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

ISLOM KARIMOV NOMIDAGI TOSHKENT DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI

АМАЛИЙ МЕХАNIКА

(MATERIALLAR QARSHILIGI)

fanidan ma'ruzalar matni

Toshkent – 2018

Tuzuvchi: Baratov N.B. «Амалий механika» fanidan ma’ruzalar matni - Toshkent, ToshDTU, 2018. - 68 b.

Ushbu ma’ruzalar matni ToshDTU ning mutaxassisligi mexanik bo‘lmagan talabalari (bakalavrlar) uchun o‘quv rejasi asosida

«Амалий механika» kursi bo‘yicha foydalanish uchun tuzilgan. Ma’ruzalar matnida «Амалий механika» kursida o‘qitiladigan “*Materiallar qarshiligi”, “Mexanizm va mashinalar nazariyasi”* va *“Mashina detallari”*fanlari bo‘yicha talabalar bilishi lozim bo‘lgan eng asosiy ma’lumotlar keltirilgan.

Ma’ruzalar matnini yozishda muallif o‘zining ko‘p yillik faoliyatida ortirgan tajribalariga, xamda kafedraning yetakchi professor-o‘qituvchilarining tajribalari va chop ettirilgan ma’ruza matnlaridan foylalangan holda yozishga harakat qildi.

Ushbu ma’ruzalar matni talabalarning darslik va o‘quv qo‘llanmalardan foydalanishlarida yo‘llanma bo‘lib xizmat qiladi.

Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti
ilmiy-uslubiy kengash qarori asosida nashr etildi.

Taqrizchilar:
TKTI “OOSMJ-MA”kafedrasi mudiri, dotsent A.N.Shernaev,

Islom Karimov nomidagi Toshkent davlat texnika universiteti “Materiallar qarshiligi va mashina detallari” kafedrasi katta o‘qituvchisi Axmedjanov Yu.A.

Halqaro SI tizimida mexanik miqdorlar va ularning o‘lchov birliklari

Mexanik miqdorning nomi	Harfiy belgisi	O‘lchov birligi
Uzunlik	l	m
Massa	m	kg
Kuch	F	*N (Nyuton)*$(kg.m/s^2)$
Og‘irlik	G	*N (Nyuton)*$(kg.m/s^2)$
Vaqt	t	s
Tekislikdagi burchak	φ	*rad*
Burchak tezligi	ω	s^{-1}
Burchak tezlanish	ε	s^{-2}
Tezlik	υ	m/s
Tezlanish	a	m/s^2
Kuch momenti	M	Nm $(kg.m/s^2)$
Kuch impulsi	S	$N\,s$ $(kg.m/s)$
Harakat miqdori	Q	$N\,s$ $(kg.m/s)$
Harakat miqdori momenti	K	$kg.sm^2/s$
Kinetik energiya	T	*J (joul)* $(kg.m^2/s^2)$
Quvvat	N	*Vt (vat)* $(kg.m^2/s^3)$
Jism momenti inersiyasi	I	$kg\,m^2$

MATERIALLAR QARSHILIGI

1-MA’RUZA

Kirish

Reja:

1. Materiallar qarshiligi haqidagi fan va uni muhandislik bilimlari uchun ahamiyati.
2. Asosiy tushunchalar va farazlar.
3. Kuch turlari va qurilma elementlarining sxemada ko‘rsatilishi .

Turli muhandislik qurilmalarini loyihalashda konstruksiyalarni va uning ayrim elementlarining o‘lchamlarini aniqlashga to‘g‘ri keladi. Bu masala mustahkam, ustuvor, uzoq muddatga chidamli hamda iqtisodiy jihatdan tejamli qurilma va inshoot yaratish kabi maqsadga qaratilgan hisoblashlar asosida hal qilinadi. Bunday masalalar mashina, samolyot, kema va hokazolarni loyihalashda ham paydo bo‘ladi.Bu masalalarning barchasida «*materiallar qarshiligi*» asosiy o‘rinni egallagan fanlar kompleksida ko‘rib chiqiladi.

Materiallar qarshiligi haqidagi fan muhandislik amaliyotida keng qo‘llaniladi. Bu fan barcha oliy va akademik litsey va kolledjlarda o‘rganiladi, u ayniqsa, qurilish va mashinasozlik oliy o‘quv yurtlari uchun katta ahamiyatga ega fan hisoblanadi.

Materiallar qarshiligi kursida inshoot yoki mashinaning asosiy elementi sifatida qaraladigan ayrim sterjenning mustahkamligi va bikrligi masalasiga asosiy e’tibor beriladi.

Materiallar qarshiligida analitik hisoblash usullari bilan birga laboratoriya va tabiiy sharoitlarda olingan tajriba natijalari ham o‘rganiladi.

Materiallar qarshiligini yaxshi o‘zlashtirish uchun *nazariy mexanika, matematika* va *fizika fanlaridan* bilimlarga ega bo‘lish kerak. Qattiq jismlarning muvozanati va harakatini o‘rganadigan *nazariy mexanika* fani asosiy baza hisoblanadi. Materiallar qarshiligida o‘z o‘lchami va rasmini tashqi kuch ta’sirida o‘zgartirishi mumkin bo‘lgan jismlar o‘rganiladi. Shuning uchun *materiallar qarshiligi*da *nazariy mexanika*dan farqli ravishda jismning muvozanati haqidagi masaladan tashqari uning ayrim nuqtalarining ko‘chishlariga doir masalalar ham yechiladi.

Materiallar qarshiligi fani o‘z tarixiga ega. Bu sohadagi dastlabki tadqiqotlarni *Galiley (1564–1642)* o‘tkazgan. U birinchi bo‘lib tashqi kuchlar ta’siriga sterjenlarning qarshilik ko‘rsata olishini baholash uchun analitik hisoblashlarni bajarish zarurligi haqidagi masalani qo‘ydi. *Galiley*ning ba’zi nazariy fikrlari xato bo‘lib chiqdi. Masalan, u ko‘ndalang kesim yuzasi to‘g‘ri to‘rtburchakdan iborat brusning egilishga qarshiligi kesim yuzasining balandligi kvadratiga proporsional ekanligini to‘g‘ri aniqlagan bo‘lsa ham, proporsionallik koeffitsiyentini noto‘g‘ri hisoblagan.1676 yili *R. Guk (1635–1703)* cho‘zilishda kuch bilan uzayish (deformatsiya) orasidagi proporsional bog‘lanishni aniqladi. Bu bog‘lanish «*Guk qonuni*» nomi bilan mashhur bo‘lib, materiallar qarshiligida juda muhim ahamiyatga ega.

Materiallar qarshiligi masalalarini analitik usul bilan tekshirishni rivojlantirishda D.Bernulli (1700–1782) va L.Eyler (1707–1783) katta hissa qo‘shganlar. A.V. Gadolin (1828–1892), D.J.Juravskiy (1821–1891) , X.S.Golovin (1844–1904), F.Yasins (1856–1899), I.G. Bubnov (1872–1919), L.D.Proskuryakov (1858–1926) va boshqalarning ishlari ham katta ahamiyatga egadir.

Asosiy tushunchalar va farazlar

Har bir jismda unga qo‘yilgan kuchlar ta’siridan uning zarralarining o‘zaro joylashuvi o‘zgaradi, odatda, uning o‘lchamlari, xajmi va rasmi o‘zgaradi, lekin bunda uning tarkibidagi moddalarning umumiy miqdori o‘zgarmaganligi tufayli uning massasi o‘zgarmasdan qoladi. Bunda jism deformatsiyalandi deyiladi. Masalan, brus cho‘zilganida uning uzunligi, egilishda esa rasmi ko‘ndalang kesim yuzasi doiraviy bo‘lgan valning buralishida hajm o‘lchamlari va rasmi o‘zgarmasa ham elementar zarralarning o‘zaro joylashishi o‘zgaradi. Shunday qilib, ***deformatsiya deganda, odatda, jism o‘lchamlari va rasmining o‘zgarishiga olib keluvchi jism zarralari o‘zaro joylashish xolatining o‘zgarishi*** tushuniladi.

Deformatsiyani hosil qiluvchi kuchlarni asta-sekin kamaytirib, keyinchalik butunlay yo‘qotilsa, jism o‘zining dastlabki rasmini olishga intiladi. Deformatsiya butunlay yoki qisman yo‘qoladi.

Jismlarning yuklama ostida deformatsiyalanib, kuch ta’siri

yo‘qotilgach o‘zining dastlabki xossasiga qaytish holati ***elastiklik*** deyiladi. Yuklama olinishi bilan deformatsiyaning yo‘qoladigan qismi

elastik deformatsiya deb, qoladigan qismi esa ***qoldiq deformatsiya*** deb ataladi.

Qoldiq deformatsiyalarning paydo bo‘lishi ***jismning plastikligi*** bilan bog‘liqdir. Agar yuklama ta’siri olingach, deformatsiya tamomila yo‘qolsa (qoldiq deformatsiya nolga teng bo‘lsa), jism ***absolyut elastik*** deb ataladi.

Ba’zi materiallarning elastiklik xossalari barcha yo‘nalishlarda bir xil bo‘ladi. Bunday jismlar ***izotrop jismlar*** deb ataladi. Shu bilan birga turli yo‘nalishlarda xossalari turlicha bo‘lgan ***anizotrop jismlar*** ham uchraydi. Bunday jismlarga, masalan, **yog‘och** misol bo‘la oladi. Yog‘ochning tolalari bo‘ylab siqilishdagi deformatsiyasi tolalariga ko‘ndalang siqilishdagiga nisbatan bir necha marta kichik bo‘ladi.

«Materiallar qarshiligi»da quyidagi xossalarga ega bo‘lgan ideal jism o‘rganiladi, chunonchi, bu jism ***yaxlit*** (g‘ovaksiz) va ***bir jinsli*** deb qaraladi. Bu cheksiz kichik hajmda istalgan nuqta atrofida olingan material xossalari nuqtaning o‘rniga bog‘liq emasligini bildiradi; jism ***absolyut elastik*** hisoblanadi.

Ba’zi masalalarda bu farazlardan chetga chiqish mumkin, bunda maxsus tushuntirish beriladi. Shuningdek, material ***elastik izotropiyaga*** ega deb hisoblanadi, boshqacha qilib aytganda, materialning elastik xossalari barcha yo‘nalishlarda bir xil bo‘ladi.

Ko‘pgina hollarda qurilma elementlarining deformatsiyalari katta bo‘lmaydi. Shu sababli ayrim nuqtalarning ko‘chish miqdori tizimning asosiy o‘lchamlariga nisbatan juda kichik bo‘ladi. Bu hol hisoblashlarni birmuncha soddalashtirish imkonini beradi.

Navbatdagi <u>faraz</u> quyidagidagicha: ta’sir qilayotgan kuch ma’lum miqdordan oshmasa, ***jism chiziqli deformatsiyalanadi*** deyiladi.

Bu deformatsiya ta’sir qilayotgan kuchga proporsional ekanligini bildiradi. Agar jismga bir necha kuch ta’sir etayotgan bo‘lsa va bu kuchlar baravariga bir necha marta orttirilsa, deformatsiya ham shuncha marotaba ortadi.

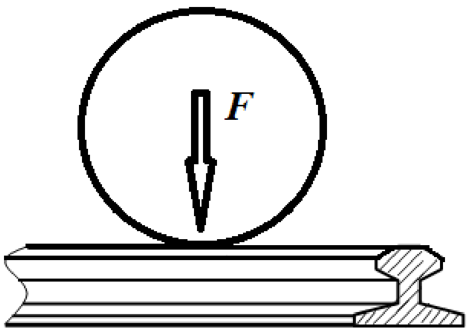
Inshoot elementlarini hisoblashda, ko‘pincha, kuchlar ta’sirining ***mustaqillik*** prinsipidan foydalaniladi. Bu prinsip yuqorida qabul qilingan farazdan kelib chiqadi. Bu prinsipning mohiyati quyidagicha: salqilik yoki reaksiya kuchining bir necha kuch ta’siridan hosil bo‘ladigan **qiymati** har xil va har qaysi kuch ta’siridan hosil bo‘ladigan **qiymatlar yig‘indisiga** tengdir.

Yuklama turlari va inshoot elementlarining sxemada ko‘rsat-ilishi.

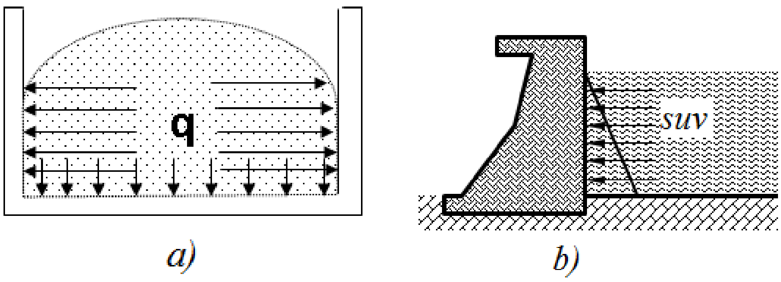
Materiallar qarshiligida qurilma va inshootlarga ta’sir qiladigan yuklamalar bir necha turlarga bo‘linadi.

To‘plangan kuchlar. Bu kuchlar qurilma yoki qurilma elementi inshootga kichik yuzada, amalda shartli ravishda nuqtada ta’sir etadi deb hisoblanadi. Bunday kuchlarga, masalan, rels uzun balka deb qaralsa, g‘ildirakning relsga bosimi kiradi (1-rasm).

Xalqaro o‘lchov birliklar sistemasi (SI)da taqsimlangan yuklama yuza birligiga to‘g‘ri keladigan ***nyuton***larda o‘lchanadi (N/m^2). Bunday yuklamalarga qorning tom yopmasiga bosimi, donning idish tubiga va silos minorasining devorlariga bosimi (2–rasm, a), suvning to‘g‘onga bosimi (2–rasm, b) kabi yuklamalar kiradi.



1-rasm

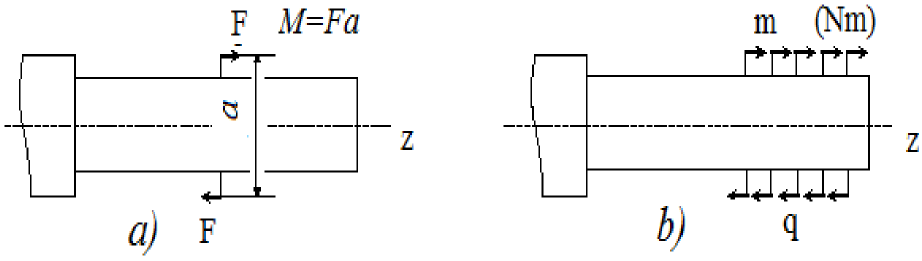


2-rasm

Bundan tashqari, to‘plangan juft kuch (3-rasm, a) yoki uzunlik bo‘yicha taqsimlangan juft kuchlar (3-rasm,b) ko‘rinishidagi yuklamalar ham uchraydi

Yuklamaning vaqt bo‘yicha o‘zgarishiga qarab, ***statik*** va ***dinamik*** yuklama turlari bo‘ladi. Statik yuklama vaqt bo‘yicha shunchalik sekin qo‘yiladiki, qurilma nuqtalari ko‘chishida ularning tezlanishi, harakat vaqtida paydo bo‘ladigan inersiya kuchlarini hisobga olmasa ham bo‘ladi.

Statik yuklamadan farqli ravishda *dinamik* yuklama juda qisqa vaqt ichida o‘z qiymati yoki holatini (harakatlanuvchi yuklama) o‘zgartiradi.

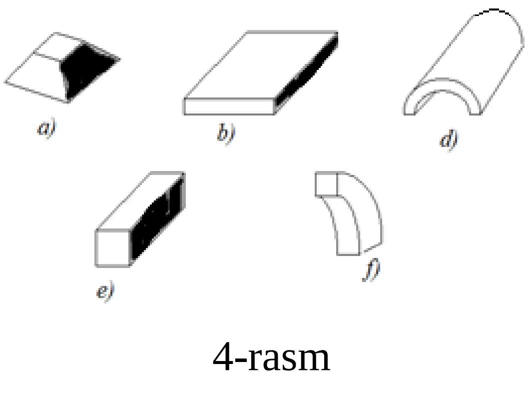


3-rasm

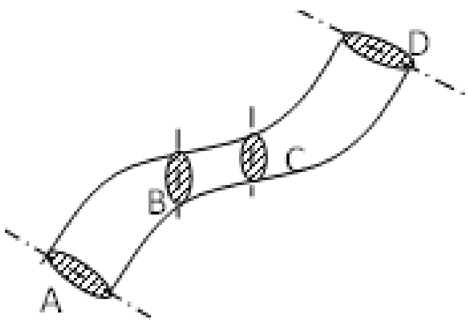
Qurilma va inshootga ta’sir qilish muddatiga ko‘ra ***doimiy*** va ***muvaqqat*** yuklamalar ham bo‘ladi. *Doimiy* yuklama deb qurilma va inshootning butun xizmati muddati davomida uzluksiz ta’sir qiladigan yuklamaga aytiladi. Unga qurilma og‘irligi misol bo‘la oladi. *Muvaqqat* yuklama cheklangan vaqt oralig‘ida ta’sir qiladi. Unga poezdning ko‘prikka bosimi, qor og‘irligi va xokazolar misol bo‘la oladi.

Yuqorida ko‘rib o‘tilgan kuchlar jism sirtiga qo‘yilganligidan ular *sirtqi kuchlar* deyiladi. Shuningdek jismning butun xajmi bo‘yicha taqsimlangan *xajmiy kuchlar* ham uchraydi. Ularga jismning o‘z og‘irligi, magnit tortish kuchi, inersiya kuchlari va hokazolar kiradi.

Qurilma elementlarining tuzilishi geometrik nuqtayi nazardan bir necha xillarga bo‘linadi. (4–rasm, *a*) da barcha o‘lchamlari bir xil tartibga ega bo‘lgan vazmin jismlar tasvirlangan. Bunday jismlar qatoriga bino ustunlari yoki kontakt tarmoqlari tayanchi ostiga qo‘yiladigan vazmin poydevorlar misol bo‘la oladi.



4-rasm



5-rasm

4–rasm, *b*) da qalinligi qolgan ikki o‘lchamidan kichik bo‘lgan plastina tasvirlangan.

Plastinalar bilan bir qatorda (4–rasm, *d*) qobiqlar ham uchraydi, ularning tashqi konturlari tekisliklar bilan emas, egri chiziqli sirtlar bilan chegaralangan bo‘ladi. Qobiqning qalinligi uning qolgan o‘lchamlariga nisbatan juda kichik bo‘ladi.

Qurilishda to‘g‘ri chiziqli (4–rasm, *e*) va egri chiziqli (4–rasm, *f*) **sterjen**lar (bruslar) ko‘p uchraydi. **Sterjen**lar, o‘z navbatida **balka, kolonna, stoyka** kabi turlarga bo‘linadi. Bu bo‘linish ularning konstruksiyalarda bajaradigan vazifasi bilan bog‘liqdir. Masalan, «**balka**» tushunchasi egilishga ishlaydigan sterjenlar uchun, «**kolonna**» va «**stoyka**» tushunchasi esa asosan siqilishga ishlaydigan tik sterjenlar uchun ishlatiladi.

Materiallar qarshiligida asosiy e’tibor loyihalashda ko‘p ishlatiladigan **sterjen**lar hisobiga qaratilgan. Sterjenning o‘qi va ko‘ndalang kesim yuzasi uning asosiy geometrik elementlari hisoblanadi. Bu elementlar bir-biri bilan o‘zaro bog‘langan. Sterjen o‘qi bir tomondan ko‘ndalang kesim yuzalarining og‘irlik markazlari orqali o‘tuvchi chiziq bo‘lsa, ikkinchi tomondan ko‘ndalang kesim yuzalari sterjen o‘qiga perpendikulyar ravishda o‘tkazilgan tekisliklar bilan hosil qilingan kesimlardir.

Sterjen deganda tekis rasm biron egri chiziq bo‘yicha harakatlanganda paydo bo‘ladigan, tekis rasmning og‘irlik markazi egri chiziq ustida yotib, rasm tekisligi esa mazkur egri chiziqqa ushbu nuqtada o‘tkazilgan urinmaga doim perpendikulyar bo‘lgan jism tushuniladi. Bunda egri chiziq sterjenning **o‘qi,** tekis rasm esa uning ko‘ndalang kesim **yuzasi** hisoblanadi 5-rasmda ABCD egri o‘qli sterjen ko‘rsatilgan, uning A, B, C, D nuqtalardagi ko‘ndalang kesimlari shtrixlangan tekis rasmlardir.

Sterjenlarning ko‘ndalang kesim yuzalari uzunligi bo‘ylab o‘zgarmas yoki o‘zgaruvchan bo‘lishi mumkin.

U yoki bu qurilma yoki inshootni hisoblash uchun avvalo hisob sxemasi tuziladi, so‘ngra barcha zarur hisoblashlar bajariladi. Masalan, 6-rasmda ikkita real balka va ularga mos keluvchi hisob sxemalari ko‘rsatilgan.

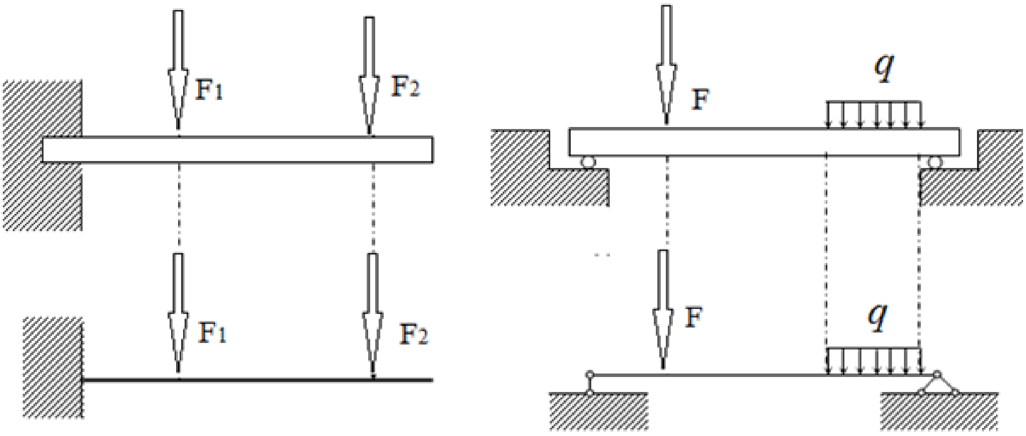
Har bir balka sxematik ravishda ideallashtirilgan tayanchlari bilan birga bitta o‘q chiziq ko‘rinishida tasvirlanadi.

Hisob sxemalarini tuzishda konstruksiyaning haqiqiy ish sharoitidan ba’zi chekinishlarga ruxsat etiladi.

Masalan, erkin yotuvchi balka uchlari mahkamlangan sharnirli tayanchlarda ishqalanish bo‘lmaydi. Balkaga ta’sir etuvchi yuklama, odatda, uning o‘qiga ta’sir etadi,shuning uchun hisoblash sxemada yuklamaning qo‘yilish nuqtasi 6-rasmda ko‘rsatilganidek aniqlanadi.

Hisoblash sxemalarini tuzishda nazariy mexanikaning ba’zi qoidalaridan foydalanib bo‘lmasligini nazarda tutish lozim. ***Masalan, kuchlarni ularning ta’sir chizig‘i bo‘ylab ko‘chirib bo‘lmaydi, kuchlar sistemasini teng ta’sir etuvchisi bilan almashtirish mumkin emas.***

Murakkab muhandislik inshootlarini hisoblashda hisoblash sxemasini tuzish loyihachidan katta san’at talab qiladi.



6-rasm

2-MA’RUZA

Kirish

Reja:

1. Sterjendagi ichki kuchlar va ularni aniqlash.
2. Nuqta kuchlanishi va deformatsiyalari haqida.

1. Sterjendagi ichki kuchlar va ularni aniqlash.

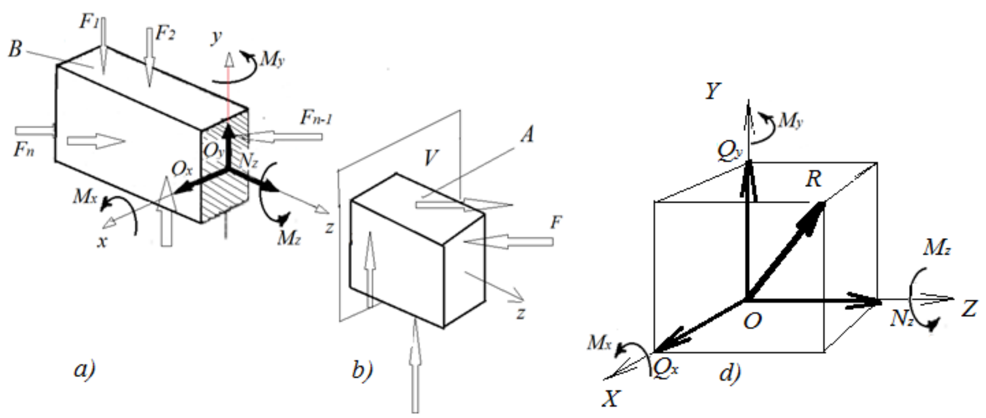
Yuklama ta’siridan sterjen deformatsiyalanganda jismning elementar zarralarining o‘zaro joylashishi o‘zgaradi, natijada undagi ichki kuchlar ham o‘zgaradi. Ichki kuchlar o‘z tabiatiga ko‘ra jism zarralarining o‘zaro ta’sirini bildiradi, ular jismning bir butunligini hamda deformatsiyalarning birgalikda sodir bo‘lishini ta’minlaydi. Bu kuchlarni topish uchun ***kesish*** usulidan foydalaniladi: muvozanatdagi sterjen bo‘ylama o‘qiga perpendikulyar bo‘lgan tekislik bilan qirqilib ikki qismga ajratiladi hamda bir bo‘lagining, masalan, ***B*** qismining muvozanati tekshiriladi (7-rasm, a).

B qismga qo‘yilgan bo‘lak tomonidan butun kesim bo‘yicha taqsimlangan ichki kuchlar sistemasi ta’sir qiladi. Bu sistemani umumiy holda bitta bosh vektorga teng ***R*** kuchga va bitta bosh momentga teng ***M*** juftga keltirish mumkin.

Sterjenlardagi ichki kuchlarni o‘rganishda sterjenni bo‘ylama o‘qiga perpendikulyar ravishda qirqish tavsiya qilinadi. Koordinatalar boshini kesimning og‘irlik markazida joylashtirib, x, y va z o‘qlar sistemasini tanlaymiz, bunda *OX*,*OY* o‘qlari kesim tekisligida yotadi.

Bosh vektor **R** ni koordinata o‘qlari bo‘yicha uchta tashkil etuvchi $\boldsymbol{N_z}$, $\boldsymbol{Q_x}$, $\boldsymbol{Q_y}$ ga, bosh moment **M** ni esa uchta $\boldsymbol{M_z}$,$\boldsymbol{M_x}$, $\boldsymbol{M_y}$ ga ajratamiz (7-rasm *d*).

Shunday qilib hosil qilingan qiymatlar ichki kuchlarning kompo-nentlarini, ular *ichki kuch faktorlari* yoki oddiygina qilib *ichki kuchlar* deb ataladi. Bu kuchlarning har birining o‘z nomi bor: kesimga perpendikulyar ravishda qo‘yilgan $\mathbf{N_z}$ kuchi *bo‘ylama kuch* deb, sterjen o‘qiga perpendikulyar qo‘yilgan, $\boldsymbol{Q_x}$ va $\boldsymbol{Q_y}$ kuchlar *ko‘ndalang kuchlar* deb ataladi. $\boldsymbol{M_x}$ va $\boldsymbol{M_y}$ momentlar *eguvchi* momentlar deb $\boldsymbol{M_z}$ esa *burovchi* moment deb ataladi.



7-rasm

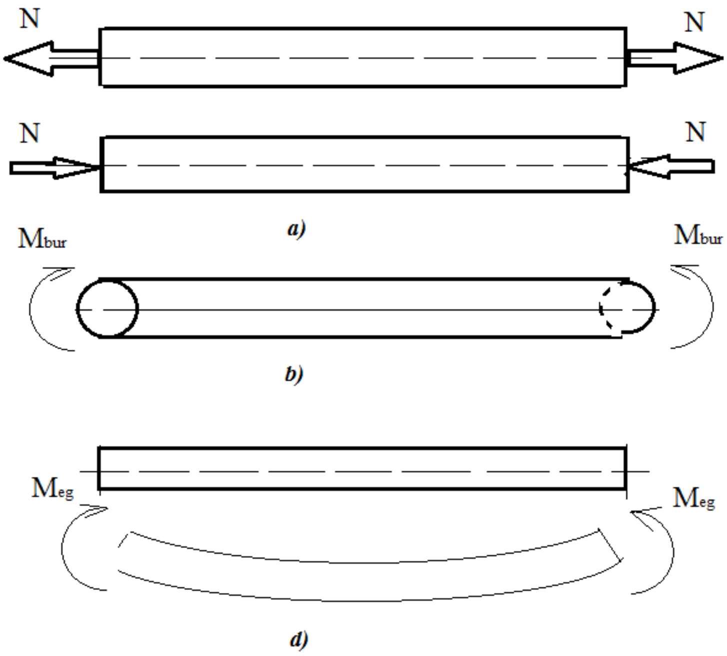
Jismning deformatsiyasi juda kichik bo‘lganligidan uning qirqib olingan bo‘lagini absolyut qattiq deb hisoblash mumkin. Bu esa nazariy mexanika kursidagi absolyut qattiq jismlar uchun chiqarilgan muvozanat tenglamalaridan foydalanish imkonini beradi.

Yuqorida qayd qilingan kuch faktorlarini hisoblashda qirqim tekisligiga nisbatan bir tomonda yotgan bo‘lak uchun oltita muvozanat tenglamalarini yozish yetarlidir:

Dastlabki uchta tenglamadan $\mathbf{N_z}$,$\mathbf{Q_x}$ va $\mathbf{Q_y}$ kuchlarni hisoblash mumkin. Oxirgi uchta tenglamadan esa eguvchi $\boldsymbol{M_x}$, $\boldsymbol{M_y}$ va $\boldsymbol{M_z}$ burovchi momentlar topiladi.

Sterjenga murakkab yuklamalar ta’sir etganda, uning ko‘ndalang kesim yuzalarida ichki kuchlarning birvaqtningo‘zida barcha oltita komponentlari paydo bo‘ladi. Materiallar qarshiligida yuklama ostidagi sterjen ishini o‘rganish oddiy kuchlar ta’sirini o‘rganishdan boshlanadi (8-rasm).

$$\sum_{i=1}^{n} X(F_1)=0;\ \sum_{i=1}^{n} m_x(F_i)=0;$$
$$\sum_{i=1}^{n} Y(F_1)=0;\ \sum_{i=1}^{n} m_y(F_i)=0;$$
$$\sum_{i=1}^{n} Z(F_1)=0;\ \sum_{i=1}^{n} m_z(F_i)=0;$$



8-rasm

Agar sterjenning qirqib olingan bo‘lagiga ta’sir etuvchi tashqi kuchlar sterjen o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan teng ta’sir etuvchiga keltirilsa, sterjen ko‘ndalang kesim yuzasida faqat bo‘ylama kuch $\mathbf{N_z}$ paydo bo‘ladi, qolgan ichki kuchlar esa nolga teng bo‘ladi.

Bunday holda cho‘zilish yoki siqilish ro‘y beradi (8-rasm, *a*), bunda sterjen *cho‘ziladi* yoki *qisqaradi*, uning o‘qi esa to‘g‘ri chiziqligicha qoladi. (8- rasm, *b*) da brusning buralish holati ko‘rsatilgan, bunda uning ko‘ndalang kesim yuzalarida faqat burovchi moment $\boldsymbol{M_z}$ lar paydo bo‘ladi. Buralishda ham sterjen o‘qi to‘g‘ri chiziqligicha qoladi, ko‘ndalang kesim yuzalari bir-biriga nisbatan o‘q atrofida ma’lum burchakka *buriladi*.

8-rasm *d*) da *sof egilish* ko‘rsatilgan bo‘lib, bunda sterjenning barcha kesim yuzalarida faqat *eguvchi moment* $\boldsymbol{M_x}$, $\boldsymbol{M_y}$ *gina* paydo bo‘ladi, sterjen o‘qi egrilanadi.

3. Nuqta kuchlanishi va deformatsiyalari haqida tushunchalar

Jismning yaxlitligi haqida avval qabul qilingan cheklanish asosida ichki kuchlari butun kesim yuzasi bo‘yicha uzluksiz taqsimlangan deb hisoblash mumkin. Ixtiyoriy *K* nuqta atrofida ΔF kichik yuzacha ajratib, bu yuzachaga ta’sir etayotgan ichki kuchlar teng ta’sir etuvchisini ΔR bilan belgilaymiz (9-rasm).

$$\frac{\Delta R}{\Delta A} = p_{o'r}$$

nisbat ushbu maydonchadagi o‘rtacha kuchlanishni bildiradi. Agar ΔA yuzachani kamaytira borsak, limitda nuqtadagi kuchlanishni olamiz:

$$\lim_{\Delta A \to 0} \frac{\Delta R}{\Delta A} = p$$

Agar ΔR kuchni ikkita, ya’ni bo‘ylama ΔN va urinma ΔQ tashkil etuvchilarga ajratsak, normal va urinma kuchlanishlarini topish mumkin.

$$\lim_{\Delta F \to 0} \frac{\Delta N}{\Delta A} = \sigma; \ \lim_{\Delta F \to 0} \frac{\Delta Q}{\Delta A} = \tau$$

Kuchlanish yuza birligiga to‘g‘ri keladigan kuch birliklarida o‘lchanadigan ichki kuchlar intensivligini bildiradi ($N/m^2 = 1Pa$).

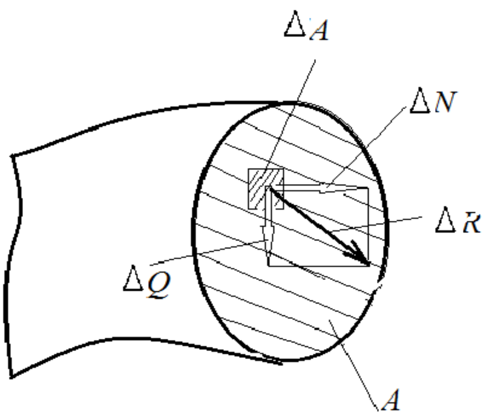
Urinma kuchlanishning yo‘nalishlari turlicha bo‘lganligidan bitta urinma kuchlanish o‘rniga O_x va O_y o‘qlari bo‘ylab yo‘nalgan ikkita τ_x va τ_y urinma kuchlanishlarni topish qulaydir.

Sterjen ko‘ndalang kesimida paydo bo‘ladigan kuchlanishlar bilan ichki kuchlar orasidagi bog‘lanishni aniqlaymiz.

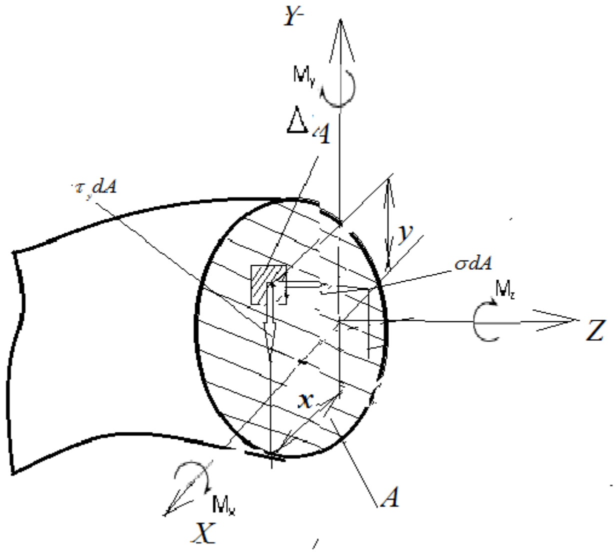
Buning uchun kesim yuzasida cheksiz kichik yuzacha dF ajratamiz va unga σdF , $\tau_y dF$, $\tau_y dF$ elementar kuchlarni qo‘yamiz (10-rasm).

Bu elementar kuchlarning proyeksiyalarini hamda ularning O_x, O_y, O_z o‘qlarga nisbatan momentlarini jamlab, quyidagilarni topamiz:

$$N = \int_A \sigma dA;\;\; M_x = \int_A y\sigma dA;$$
$$Q_y = \int_A \tau_y dA;\;\; M_y = \int_A x\sigma dA;$$
$$Q_x = \int_A \tau_x dA;\;\; M_z = \int_A (\tau_y x - \tau_x y) dA;$$



9-rasm



10-rasm

Integral ostidagi “***A***” belgisi integrallash ko‘ndalang kesimning butun yuzasi bo‘yicha bajarilishini bildiradi. Keltirilgan formulalar kesim yuzasi bo‘yicha kuchlanishning taqsimlanish qoidasi ma’lum bo‘lsa, ichki kuchlarni topish imkonini beradi. Faqat mana shu ma’lum ***N*** ga normal kuchlanishlarning kesim bo‘yicha turlicha taqsimlanish qonunlari mos kelishi mumkin. Materiallar qarshiligining asosiy masala-laridan biri kuchlanish ichki kuchlar teng ta’sir etuvchisi orqali topishdir. Bu masalani muvozanat shartlari bilan brusning deformatsiya-lanish shartlari birgalikda ko‘rilganda yechish mumkin.

3 -MA’RUZA

Cho‘zilish va siqilish deformatsiyalari

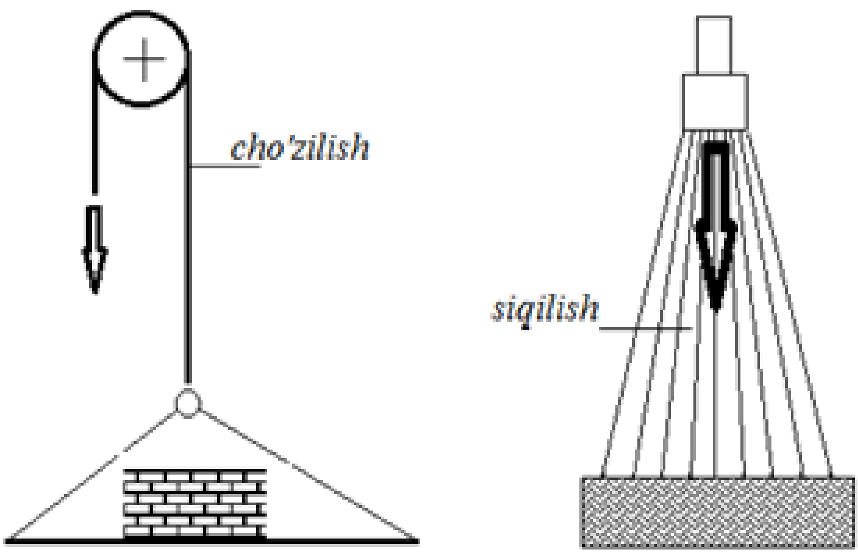
Reja:

1. Bo‘ylama kuchlar va ularning epyuralari.
2. Cho‘zilish va siqilishda kuchlanish va deformatsiya. Guk qonuni.
3. Tashqi kuchni qo‘yish usuli va sterjenlar shaklining kuchlanish hamda deformatsiyaga ta’siri.

Cho‘zilish va siqilish.

1.Bo‘ylama kuchlar va ularning epyuralari

Cho‘zilish va siqilish qurilish konstruksiyalari va mashina elementlarida tez-tez uchrab turadi. Masalan ko‘targichning *ab* trosida (11-rasm, a), avtomobilni shatakka olishda ishlatiladigan trosda cho‘zilish, fabrika trubasida o‘z og‘irligidan (11-rasm, b), bino tomini ushlab turuvchi kolonnalarda siqilish paydo bo‘ladi.



a) b)

11-rasm

Sterjenlarning mahkamlanish turiga va yuklamalarning ta’sir etish xarakteriga qarab turli xil cho‘zilish yoki siqilishlar paydo bo‘lishi mumkin. Agar sterjen ko‘ndalang kesim yuzasidagi ichki kuchlar bo‘ylama kuch ***N*** dan iborat bitta ichki kuchga keltirilsa hamda boshqa barcha ichki kuchlar nolga teng bo‘lsa, sof (markaziy) cho‘zilish yoki siqilish ro‘y beradi.

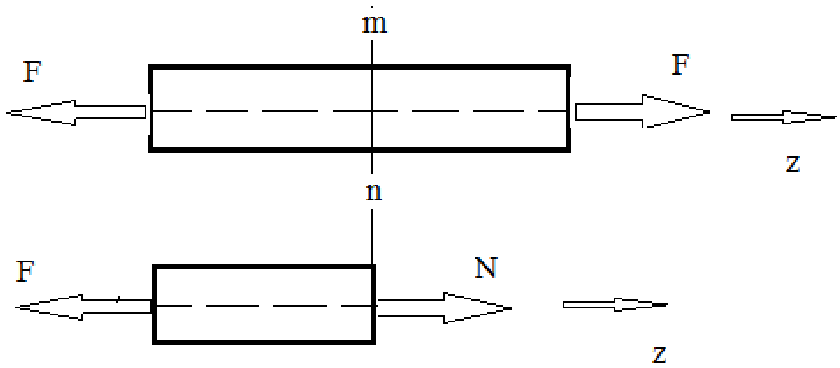
Sterjenning chekka uchlariga yoki oraliq kesimlariga qo‘yilgan cho‘zilish yoki siqilishni paydo qiluvchi tashqi kuchlar sterjen o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan bo‘lishi yoki bu o‘q bo‘ylab yo‘nalgan teng ta’sir etuvchiga keltirilishi lozim.Bo‘ylama kuchni topish uchun *kesish usulidan* foydalaniladi. Bunda sterjen uning o‘qiga perpendekulyar bo‘lgan tekislik bilan qirqilib, ikki qisimga ajratiladi deb faraz qilamiz. Bir qismning ikkinchisiga ta’siri bo‘ylama kuch ***N*** bilan almashtiriladi va u ikkala qismdan birontasining muvozanat shartidan topiladi.

N kuchi cho‘zuvchi xarakterga ega bo‘lsa (kesimdan yo‘nalgan bo‘lsa), shartli ravishda musbat ishorali, siquvchi xarakterga ega bo‘lsa (kesimga yo‘nalgan bo‘lsa), manfiy ishorali olinadi. ***N*** kuchining yo‘nalishi noma’lum bo‘lsa, uni musbat ishorali qilib olish maqsadga muvofiqdir. Muvozanat tenglamalarini yechganda ***N*** kuchi "+" ishorali chiqsa sterjenning ushbu kesimi cho‘ziladi, agar "–" ishorali chiqsa siqiladi.

12-rasmda tasvirlangan sterjenning *m–n* kesimidagi bo‘ylama kuchni topish uchun qirqish tekisligining chap tomonidagi bo‘lagining muvozanatini tekshiramiz. Muvozanat tenglamasi asosida

$$N - F = 0; \; N = F$$

“+” ishorali sterjen cho‘zilshiga ishlayotganligini bildiradi.



12-rasm

Murakkab hollarda ichki kuchlar epyurasini qurish maqsadga muvofiqdir. Har bir ordinatasi ushbu kesimdagi bo‘ylama kuch qiymatiga teng bo‘lgan grafik bo‘ylama kuch ***N*** epyurasi deb ataladi. Epyura odatda sterjen o‘qiga parallel bo‘lgan bazis chiziq atrofida quriladi.

N epyurasini qurish uchun sterjen uzunligi bo‘yicha bo‘ylama kuchning o‘zgarish qonunini aniqlash va bir necha yuzalarida N qiymatini topish kerak bo‘ladi. Masalan, 13-rasm, *a*)da tasvirlangan sterjen uchun l_1, l_2 va l_3 uchastkalardagi normal kuchlar turlichadir, ular 13-rasm, *b,d,e* da ko‘rsatilgan qirqib olingan bo‘laklarning muvozanatidan topiladi. Har bir qism uchun statikaning $\sum Z = 0$ tenglamasini tuzib, N_1=30 kN, $N_2 = 40$ kN, $N_3 = -20$ kN topiladi

Har bir uchastka uzunligi bo‘ylab bo‘ylama kuch o‘zgarmaydi, shuning uchun ham ajratib olingan bo‘lakning muvozanat sharti, bo‘ylama kuch N_1 miqdori, masalan, I–I kesimi $l_1$uchastka chegarasida surilganda o‘zgarmaydi. Ko‘rilayotgan misol uchun bo‘ylama kuch epyurasi 13-rasm, *f*)da ko‘rsatilgan.

2. Cho‘zilish va siqilishda kuchlanish va deformatsiya. Guk qonuni

Avval uchlariga tekis taqsimlangan, sterjen o‘qiga parallel yo‘nalgan tashqi yuklama qo‘yilgan prizmatik sterjenning oddiy kesimining yuzi ***A***; Sterjen har bir uchidagi tashqi yuklamaning teng ta’sir etuvchisi *R* ga teng va u sterjen uchi kesimining og‘irlik markaziga qo‘yilgan. Ixtiyoriy m-n kesimning og‘irlik markaziga qo‘yilgan normal kuch (13-rasm, b) quyidagiga teng:

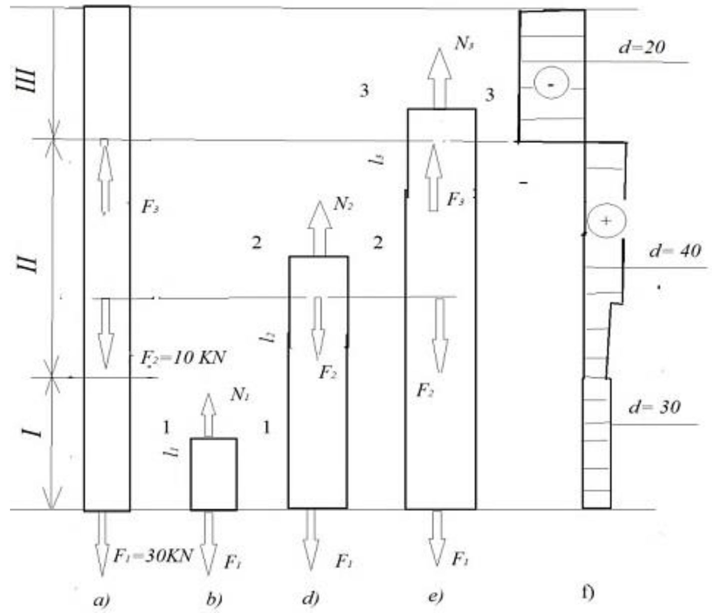
$$N_1=F_1$$

N kuch sterjen ko‘ndalang kesimning cheksiz kichik yuzachasiga ta’sir etuvchi σdF ichki kuchlarning teng ta’sir etuvchisi hisoblanadi:

$$N = \int_A \sigma dA \qquad (1)$$

Lekin (1) formuladan normal kuchlanish σ ning ko‘ndalang kesim yuzasi bo‘yicha taqsimlanish qonunini topib bo‘lmaydi, ya’ni σ ni topish uchun bitta muvozanat tenglamasining o‘zi yetarli emas. Tajriba shuni ko‘rsatadiki, brus sirtiga o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan chiziqlar o‘tkazilsa (14-rasm, a), sterjen yuklangach, *a - a, b - b, c - c, d – d* ko‘ndalang chiziqlar o‘z-o‘ziga parallel ravishda suriladi.

Agar sterjen, yupqa bo‘ylama prizmatik elementlar yig‘indisidan tashkil topgan deb faraz qilinsa, sirtqi bo‘ylama elementlar bir xil o‘lchamga cho‘zilar ekan. Ichki bo‘ylama elementlar ham bir xil cho‘ziladi, ya’ni ko‘ndalang kesimlar boshlang‘ich holatiga nisbatan parallel ko‘chadi, deb faraz qilish ham tabiiydir. Bu golland olimi D.Bernulli tomonidan birinchi marta aytilgan tekis kesimlar gipotezasiga mos keladi. Bu gipotezaga ko‘ra deformatsiyagacha tekis bo‘lgan kesimlar deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi. Bernulli gipotezasi materiallar qarshiligi masalalarida keng qo‘llaniladi. Sterjenni tashkil etuvchi barcha nuqtalaridagi normal kuchlanishlar bir xil bo‘ladi, ya’ni $\sigma = const$.



13-rasm

(1) formuladan quyidagilar olinadi:

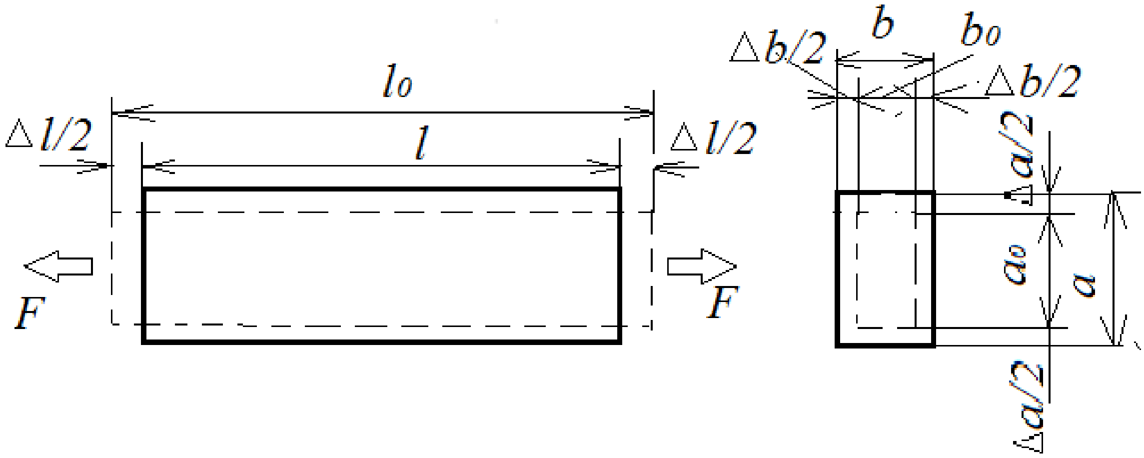
$$N = \sigma A, \qquad \sigma = \frac{N}{A} \tag{2}$$

Bayon etilgan barcha fikrlar va (2) formula siqilgan qisqa sterjenlar uchun ham qo‘lanilishi mumkin, ular cho‘zilgan sterjenlardan bo‘ylama kuchning ishorasi bilan farq qiladi. Prizmatik sterjenlarning cho‘zilishi va siqilishida paydo bo‘ladigan deformatsiyalarni ko‘rib chiqamiz. Sterjen cho‘zilganida uning uzunligi ortadi, ko‘ndalang o‘lchamlari esa qisqaradi. Siqilishda esa aksincha, sterjen uzunligi qisqarib, ko‘ndalang kesim o‘lchamlari ortadi. 14-rasmda cho‘zilgan sterjenning deformatsiyalangan ko‘rinishi punktir bilan ko‘rsatilgan. Sterjen dastlabki uzunligining o‘zgarishi Δl absolyut cho‘zilish deyiladi, u uzunlik birliklarida o‘lchanadi. Sterjendan xayolan uzunligi ***dz*** bo‘lgan cheksiz kichik element qirqib olamiz. Kuch ta’siridan u Δdz ga cho‘ziladi. Bu elementning bo‘ylama chiziqli deformatsiyasi quyidagiga teng bo‘ladi.

$$\varepsilon = \frac{\Delta dz}{dz}; \qquad \Delta dz = \varepsilon dz.$$

Kichik elementlarning cho‘zilishini sterjenning butun uzunligi bo‘yicha jamlab hamda oddiy cho‘zilishda barcha kesimlar uchun $\sigma = const$ va $\varepsilon = const$ ekanligini hisobga olib quyidagini hosil qilamiz:

$$\Delta l = \int_0^l \varepsilon dz = \varepsilon \int_0^l dz = \varepsilon l$$



14-rasm

Shunday qilib, oddiy cho‘zilishda *bo‘ylama* deformatsiya quyidagiga teng bo‘ladi:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \tag{3}$$

Ko‘ndalang deformatsiyalar ham shunga o‘xshash topiladi (14-rasm);

a - o‘lcham yo‘nalishida: ***b*** -o‘lcham yo‘nalishida:

$$\varepsilon_a^{'} = \frac{\Delta a}{a}; \ \varepsilon_b^{'} = \frac{\Delta b}{b} \tag{4}$$

Bu yerda ”-“ ishorasi cho‘zilishda ko‘ndalang o‘lchamlar qisqarishi uchun qo‘yilgan. Izotrop materiallar uchun ko‘ndalang deformatsiyalar bir xil bo‘ladi:

$$\varepsilon_a^{'} = \varepsilon_{ba}^{'} = \varepsilon^{'}$$

ε va $\varepsilon^{'}$ deformatsiyalar - o‘lchovsiz kattaliklardir.

Oddiy cho‘zilish yoki siqilishda ko‘ndalang deformatsiya absolyut qiymatiga nisbati *Puasson koeffitsiyenti* deyiladi:

$$\mu = \frac{|\varepsilon^{'}|}{|\varepsilon|} \tag{5}$$

Puasson koeffitsiyenti o‘lchovsiz kattalik bo‘lib, fransuz olimi nomi bilan yuritiladi, chunki u birinchi bo‘lib XIX asr boshida bu nisbatning o‘zgarmasligiga e’tiborni jalb qilgan. Puasson bu koeffitsiyentni μ=0,25 ga teng qilib olgan va barcha materiallar uchun bir xil deb xisoblagan. Keyingi tajribalar shuni ko‘rsatdiki, Puasson koeffitsiyenti ayni material uchun elastik deformatsiyalar chegarasida o‘zgarmas ekan. Turli materiallar uchun Puasson koeffitsiyenti $0 \le \mu \le 0{,}5$ atrofida bo‘ladi.

Kuchlanishlar bilan deformatsiyalar o‘rtasida ***Guk qonuni*** bilan yuritiladigan bog‘lanish mavjud. U markaziy cho‘zilish (siqilish) uchun quyidagi ko‘rinishga ega:

$$\sigma = \boldsymbol{E}\,\varepsilon \tag{6}$$

Kuchlanish σ bilan ε deformatsiyalar o‘rtasidagi proporsionallik koeffitsiyenti ***E*** cho‘zilishda sterjen materialining ***elastiklik moduli*** deyiladi (boshqacha aytganda u ***1-tur elastiklik modulidir)***. ***E*** ning o‘lchami kuchlanishning o‘lchamiga o‘xshash. 1-jadvalda turli materiallar uchun elastiklik moduli va ***Puasson*** koeffitsiyenti qiymatlari keltirilgan.

(3) formulasiga Guk qonunidan ε va (2) formuladan σ qiymatlarini qo‘yib quyidagi qiymatga ega bo‘lamiz:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{EA} \tag{7}$$

1-jadval

Materiallarning nomi	Elastiklik moduli E - *MPa*	Puasson koeffitsiyenti – μ
Uglerodli po‘lat	$2{,}1 \cdot 10^5$	0,24-0,30
Alyuminiy qotishmalari	$0{,}72 \cdot 10^5$	0,26-0,36
Titan qotishmalari	$1{,}12 \cdot 10^5$	-
Mis	$(1{,}0\text{-}1{,}3) \cdot 10^5$	0,31-0,34
Platina	$1{,}7 \cdot 10^5$	0,39
Cho‘yan	$(1{,}15\text{-}1{,}6) \cdot 10^5$	0,23-0,27
Qarag‘ay	$(0{,}1\text{-}0{,}12) \cdot 10^5$	-
Tekstolit	$(0{,}07\text{-}0{,}13) \cdot 10^5$	-
Beton	$(0{,}15\text{-}0{,}23) \cdot 10^5$	0,16-0,18
Rezina	$0{,}00008 \cdot 10^5$	0,5
SVAM 1:1	$0{,}35 \cdot 10^6$	0,13

EA qiymati cho‘zilish (siqilish)da sterjenning ***bikrligi*** deyiladi.

4-MA’RUZA

Materiallarning xossalarini tajriba usulida tekshirish

Reja:
1. Materiallar va ularni sinash uslubiyati.
2. Cho‘zilish diagrammasi.
3. Siqilishga sinash.
4. Ruhsat etilgan kuchlanish. Ehtiyot koeffitsiyenti.

1. Materiallar va ularni sinash usullari

Turli konstruksiyalarga ishlatiladigan materiallarni, asosan, ikki gruppaga bo‘lish mumkin:

1. *Plastik materiallar*: bularga po‘lat, mis, dyuralyuminiy kabi materiallar kiradi. Bunday materiallar sezilarli darajada deformatsiya qoldirib yemiriladi.

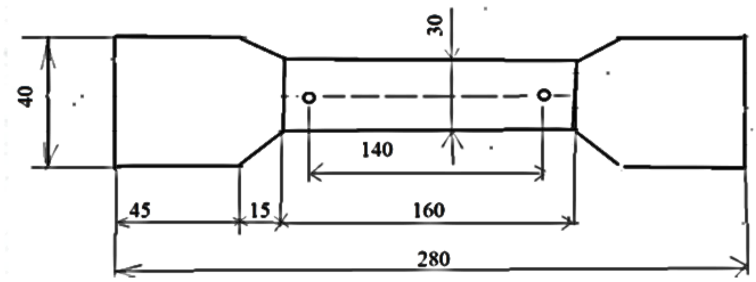
*2.Mo‘rt materiallar*ga cho‘yan, beton, g‘isht kabi materiallar kiradi. Bu materiallar juda oz deformatsiya qoldirib yemiriladi.

Tashqi sharoit ta’siriga qarab, bir materialning o‘zi ba’zan mo‘rt holatda, ba’zan esa plastik holatda bo‘lishi mumkin. Masalan, marmar tosh odatdagi sharoitda mo‘rt bo‘lsa, yuqori bosim ostida plastik holatga aylanadi, ba’zi mo‘rt materiallar temperaturaning ko‘tarilishi bilan plastik holatga aylanadi.

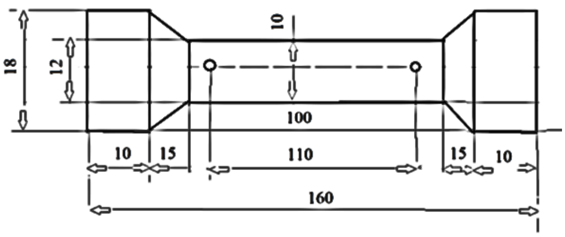
Bu yerda shuni alohida qayd qilib o‘tish kerakki, materiallarni mo‘rt va plastik materiallarga ajratish unchalik to‘g‘ri bo‘lmaydi, chunki sinash sharoitiga va turiga qarab (temperatura, sinov, tezlik va hokazo) mo‘rt materiallar o‘zlarini plastik, plastik materiallar esa mo‘rt holatda tutish qobiliyatiga egadirlar.

Shunday qilib, materiallarni ikki gruppaga bo‘lishdan ko‘ra ularning plastik va mo‘rt holatlari haqida so‘z yuritish to‘g‘riroq bo‘ladi. Buni nazarga olganda qoldiq deformatsiya qancha ko‘p bo‘lsa, material shuncha plastik va u qancha kam bo‘lsa,material shuncha mo‘rt bo‘ladi, desak xatoga yo‘l qo‘ymagan bo‘lamiz. Mo‘rt materiallarning yemirilgan vaqtidagi qoldiq deformatsiyasi $(2 \div 5)$ % dan oshmaydi. Juda ko‘p hollarda 1% dan ham kam bo‘ladi.

Materialning mexanik xossalarini tekshirish uchun undan ma’lum rasmdagi namuna yasab va bu namuna uzuvchi mashinalarning qisqichlari orasiga qo‘yib sinaladi. Bunday sinash ishlari mexanika laboratoriyalarida bajariladi.



a)



b)

15-rasm

Uzuvchi mashinalar asosan ikki xil bo‘ladi: richagli va gidravlik. Richagli mashinalarning quvvatlari bir necha kilogrammdan tortib 5 tonnaga boradi. Gidravlik mashinalarning quvvati 100 t gacha yetadi.

Namunalar silindrik yoki yassi shaklda bo‘ladi (15-rasm, a, b). Ularning sinaladigan qismining uzunliklari bilan ko‘ndalang kesim yuzi orasida 1,13 $\sqrt{A}$ yoki 1,10 d bog‘lanish bo‘lishi kerak.

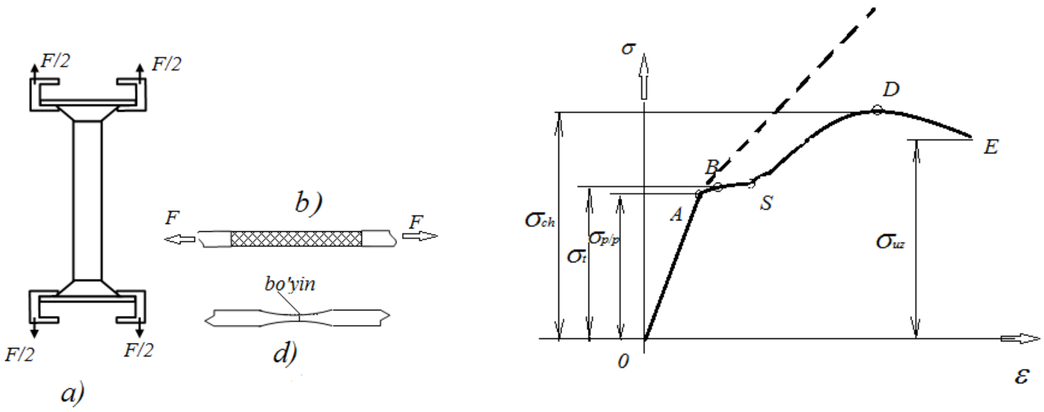
Agar sinaladigan namunaning ko‘ndalang kesim yuzining diametri 20 mm bo‘lsa, normal namuna va qolganlari proporsional namunalar deb ataladi.

2. Cho‘zilish diagrammasi

Namunani sinashdan oldin, uning ko‘ndalang kesim yuzi F_0 va uzunligi L_0, o‘lchab olinadi. Bu uzunlik silindrik namuna uchun 100 mm va yassi namuna uchun 140 mm ga tengdir (15-rasm a, b). Keyin namunani mashinaning qisqichlariga o‘rnatilib, uzilgunicha cho‘ziladi (16-rasm, d).

Namuna materialning sinash jarayonidagi holini ko‘rsatuvchi cho‘zilish diagrammasi mashinaning barabanida avtomatik chiziladi. Bu grafik $P = f(\Delta l)$ bog‘lanishni ko‘rsatadi.

Bu diagrammani taxminan to‘rtta zonaga ajratish mumkin. Uning OA qismiga *elastiklik chegarasi* deyiladi; bunda material Guk qonuni $\Delta\ell = \dfrac{F\ell}{EF}$ ga $(\sigma = E\varepsilon)$ bo‘ysunadi.



16-rasm

Elastiklik chegarasida absolyut cho‘zilish juda kichik miqdorda bo‘ladi; agar OA to‘g‘ri chizig‘ini o‘z masshtabida chizilsa, u ordinata o‘qidan juda kam og‘adi. Diagramma yaxshi ko‘rinishi uchun masshtabga rioya qilinmagan holda chizilgan. Diagrammaning BS qismiga *oquvchanlik chegarasi* deyiladi. Bu zonada kuch ortiqcha o‘zgarmasa ham namunaning cho‘zilishi davom etaveradi. Bu zonada namunaning yaltiroq sirti xiralanib, uning o‘qi bilan 45^0 burchak tuzuvchi darz chiziqlari hosil bo‘ladi. Bu chiziqlar *Lyuders chiziqlari* deyiladi (D.K.Chernov mashhur rus metallografi). Cho‘zilish diagrammasining S qismi *mustahkamlanish chegarasi* deb ataladi: bu zonada cho‘zilish kuch oshishi tufayli hosil bo‘ladi. Ammo kuch juda ham sekinlik bilan o‘zgaradi.

Mustahkamlanish chegarasida kechirilgan jarayon namunaning uziladigan kesimini belgilaydi va bu kesim tez orada ingichkalashib, namunaning shu erida bo‘yin (sheyka) hosil bo‘ladi (10-rasm, *d*). Bo‘yin hosil bo‘lgan yerda F kuchning qiymati *D* nuqtaga, ya’ni maksimal qiymatga yetganda namunaning cho‘zilishi mahalliy xarakterga ega bo‘ladi va shuning uchun ham, diagrammaning *DE* uchastkasini mahalliy oquvchanlik chegarasi deyiladi. Bu zonada garchi namunaning ko‘ndalang kesimidagi o‘rtacha kuchlanish ortsa-da, F kuch tezlik bilan kamaya boshlaydi va tezda namuna uziladi.

Endi diagrammaning xarakterli nuqtalarini qayd qilib, ularning sonli miqdorini beramiz.

Guk qonunini ishlatish mumkin chegarani aniqlovchi A nuqtaga proporsionallik $\sigma_{p/p}$.chegarasi deyiladi. Proporsionallik chegarasi yumshaq po‘lat 3 uchun 2.10^5 MPa gacha boradi. Bu chegaradan salgina yuqorida elastiklik chegarasiga tegishli B nuqta yotadi. Bu nuqtaga tegishli normal kuchlanish (σ_e) ga elastiklik chegarasi deyiladi.

Bu chegaradan pastda namunada faqat elastik deformatsiya hosil bo‘ladi va bu deformatsiya namuna cho‘zuvchi kuchdan ozod qilinganda tezda yo‘qolib ketadi. Agar namunada hosil bo‘ladigan normal kuchlanish elastiklik chegarasidan ortib ketsa, deformatsiya ham plastik, ham qoldiq deformatsiyaga ega bo‘ladi, ya’ni

$$\varepsilon = \varepsilon_p + \varepsilon_e$$

ε_p -- plastik (qoldiq) deformatsiya miqdori.

ε_e -- elastik (yo‘qoluvchi) deformatsiya miqdoridir.

Kuchlanish proporsionallik chegaraga erishganidan boshlab, deformatsiya kuchlanishga qaraganda tezroq o‘sa boshlaydi. $\sigma = f(\varepsilon)$ grafigi o‘ng tomonga burila boshlaydi. Tez orada kuchlanish ortmasa ham deformatsiya orta boradi, ya’ni grafikda gorizontal ***BS*** chiziq hosil bo‘ladi. Bu holatga to‘g‘ri kelgan kuchlanish *oquvchanlik chegarasi* deyiladi va u σ_{oq} harfli bilan belgilanadi (bu chegarada namuna sirtida *Lyuders* chiziqlari hosil bo‘ladi). Agar diagrammada oquvchanlik chegarasi ko‘rinmasa, u holda qoldiq deformatsiya 0,2% ga yetganidagi normal kuchlanish oquvchanlik chegarasi uchun qabul qilinadi: bunga *shartli oquvchanlik chegarasi* deyiladi va u $\sigma_{o,2}$ harfi bilan belgilanadi. Kuchlanish bu chegaraga yetganda materialning tuzilishi sifat jihatidan o‘zgaradi, ya’ni uning ayrim kristallari, yopishish qatlamlari darz chiziqlari bo‘yicha suriladi. Ammo materialning tuzilishidagi bu o‘zgarish namunada tashqi kuchga yangidan qarshilik ko‘rsatish hosil qiladi, bu hol grafikada *BS* chizig‘i bilan tasvirlanadi. Diagrammadagi ***D*** nuqta eng katta kuchlanishni ko‘rsatadi. Bu kuchlanish materialning *mustahkamlik chegarasi* yoki vaqtli qarshiligi deyiladi va $\boldsymbol{\sigma_m}$ harflari bilan belgilanadi: (bu chegarada bo‘yin hosil bo‘ladi, 16-rasm, d). Yuqorida hosil bo‘lgan normal kuchlanishlar cho‘zuvchi kuchni namunaning deformatsiyagacha bo‘lgan ko‘ndalang kesimi $\boldsymbol{A_0}$ ga bo‘lib topilgan: shuning uchun ham ***DE*** chizig‘i pastga qarab yo‘naladi.

Po‘lat uchun hosil bo‘lgan diagramma boshqa plastik materiallar uchun ham o‘z ko‘rinishini saqlab qoladi.

Yuqorida bayon qilingan cho‘zilish diagrammasining xarakterli nuqtalariga tegishli kuchlanishlar ($\sigma_{p/p,}\sigma_{oq,}\sigma_{m}$)ni materialning mustahkamlik xarakteristikalari deyiladi. Bundan tashqari, materialning plastiklik xarakteristikalari ham bo‘ladi, ular quyidagilardan iborat:

1.Nisbiy qoldiq cho‘zilish

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

bunda l_0 -- namunaning sinashdan oldingi uzunligi:

l -- namunaning uzilgandan keyingi uzunligi;

δ_k - nisbiy qattiq cho‘zilish.

Po‘lat 3 uchun $\delta_k \geq 24\%$

2.Nisbiy ko‘ndalang qisqarish

Bu xarakteristika quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\Psi = \frac{A - A_0}{A_0} \cdot 100\%$$

bunda, A_0 - namunaning sinashdan oldingi ko‘dalang kesim yuzi;

A – namunaning uzilgandan keyingi bo‘yinning ko‘ndalang kesim yuzi.

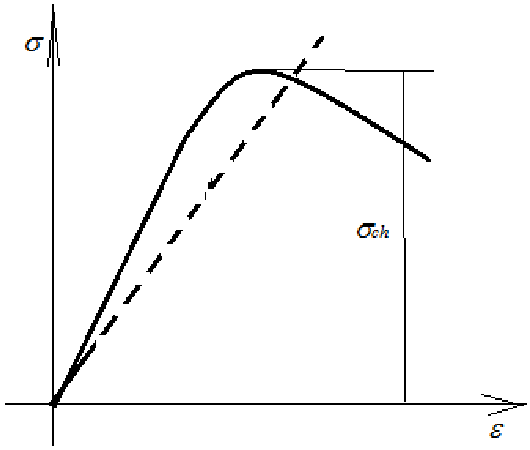
Nisbiy ko‘dalang qisqarish Ψ materialning plastiklik xossasini nisbiy qoldiq cho‘zilish δ_k ga ko‘ra aniqroq xarakterlaydi, chunki namunaning rasmiga kam darajada bog‘liqdir.

Materialning yuqorida bayon qilingan mustahkamlik $\left(\sigma_{p/p}, \sigma_e, \sigma_{oq}, \sigma_m\right)$ xarakteristikalari hamda plastiklik (δ_k, Ψ) xarakteristikalari shu materialning mexanik xarakteristikasi deyiladi.

Agar mo‘rt materiallardan yasalgan namunalar sinalsa, diagrammada gorizontal BS chiziq, ya’ni oquvchanlik chegarasi hosil bo‘lmaydi.

Diagrammada faqat mustahkamlik chegarasi hosil bo‘ladi.

Cho‘zilish diagrammasida elastiklik chegarasidan keyin kuchlanish darhol mustahkamlik chegarasiga erishadi, egri chiziq o‘ng tomonga tez buriladi va namuna bo‘yin hosil qilmasdan turib uziladi, bu diagramma cho‘yan uchun berilgan (17-rasm). Diagrammadan ko‘rinadiki, grafik Guk qonunidan juda tez og‘a boshlaydi.



17-rasm

Mo‘rt materiallar, umuman aytganda, cho‘zilishga zaif, siqilishga zo‘r qarshilik ko‘rsatadi. Mo‘rt materiallar juda kichik deformatsiya qoldirib, birdaniga uziladi; bu xildagi materiallardan yasalgan namunada bo‘yin hosil bo‘lmaydi.

Bu diagrama ikkita mexanik xarakteristikani aniqlashga imkon beradi: cho‘zilishdagi mustahkamlik chegarasi $\sigma_в$ va namunaning uzilgandan keyingi nisbiy qoldiq cho‘zilish δ_k ni. Bularni hisoblaganda egri chiziq punktir chizig‘i bilan ko‘rsatilgan to‘g‘ri chiziq bilan almashtiriladi.

3. Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash,ehtiyot koeffitsiyenti

Konstruksiyaning yemirilmay uzoq vaqt xavfsiz ishlashini ta’min-laydigan eng katta kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish deyiladi. Ruxsat etilgan kuchlanish xavfli (chekli) kuchlanishdan bir necha marta kam bo‘lishi kerak, ya’ni u xavfli kuchlanishning tanlangan ehtiyot koeffitsiyentiga bo‘lgan nisbatiga teng. Ruxsat etilgan kuchlanish kvadrat qavslar ichiga olinadi, masalan, u $[\sigma]$ yoki $[\tau]$ ravishda yoziladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlashda xavfli (chekli) kuchlanishni kamaytiradigan son ehtiyot koeffitsiyenti deyoiladi va K harfi bilan belgilanadi.

Detal yoki konstruksiyalar xavf-xatarsiz ishlashlari uchun unda hosil bo‘ladigan kuchlanishlar ruxsat etilgan kuchlanishdan oshmasligi kerak. Ruxsat etilgan kuchlanish quyidagi formula orqali aniqlanadi: $[\sigma]=\frac{\sigma_{chek}}{k}$

k-ehtiyot koeffitsiyenti, σ_{chek} -materialning chekli kuchlanishi.

Mo‘rt materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarni topish ifodalari quyidagichadir: $[\sigma]=\frac{\sigma_m}{k}$

σ_m-mustahkamlik chegarasi, σ_m-vaqtli qarshilik. Plastik materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]=\frac{\sigma_{oq}}{k_1}$ -formula orqali topiladi: bunda σ_{oq} - materialning oquvchanlik chegarasidir va κ_1 - oquvchanlik chegarasi bo‘yicha ehtiyot koeffitsiyenti.Mashinasozlik spravochnigida ehtiyot koeffitsiyentini uchta xususiy koeffitsiyentidan tuzish ko‘rsatib o‘tilgan: $\kappa=\kappa_1\cdot\kappa_2\cdot\kappa_3$ bunda κ_1-yuklarni, kuchlanishlarni topishdagi noaniqlikni hisobga oluvchi koeffitsiyent; κ_2-materialning bir jinsli emasligini va detalning mexanik yasalishdagi kamchiliklarga sezgirligini e’tiborga oluvchi koeffitsiyent; κ_3 -detalning ishlash sharoiti va javobgarligini hisobga oluvchi koeffitsiyentdir.

5-MA’RUZA

Tekis kesim yuzalarining geometrik tasniflari

Reja:
1. Statik momentlar.
2. Inertsiya momentlari.
3. Parallel o‘qqa nisbatan inersiya momenti.
4. Oddiy kesimlarning inersiya momentlari.

Cho‘zilish yoki siqilish va siljish deformatsiyalarini tekshirishda

sterjenning ko‘ndalang kesim yuzi shu sterjenning mustahkamlik va bikrligini xarakterlovchi miqdor ekanligini ko‘rib o‘tdik. Bunda kuchlanish ko‘ndalang kesim yuzi bo‘yicha tekis taqsimlangan edi. Ammo bruslarning buralish va egilish deformatsiyasini hamda kuchlanishni tekshirishda uning mustahkamlik yoki bikrligini kesim yuzi emas, balki undan ko‘ra murakkabroq bo‘lgan geometrik xarakteristika aniqlaydi. Tekis kesim yuzalarining bunday geometrik xarakteristkalari quyidagilardan iborat.

1) tekis kesim yuzalarining o‘qqa nisbatan statik momentlari;
2) tekis kesim yuzalarining inersiya momentlari.

Tekis kesim yuzalarining statik momentlari:

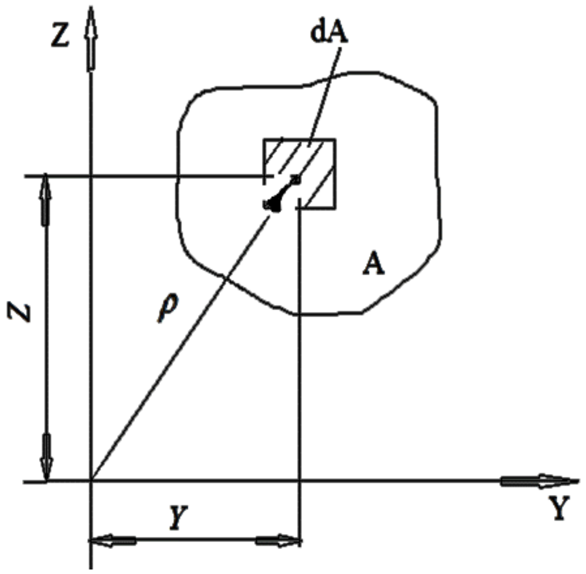
Tekis kesim yuzasidan ajratilgan elementar yuzacha bilan shu yuzachadan ou o‘qigacha bo‘lgan oraliqlar orasidagi ko‘paytmalar yig‘indisi tekis kesim yuzasining ou o‘qiganisbatan statik momenti deb ataladi (18-rasm):

$$S_y = \int_A z dA \qquad (1)$$

Xuddi shuningdek, yuzaning ***Oz*** o‘qiga nisbatan olingan statik momenti quyidagicha bo‘ladi:

$$S_z = \int_A y dA \qquad (2)$$

Bu formuladan ko‘rinadiki, statik momentlar uzunlik o‘lchovining uchinchi darajasi (odatda, *sm*^{3}) bilan o‘lchanadi**.**



18-rasm

Statik moment hisoblanadigan o‘qlarinig vaziyatiga qarab, ular musbat, manfiy va nol qiymatlarga ega bo‘lishi mumkin.

Agar tekis kesim yuzasi og‘irlik markazining koordinatalari ma’lum bo‘lsa, u holda bu yuzaning statik momentlari quyidagi ifodalardan topiladi:

$$S_y = A \cdot z_c \quad S_z = A \cdot y_c \qquad (3)$$

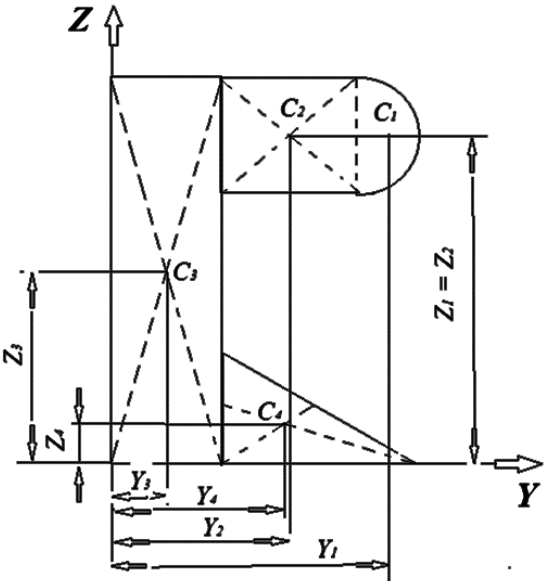
Agar biror kesimning statik momenti va yuzasi ma’lum bo‘lsa, u holda kesim mmarkazining koor-dinatalari quyidagi formulalar yordamida topilishi mumkin:

$$y_c = \frac{S_z}{A}, \;\; z_c = \frac{S_y}{A} \tag{4}$$

(3) formuladan kelajakda muhim ahamiyatga ega bo‘lgan xulosa kelib chiqadi: tekis kesim yuzlarining o‘z markaziy o‘qlariga nisbatan statik momentlari nolga tengdir.

Agar murakkab tekis kesim yuzasi berilgan bo‘lsa, kesim og‘irlik markazining koordinatalari va yuzalari ma’lum bo‘lgan bir qancha oddiy shakllarga bo‘lib yuboriladi (19-rasm).

Murakkab kesim yuzasi og‘irlik markazining koordinatalari quyidagi formulalar bilan ifodalanadi:



19-rasm

$$\left.\begin{aligned} y_c &= \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + \cdots + A_n y_n +}{A_1 + A_2 \cdots A_n} = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_i y_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i}, \\ z_c &= \frac{A_1 z_1 + A_2 z_2 + \cdots + A_n z_n +}{A_1 + A_2 \cdots A_n} = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_i z_i}{\sum_{i=1}^{n} A_i} \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

bunda $A_1, A_2, ...A_n -$ ayrim rasmlarning yuzalari;

$y_1, y_2, ...y_n; \; z_1, z_2, ...z_n,$ -markazlarning koordinatalari.

(5) formulalarning o‘ng tomonidagi kasrlarning surati tuzuvchi rasmlarning tegishli o‘qlarga nisbatan statik momentlaridir.

1.Tekis kesim yuzalarning inersiya momentlari

Endi biz yana bir yangi geometrik xarakteristika, ya'ni ekvatorial yoki o‘qlarga (18-rasm) nisbatan olingan inersiya momentlari bilan tanishamiz.Kesim yuzasidan ajratilgan hamma elementar yuzachalar ularning o‘qlar oraliqlari kvadratlariga ko‘paytmalarining yig‘indisiga, shu kesim yuzasining o‘q (ekvatorial) inersiya momentlari deb ataladi (18-rasm).

Inersiya momenti ***J*** harfi bilan belgilanib, uning pastki o‘ng tomoniga o‘q ishorasi qo‘yiladi, masalan J_y, J_z, J_{zy}, J_p.

Ta'rifga muvofiq, tekis yuzaning *oy* va *oz* o‘qlariga nisbatan inersiya momentlari quyidagicha topiladi:

$$J_y = \int_A z^2 dA \qquad J_y = \int_A z^2 dA \tag{6}$$

Kesim yuzasidan ajratilgan hamma elementlar yuzachalarning koordinatalar boshigacha bo‘lgan oraliqlari kvadratlariga ko‘paytma-larning yig‘indisi qutb (polyar) inersiya momentlari deyiladiyu. Qutb inersiya momenti quyidagi formula bilan ifodalaniladi.

$$J_p = \int_F \rho^2 dA \tag{7}$$

Inersiya momentlari uzunlik o‘lchovining to‘rtinchi darajasi (odatda, sm^4) bilan o‘lchanadi.

Endi kesim yuzasining qutb va o‘q inersiya momentlari orasidagi bog‘lanishni topamiz (18-rasm).

(7) formuladagi *r* ning qiymatini *oy* va *oz* koordinatalar orqali ifodalaymiz:

$$\rho^2 + y^2 + z^2$$

u holda

$$J_\rho = \int_A \rho^2 dA = \int_A (y^2 + z^2) dA = \int_A y^2 dA + \int_A z^2 dA$$

bo‘ladi. Yuqoridagi (6) ifodaga binoan, J_ρ ifodani bunday yozamiz:

$$J_\rho = J_y + J_z \tag{8}$$

Kesim yuzasidan bir-biriga tik ikki o‘qqa nisbatan olingan o‘q inersiya momentlarining yig‘indisi shu o‘qlar kesishgan no‘qtaga (koordinatalar boshiga) nisbatan olingan qutb inersya momentiga tengdir.

Tekis kesim yuzasining markazdan qochirma inersiya momenti J_{yz} ga tengdir.

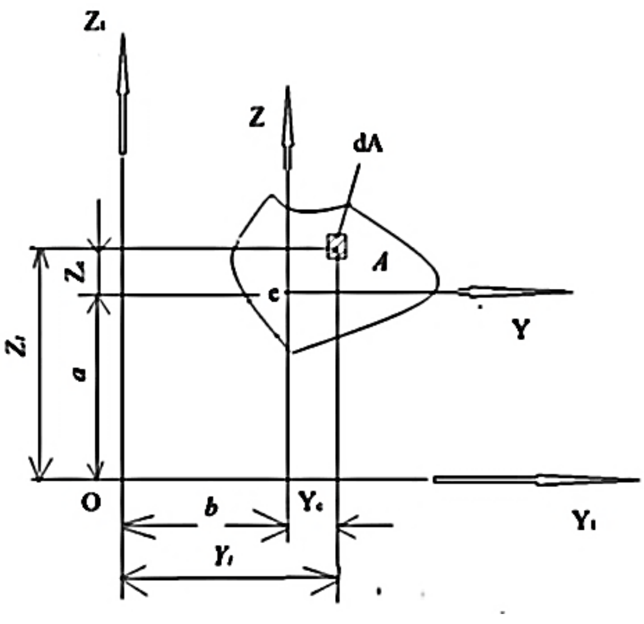
Kesim yuzasidan ajratilgan hamma elementar yuzalarning koordinata o‘qlariga bo‘lgan oraliqlarga ko‘paytmalarining yig‘indisiga shu kesim yuzining markazdan qochirma inersiya momenti deyiladi:

$$J_{yz} = \int_A yzdA \qquad (9)$$

Markazdan qochirma inersiya momenti ham uzunlik o‘lchovining to‘rtinchi darajasi (odatda, sm^4) bilan o‘lchanadi. Markazdan qochirma inersiya momentining qiymati o‘qlarning vaziyatiga qarab musbat, manfiy va nol bo‘lishi mumkin.

2.Tekis kesim yuzining markaziy o‘qlarga parallel o‘qqa nisbatan inersiya momenti

Tekis kesim yuzidan markaziy y_c va z_c o‘qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarning qiymatlari J_y, J_z va J_{yz} bo‘ladi deb faraz qilaylik.



20-rasm

Endi tekis kesim yuzining markaziy o‘qlarga parallel va undan a,b oraliqda bo‘lgan oy_1 va oz_1 o‘qlarga nisbatan inersiya momentlarini topamiz (20-rasm).

Tekis kesim yuzidan ajratilgan ***dA*** elementar yuzachaning oldingi va yangi o‘qlarga nisbatan koordinatalar orasidagi bog‘lanishlarni yozamiz:

$$y_1 = y + b$$
$$z_1 = z + a$$

Tekis kesim yuzining oy_1 va oz_1 o‘qlarga nisbatan inersiya momentlarini (6) va (9) formulalardan aniqlaymiz:

$$J_{y_1} = \int_A z_1^2 dA = \int_A (z+a)^2 dA = \int_A z^2 dA + 2a\int_A zdA + a^2\int_A dA,$$
$$J_{z_1} = \int_A y_1^2 dA = \int_A (y+b)^2 dA = \int_A y^2 dA + 2b\int_A zdA + b^2\int_A dA,$$
$$J_{y_1z_1} = \int_A y_1 z_1 dA = \int_A (y+z)(z+a)\ dA = \int_A yz\ dA + b\int_A zdA + a\int_A ydA + ab\int_A dA,$$

Hosil bo‘lgan bu ifodalarning o‘ng qismidagi birinchi integrallar markaziy o‘qlarga nisbatan olingan inersiya momentlaridir:

$$J_y = \int_A z^2 dA,\ \ J_z = \int_A y^2 dA,\ \ J_{yz} = \int_A yz_1\ dA.$$

$\int_A ydA$ va $\int_A zdA$ integrallar esa markaziy o‘qqa nisbatan olingan statik momentlaridir. Bunday statik moment nolga tengligini avval qayd qilgan edik. Integral $\int_A dA$ bo‘lib, u tekis kesimning to‘la yuzidir. Shunday qilib, yuqoridagi ifodalar quyidagicha yoziladi:

$$J_{y1} = J_y + a^2 F,\ \ J_{z1} = J_z + b^2 F,\ \ J_{y1z1} = J_{yz} + ab\ F. \qquad (10)$$

(10) bog‘lanishlar o‘qlar o‘z-o‘zidan parallel qilib ko‘chirilganda inersiya momentlarining o‘zgargan qiymatlarini hisoblash formula-laridir.

Shunday qilib, (10) formula mana bunday teoremani ta’riflashga imkon beradi: *tekis kesim yuzining markaziy o‘qlarga parallel yo‘nalgan* *o'qlarga nisbatan inersiya momentlari shu yuzadan markaziy o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlari bilan o'qlar oralig'i kvadraatining kesim yuziga ko'paytmasi yig'indisiga teng.*

3. Oddiy kesimlarning inersiya momentlari

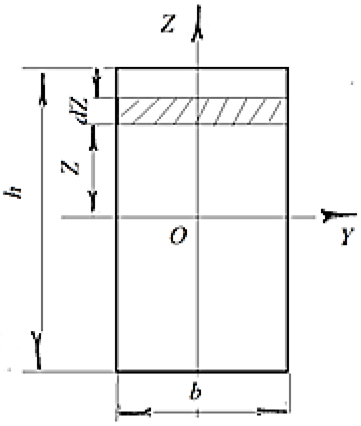
1. To'g'ri to'rtburchak rasmidagi kesimning inersiya momenti. To'g'ri to'rtburchak rasmidagi kesim yuzining shu kesim markaziy o'qi *oy* ga nisbatan inersiya momentini hisoblaymiz (21-rasm) (6) formulaga binoan,

$$J_y = \int_A z^2 dA$$

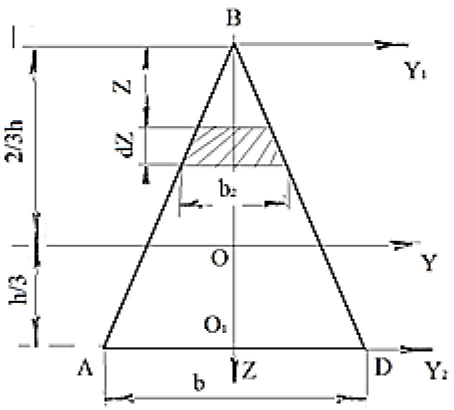
elementar yuzacha dA *bdz* ga teng bo'ladi.

Demak,

$$J_y = b\int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} z^2 \cdot dA = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{bh^3}{12} \text{ bo'ladi.}$$



21-rasm



22-rasm

Xuddi shuningdek, *oz* o'qiga nisbatan J_z ni aniqlaymiz:

$$J_z = \frac{bh^3}{12} \text{ bo'ladi.}$$

Demak,

$$J_y = \frac{bh^3}{12} \quad J_z = \frac{bh^3}{12} \tag{11}$$

2. Kvadrat rasmidagi kesimlarning inersiya momenti.

Kvadrat shaklidagi kesim uchun *abqh* bo'ladi.

Kvadrat to‘g‘ri to‘rtburchakning xususiy holi bo‘lgani sababli kvadrat shaklidagi kesim uchun inersiya momentini (11) formuladan topsak bo‘ladi:

$$J_y = J_z = \frac{a^3}{12} \tag{12}$$

Uchburchak rasmidagi kesimni inersiya momenti (5-rasm). Uchburchak rasmidagi kesimning inersiya momentini topish uchun dastlab uning uchidan asosiga parallel o‘tkazilgan Y_1o‘qqa nisbatan inersiya momentini topamiz. (6) formulaga binoan:

$$J_y = \int_A z^2 \cdot dA$$

Bunda integral chegarasi 0 dan h gacha olinadi. dF elementar yuzacha A_1 C_1 asosida yotgan cheksiz kichik trapetsiyaning yuziga tengdir. Uning qalinligi dz ga teng. Bu trapetsiyaning yuzini to‘g‘ri to‘rtburchak yuzi kabi hisoblasa bo‘ladi:

$$dA = b_2 \cdot dz$$

bunda b_z - trapetsiyaning asosi. Uni A_1, B, D_1 va ABD uchburchak-larning o‘xshashligidan topamiz:

$$b_2 = \frac{b}{h} \cdot z$$

u holda

$$J_y = \frac{b}{h}\int_0^h z^3 dz = \frac{bh^3}{4} \tag{13}$$

bo‘ladi. Endi (10) formulaning birinchisidan foydalanib, markaziy *oy* o‘qi va asosidan o‘tgan $0_1 y_2$ o‘qiga nisbatan inersiya momentlarini topamiz:

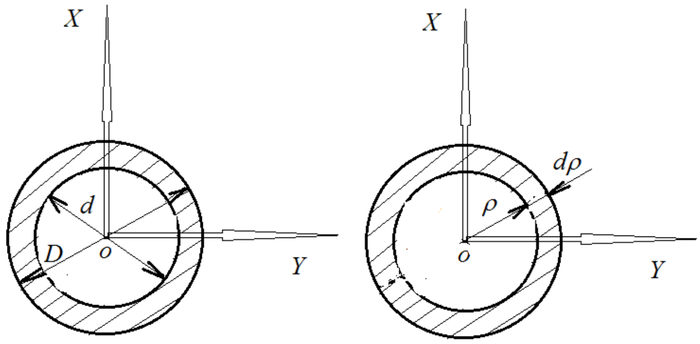
$$J_y = J_{y1} - a_1^2 A = \frac{bh^3}{4} - \left(\frac{2}{3}h\right)^2 \cdot \frac{bh}{2} = \frac{bh^3}{36}, \tag{14}$$

$$J_{y2} = J_{y1} - a_2^2 A = \frac{bh^3}{36} + \left(\frac{h}{3}\right)^2 \cdot \frac{bh}{2} = \frac{bh^3}{12}, \tag{15}$$

2. Doira rasmidagi kesimning inersiya momenti (6-rasm) dastlab oiraning qutb inersiya momentini topamiz:

Buning uchun doira markazidan ρ oraliqda qalinligi *d*ρ ga teng bo‘lgan halqasimon dA elementar yuzachani ajratamiz:

$$dA = 2\pi\rho d\rho$$



$$J_p = 2\pi\int_0^\tau \rho^3 d\rho = 2\pi \cdot \frac{\rho^4}{4}\int_0^\tau = \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi d^4}{32} \cong 0{,}1d^4$$

(7) formulaga binoan:
bo‘ladi.

Demak, doiraning qutb inersiya momenti quyidagicha ekan:

$$J_\rho = \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi d^4}{32} \cong 0{,}1d^4 \qquad (16)$$

Endi doiraning ekvatorial inersiya momentlarini (8) formuladan topamiz. Doira *OX* va *OY* o‘qlarga nisbatan simmetrik rasm bo‘lganligidan uning bu o‘qlarga nisbatan inersiya momentlari o‘zaro teng bo‘ladi:

6-MA’RUZA

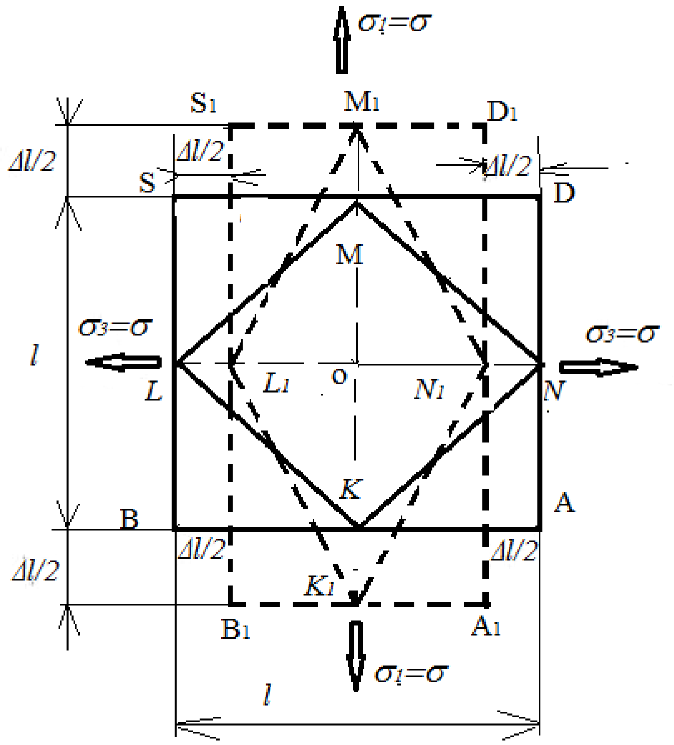
Siljish

Reja:
1. Sof siljish.
2. Sof siljishdagi Guk qonuni.
3. Siljishdagi potensial energiya.
4. Buralish.

1. Sof siljish

Agar elastik sterjendan ma’lum qiyalikdagi tekisliklar bilan kesib ajratilgan kubning tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta’sir qilsa, kubning bunday tekis kuchlanish holati sof siljish deyiladi.

Quyidagi xususiy holni tekshiramiz. Tekis kuchlanish holatida bo‘lgan sterjendan bir elementar kub ajratamiz (1-rasm). Bu kubning tomonlari bosh yuzalar bo‘lib, bu yuzalarga cho‘zuvchi va siquvchi bosh normal kuchlanishlar ta’sir qilgan deylik, ya’ni $\sigma_1 = -\sigma_3 = \sigma$ bo‘lsin (1-rasm).



1-rasm

Biz o‘tgan paragraflarning birida eng katta urinma kuchlanishlar bosh yuzalar bilan 45^0 va 135^0 burchak hosil qilgan yuzalarda vujudga kelishini aytib o‘tgan edik.

Tekshirilayotgan xususiy hol uchun bu xildagi yuzalarda bo‘ladigan urinma va normal kuchlanishlar quyidagi formulalardan topiladi:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma - (-\sigma)}{2} = \sigma.$$

Demak,

$$\sigma_1 = -\sigma_3 = \sigma = \tau \qquad (1)$$

bo‘ladi, normal kuchlanishlar esa quyidagicha topiladi:

$$\sigma_\alpha - \sigma_1\cos^2 45^0 + \sigma_3\sin^2 45^0 = \alpha\left(\frac{\sqrt{2}^2}{2}\right)^2 + (-\sigma)\left(\frac{\sqrt{2}^2}{2}\right)^2 = 0,$$

$$\sigma_\beta - \sigma_1\cos^2 135^0 + (-\sigma\sin^2 135^0) = \sigma\frac{1}{2} - \sigma\frac{1}{2} = 0$$

Shunday qilib, biz tekshirayotgan xususiy holda sterjendan ajratilgan kubning bosh yuzalari bilan 45^0 burchak hosil qilgan MLNK elementning tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta’sir qilar ekan. Demak, bu element sof siljish holatida bo‘ladi. Natijada sof siljish holati tekis kuchlanish holatining xususiy holi bo‘lib chiqdi.

2.Sof siljishdagi Guk qonuni

Cho‘zilgan yoki siqilgan sterjenlarning qiya yuzalarida urinma kuchlanishlar vujudga kelganligidan ularda siljish deformatsiyasi bor degan xulosaga kelamiz.

Yuqorida tekshirilgan kubning AD, BC tomonlari bosh kuchlanishlar ta’siridan cho‘ziladi. AB, CD tomonlari esa bosh kuchlanishlar ta’sirida siqiladi. Ularning absolyut cho‘zilish yoki siqilishlari absolyut qiymat jihatidan teng bo‘ladi. (1-rasm):

$$\Delta l = \varepsilon_1 l = |\varepsilon_2 l|.$$

KLMN element siljib, $K_1L_1M_1N_1$ romb rasmini oladi.

Deformatsiyadan ilgarigi *KLM* to‘g‘ri burchak $K_1L_1M_1$ o‘tmas burchakka aylanadi;

bu burchaklarning ayirmasi siljish burchagi bo‘ladi:

$$K_1L_1M_1 - \frac{\pi}{2} = \gamma.$$

Demak,

$$K_1L_1O_1 = \frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2}.$$

Rasmdan bu burchakning tangensini aniqlaymiz:

$$tg\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2}\right) = \frac{K_1O}{OL_1} = \frac{\frac{l}{2} + \frac{\Delta l}{2}}{\frac{l}{2} - \frac{\Delta l}{2}} = \frac{1 + \frac{\Delta l}{l}}{1 - \frac{\Delta l}{l}} = \frac{1+\varepsilon_1}{1-\varepsilon_1} = 1 + \varepsilon_1 \qquad \text{(a)}$$

Burchak juda kichik bo‘lganligidan $tg\gamma \cong \gamma$ deb olsak bo‘ladi:

$$tg\left(\frac{\pi}{4}+\frac{\gamma}{2}\right)=\frac{tg\frac{\pi}{4}+tg\frac{\gamma}{2}}{1-tg\frac{\pi}{4}\cdot tg\frac{\gamma}{2}}=\frac{1+\frac{\gamma}{2}}{1-\frac{\gamma}{2}}=1+\frac{\gamma}{2} \qquad \text{(b)}$$

(a) ifodaning o‘ng tomonini (b) ifodaning o‘ng tomoniga tenglashtiramiz:

$$1+\varepsilon_1=1+\frac{\gamma}{2} \qquad \text{(d)}$$

Bundan $\varepsilon_1=\frac{\gamma}{2}$ kelib chiqadi.

Tekshirilayotgan hol tekis kuchlanish holati bo‘lganligidan nisbiy cho‘zilish bilan bosh kuchlanishlar orasidagi bog‘lanishni umumlashgan Guk qonunidan topishimiz mumkin:

$$\varepsilon_1=\frac{1}{E}(\sigma_1-\mu\sigma_3)=\frac{1}{E}[\sigma-\mu(-\sigma)]=\frac{1+\mu}{E}\sigma \qquad \text{(e)}$$

Endi (a) va (b) formulalarni bir-biriga taqqoslab, quyidagini hosil qilamiz:

$$\frac{\gamma}{2}=\frac{\sigma}{E}(1+\mu) \qquad \text{(f)}$$

Sof siljishda kubning tomoniga ta’sir qilgan urinma kuchlanish (1) formulaga asosan, bosh normal kuchlanishga teng ekanligini ko‘rgan edik, shu sababli (E) bog‘lanishni quyidagi tarzda ifodalash mumkin:

$$\frac{\gamma}{2}=\frac{\sigma}{E}(1+\mu) \text{ yoki } \tau=\frac{E}{2(1+\mu)}\cdot\gamma \qquad (2)$$

Agar, (2) formulaning o‘ng tomonidagi γ oldiga yozilgan o‘zgarmas miqdorni G bilan belgilasak, (2) formulani quyidagicha yozish mumkin bo‘ladi:

$$\tau=G\gamma \qquad (3)$$

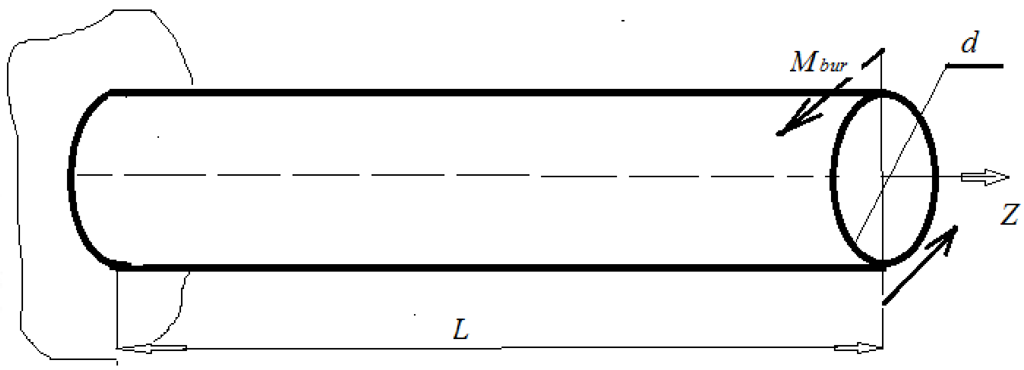
bunda

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} = 0{,}4\ E \qquad (4)$$

(3) formulaga sof siljishdagi Guk qonuni deyiladi. Bu formuladagi G siljishdagi elastiklik moduli yoki ikkinchi tartibli elastiklik moduli deb ataladi.

3.Buralish. Asosiy tushuncha, burovchi moment

Silindrik sterjenining bir uchini mahkamlab, ikkinchi uchining ko‘ndalang kesimiga juft kuch ta’sir ettirilsa, sterjen buraladi: uning ko‘ndalang kesimlari mahkamlangan kesimga nisbatan aylanadi (2-rasm). Ta’sir ettirilgan juft kuch momenti burovchi moment bo‘ladi va M_{bur} bilan belgilanadi.



2-rasm

Buralgan sterjenning istalgan kesimidagi burovchi momentni topishda kesish metodidan foydalaniladi.

Sterjen biror kesimining bir tomonida qolgan tashqi momentlar algebraik yig‘indisi kesimdagi burovchi moment deb ataladi.

Silindrik sterjen buralishga ishlasa, bunday sterjen val deyiladi.

Valning mustahkamligini tekshirish, uning xavfli kesimini topish uchun burovchi momentning o‘zgarishini ifodalovchi grafik chizish kerak. Agar sterjenning o‘qi bo‘ylab ko‘ndalang kesim yuzi o‘zgarmas bo‘lsa, u holda sterjenning maksimal burovchi moment hosil bo‘lgan kesimi xavfli bo‘ladi. Bunday grafik burovchi moment epyurasi deyiladi. Bu epyurani chizish, prinsip jihatidan olganda, bo‘ylama kuch epyurasini chizishdan farq qilmaydi. Burovchi moment epyurasini chizish uchun burovchi momentni hisoblash qoidasidan foydalaniladi.

Burovchi momentni quvvat orqali ifodalash

Har bir g‘altakka ta’sir qilgan burovchi moment shu g‘altakka bog‘langan stanok quvvati va aylanish tezligi orqali ifodalanadi. Shu sababdan valni hisoblaganda unga g‘altaklardan o‘tadigan burovchi momentlar bevosita berilmaydi, balki shu g‘altaklar ulangan dvigatel va stanoklarning pasportida quvvatlari yozilgan bo‘ladi. Ana shu quvvat va valning aylanish tezligi orqali valga o‘tadigan burovchi momentlarni aniqlashga to‘g‘ri keladi.

Quvvat ot kuchi orqali quyidagicha

$$N = \frac{PV}{75} = \frac{P \cdot 2\pi R \cdot n}{75 \cdot 60} \qquad (5)$$

ifodalanishi bizga mexanikadan ma’lum.

Bunda *v* – val sirtidagi nuqta tezligi, *n* – valning bir minutdagi aylanish soni, P – valga qo‘yilgan aylana kuch.

Shunday qilib,

$$M_б = 7162 \frac{N}{n} N \cdot m \qquad (6)$$

bo‘ladi.

Bir ot kuchi 0,736 kVt ekanligini e’tiborga olsak,

$$M_б = \frac{7162}{0,736} \cdot \frac{K}{n} N \cdot m. \qquad (7)$$

bo‘ladi.

Bunda K – quvvatning kilovatt qiymati.

Silindrik sterjenlarning buralishidan hosil bo‘lgan kuchlanish

Buralishda hosil bo‘ladigan deformatsiyalarni aniqlashdan oldin bu sohada o‘tkazilgan tajribalarning natijalari bilan tanishib chiqamiz. Agar silindrik sterjen sirtiga to‘g‘ri to‘rtburchak rasmida to‘r chizib uni buralishga sinasak:

1. To‘g‘ri to‘rtburchakli to‘r (3-rasm, a, b) parallelogramm rasmidagi to‘rga aylanadi. Demak, sterjenning ko‘ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar hosil bo‘ladi. Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuniga asosan sterjenning bo‘ylama kesimlarida ham urinma kuchlanishlar hosil bo‘lishi kerak. (3-rasm, v).

2. Sterjenning I va II kesimlari orasidagi masofa va bu kesimlarning diametri uzunliklari ham o‘zgarmaydi, bu esa sterjenning ko‘ndalang va bo‘ylama kesimlarida normal kuchlanish paydo bo‘lmasligidan dalolat beradi. Shunday qilib, buralgan sterjenlarning ko‘ndalang va bo‘ylama kesimlarida faqat urinma kuchlanishlargina hosil bo‘lib, buralgan sterjen sof siljish kuchlanish holatida bo‘ladi.

3. Sterjenning erkin uchidagi ko‘ndalang kesim diametri AV to‘g‘ri chiziqligicha qolib, faqat o‘zining dastlabki holatiga nisbatan biror φ burchakka aylanadi, ya’ni A nuqta $A^{\cup}A_1$ yoyi S nuqta esa undan kichikroq $C^{\cup}C_1$ yoyi bo‘yicha ko‘chadi (5-rasm). Buralgan sterjenlarning ko‘ndalang kesimi bo‘yicha urinma kuchlanishning taqsimlanish qonuni bilish uchun undan dx uzunlikda I va II kesimlar orasidagi qismining deformatsiyasini batafsil o‘rganmoq kerak. 6-rasmda sterjenning I va II kesimlari orasidagi qismi katta masshtabda ko‘rsatilgan. Bu rasmning sirtida 4-rasm. b dagi parallelogramm KLD_1N_1 ning bitta KN tomonining ko‘chishi KN_1 ko‘rsatilgan. Sterjen sirtida yotgan KLDN elementning siljish burchagi $\gamma_{\max} NN_1$ yoyning element uzunligiga bo‘linganiga teng:

$$\gamma_{MAX} = \frac{NN_1}{dx}$$

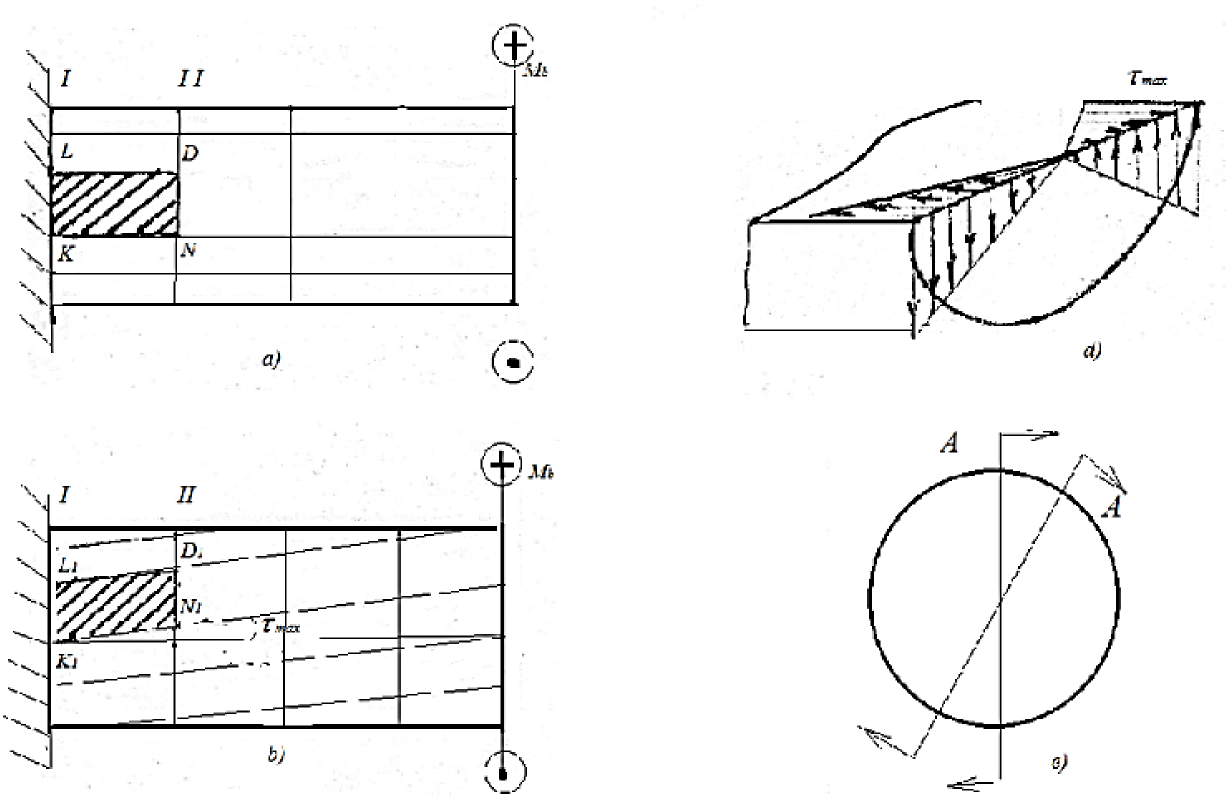
O‘z navbatida NN_1 yoy ko‘ndalang kesim doirasidan $NN_1 = r \cdot d\varphi$ tengligi yaqqol ko‘rinib turibdi.

Shunday qilib:

$$\gamma_{MAX} = r\frac{d\varphi}{dx}. \qquad \text{(a)}$$

Agar shu sterjendan radiusi ρ ga teng bo‘lgan ikkinchi ichki silindrni qarasak, 6-rasmdan ravshandirki,

$$\gamma_{\rho} = \rho\frac{d\varphi}{dx}. \qquad \text{(b)}$$

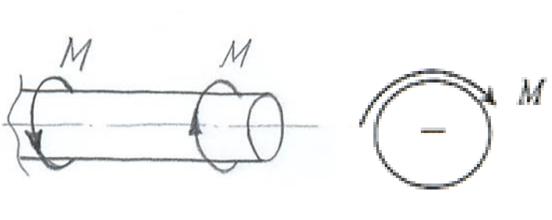


3-rasm

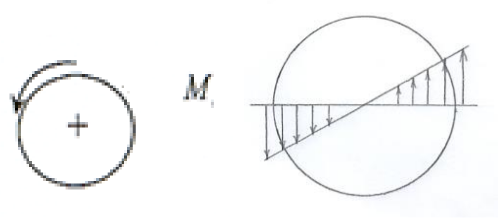
Shunday qilib, burilish deformatsiyasi sof siljish deformatsiyasidan iborat bo‘lgani uchun uning ko‘ndalang kesimida taqsimlanadigan urinma kuchlanishni sof siljishdagi Guk qonunidan topamiz:

$$\tau_{\rho} = G\gamma_{\rho} = G\rho\frac{d\varphi}{dx}. \qquad \text{(d)}$$

Yuqorida yozilgan (b) va (v) formuladan ko‘rinadiki, buralgan sterjenlarning ko‘ndalang kesimlarida siljish deformatsiyasi va urinma kuchlanish kesimning og‘irlik markazidan olingan masofaga proporsional ravishda o‘zgarar ekan



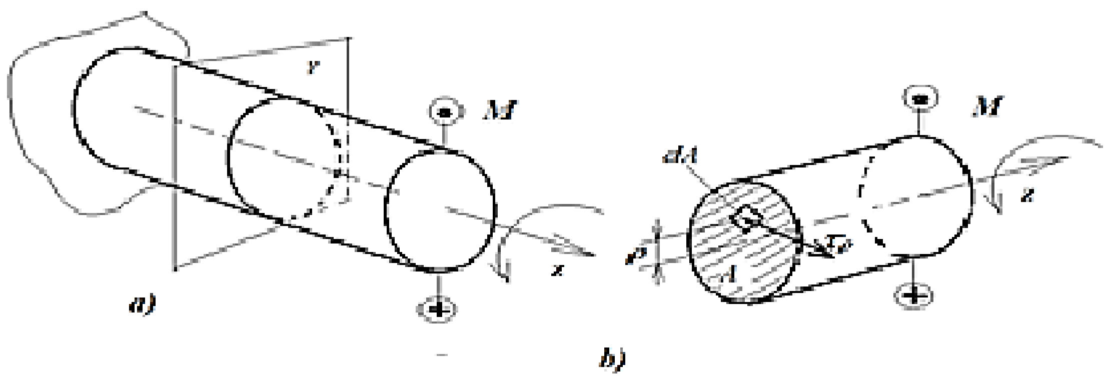
4-rasm



5-rasm

.Urinma kuchlanishni ko‘ndalang kesim yuzi bo‘yicha o‘zgarish qonuni, ya’ni epyurasi 5-rasmda ko‘rsatilgan.

Doiraviy kesimli sterjenning og‘irlik markazida urinma kuchlanish nolga teng bo‘lib, uning chetida (konturida) maksimal qiymatga erishadi.



6- rasm

Urinma kuchlanish taqsimlanish qonunini bilgandan so‘ng, sterjenning (6- rasm, b) muvozanat shartidan uning qiymatini aniqlash qiyin emas:

$$M - M_{б} = 0;\quad M_{б} = \int_F \rho \cdot \tau_\rho \cdot dF \tag{g}$$

bunda

$\rho \cdot \tau_\rho \cdot dF$ -- F yuzaga ta’sir qilgan zo‘riqish kuchi momenti,

$\int_F \rho\tau_\rho dF$ -- tekshirilayotgan kesimdagi ichki burovchi moment.

(v) formuladagi τ_ρ ning qiymatini (g) formulaga qo‘ysak

$G\dfrac{d\varphi}{dx}\int_F \rho^2 dF = M_{б}$ bo‘ladi.

Bunda $\int_F \rho^2 dF = J_\rho$ doira yuzining polyar qarshilik momenti ekanligi bizga avvaldan ma’lum.

Shunday qilib,

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_{б}}{GJ_\rho} \tag{8}$$

Endi yuqoridagi (v) formulaga $\frac{d\varphi}{dx}$ ni (8) formuladan qo‘yib

$$\tau_{\rho} = \frac{M_{б}}{J_{\rho}} \cdot \rho \tag{9}$$

ni hosil qilamiz.

Bunda $M_{б}$ kesimning bir tomonida qolgan momentlarning algebraik yig‘indisiga teng. Bu moment, o‘z navbatida, zo‘riqish kuchlari momentiga tengdir.

Demak, ko‘ndalang kesimning istalgan nuqtasidagi urinma kuchlanish (9) formula bilan topiladi.

Maksimal urinma kuchlanish sterjenning sirtida hosil bo‘ladi:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{б}}{J_{\rho}} \cdot r = \frac{M_{б}}{J_{\rho} / r} \tag{10}$$

Bu formuladagi $\frac{J_{\rho}}{r}$ - nisbat W_{ρ} bilan belgilanadi va sterjen kesim yuzining polyar qarshilik momenti deyiladi:

$$W_{\rho} = \frac{J_{\rho}}{r} \tag{11}$$

(11) formuladan ko‘rinadiki, qarshilik momenti uzunlik o‘lchamining uchinchi darajasi bilan o‘lchanadi.

Shunday qilib, (10) formulani bunday yozamiz

$$\tau_{\max} = \frac{M_{б}}{W_{\rho}} \tag{12}$$

Doiraviy kesim yuzi uchun polyar qarshilik momenti formulasini chiqaramiz:

$$W_{\rho} = \frac{J_{\rho}}{r} = \frac{\pi d^4}{32 \cdot \frac{d}{2}} = \frac{\pi d^3}{16} \quad W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} = 0{,}2 d^3 \tag{13}$$

halqasimon kesim uchun:

$$W_{\rho} = \frac{I_{\rho}}{D/_2} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{D \cdot 16} = \frac{\pi D^3}{16}\left(1 - c^3\right) \tag{14}$$

bunda

$c = \frac{d}{D}$ ga teng.

7-MA'RUZA

Buralish

Reja
1. Mustahkamlik sharti.
2. Bikrlik sharti.
3. Potensial energiya.
4. Statik aniqmas masalalar.
5. Kesimi doiraviy bo'lmagan vallarning buralishi.

1.Valning burilishidagi mustaxkamlik sharti

Buralishning mustahkamlik sharti shundan iboratki, maksimal urinma kuchlanish (τ_{max}) tegishli ruxsat etilgan kuchlanishdan oshmasligi kerak:

$$\tau_{max} = \frac{M_{b\max}}{W_\rho} \leq [\tau]. \quad (15)$$

Bunda $M_{b\max}$ valning eng xavfli kesimiga tegishli burovchi momentdir, uni biz burovchi moment epyurasidan topamiz.

Bu tenglama yordamida cho'zilishi yoki siqilishdagi mustahkamlik shartidagi kabi uch xil masalani yechish mumkin. Ulardan eng muhimi vallarning diametrini topishdir. Buning uchun (15) formuladan kesim yuzasining qarshilik momenti W_ρ qiymatini topamiz:

$$W_\rho \leq \frac{M_{b\max}}{[\tau]}$$

bunga (14) dan W_ρ ning qiymatini qo'ysak,

$$\frac{\pi d^3}{16} = \frac{M_{b\max}}{[\tau]} \qquad d = \sqrt[3]{\frac{16 M_{b\max}}{\pi[\tau]}} \quad (16)$$

kelib chiqdi.

2. Silindrik sterjenlarning buralishidagi deformatsiyasi

Sterjenlar buralganda ularning deformatsiyasini, ya’ni buralish burchagini topish uchun (8) formuladan foydalanamiz:

$$d\varphi = \frac{M_{b\max} \cdot dz}{GI_\rho} \qquad (17)$$

Agar sterjenning mahkamlangan kesimidan x masofada turgan kesimining buralishini topmoqchi bo‘lsak, (17) formulani 0 dan z gacha integrallaymiz.

$$\varphi = \int_0^z \frac{M_{b\max} \cdot dz}{GI_\rho}$$

Agar burovchi moment va sterjen bikrligi o‘zgarmas bo‘lsa,

$$\varphi = \frac{M_{b\max} z}{GI_\rho} \qquad (18)$$

bo‘ladi.

Bu formuladan ko‘rinadiki, sterjenning buralish burchagi uning mahkamlangan kesimidan olingan masofaga proporsional ravishda, ya’ni chiziqli qonun asosida o‘zgaradi.

Eng katta buralish burchagi sterjenning erkin uchida hosil bo‘lib, ushbu formula yordamida topiladi:

$$\varphi_{\max} = \frac{M_{b\max} \cdot l}{GI_\rho} \quad yoki \quad \varphi^o = \frac{M_{b\max} \cdot l}{GI_\rho} \cdot \frac{180^o}{\pi} \qquad (19)$$

Bu formula cho‘zilish yoki siqilishdagi kabi absolyut cho‘zilishni topish formulasiga juda o‘xshab ketadi.

Sterjenning birlik uzunligiga to‘g‘ri kelgan buralish burchagiga nisbiy buralish burchagi deyiladi va u quyidagi formula orqali topiladi:

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_{b\max}}{GI_\rho} \qquad (20)$$

bunda θ - nisbiy buralish burchagi.

3. Buralgan sterjenlarning bikrlik sharti

Buralgan sterjenlar mustahkam bo‘lishi bilan birga bikr bo‘lishi ham talab qilinadi, ya’ni sterjenning uzunlik birligiga to‘g‘ri kelgan buralish burchagi shu sterjen materiali uchun ruxsat etilgan buralish burchagidan ortib ketmasligi kerak. Aks holda sterjen prujinalanishi mumkin. Demak, buralgan sterjenning bikrlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\theta_{\max} = \frac{M_{b\max}}{GI_{\rho}} \leq [\theta] \tag{21}$$

bunda $[\theta]$ - sterjenning birlik uzunligiga to‘g‘ri kelgan ruxsat etilgan buralish burchagi bu *radian*da o‘lchanadi.

Ko‘pincha sterjenning birlik uzunligiga to‘g‘ri kelgan nisbiy burilish burchagi gradus qiymatini beradi. U holda (21) formula ushbu ravishda yoziladi:

$$\theta^{0} = \frac{180^{o}}{\pi} \cdot \frac{M_{b\max} \cdot 100}{GI_{\rho}} \leq [\theta^{0}] \tag{22}$$

Bu formula, ko‘pincha, vallarni hisoblashda ishlatilganidan, o‘rtacha o‘lchamidagi vallar uchun bir metr uzunligiga to‘g‘ri kelgan ruxsat etilgan buralish burchagi $0{,}5^{0}$ga teng qilib olinadi.

Valning diametrini (22) formuladan topamiz, bunda $J_p = 0{,}1d^4$

Odatda, vallarning diametri mustahkamligi va bikrlik shartlaridan topilib, chiqqan qiymatning kattasi olinadi.

Vallarning bir metr uzunligi uchun ruxsat etilgan buralish burchagi $0{,}3^{0}$ dan 1^{0}gacha qabul qilinadi.

4. Buralishdagi deformatsiyaning potensial energiyasi

Cho‘zilish va siqilish yoki boshqa xil deformatsiyalardagidek buralishda ham burovchi momentning ta’siridan sterjenda ma’lum miqdorda deformatsiyaning potensial energiyasi to‘planadi. Agar elastik sterjenni elastiklik chegarasida biror burchakka burab, uni tashqi kuch (burovchi moment) ta’siridan ozod qilsak, sterjen oldingi holatiga qaytadi. Oldingi holatiga qaytish protsessi to‘plangan potensial energiya hisobiga bajariladi.

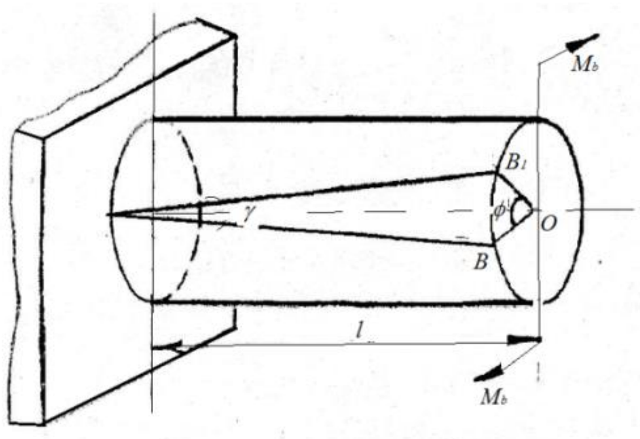
Bir uchi mahkamlangan silindrik sterjenlarning erkin uchiga statik ta’sir qiluvchi juft kuch M_b qo‘yilgan bo‘lsin (7-rasm). Sekin-asta o‘zgaradigan burovchi moment orta borgan sari sterjenning erkin mahkamlangan uchiga nisbatan biror burchakka buriladi.

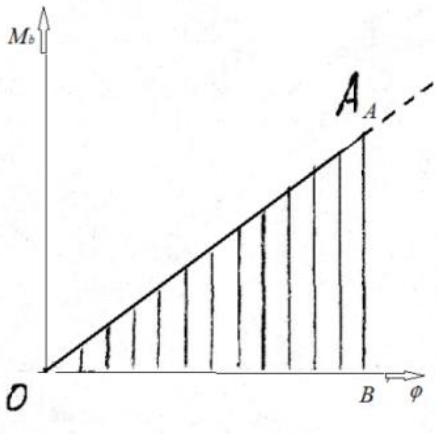
Agar absissalar o‘qi bo‘ylab deformatsiyani, ordinatalar o‘qi bo‘ylab esa burovchi M_b momentni qo‘ysak, bu ikki miqdor orasidagi bog‘lanish OA to‘g‘ri chizig‘i bilan bajargan ishi ΔOAB yuzasi aniqlanadi (8-rasm):

$$A = \frac{1}{2} M_{б} \cdot \varphi. \qquad \text{(a)}$$

Bajarilgan ***A*** ish deformatsiyaning poltensial energiyasiga tengligini ko‘zda tutib, buralish burchagi φ ning qitsmatini (19) dan (a) ga keltirib qo‘ysak, buralish deformatsiyasining potensial energiyasini topamiz:

$$U = \frac{M_{б}^{2} \cdot l}{2GJ_p}. \qquad (23)$$





7-rasm 8- rasm

Agar val pog‘onali bo‘lsa, (23) formulani quyidagicha yozish mumkin:

$$U = \sum_{i=1}^{n} \frac{M_{б}^{2} l_i}{2GJ_p}, \qquad (24)$$

bunda *n*-pog‘onalar soni.

8-MA’RUZA

Egilish

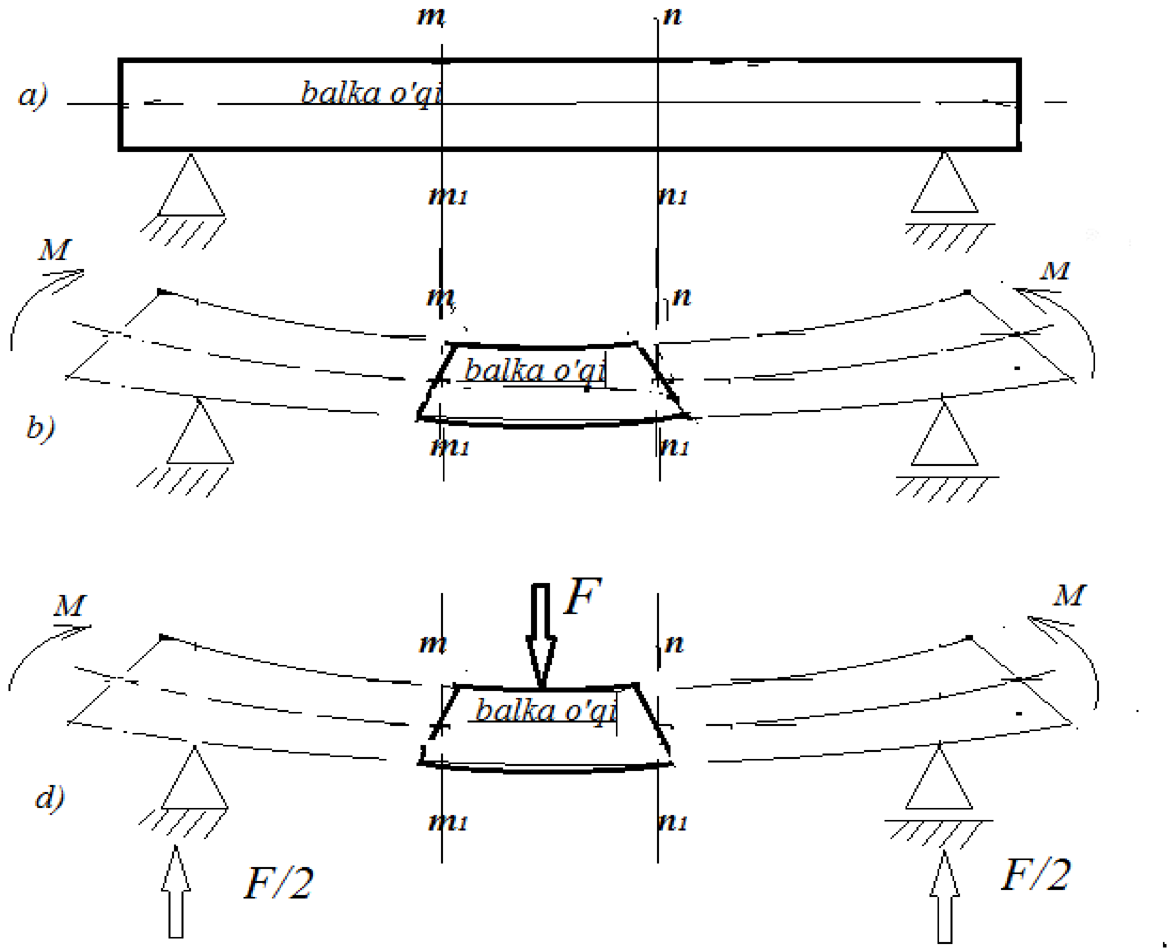
Reja:

1. Balkalarning egilishi haqida.
2. Balkalardagi zo‘riqish kuchlarini topish.
3. Eguvchi moment, ko‘ndalang kuch va intensiv kuch orasidagi munosabat.

To‘g‘ri sterjenlarning egilishi.

1. Balkalarning egilishi haqidagi umumiy mulohozalar

Egilishga ishlaydigan elementlar qurilish konstruksiyalarida juda ko‘p uchraydi. Asosan egilishga ishlaydigan sterjenlar balka deb ataladi. 9-rasm, *a* da balkaning tabiiy holati (yuklanmagan holatda), 9-rasm, *б* da xuddi shu sistemaning ikkita juft kuch bilan egilgan holati tasvirlangan.



9-rasm

Agar balkaning yon sirtida mnn_1m_1 to‘g‘ri to‘rtburchak tasvirlansa, tajribaning ko‘rsatishicha, bu to‘rtburchak deformatsiyadan keyin tomoni $m\ m_1$ va $n\,n_1$ to‘g‘ri chiziqlardan, qolgan ikkita tomoni $m\,n$ va $m_1\,n_1$ egri chiziqlardan iborat trapetsiyaga o‘xshash rasmga aylanadi. Bu hol (9-rasm,b)da ko‘rsatilgan. Bunda pastki tolalar cho‘ziladi, yuqoridagi tolalar siqiladi. Shunday qilib, egilishda balka balandligi bo‘yicha joylashgan bir qism tolalar cho‘zilsa, qolgan qismi siqiladi. Egilishda balka o‘qi va bo‘ylama tolalari egrilanadi. 9-rasm *в* da ko‘rsatilganidek, R kuch ta’sirida egilganda ham shunday manzarani ko‘rish mumkin.

Kuchlarning qo‘yilishi, brusning mahkamlanish usuliga qarab turli xil egilishlar bo‘lishi mumkin. Balkaning ko‘ndalang kesim yuzasida faqat eguvchi moment bo‘lib, qolgan ichki zo‘riqish kuchlari nolga teng bo‘lgan egilishga sof egilish deyiladi.

Bunday egilish (9-rasm,b)da ko‘rsatilgan. Balkaning egilishida paydo bo‘ladigan kuchlanish va deformatsiyalarni o‘rganish eng sodda sof egilishdan boshlanadi.

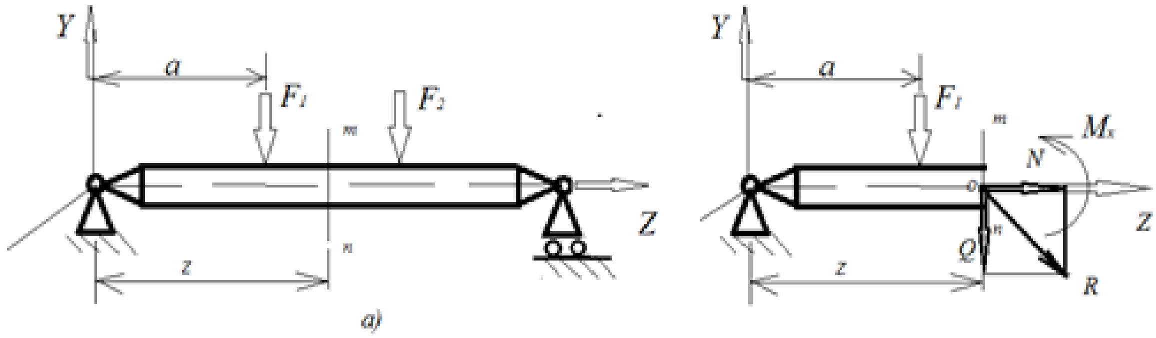
Agar balkaning ko‘ndalang kesim yuzalarida eguvchi momentdan tashqari ko‘ndalang kuch ham paydo bo‘lib, bo‘ylama kuch nolga teng bo‘lsa, ko‘ndalang egilish sodir bo‘ladi (9-rasm, d).

Agar balkaga ta’sir etuvchi barcha kuchlar, shu jumladan reaksiya kuchlari ham simmetriya o‘qi orqali o‘tadigan tekislikda yotsa, balkaning egilgan o‘qi ham shu tekislikda yotadi. Bunday egilish *tekis egilish* deyiladi.

2. Balkalardagi zo‘riqish kuchlarini topish
Eguvchi moment va kesuvchi kuch

Balkalarning turli kesimlaridagi kuchlanishlarini bilish uchun ularda hosil bo‘ladigan zo‘riqish kuchlarini aniqlashni o‘rganish lozim. Istalgan ko‘ndalang kesimdagi ichki kuchlarni bilish uchun kesish usulidan foydalanamiz, ya’ni balkani chap tayanchidan z masofada mn tekislik bilan kesib, uni ikki bo‘lakka ajratamiz (10-rasm, a); ajratilgan qismlardan birini (masalan, o‘ng qismini tashlab, qolgan chap qismining muvozanatini tekshiramiz (10-rasm, b).

Balkaning kesimiga tashlab yuborilgan qismning ta’sirini almashtiruvchi kuchlarni qo‘yamiz, bu kuchlar shu kesimdagi zo‘riqish kuchlariga ekvivalent bo‘ladi.



10-rasm

Tekis sistema umumiy holda bir bosh vektor R bilan bir bosh moment M_x dan iborat bo‘ladi, bunda M_x- kuchlarni kesim markaziga ko‘chirishda hosil bo‘lgan juft kuch momentlarining algebraik yig‘indisi. Zo‘riqish kuchlardan birini ifodalovchi juft kuch momenti *eguvchi moment* deyiladi.

Eguvchi momentni M_x bilan belgilaymiz, zo‘riqish kuchini ifodalovchi bosh vektor R ni vertikal Q_y va gorizontal N_z kuchlarga ajratamiz (10-rasm b). Q_y kesuvchi ko‘ndalang kuch, N_x esa bo‘ylama kuch deyiladi. Bu kuchlarni topish uchun balkaning qoldirilgan qismi muvozanatini tekshiramiz:

$$\sum Fz = N_z = 0 \text{ yoki } N_z = 0.$$

Agar balkaga tashqi og‘ma kuchlar ta’sir qilsa, u holda bo‘ylama N_z kuch nolga teng bo‘lmaydi:

$$\sum z = -Q_x + A - P_1 = 0;\ Q = A - P_1.$$
$$\sum Fy = -Q_y + V_A - P_1 = 0\ \ Q = V_A - P_1$$

va

$$\sum M_0 = V_A - P_1(z - a_1) - M_x = 0;\ M_x = V_{Ax} - P_1(z - a_1).$$

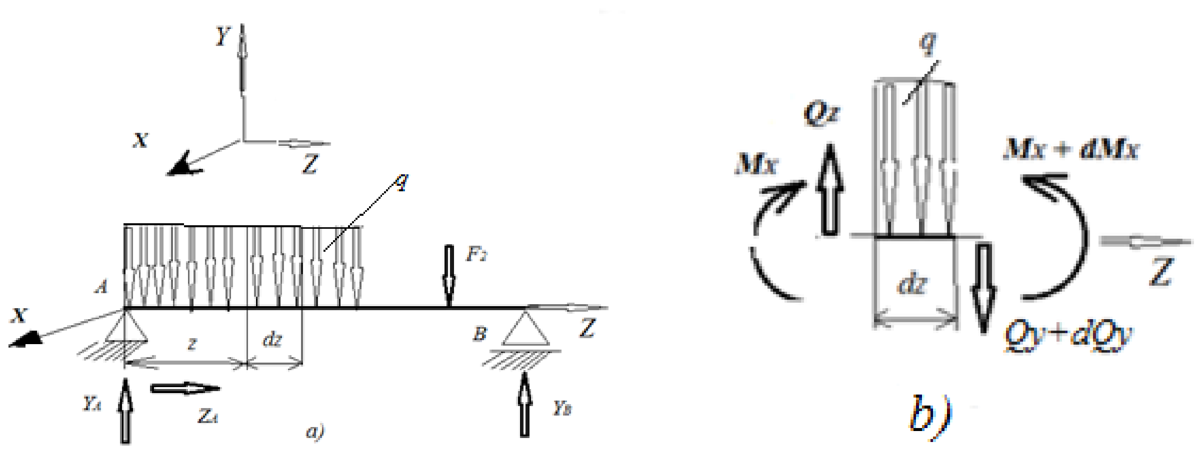
Demak, balka kesimida hosil bo‘luvchi bo‘ylama N_x kuch balkaning qoldirilgan qismiga qo‘yilgan hamma kuchlarning balka o‘qiga tushirilgan proyeksiyalarining algebraik yig‘indisiga, kesuvchi Q_x kuch esa balkaning qoldirilgan qismiga qo‘yilgan hamma kuchlardan balkaning vertikal o‘qiga tushirilgan proyeksiyalarining algebraik yig‘indisiga tengdir.

Eguvchi moment balkaning qoldirilgan qismiga qo‘yilgan hamma kuchlardan kesim markaziga nisbatan olingan momentlarning algebraik yig‘indisiga teng.

3.Eguvchi moment -*M*, kesuvchi kuch -*Q* va taqsimlangan kuch intensivligi -*q* orasidagi differensial bog‘lanishlar

Eguvchi moment M bilan kesuvchi Q kuch orasidagi matematik bog‘lanishni isbot qilamiz. Ixtiyoriy yuklangan balka berilgan bo‘lsin (11-rasm, a).

Uning yoyilgan kuch uchastkasidan, ya’ni chap tayanchidan xz hamda *xz+dz* masofadagi kesimlar vositasida dz uzunlikdagi bir elementini ajratamiz (11-rasm). Ajratilgan elementning uzunligi cheksiz kichik bo‘lganligidan yoyilgan yuk tekis taqsimlangan deb qarash mumkin. Kesilgan elementning chap ko‘ndalang kesimiga balkaning tashlab yuborilgan qismlarining ta’sirini musbat kesuvchi kuch Q_y va musbat eguvchi moment M_x bilan belgilaymiz.



11-rasm

Ajratilgan element yuziga ko‘ndalang hamma kuchlar ta’sirida muvozanatda turadi (11-rasm b). Unga ta’sir qilgan kuchlarning vertikal o‘qqa tushirilgan proyeksiyalarini nolga tenglashtiramiz:

elementning o‘ng tomonidagi ko‘ndalang kesimida $M_x + dM_x$ va $Q_y + dQ_y$ zo‘riqish kuchlari ta’sir qiladi.

$$\sum z_A = 0;$$
$$Q_y - qdz - (Q_y + dQ_y) = 0$$
yoki
$$\frac{dQ_y}{dz} = -q$$

Demak, *kesuvchi kuchdan abssissa x bo‘yicha olingan birinchi hosila yoyilgan yuk intensivligining teskari ishora bilan olingan qiymatiga tengdir*.

Ikkinchi muvozanat tenglamasini yozamiz.

Barcha kuchlardan bu elementning o‘ng tomonidagi kesimning og‘irlik markaziga nisbatan olingan momentlar yig‘indisini nolga tenglashtiramiz (11-rasm, b)

$$\sum mom_x = o$$
$$M_x + Q_y \cdot dz - q \cdot dz \cdot \frac{dz}{2} - (M_x + dM_x) = 0$$

bunda

$$dM_x = Q_y \cdot dz - q \cdot dz \cdot \frac{dz}{2}$$

kelib chiqadi. Bu ifodaning o‘ng tomonidagi ikkinchi had yuqori darajali cheksiz kichik son bo‘lganligidan, uni e’tiborsiz qoldiramiz.

U holda:

$$\frac{dM_x}{dz} = Q_y \tag{2}$$

bo‘ladi, ya’ni eguvchi momentdan x abssissa bo‘yicha olingan birinchi hosila tekshirilayotgan kesimdagi kesuvchi kuchga tengdir. Agar Q_y qiymatini (2) dan (1) ga qo‘ysak uchinchi differensial tenglama kelib chiqadi:

$$\frac{dM_x}{dz} = \frac{dQ_y}{dz} = -q \tag{3}$$

ya’ni eguvchi moment abssissa bo‘yicha olingan ikkinchi hosila yoyilgan yuk intensivligiga tengdir.

Bu differensial bog‘lanishlar eguvchi moment va kesuvchi kuch epyuralarini chizishda va ularni tekshirishda muhim ahamiyatga ega.

1. $\frac{dM_x}{dx} = Q_x$ ning geometrik ma’nosi shuki, u M_x epyurasini chegaralovchi egri chiziqqa o‘tkazilgan urinmaning abssissalar o‘qi bilan hosil qilgan burchagining tenglamasini ifodalagani uchun noldan katta, ya’ni $Q_y = tg\alpha > 0$ bo‘lganda tegishli uchastkada eguvchi moment kichiklashadi, aksincha $Q_y \leq 0$ bo‘lgan uchastkada eguvchi moment kattalashadi. Agar Q_y noldan o‘tib, o‘z ishorasini (+) dan (-) ga o‘zgartirsa, bu nuqtada eguvchi moment maksimum, ishorasi (-) dan (+) ga o‘zgarganda esa minimum bo‘ladi. Agar tekshirilayotgan uchastkada $Q_y = 0$ bo‘lsa, $M_x = const$ bo‘ladi.

2.Balkaning $\frac{dQ_y}{dz} = q = 0$ ya’ni $Q_y = const$ bo‘lgan uchastkalarida Q_y ning epyurasi abssissalar o‘qiga parallel yo‘nalgan to‘g‘ri chiziq, M_x ning epyurasi esa og‘ma to‘g‘ri chiziq bilan chegaralanadi.

3.Balkaning tekis yoyilgan yuklar qo‘yilgan uchastkalarida Q_y ning epyurasi esa kvadratik parabola yoyi bilan chegaralanadi.

Bulardan tashqari, M_x va Q_y epyuralarning to‘g‘ri chizilganligini bilish uchun yana quyidagi qoidalarga rioya qilish lozim.

– to‘plangan kuch qo‘yilgan kesimlardan Q_y ning ishorasi shu kuch miqdori qadar sakraydi, M_x ning epyurasidagi og‘ma chiziq sinadi;

– chetki sharnirli tayachlarda kesuvchi kuch tayach reaksiyalariga eguvchi moment esa nolga teng bo‘ladi (agar shu kesimlarga juft kuch qo‘yilmagan bo‘lsa);

– juft kuch qo‘yilgan kesimlarda eguvchi moment epyurasi uzilib shu juft kuch miqdori qadar sakraydi;

– balkaning (konsolning) erkin uchiga juft kuch qo‘yilmagan bo‘lsa, eguvchi moment shu nuqtada nolga bo‘ladi, agar konsol uchiga to‘plangan kuch ham qo‘yilmagan bo‘lsa, u holda shu nuqtada kesuvchi kuch ham nolga teng bo‘ladi;

– qistirib mahkamlangan tayachlarda kesuvchi kuch shu tayachning reaksiya kuchiga eguvchi moment shu tayachning reaksiya momentiga teng bo‘ladi.

9-MA’RUZA

Egilish

Reja:
1. Sof egilish.
2. Sof egilishdagi normal kuchlanishni aniqlash. Nave formulasi.
3. Tekis shakkllarning qarshilik momenti.

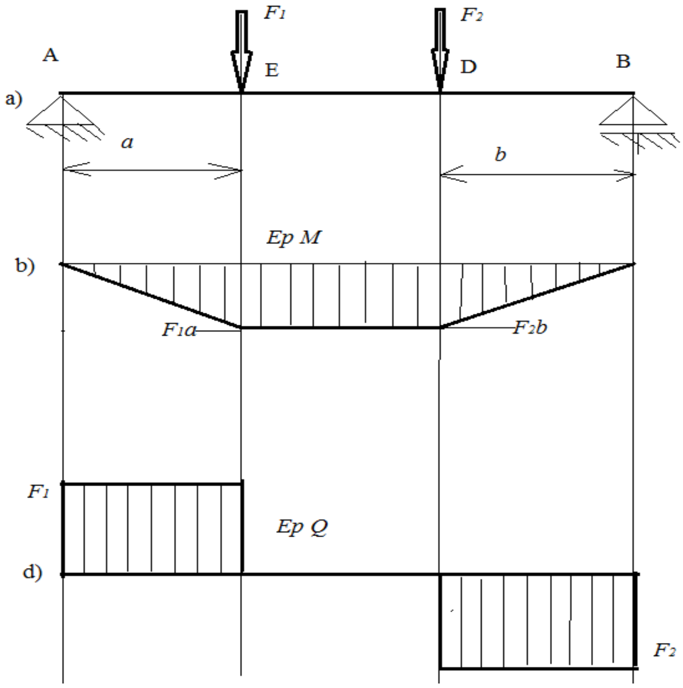
Egilishdagi kuchlanishlar.
1.Sof egilish va normal kuchlanishni aniqlash

12-rasmda ko‘rsatilgan balkaning eguvchi moment va kesuvchi kuch epyuralarini tekshirib,quyidagi xulosaga kelamiz (12-rasm, a, b).

1.Balkaning ED uchastkasida eguvchi moment o‘zgarmas miqdor bo‘lib, kesuvchi kuch nolga teng, balkaning bu uchastkadagi egilishi sof egilishi deyiladi.

2. Balkaning AE va BD uchastkalarida eguvchi momentlar o‘zgaruvchi miqdor bo‘lib, kesuvchi kuch nolga teng emas. Bu uchastkalardagi egilish ko‘ndalang egilish deyiladi.

3. Balkaga ta’sir qilgan kuchlar balkaning bosh tekisliklaridan birida yotgani uchun uning hamma uchastkalarida to‘g‘ri egilish sodir bo‘ladi.



12-rasm

2. Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi.

Siqilgan sterjenlar xavfsiz ishlashi uchun ruxsat etilgan kuch, shubhasiz, kritik kuchdan birmuncha kichik bo‘lishi lozim.

$$\left[P\right]=\frac{P_k}{n_{us}} \qquad (1)$$

bu yerda n_{us} – ustuvorlik ehtiyot koeffisiyenti.

Yuqorida bayon qilganimizdek, ustivorlik masalasi amalda ko‘p uchrab turadigan hollardandir. Bu masalani hal qilish uchun kritik kuchni topish juda ham zarur. Markaziy siqilgan va egiluvchi sterjenlarning kritik kuchini topish masalasini birinchi marta L.Eyler nazariy hal qilgan edi.

Ikki uchi bilan sharnir yordamida mahkamlangan sterjenni olamiz (13-rasm). Bu sterjen markaziy qo‘yilgan P kuch bilan siqilgan va bu kuch ta’siridan sterjen o‘zining kichik bikrlik tekisligida juda ham oz egilgan bo‘lsin. Bu holda siquvchi P kuch o‘zining kritik qiymatiga yetgan bo‘ladi, shu tufayli sterjen egri chiziqli holatida yetadi.

Shunday qilib, sterjenning deformatsiyalangan holatini tekshiramiz.

Pastki sharnirli tayanchdan x masofada turgan nuqta (kesim) uchun quyidagi tenglamani yozish mumkin:

$$M_1 = P_k \cdot z \qquad (a)$$

Bu sterjenning elastik chizig‘ining differensial tenglamasini yozamiz. Buning uchun ko‘ndalang egilishdagi elastik chiziqning differensial tenglamasidan foydalanamiz:

$$EJ_Y z = -M \qquad (b)$$

13-rasmda tanlangan koordinatalar sistemasiga asosan (b)

formulaning o‘ng tomoniga minus ishorasini, l_Y o‘rniga, $l_{\min}$ ni olish kerak, chunki bo‘ylama egilishda sterjenlar hamma vaqt kichik bikrlik tekisligida egiladi. Demak (a) ni (b) tenglamaga qo‘yib quyidagini hosil hilamiz:

$$EJ_{\min} z'' = -P_k \cdot z \qquad \text{(d)}$$

Agar ushbu

$$k^2 = \frac{P_k}{EJ_{\min}} \qquad \text{(e)}$$

belgilashni qabul qilsak, (v) tenglamani quyidagicha ezish mumkin
.

$$z'' - k^2 z = 0$$

Bu differensial tenglamaning umumiy integrali bizga ma'lum bo'lgan quyidagi ifoda bilan aniqlanadi:

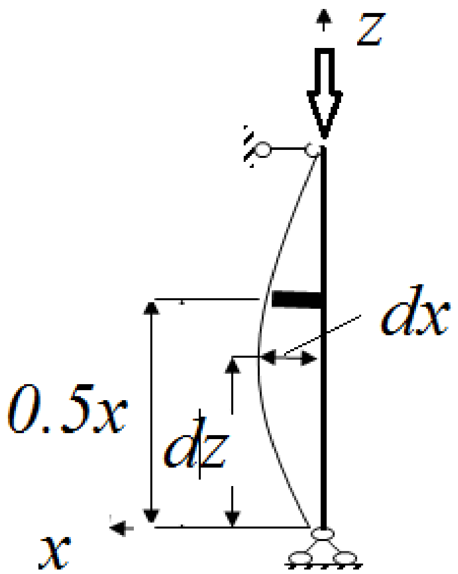
$$z = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx \qquad \text{(f)}$$

Bu ifodaga kirgan ixtiyoriy o'zgarmas C_1 , va C_2 larni sterjen uchlarining mahkamlanish shartlaridan aniqlaymiz:

x=0 bo'lganda $z = C_1 \cdot 0 + C_2 = 0$

va $x = 1$ bo'lganda

$$z = C_1 \sin kl + C_2 \cos kl \qquad \text{(g)}$$



13-rasm

(j) ning birinchi tenglamasidan $C_2 = 0$ hosil bo‘ladi va (h) tenglamada quyidagi ko‘rinishga keladi:

$$z = C_1 \sin kz \qquad \text{(i)}$$

(j) ning ikkinchi tenglamasidan $C_1 \sin kl$ hosil bo‘ladi. Bu tenglamadagi ikki hol bo‘lishi $C_1 = 0$ yoki $\sin kl = 0$. Birinchi holda (z) ga asosan $z = 0$ bo‘lib, sterjenning to‘g‘ri chiziqli muvozanat holiga to‘g‘ri keladi. Bu esa masalani qo‘yilishiga ziddir. Demak, sterjenning egilgan rasmining muvozanatiga to‘g‘ri kelgan holat quyidagicha ifodalanadi:

$\sin kl = 0$

Bundan sterjenning kritik holatiga xos bo‘lgan shartlar kelib chiqadi.

$$kl = n\pi \text{ yoki } k = \frac{n\pi}{l} \ (n = 1,2,3,......) \qquad \text{(k)}$$

Sterjenning egilgan o‘qining tenglamasi quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi:

$$z = C_1 \sin \frac{n\pi}{l} x \qquad (2)$$

(g) va (i) formulalarga asosan kritik kuchning qiymati quyidagicha yoziladi:

$$P_k EJ_{\min} k^2 = \frac{n^2 \pi^2}{l^2} EJ_{\min} \qquad (3)$$

Agar $N = 1$ bo‘lsa, kritik kuchning qiymati barcha kritik kuchlar orasida eng kichik bo‘lib, bu amaliy ahamiyatga ega:

$$P_k = \frac{\pi^2 EJ}{l^2} \qquad (4)$$

Bu holda sterjenning elastik chizig‘i tenglamasi (2) ga asosan shunday yoziladi:

$$Z = C_1 \sin \frac{\pi}{l} \qquad (5)$$

Demak, bu holda sterjenning egilgan o‘qi bir to‘lqinli sinusoida chizig‘idan iboratdir.

(4) formula Eyler formulasi deyiladi.

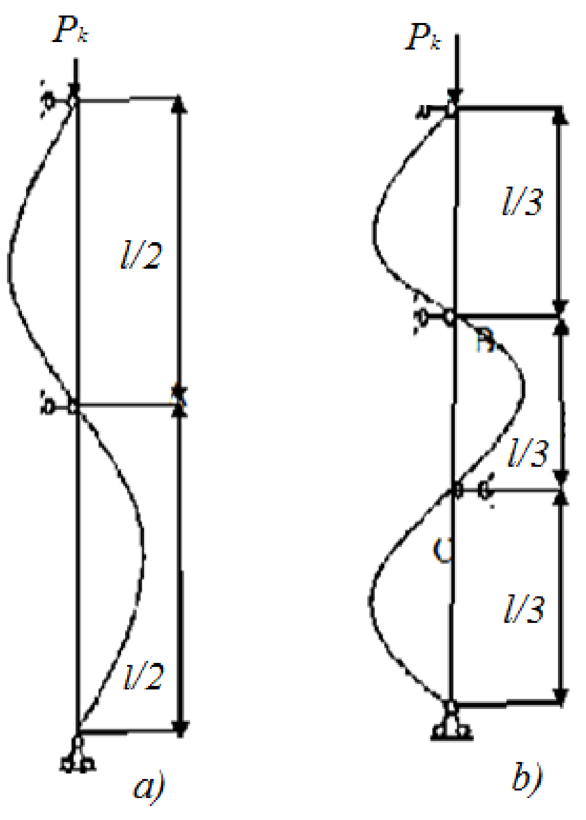
Agar $x=\frac{1}{2}$ bo‘lsa, (5) formuladan, $C_1=z_{\frac{1}{2}}=\alpha$ bo‘ladi (4- rasm) va (5) formula bunday yoziladi: $z=\alpha\sin\frac{\pi}{l}x$

Demak, C_1 egilgan sterjenning o‘rtasiga to‘g‘ri kelgan maksimal salqilikdan iboratdir.

Agar $n=2$ va $n=3$ bo‘lsa, sterjen ikki va uch to‘lqinli sinusoida bo‘yicha egiladi (14-rasm, a, b)va kritik kuchlarning qiymatlari quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi:

$$P_k=\frac{4\pi^2 EJ_{\min}}{l^2} \quad z=\alpha\cdot\sin 2\frac{\pi}{l}x \qquad \text{(k)}$$

$$P_k=\frac{9\pi^2 EJ}{l^2} \quad z=\alpha\cdot\sin 3\frac{\pi}{l}x$$



14-rasm

Aniq tadqiqotlar (k) formula asosida topiladigan muvozanat formulalari sinusoida chiziqlarining A, V va S nuqtalarda tayanch qo‘yilmasa ustivor bo‘lmasligini ko‘rsatadi.

10-MA’RUZA

Siqilgan sterjenlarning ustuvorligi

Reja**:**

1. Sterjen uchlarining mahkamlanish usulining kritik kuch formulasiga ta’siri.
2. Kritik kuchlanish. Eyler formulasining ishlatilish chegarasi. Yasinskiy formulasi.

1. Sterjen uchlarining mahkamlanish usulini kritik kuch formulasiga ta’siri.

Umuman aytganda, sterjen uchlari biz tekshirgan holdan boshqacha mahkamlangan bo‘lsa, shu holatlar uchun ham tegishli differensial tenglamalar tuzib, kritik kuchning qiymatlarini topish mumkin. Sterjenlarning uchlari qanday mahkamlangan bo‘lmasin, kritik kuchning umumiy ifodasi quyidagicha yoziladi:

$$P_k = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\mu l)^2} \qquad (6)$$

Agar sterjen tekshirganimizdek, P kuch bilan yuklangan bo‘lsa va uning uchlari 6-rasm, a, b, v, g da ko‘rsatilgandek mahkamlangan bo‘lsa, $\mu = \frac{1}{n}$ bo‘ladi, bunda n-sterjenning butun uzunligi davomida hosil bo‘lgan sinusoida yarim to‘lqinlari soni. Bu bog‘lanish (3) va (6) formulalarni solishtirishdan hosil bo‘ladi:

$$n^2 = \frac{1}{\mu^2} \text{ yoki } n = \frac{1}{\mu}$$

15-rasmda ko‘rsatilgan sterjen uchlarining mahkamlanish holatlari uchun quyidagilarni olamiz:

1-holat. Ikki uchi sharnirlar vositasida mahkamlangan bo‘lsin

(15–rasm, a): $n = 1; \mu = 1; P_k = \dfrac{\pi^2 EJ_{\min}}{l^2}; z = \alpha \sin\dfrac{\pi}{l}$

2–holat. Bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi uchi erkin bo‘lsin

(15- rasm,b): $n = \dfrac{1}{2}; \mu = 2; P_k = \dfrac{\pi^2 EJ_{\min}}{(2l)^2}$

3–holat. Bir uchi bilan qistirib va ikkinchi uchi sharnir vositasida mahkamlangan bo‘lsin (15-rasm,v):

$$n = \frac{3}{2}; \mu = \frac{2}{3} \approx 0.7; P_k = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(0.7l)^2}$$

4-holat. Ikki uchi bilan qistirib mahkamlangan bo‘lsin
(15-rasm,g):

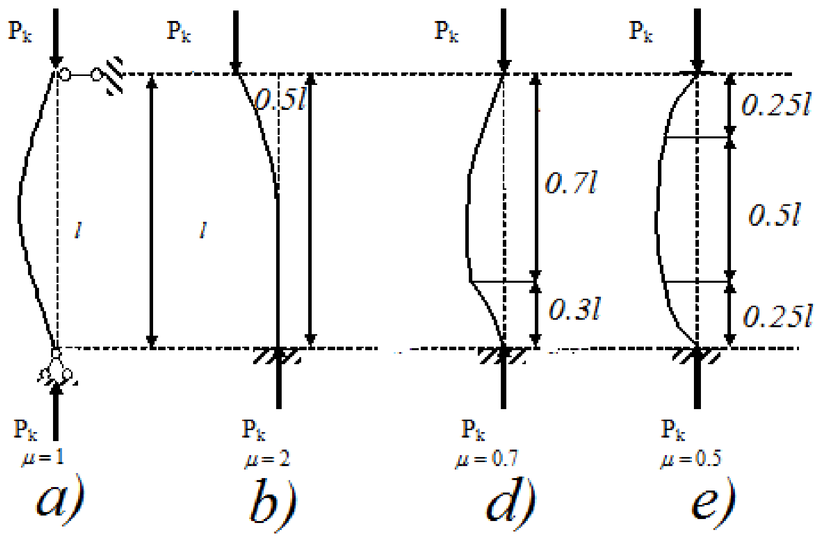
$$n = 2; \mu = \frac{1}{2} = 0.5; P_k = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(0.5l)^2}$$

Yuqoridagilarni hisobga olib, kritik kuch formulasini hamma holatlar uchun bitta yozish mumkin.

$$P_k = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{l_{кел}} \qquad (7)$$

bunda $l_{кел} = \mu l$ keltirilgan yoki erkin uzunlik. Bu uzunlikka sinusoida-ning bitta yarim to‘lqini joylasha oladi; $\mu -$uzunlikning keltirish koeffitsiyenti, bu koeffitsyent sterjen uchlarining mahkamlanish usulini hisobga oladi.

Agar sterjenga ko‘ndalang turtkilar ta’sir qilmasa, siqilgan sterjen kritik holatda ham o‘zining to‘g‘ri chiziqli muvozanat holatini saqlaydi, shuning uchun kritik kuchlanishni quyidagi formuladan topsak bo‘ladi:



15-rasm

2. Kritik kuchlanish va formulasini ishlatish chegarasi

$$\sigma_k = \frac{P_k}{F} = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{l_{кел}^{\;2}} = \frac{\pi^2 E r^2{}_{\min}}{l_{кел}^{\;2}} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l_{кел}}{r_{\min}}\right)^2}; \tag{8}$$

bunda $r_{\min} = \sqrt{\frac{J_{\min}}{F}}$ – sterjen ko‘ndalang kesimining minimal inersiya radiusi. (8) formulaning maxrajidagi miqdorini λ bilan belgilaymiz va uni bunday yozamiz:

$$\lambda = \frac{l_{кел}}{r_{\min}} = \frac{\mu l}{r_{\min}} \tag{9}$$

λ – sterjenning egiluvchanligi deyiladi. (9) formulani nazarda tutib (8) ni bunday yozamiz:

$$\sigma_r = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \tag{10}$$

Eyler formulasidan hamma vaqt ham foydalanib bo‘lavermaydi, chunki biz uni chiqarganda sterjen materiali elastik va undagi kuchlanish proporsionallik chegarasidan ortib ketmasligini e’tiborga olgan edik.

Binobarin, Eyler formulasidan foydalanish uchun ushbu shart bajarilishi zarur:

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_n \tag{11}$$

bunda σ_n – sterjen materialining proporsionallik chegarasi.

(10) formuladan egiluvchanlik λ ni topib, Eyler formulasini ishlatish chegarasini shu ko‘rinishda olamiz:

$$\lambda \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}} \tag{12}$$

Masalan, Po‘lat 3 markali po‘lat uchun $\sigma_n = 2000 \cdot 10^5 н/м^2$ – bo‘lsa, Eyler formulasini ishlatish chegarasi quyidagicha aniqlanadi:

$$\lambda = \sqrt{\frac{(3.14)^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}}{10^5 \cdot 200}} = 100$$

Demak, Po‘lat 3 markali po‘latdan yasalgan sterjenlar uchun Eyler formulasi egiluvchanlik 100 dan katta bo‘lgandagina ishlatilishi mumkin ekan. Shunga o‘xshash boshqa xildagi materiallar uchun ham Eyler formulasini ishlatish chegaralarini topish mumkin. Masalan, cho‘yan uchun $\lambda \geq 80$ va yog‘och uchun $\lambda \geq 110$ bo‘ladi.

Ko‘pincha amalda egiluvchanlik yuqorida ko‘rsatilgan chegaralardan kichik bo‘lgan hollarda uchrab turadi. Bunday hollarda Eyler formulasidan foydalanib bo‘lmaydi, chunki kritik kuchlanish proporsionallik chegarasidan ortib ketib, Guk qonuni o‘z kuchini yo‘qotadi.

Bunday hollarda egiluvchanlik tadqiqotchilarning qilgan tajribalariga asoslanib topiladi, ko‘pincha rus olimi F.S. Yasinskiy tomonidan berilgan ushbu emperik formuladan foydalaniladi:

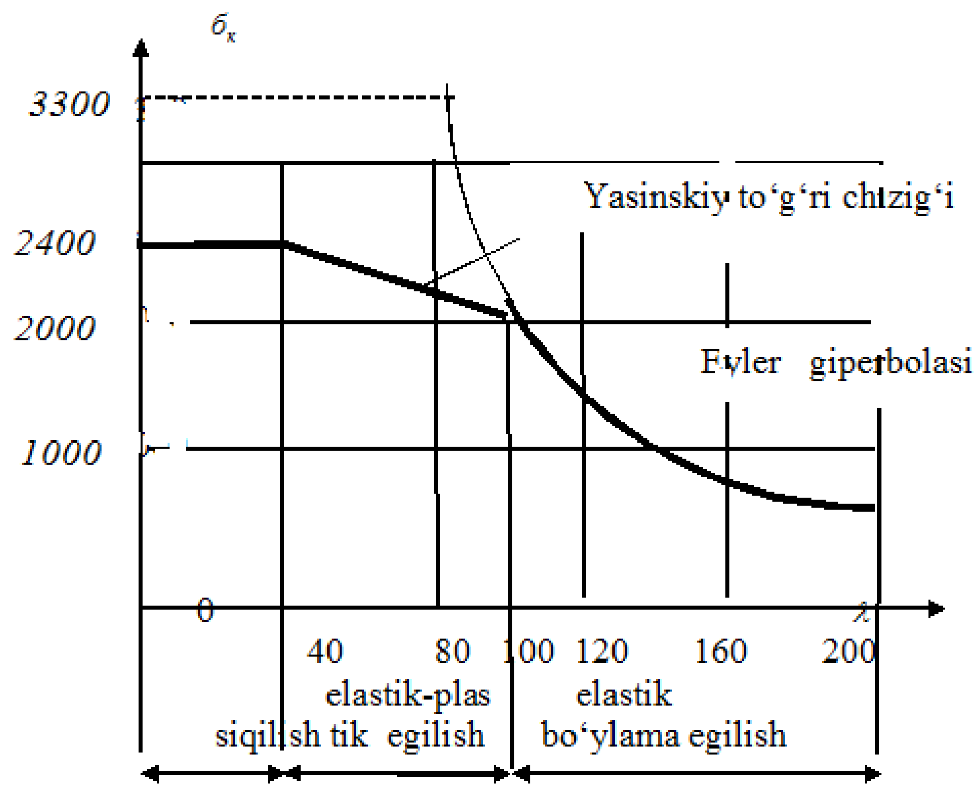
$$\sigma_k = a - b\lambda$$

bunda *a* va *b*--materiallarning xossasiga bog‘liq koeffitsiyentlar, ular tajribalarga asoslanib topiladi. Masalan, St. 3 markali po‘lat uchun $40 \leq \lambda \leq 100$ bo‘lganda $a = 3100 \cdot 10^5 н/м^2$ bo‘ladi.

$\lambda < 40$ bo‘lganda, ya’ni kalta sterjenlar faqat mustahkamlik uchungina hisoblanadi.

Po‘lat. 3 markali po‘lat uchun kritik kuchlanishning to‘la grafigi 16-rasmda ko‘rsatilgan. (11) formulaga asosan uchastkada giperbola egri chizig‘i hosil bo‘ladi ($\lambda = 100$ bo‘lganda $\sigma_k = 2000 \cdot 10^5 н/м^2$ va $\lambda = 2000$ bo‘lganda $\sigma_k = 500 \cdot 10^5 н/м^2$). Bu egri chiziq Eyler giperbolasi deyiladi (16- rasm). Bu uchastkada katta egiluvchanlik qobiliyatiga ega bo‘lgan sterjenlar uchun hisoblash chegarasi hosil bo‘ladi, bu zonada elastik egilish mavjud bo‘ladi. Punktir chiziq bilan davom ettirilgan

Eyler giperbolasi kritik kuch uchun keragidan ortiqcha qiymat beradi; shuning uchun $\lambda > 100$ bo‘lganda kritik kuchni topish uchun Eyler formulasi yaramaydi. O‘rtacha egiluvchanlik qobiliyatiga ega bo‘lgan sterjenlarni hisoblash chegarasi, ya’ni $40 \le \lambda \le 100$ bo‘lgan uchastka uchun kritik kuch grafigi (14) formula asosida chizilgan: bu Yasinskiy to‘g‘ri chizig‘idir. Bu uchastkada sterjenlar elastik yoki plastik egilish holatida bo‘ladi. $\lambda < 40$ bo‘lganda kritik kuchlanish grafigi gorizontal to‘g‘ri chiziqqa yaqin bo‘lib, bunda kalta sterjenlarni hisoblash chegarasi hosil bo‘ladi. Demak, bu uchastkada oddiy siqilish mavjud bo‘lib, xavfli holat siquvchi kuchlanish oquvchanlik chegaraga yetganda ($\sigma = \sigma_{ok}$da) hosil bo‘ladi.



16-rasm

Foydalanish uchun adabiyotlar

1. Karimov R.I., Baratov N.B., Maksudova N.A. “Amaliy mexanika” fanining Materiallar qarshiligi bo‘limidan o‘quv qo‘llanma. ТДТU 2005.

2. Макаров Е.Г. Сопротивление материалов на базе MathCAD. – СПб.:БХВ- Петербург, 2004. – 512 с.

3. Ицкович Г.М. Сопротивление материалов.– М.: Высш.школа, 1982. - 383 с.

4. Jo‘raev A., Tojiboev R., Amaliy mexanika. Toshkent-2007 y.

5. Negmatullayev S.I. Amaliy mexanika. Toshkent. O‘qituvchi, 2006 y.

6. Karimov R.I, Saliyev A. Amaliy mexanika. T.: Fan va texnologiya, 2005, 268 b.

7. Bibutov N.S., Amaliy mexanika. Yangiyul poligraf servis. Toshkent-2009 y.

8. O‘razbayev M.T. Nazariy mexanika asosiy kursi: OO‘YU uchun darslik – Toshkent., O‘qituvchi, 1966. - 639 b.

9. Демин О.В., Буланов В.Е. Прикладная механика. Практические расчеты: Учебное пособие. – М.: 2008.

10. Hasanov S., Nabiyev A. Materiallar qarshiligidan masalalar yechisi. - T.: O‘zbekiston, 2006. - 288 b.

11. Mavsurov K.M. Materiallar qarshiligi. Toshkent. O‘qituvchi, 1983. - 328 b.

12. Федосьевич В.И. Сопротивление материалов Учеб.для ВТУЗов; – М.:Наука,1970. - 543 с.; ил.595. таб.18

13. Иосилевич Г.Б., Строгонов Г.Б., Маслов Г.С. Прикладная механика Учеб. для ВТУЗов – М.: Высш.школа,1989 -351с. :ил.

Qaydlar uchun

MUNDARIJA

Muharrir *K. Sidikova*