizig'i bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inersiya o'qlari tekisligidan o'tmaydigan sterjenning deformatsiyasi
86	Qo'zg'almas sharnirli tayanch	Fixed bearing	Неподвижная опора	Bog'lanish yo'nalishlarida gorizontal va vertikal tekisliklarda tayanch kesimining harakatini cheklaydi. Tayanch kesimining aylanishi cheklanmagan. Tayanch kesim bitta erkinlik darajaga ega va unda ikkita reaksiya kuchi hosil bo'ladi
87	Qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch	Shifting bearing	Подвижная опора	Bir chiziqli bog'lanish yoki qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch, bog'lanish tekisligida tayanch nuqtasining harakatini cheklaydi. Tayanch kesim ikkita erkinlik darajaga ega, bitta reaksiya hosil bo'ladi
88	Qobiq	Casing, cover	Оболочка	Egri shaklli plastinka
89	Qutb inersiya momenti	Polar moment of inertia	Полярный момент инерции	Kesim yuza bilan qutb nuqtasi orasidagi masofa kvadratining ko'paytmasi integrali
90	Reaksiya kuchi	Force of reactions	Сила реакции	Jismga ta'sir qiladigan bog'lanish kuchi. Jismning harakatlalishiga qarshilik ko'rsatadigan kuch
91	Ruxsat etilgan kuchlanish	Working stress	Допускаемое напряжение	Konstruksiya qism-larining elastik deformatsiya, mustahkamligi va xavfsizligini ta'minlash uchun brus materialiga xos bo'lgan cheklangan kuchlanish
92	Ruxsat etilgan yuk	Safe load	Допускаемая нагрузка	Konstruksiya ko'tara olishi mumkin bo'lgan yukning miqdori
93	Shakl o'zgarishi	Mode change	Изменения формы	Kubik deformatsiyalanishida uning qirralarining o'lchamlari bir xil o'zgarmaydi, kubik parallelogram shaklini egallaydi

1	2	3	4	5
94	Siljish	Shift	Сдвиг	Tashqi kuch ta'siridan brus kesim yuzalarining bir-biriga nisbatan ko'chishi
95	Siljish moduli	Modulus of rigidity	Модуль сдвига	Siljishda fizik konstanta, ikkinchi tartibli elastiklik moduli
96	Siqlilish	Pressing	Сжатие	Tashqi kuch ta'sirida brus uzunligining qisqarishi va ko'ndalang o'lchamini ortishi
97	Sterjen	Bar	Стержень	Cho'zilish va siqlilishga qarshilik ko'rsatadigan brus
98	Tashqi kuch	External force	Внешняя сила	Tinch harakatsiz holatda bo'lgan jismga ikkinchi jismning ta'siri
99	Tekis kuchlanganlik	Plane tensity	Плоская напряженность	Kubikning o'zaro perpendikulyar uchta qirralaridan ikkitasining bir vaqtda cho'zilishi va siqlilishining tahlili
100	Teng ta'sir etuvchi kuch	Resultant (force)	Равнодействующая сила	Kuchlar sistemasining jismga ta'sir kuchini bitta kuch bera olishi
101	To'liq kuchlanish	Combined stress	Полное напряжение	Normal va urinma kuchlanishlarning geometrik yig'indisi
102	To'plangan kuch	Concentrated force	Сосредоточенная сила	Ikki ta'jismning o'zaro ta'sirlanishi nuqta vositasida amalga oshiriladi, ya'ni yukni qo'yilish yuzasining o'lchami konstruktsiya elementlarining o'lchamlaridan juda kichik
103	Umumlashgan Guk qonuni	Hooke's volumetric law	Объемный закон Гука	Elastik hajmiy deformatsiyani tavsiflovchi qonu niyatning matematik ifodasi
104	Universal tenglama	Universal formula	Универсальное уравнение	Balka ixtiyoriy kesimining aylanish burchagi va solqilgini aniqlash tenglamasi
105	Urinma kuchlanish	Tangential stress	Касательное напряжение	Kesim yuzaga urinma yo'naladigan kuchlanish
106	Ustuvorlik	Heat-resistant	Устойчивость	Konstruktsiyaning (inshoot) detali o'zining to'g'ri chiziqli muvozanatlashgan holati yoki shaklini yo'qotmaslik qobiliyati
107	Ustuvorlik sharti	The stability condition	Условие устойчивости	Ingichka va uzun sterjenlar ustuvor holatini ta'minlovchi shartning matematik ifodasi
108	Val	Shaft	Вал	Aylanma harakat va quvvatni uzatadigan, buralish va egilish deformatsiyalariga uchraydigan brus
109	Xavfli kesim	Dangerous section	Опасное сечение	Eng katta kuchlanish ta'sirida kesim yuzasida yemirilishning sodir bo'lishi
110	Yoyilgan kuch	Distribution force	Распределенная сила	Ikki jismning o'zaro ta'sirlanishi uzunlik yoki yuza bo'yicha amalga oshirilishi

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Mirsaidov M.M., Matkarimov P.J., Godovannikov A.M. Materiallar qarshiligi, Darslik. – T.: "Fan va texnologiya", 2010.
2. Mirsaidov M.M., Matkarimov P.J., Saidov S.M. Nazariy va amaliy mexanika (1-qism) [Matn]: o'quv qo'llanma. – T.: "ADABIYOT", 2023.
3. O'rozboyev M.T. Materiallar qarshiligi. – T.: "O'qituvchi", 1979.
4. Materiallar qarshiligi / A.F. Smirnov tahriri ostida. – T.: "O'qituvchi", 1988.
5. Mansurov K.M. Materiallar qarshiligi. – T.: "O'qituvchi", 1983.
6. Феодосев В.М. Сопротивление материалов.
7. Мельников Б.Е. и др. Сопротивление материалов. Учебник. – Санкт-Петербург: Лань, 2020.
8. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. – М.: "Наука", 1986. – 560 с.
9. Belyayev N.M. va b. Materiallar qarshiligidan masalalar to'plami. – T.: "O'zbekiston", 1993.
10. Дарков А.В., Шапиро Г.С. Сопротивление материалов.
11. Самуль В.И. Основы теории упругости и пластичности. –М.: "Высшая школа", 1982. – 288 с.
12. Beer F.P., Johnston E.R., DeWolf J.T., Mazurek D.F. Mechanics of Materials. 7 th Edition. – New York. McGraw-Hill Education Ltd, 2015(897 p.).
13. Gere J.M., Goodno B.J. Mechanics of Materials. 8 th Edition. –Canada by Nelson Education Ltd, 2013(1098 p.).
14. James M. Mechanics of Materials. 6 th Edition Copyright 2004 Thomson Learning, Inc. 940 p.
17. M.M.Mirsaidov, T.Z.Sultanov/ Gidrotexnika inshootlarning seysmik mustahkamligi. Darslik.Toshkent. "MASHHUR-PRESS", 2023.
18. M.M.Mirsaidov, K.Ismayilov. Elastiklik nazariyasi. Darslik. MASHHUR-PRESS", 2023.

MUNDARIJA

So'zboshi	2
Materiallar qarshiligi va elastiklik nazariyasi asoslari fanida uchraydigan kattaliklar va ularning o'lov birliklari	5
I BOB. Materiallar qarshiligi faniga kirish va fanning umumiy tushunchalari.....	8
1.1. Kirish. Fanning rivojlanish tarixi.....	8
1.2. Materiallar qarshiligi fanining maqsadi, vazifalari, asosiy tamoyil va farazlari.....	10
1.3. Konstruksiya elementlari turlari	13
1.4. Konstruksiya elementlarining bog'lanishlari va ularda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlari	15
1.5. Inshoot va mashina qismlarining hisob sxemalarini tuzish	16
1.6. Deformatsiya to'grisida tushuncha. Oddiy deformatsiya turlari	17
II BOB. Tashqi kuchlar. kesish usuli, ichki kuchlar va kuchlanishlar to'g'risida tushuncha.....	22
2.1. Tashqi kuchlar.....	22
2.2. Kesish usuli. Ichki kuchlar.....	24
2.3. Kuchlanishlar to'g'risida tushuncha.....	26
III BOB. Cho'zilish va siqilish.....	33
3.1. Markaziy cho'zilish va siqilish to'g'risida tushunchalar.....	33
3.2. Bo'ylama kuchlarni aniqlash va ularning epyuralarini qurish	36
3.3. Ruxsat etilgan kuchlanishlar.....	40
3.4. Cho'zilish va siqilishda mustahkamlikka hisoblash	40
3.5. Bo'ylama va ko'ndalang deformatsiyalar. Puasson koeffitsiyenti	45
IV BOB. Materiallarning mustahkamligini sinov yo'li bilan o'rganish	51
4.1. Sinov uchun namunalar. Turli materiallar uchun cho'zilish diagrammasi	51
4.2. Plastik va mo'rt materiallarning cho'zilish va siqilish diagrammalari	53
4.3. Materiallarning asosiy mexanik xarakteristikallari va ularni aniqlash	60

V BOB. Tekis shakllarning geometrik xarakteristikalar	65
5.1. Asosiy geometrik xarakteristikalar	65
5.2. Tekis shakllarning o'qlarga nisbatan statik momentlari	66
5.3. Shaklning biror o'qqa nisbatan inersiya momentlari	69
5.4. Oddiy shakllarning inersiya momentlari	71
5.5. Koordinata o'qlari parallel ko'chirilganida inersiya momentlarining o'zgarishi	77
5.6. Koordinata o'qlari burilganida inersiya momentlarining o'zgarishi	79
5.7. Bosh inersiya o'qlari va bosh inersiya momentlari	81
5.8. Tekis shakllarning qarshilik momentlari	85
5.9. Murakkab tekis kesimlar bosh markaziy o'qlarining holatini va bosh markaziy inersiya momentlarini aniqlash	87
VI BOB. Siljish	93
6.1. Sof siljish. Sof siljish haqida tushuncha	93
6.2. Siljishda potensial energiya	95
6.4. Siljishga ishlaydigan konstruksiya elementlarining hisobi	97
6.4.1. Parchin mixli birikmalar hisobi	99
6.4.2. Payvandli birikmalar hisobi	106
VII BOB. Buralish	111
7.1. Buralish haqida tushunchalar. Sof buralish	111
7.2. Doiraviy kesimli vallarning ko'ndalang kesimidagi kuchlanishlarni aniqlash. Buralishdagi mustahkamlik sharti	113
7.2.1. Buralishda ichki kuchlar epyurasini qurish	121
7.3. Doiraviy kesimli vallar buralishidagi deformatsiyalar. Birklik sharti	124
7.4. Kesimi doiraviy bo'lmagan bruslarning buralishi	127
VIII BOB. Egilish	132
8.1. Egilish haqida tushuncha	132
8.2. Egilishda ichki kuchlar va ularning epyuralarini qurishning umumiy qoidalari	134
8.2.1. Ko'ndalang kuch, eguvchi moment va yoyilgan kuch intensivligi orasidagi differensial bog'lanishlar	137
8.3. Sof egilishda kuchlanishlar	139
8.4. Ko'ndalang egilishdagi kuchlanishlar	145
8.5. Egilishda ichki kuchlar epyuralarini qurish hamda konstruksiyalarni mustahkamlik va birklikka hisoblashga doir misollar	151

IX BOB. Balkalarning egilishidagi defor-matsiyalarini aniqlash	159
9.1. Umumiy tushunchalar. Deformatsiya turlari.....	159
9.2. Balka egilgan o'qining differensial tenglamasi va uni integrallash usuli	161
9.3. Deformatsiyalarni universal formula yordamida aniqlash	169
X BOB. Nuqtaning kuchlanish holati. mustahkamlik nazariyalari.....	178
10.1. Nuqtaning kuchlanish holati to'g'risida tushuncha. Kuchlanish holatining turlari. Qiya kesimlarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar.....	178
10.2. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlar	185
10.3. Ekstremal urinma kuchlanishlar	186
10.4. Umumlashgan Guk qonuni.....	188
10.5. Deformatsiyaning potensial energiyasi.....	190
10.6. Mustahkamlik nazariyalari haqida tushunchalar	192
XI BOB. Murakkab qarshilik	202
11.1. Murakkab qarshiliklar to'g'risida umumiy tushunchalar va uning turlari	202
11.2. Qiyshiq egilish	204
11.3. Egilish va cho'zilish (siqilish)ning birgalikdagi ta'siri	211
11.4. Markaziy qo'yilmagan bo'ylama kuchning ta'siri.....	214
11.5. Kesim yadrosi	223
XII BOB. Siqilgan sterjenlarning ustuvorligi.....	227
12.1. Muvozanatning ustuvor va noustuvor shakllari to'g'risida tushunchalar	227
12.2. Markaziy siqilgan sterjen uchun kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi.....	229
12.3. Eyler formulasidan foydalanish chegaralari	232
12.4. Sterjenlarni ustuvorlikka amalda hisoblash	234
12.4.1. Bo'ylama ko'ndalang egilish	238
12.4.2. Tekis shaklning egilishdagi ustuvorligi	241
Ilovalar.....	246
2-ilova.....	250
3-ilova.....	254
4-ilova.....	256
Glossariy	258
Foydalanilgan adabiyotlar.....	266

QAYDLAR UCHUN

**M.M. MIRSAIDOV
P.J. MATKARIMOV**

**MATERIALLAR QARSHILIGI VA
ELASTIKLIK NAZARIYASI ASOSLARI
1-QISM. MATERIALLAR QARSHILIGI**

*Muharrir: Oydin Alauddinova
Badiiy muharrir: Asila Umarova
Sahifalovchi: Azamat Qayumov
Musahhih: Iqbola Isamuhamedova*

« MASHHUR PRESS NASHRIYOTI » MCHJ
Nashriyot litsenziyasi: AI № AA 0043. 27.01.2021.
100129, Toshkent shahri, Markaz-15. 1/90.
Tg: (+98) 127-30-04.



Mirziyod Mirsaidovich Mirsaidov – texnika fanlari doktori, professor, O'zR FA akademigi. 1976-yilda nomzodlik (Moskva sh.) va 1985-yilda doktorlik (Novosibirsk sh.) dissertatsiyalarini himoya qilgan. O'zR FA tavsiyasiga asosan 2017-yilning dekabr oyida Prezidentimiz qarori bilan O'zR FA akademigi etib tasdiqlandi. U 7 ta monografiya, 14 ta darslik va o'quv-qo'llanmalar, 30 dan ortiq mualliflik guvohnomalari hamda 300 ga yaqin ilmiy maqolalar muallifidir. Uning rahbarligida 17 ta fan nomzodi, 4 ta fan doktori tayyorlanib, hozirgi kunda ular Respublikamizning turli sohalarida faoliyat ko'rsatib kelmoqdalar.

30 dan ortiq maqolalari chet ellarda ingliz tilida chop qilingan va 6 ta darslik va o'quv qo'llanmalari qozoq tiliga tarjima qilinib, Qozog'iston Respublikasida o'quv jarayoniga qo'llanilib kelinmoqda. Hozirgi kunda M.M. Mirsaidov talabalarga bilim berish bilan birgalikda o'z shogirdlari bilan fanning deformatsiyanuvchan qattiq jism mexanikasi, qurilish mexanikasi, inshootlar zilzilabardoshligi va gidrotexnika inshootlarining mustahkamligi yo'nalishlari bo'yicha faol ilmiy izlanishlar olib bormoqda.



Matkarimov Paxridin Jo'rayevich – Namangan muhandislik-texnologiya instituti "Umumtexnika fanlari" kafedrası professori, texnika fanlari doktori. 1993-yilda nomzodlik va 2004-yilda doktorlik dissertatsiyalarini himoya qilgan. 1 ta monografiya, 3 ta darslik va o'quv qo'llanmalar, 15 dan ortiq ixtiro uchun patent va mualliflik guvohnomalari hamda 100 dan ortiq ilmiy maqolalar muallifidir.

Hozirgi kunda P.J. Matkarimov Namangan muhandislik-texnologiya institutida talabalarga mexanika fanlari bo'yicha bilim berish bilan birgalikda o'z shogirdlari bilan fanning deformatsiyanuvchan qattiq jism mexanikasi va gidrotexnika inshootlarining mustahkamligi yo'nalishlari bo'yicha ilmiy tadqiqot ishlarini olib bormoqda.

ISBN 978-9943-917-88-0



9 789943 917880