

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIY TA’LIM, FAN VA INNOVATSIYALAR VAZIRLIGI
TERMIZ DAVLAT MUHANDISLIK VA
AGROTEXNOLOGIYALAR
UNIVERSITETI

ALLANAZAROV QO‘LDOSH OLIMOVICH

QURILISH MEXANIKASI
(Materiallar qarshiligi)
O‘quv qo‘llanma

Termiz
Termiz publishing center nashriyoti
2026

UDK 624.041:539.3/.6(075.8)

KBK 38.112ya73

A 45

**Q.O.Allanazarov. Qurilish mexanikasi (Materiallar qarshiligi):
O‘quv qo‘llanma Termiz-Termiz publishing center nashriyoti 2026.
146 b.**

Annotatsiya

Mazkur O‘quv qo‘llanma oliy ta’lim muassasalarining 60730300-Qurilish mihandisligi, 60730700-Qurilish materiallari, buyumlari va konstruksiyalarini ishlab chiqarish, 60730100-Arxitektura (turlari bo'yicha) ta’lim yo‘nalishi talabalariga Qurilish mexanika fanining materiallar qarshiligi bobini o‘zlashtirishda, bino va inshootlarning konstruktiv elementlarida hosil bo‘ladigan kuchlanganlik holatini va deformatsiyalanishni muxandisona tahlil, qilishni, va ularni mustahkamlikka, bikrlikka va ustuvorlikka hisoblash asoslarini, konstruksiya uchun hisobiy sxema tanlash ko‘nikmasi shakllanishi uchun “Qurilish mexanikasi” fanining o‘quv rejasi va fan dasturi asosida tuzilgan.

Ushbu o‘quv qo‘llanmadan arxitektura va qurilish muhandisligi yo‘nalishi talabalari, muhandis - o‘qituvchilar, magistrlar hamda shu yo‘nalishda ilmiy ish olib borayotgan tadqiqotchilar amalda foydalanishlari uchun tavsiya etiladi.

Masul muharrir:

U.A. Eshquvvatov

Termiz davlat muhandislik va agrotexnologiyalar universiteti dotsent, Pedagogika fanlari bo'yicha falsafa doktori

Taqrizchilar:

Sh.S. Turayev

Termiz davlat muhandislik va agrotexnologiyalar universiteti Bino va inshootlar qurilishi kafedrasi dotsenti, texnika fanlari nomzodi

G‘.F. Raimov

Termiz davlat pedagogika instituti Fizika kafedrasi dotsenti, pedagogika fanlari bo'yicha falsafa doktori

Ushbu o‘quv qo‘llanma O‘zbekiston Respublikasi O‘zbekiston Respublikasi Oliy ta’lim, fan va innovatsiyalar vazirligining 2026-yil 03-avgustdagi № 6224-496a-70bd-4023-f320-3314-0854-sonli buyrug‘iga asosan nashr etishga tavsiya qilindi

ISBN 978-9910-13-492-0

© Q.O.Allanazarov, 2026

© “Termiz publishing center” nashriyoti, 2026.

Kirish

So‘nggi yillarda respublikamiz va jahonda barcha sohalar kabi arxitektura va qurilish sohasini rivojlantirishga ham alohida e‘tibor berilmoqda. Natijada bunyodkorlik ko‘lamlari tobora kengayib bormoqda. Fan-texnika taraqqiyotining jadallashuvi hozirgi zamon arxitektura va qurilish sohasi muhandislaridan yangi jihozlar va konstruksiyalarni hisoblash va loyihalash sohasida chuqur bilimlarga ega bo‘lishni talab qiladi.

Muhandislik hisoblarining asosiy vazifasi — konstruksiyalar (qurilmalar)ni yasash uchun kam material ketgani holda ularning pishiq-puxtaligi va chidamliligini ta‘minlashdan iborat. Bu umummuhandislik fani, ya‘ni materiallar qarshiligi turli-tuman ixtisoslikdagi muhandislarni yetishtirish uchun zarurdir

Qurilish mexanikasi (materiallar qarshiligi) — bino va inshootlar konstruksiyalarini mustahkamlik, bikrlilik va ustuvorlikka hisoblashning muhandislik usullari haqidagi fandır. Ma‘lumki, inshootlar konstruksiyalarining qismlari mutlaq qattiq jismlar jumlasiga kirmaydigan materiallardan yasaladi. Tashqi kuchlar ta‘sirida ular dastlabki o‘lchamlarini o‘zgartiradi, ya‘ni deformatsiyalanadi, natijada, inshootlar konstruksiyalarini yemirilishi yoki shaklini o‘zgartirishi mumkin.

Bino va inshootlarni loyihalash jarayonida detallarining o‘lchamlari aniq hisoblanadi. Bundan maqsad materialni kam sarflagan holda qurilmaning mustahkamligi va uzoq muddat xizmat qilishini ta‘minlashdir.

Shu boisdan qo‘llanmada vazifani bajarish uchun zarur bo‘lgan asosiy hisobiy formulalar, qisqa nazariy ma‘lumotlar soddalashtirilgan ko‘rinishda keltirilgan.

Odatda fan bo‘yicha amaliyot o‘qituvchisi vazifalarni bajarish uslubini talabalarga amaliyot soatlari hisobiga mashg‘ulot darsida tushuntiradi va vazifa yuzasidan konsultatsiyalar o‘tkazadi. Shuning uchun mazkur o‘quv qo‘llanma talabalar bilan bir qatorda amaliyot o‘qituvchilari uchun ham foydali bo‘ladi deb hisoblaymiz, chunki o‘qituvchining vaqti tejaladi, bu esa amaliyot mashg‘ulotlarida ko‘riladigan mavzular doirasini kengaytirish imkonini yaratadi.

I bob. MATERIALLAR QARSHILIGI FANIGA KIRISH

1.1-§. Materiallar qarshiligi fanining maqsadi, mohiyati va rivojlanish tarixi

Arxitektura va qurilish sohasida har bir bino va inshootlar loyihaviy hujjatlar asosida quriladi. Demak bino va inshoot qurilishidan avval loyiha-konstruktorlik ishlari olib boriladi va mazkur inshoot uchun loyiha hujjatlari tayyorlanadi. Loyihalash jarayonida inshootlarga qo'yiladigan asosiy talablardan biri ularning ishlash muddatida chidamli bo'lishi, xavf xatarli holatlardan ma'lum darajada kafolatlangan bo'lishidir. Bino va inshootlar mustahkam bo'lishi bilan birga birkaror bo'lishi ham zarur, ya'ni konstruktsiya yoki uning ayrim qismlarida tashqi kuchlar ta'sirida katta deformatsiyalar sodir bo'lmasligi kerak. Masalan, mustahkam qilib qurilgan ko'priklarning ishlash davrida haddan tashqari egilib ketishi (sovuq koprik) natijasida ko'ngilsiz hodisalar ro'y berishi mumkin. Bino va inshootlar qismlaridagi deformatsiyalanishning ustuvor muvozanatini yo'qotilishi ham bino va inshootlar uchun xavfli hisoblanadi, chunki buning natijasida bino va inshootlar yuk ko'tarish, qarshilik ko'rsatish qobiliyati yo'qotadi va yemiriladi. Inshoot va uning konstruktsiyalarini mustahkam, birkaror va ustuvor qilishning turli yo'llari mavjud: ulardan konstruktsiya ko'ndalang kesimlarini kattalashtirish eng oddiyi hisoblanadi. Ammo bu hol materialning ko'p sarflanishiga, inshootning tan narxining ortib ketishiga olib keladi. Har qanday inshoot, mashina qurish uchun mehnat ham, material ham eng kam sarflanishi lozim.

Muhandis-konstruktorlar tegishli hisoblar bajarish natijasida loyiha-ni turli variantlarini tuzadilar va ular ichidan yuqorida qo'yilgan 3 ta asosiy talabga javob beradigan eng maqbul (optimal) variantni tanlaydilar. Inshootlarni loyihalashda bajariladigan hisoblarning asosiy qismi inshoot qismlardagi zo'riqlash va deformatsiyalarni aniqlashdan iborat bo'lganligi sababli materiallar qarshiligi fanini quyidagicha tariflash mumkin: **materiallar qarshiligi inshoot konstruktsiyalari, mashina qismlarining mustahkamlikka, birkarorlikka va ustuvorlikka hisoblash uchun zarur bo'lgan zo'riqlash va deformatsiyalarni aniqlash usullarini o'rgatuvchi fanidir.**

Mustahkamlik deb konstruksiya va undagi elementlar materialining tashqi kuchlar ta'siriga yemirilmay qarshilik ko'rsata olish qobiliyatni aytiladi (keyinchalik mustahkamlik tushunchasiga yana aniqlik kiritiladi)

Bikrlik deganda jism yoki konstruksiyaning deformatsiya hosil bo'lishiga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati tushuniladi.

Ustuvorlik deganda konstruksiyaning uni dastlabki muvozanat holatidan chiqarishga intiladigan kuchlarga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati tushuniladi.

Materiallar qarshiligi matematika, fizika, nazariy mexanika fanlari bilan uzviy bog'liq bo'lib, shu fanlarga tayanadi.

Materiallar qarshiligi fanida nazariy mexanikadan farqli jismlar kuch ta'sirida deformatsiyalanadi deb qaraladi. Jismlarning o'z shaklini o'zgartirishi **deformatsiya** deb ataladi.

Agar jismlarda tashqi kuch ta'siridan hosil bo'lgan deformatsiya jismdan kuch olingach, yo'qolib ketsa, bu **elastik deformatsiya** deb ataladi.

Deformatsiyalarning xarakteri tasir etuvchi kuch miqdoriga bog'liq. Biror deformatsiyani yuzaga keltirayotgan kuchning miqdori ma'lum chegaradan ortib ketmasa, jismda faqat **elastik** deformatsiya vujudga keladi, aks holda qoldiq yoki plastik deformatsiya hosil bo'ladi. Jismlarning o'zgarmas kuch ta'sirida vaqt bo'yicha deformatsiyalanishi yoyiluvchanlik deyiladi.

Materiallar qarshiligi fani o'z rivojlanish tarixiga ega. Bu sohada dastlabki tadqiqotlarni Galiley o'tkazgan. U tashqi kuchlar ta'siriga sterjenlarning qarshilik ko'rsatishini aniqlagan. Ingliz olimi Robert Guk cho'zilishda kuch bilan uzayish orasidagi proporsional bog'lanishni topgan. Bu bog'lanish Guk qonuni nomi bilan ma'lum bo'lib, materiallar qarshiligida juda muhim ahamiyatga ega.

Materiallar qarshiligi masalalarini analitik usullarni qo'llab tekshirishga D. Bernulli va L. Eyler katta hissa qo'shgan. Bu sohada P.V. Gadolin, D.I. Juravskiy, F. Yasinskiy, A.N. Vereshchagin, S.P. Timoshenko va boshqalarning ishlari ham katta ahamiyatga ega.

Maktab yaratgan olimlar: A.V. Aleksandrov, N.M. Belyaev, V.M. Feodosev, A.A. Ilyushin, Yu.N. Rabotnov, V.Z. Vlasov, X.A. Raxmatulin, M.T. Urazboev, V.K. Qobulov, T.Sh. Shirqulov, T.R. Rashidov, Sh.M.

Gofman, E.A. Odilxo‘jaev va boshqalar materiallar qarshiligining ayrim bo‘limlaridan mustaqil fanlar yaratdilar¹.

Shunday qilib, «Materiallar qarshiligi» fanining yanada takomillashi va rivojlanishi natijasida «Deformatsiyalanuvchi qattiq jism mexanikasi», «Qurilish mexanikasi», «Inshootlar dinamikasi va ustuvorligi», «Elastiklik va plastiklik nazariyasi», «Yer osti inshootlari seysmodinamikasi» kabi fanlarning butun bir kompleksi yuzaga keldi.

Inshoot va mashinalarning asosiy elementlari.

Ma'lumki, har qanday inshoot, bino, mashina bir qancha qismlardan, elementlardan iborat.

Amaliyotda uchraydigan konstruksiya elementlari xilma-xil bo‘lib, ancha murakkab tuzilgan. Ularning elementlari geometrik o‘lchami va shakliga ko‘ra quyidagi guruhlariga ajratiladi: brus, plastinka yoki plita, qobiq, massiv jism va ramalar.

- ko‘ndalang kesim o‘lchamlari uzunlik o‘lchamiga nisbatan juda kichik bo‘lgan jismlar — brus;

- agar brus cho‘zilish yoki siqilishga qarshilik ko‘rsatsa — sterjen, buralishga qarshilik ko‘rsatsa — val, egilishga qarshilik ko‘rsatsa — balka;

- bir qancha bruslarning o‘zaro bikiq qilib tutashtirilishi natijasida hosil bo‘lgan tuzilmaga rama;

- qalinligiga nisbatan qolgan ikkita o‘lchami katta bo‘lgan va tekis parallel sirtlar bilan o‘ralgan jismga plastinka yoki plita;

- qalinligiga nisbatan qolgan ikkita o‘lchamlari katta bo‘lgan va egri sirtlar bilan chegaralangan jismga qobiq;

- uch o‘lchami ham bir xil tartibda bo‘lgan jism massiv jism deyiladi.

1.2-§. Geometrik nuqtai nazardan qaraganda bu elementlarni uchta asosiy turga ajratish mumkin

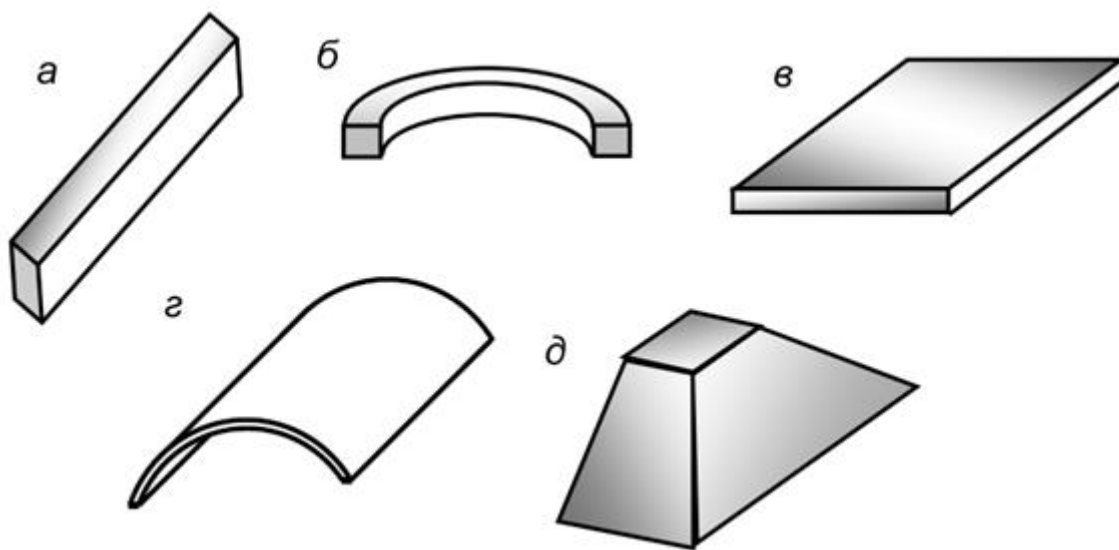
1. **Brus** – bir o‘lchamli qolgan o‘lchamlaridan ancha katta bo‘lgan elementlar (1a-rasm). Brus ko‘ndalang kesimlarning og‘irlik markazlarini birlashtiruvchi chiziqni brusning o‘qi deyiladi. Agar brusning o‘qi egri chiziqdan iborat bo‘lsa egri brus deb ataladi (1b-rasm).

¹ Hobilov B.A., N.J. To‘ychiyev. Materiallar qarshiligi. Oliy o‘quv yurtlarining arxitektura va qurilish ta’lim yo‘nalishlari talabalari uchun darslik. – Toshkent: O‘zbekiston faylasuflari milliy jamiyati, 2008. – 15 b.

2.Qobiqlar, plitalar. Agarda konstruksiyaning bir o'lchami (qalinligi) qolgan o'lchamlaridan ancha kichik bo'lsa ularni qobiqlar deb ataladi, agarda egri sirtlar bilan chegaralangan bo'lsa, plitalar deb ataladi, agarda tekisliklar bilan chegaralangan bo'lsa. (1v-rasm).

Agarda jismning uchta o'lchamlari bir xil tartibga ega bo'lsa yoki o'zaro katta farq qilmasa, u holda bu jismni massiv yoki fundament deb ataladi.

Bunga 1g-rasmda keltirilgan stakan tipidagi kolonna fundamenti, 1d-rasmda keltirilgan fundament blogi misol bo'la oladi. Inshootni tashkil etuvchi mazkur elementlardan «Materiallar qarshiligi» fanida faqat brus ko'rinishidagi konstruksiyalar tekshiriladi. Qobiq, plita, massiv va poydevor ko'rinishiga ega bo'lgan konstruksiyalarning hisobi «Qurilish mexanikasi» va «Elastiklik va plastiklik nazariyasi» fanlarida ko'riladi.



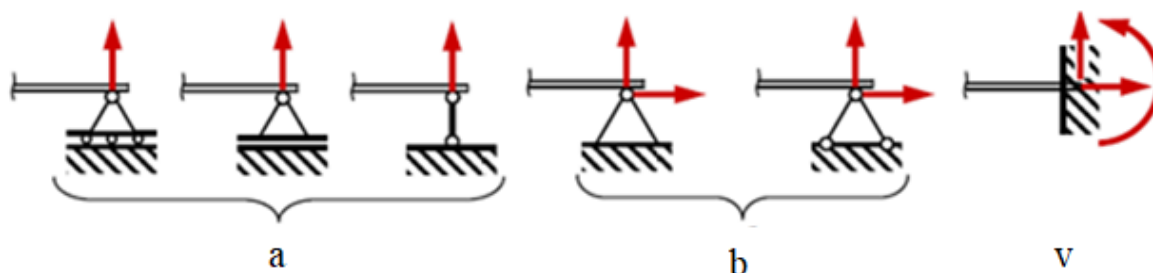
1.1-rasm

1.3-§. Konstruksiya elementlariga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning klassifikatsiyasi

Konstruksiya elementlariga ta'sir etuvchi tashqi kuchlar, asosan sirtqi va hajmiy kuchlarga bo'linadi. Jismga qo'shni ikkinchi jismdan o'tadigan kuchlar sirtqi kuchlar deyiladi. Jismning barcha ichki nuqtalariga ta'sir qiluvchi kuchlar hajmiy kuchlar deyiladi. Bunga harakatlanayotgan jismda hosil bo'ladigan inersiya kuchi misol bo'ladi.

Inshoot, bino, mashina qismlari ishlash jarayonida bir-biriga o‘zaro ta’sir etadi, ya’ni inshootning har bir elementi u bilan bog‘langan element uchun tashqi kuch (ta’sir) manbadan iborat bo‘ladi. Masalan, tom yopilmasi og‘irligining stropilalarigi ta’sir kuchi, o‘z navbatida stropiladagi kuchlarning devorga uzatilishi va h.k. konstruksiya, inshoot elementlariga ta’sir etuvchi barcha tashqi kuchlarni aktiv (faol) va reaktiv kuchlarga ajratish mumkin.

Tayanchlarda hosil bo‘lgan reaksiya kuchlarni **reaktiv kuchlar** deb ataladi².



1.2-rasm. Tayanch turlarining sxemasi

a) Sharnirli qo‘zg‘aluvchan tayanch; b) Sharnirli qo‘zg‘almas tayanch;

v) qistirib mahkamlangan tayanch

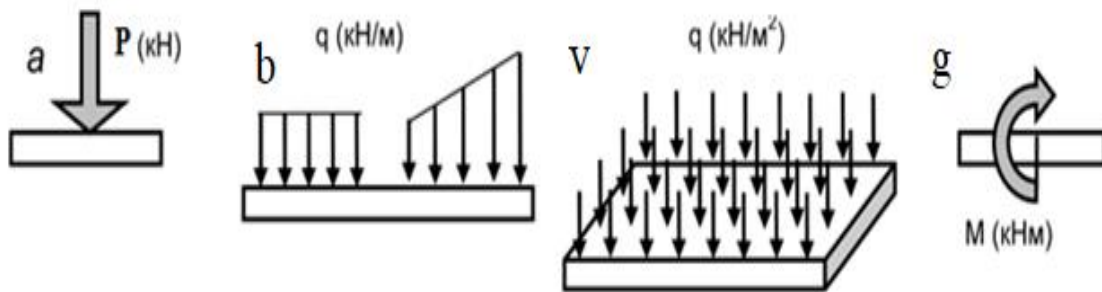
Konstruksiya elementini yuklayotgan tashqi kuchlarni **aktiv (faol) kuchlar** deb ataladi. Materiallar qarshiligida aktiv kuchlarni yuklar deb ataladi. Agarda tashqi kuchlar brusning uzunligiga nisbatan o‘lchamli darajadagi uzunligiga ta’sir etsa bunday kuchlarni taqsimlangan, yoyilgan kuchlar deb ataladi va “q” harfi bilan belgilanadi (1.3b,v-rasm). «q» – brusning birlik uzunligiga to‘g‘ri kelgan tashqi kuchning miqdorini ifodalaydi va uni yoyilgan kuchning intensivligi deb ataladi. Intensivlikning o‘lchov birligi N/m, kN/m dan iborat bo‘ladi. Yoyilgan kuchlar tekis taqsimlangan ko‘rinishda “q”, hamda ba’zi hollarda taqsimlanish qonuniyati murakkab funksiyadan iborat bo‘lishi ham mumkin (q).

O‘lchamlari katta bo‘lgan konstruksiyalar, masalan qurilish inshootlarini hisoblashda hajmiy kuchlarni e’tiborga olinishi kerak. Bu kuchlar xususiy og‘irlik, inersiya kuchlaridan iborat bo‘lib, konstruksiya hajmining barcha nuqtalariga qo‘yilgan bo‘ladi. Hajmiy kuchlar

² В.И.Водопьянов, А.Н. Савкин, О.В. Кондратьев. Курс сопротивления материалов с примерами и задачами. Учебный пособия. Волгоград, 2012. – 12 стр.

taqsimlangach, yoyilgan kuchlar qatoriga kiritiladi va ular (N/m^3), (kN/m^3) birlikda o'lanadi. konstruksiyaga (vaqtga nisbatan) ta'sir etish xususiyatiga nisbatan kuchlar statik va dinamik kuchlarga ajratiladi.

Konstruksiyaga ta'sir etuvchi kuchlar ta'sir etish turiga qarab to'plangan, taqsimlangan (tarqatilgan) va hajmiy yuklarga ajratiladi. Materiallar qarshiligi hisoblarida konstruksiya, inshootlarning hisobiy sxemalaridan foydalaniladi. Masalan brusni uning o'qi – oddiy chiziq bilan, brusga ta'sir eltuvchi kuchlarning esa har bir ko'rinishdagi kuchning o'ziga xos belgilanish bilan ifodalaniladi (1.3-rasm).



1.3-rasm

To'plangan kuch deb, brusning kichik yuzasi yoki nuqtasiga qo'yilgan kuchga aytiladi (1.3a-rasm). Masalan, brusning uchiga qo'yilgan «P» kuch. Bu yerda P – kuchning modul qiymatini, strelka esa yo'nalishini ifodalaydi. Mazkur kuchlar qatoriga juft kuch “m” ni ham kiritish mumkin (1.3g-rasm). To'plangan kuch “P” ning o'lcham birligi N (N'yuton) kN, juft kuchning o'lcham birligi – Nm, kNm. Vaqtga nisbatan o'zgarmas yoki juda sekin o'zgaruvchan kuchlarni **statik kuchlar** deb ataladi. Statik kuchlar uzatilganda konstruksiyaning barcha qismlari muvozanatda turadi deb taxmin qilish mumkin. Agar vaqt oralig'ida qiymati, yo'nalishi yoki qo'yiladigan joyi tez o'zgarishi bilan xarakatlanadigan kuchlarga **dinamik kuchlar** deb ataladi.

Masalan, biror mashina yoki mexanizmning harakatdagi qismlarida hosil bo'ladigan inersiya kuchlari, zilzila vaqtida inshoot elementlarida hosil bo'ladigan zilzilaviy kuchlar, zarbaviy kuchlar va h.k..

1.4-§. Materiallar qarshiligida qabul qilingan asosiy gipoteza va shartlar.

Materiallar qarshiligi nazariyasi va hisoblari mashina va inshoot elementlarida sodir bo'ladigan fizik va geometrik hodisalarga zid bo'lmagan qo'yidagi gipoteza va yo'l qo'yishlariga asoslangan;

- jism materiali yaxlit (g'ovaksiz) deb hisoblanadi; Bu cheklanish real materiallar uchun matematik analizning uzluksiz funktsiya formulalaridan foydalanishga asos bo'ladi;

- jism materiali bir jinsli va izotrop deb olinadi, ya'ni material har bir nuqtasida turli tomonga qarab bir xil xususiyatga ega deb hisoblanadi, barcha yo'nalishlar bo'yicha xususiyatlari o'zgarmas bo'lgan jismlarni izotrop jismlar deb ataladi;

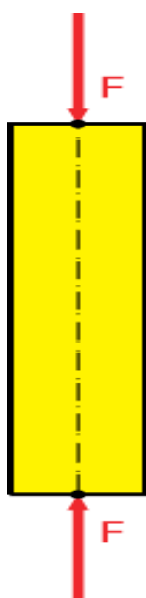
- jism yuklanishdan oldin unda boshlang'ich zo'riqish kuchlari bo'lmaydi deb faraz qilinadi;

- kuchlar ta'sirining mustaqillik prinsipi; Bu prinsipga ko'ra kuchlar sistemasi ta'sirining natijasida bu kuchlarni ketma-ket yoki tartibsiz qo'yilishidan hosil bo'ladigan ta'sirlar natijasi teng deb faraz qilinadi;

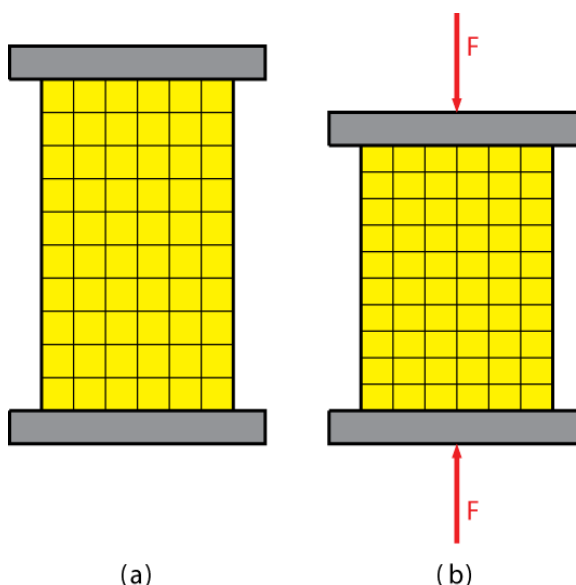
- Sen-Venan prinsipi – jismga qo'yilgan kuchning ta'sir nuqtasidan yetarlicha uzoqda joylashgan nuqtalarda hosil bo'ladigan ichki kuchlar xarakteri tashqi kuchning ta'sir xarakteriga bog'liq emas.

Sen-Venan prinsipi

Shu vaqtgacha biz faqatgina element o'qiga perpendikulyar yo'nalgan, yoyilgan kuch ta'siridagi sterjenlarni ko'rdik. Bu yuk qo'yilgan nuqta atrofida xatolikka olib keladi. Yaqqol misol sifatida F siquvchi kuch bilan yuklangan rezina elementni ko'rib chiqamiz (1.4-rasm).

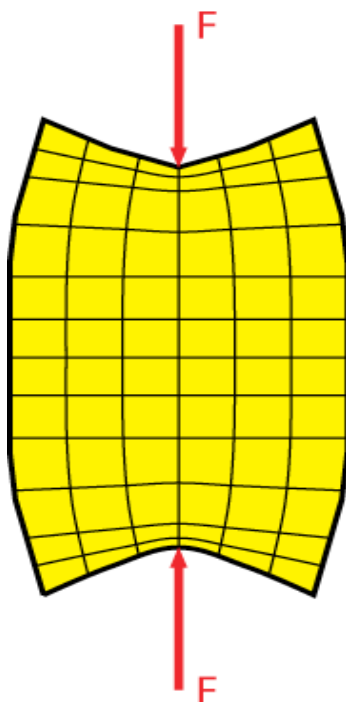


1.4-rasm



1.5-rasm

Quyidagi ikkita tajribani o'tkazamiz. Avvalo element yuzasiga to'g'ri chiziqli kvadrat to'r chizamiz. (1.5a-rasm). So'ngra elementni ikkita tekislik orqali qo'yilgan kuch bilan siqamiz (1.5b-rasm). Sterjen o'z shaklini saqlaydi, lekin chizilgan kvadratlar to'g'ri chiziqli shaklga o'tadi. 1.5 (b). To'r tekis deformatsiyalanadi. Shunday qilib, ko'ndalang kesimga perpendikulyar yo'nalishda deformatsiya tekis taqsimlanadi. Agar deformatsiya tekis o'zgaruvchan bo'lsa, kuchlanishning tarqalishi ham Guk qonuni bilan ifodalanadi.



1.6-rasm

1.6-rasmda siquvchi kuch ta'siridagi sterjen ko'rsatilgan. Bu kuch qo'yilgan nuqta atrofida katta deformatsiyalarni ko'rish mumkin. Qaysidir masofadan boshlab chizilgan to'r tekis va to'g'ri o'qlidir. Shunga ko'ra, yuk qo'yilgan nuqta atrofida katta deformatsiyalar va kuchlanishlar mavjud bo'lsa, nuqtadan uzoq masofada tekis deformatsiyalar va kuchlanishlar hosil bo'ladi. Ixtiyoriy yuklanish turiga muvofiq keluvchi bu qoida Sen-Venan prinsipi deyiladi.

Sen-Venan prinsipi qo'yilgan yukni oddiy kuchlar turi bilan almashtirish imkoniyatini beradi. Bunda quyidagilarni nazarda tutish kerak bo'ladi:

Kuchlanishni hisoblash uchun kerak bo'lgan yuk statik ekvivalent bo'lishi kerak. Zo'riqlashlarni kuch qo'yilgan nuqta atrofida hisoblash mumkin emas. Bu hollarda nazariy va eksperimental usullar kuchlanishni hisoblash uchun ishlatiladi³.

Nazorat uchun savollar

- 1) *“Materiallar qarshiligi” fani nimani o'rgatadi?*
- 2) *Mustahkamlik, bikirlik va ustuvorlik tushunchalari haqida so'zlang?*
- 3) *Fanning qisqacha tarixini gapirib bering?*
- 4) *“Materiallar qarshiligi” hisoblarida “nazariy mexanika” fanining qanday qoidalarini qo'llab bo'lmaydi?*
- 5) *Muxandislik tuzilmalari elementlarining asosiy turlarini tushuntiring?*
- 6) *Brus, plastina va massivlarning harakterli geometrik belgilarini ko'rsating?*
- 7) *Materiallar qarshiligi fanida qanday masalalar ko'riladi?*
- 8) *Deformatsiya so'zi nimani ifodalaydi?*
- 9) *Inshoot konstruksiyasining hisobiy modeli nima?*
- 10) *Tashqi kuchlar deb nimaga aytiladi?*

³ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 44-46.

II bob. TEKIS KESIM YUZALARINING INERSIYA MOMENTLARI

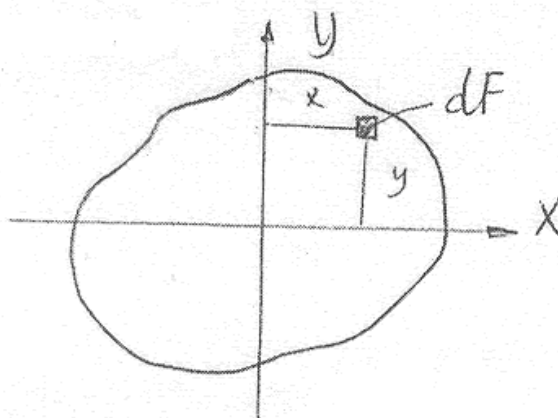
2.1-§. Tekis kesimlarning o'qlarga nisbatan statik momentlari

Egilish, buralish va murakkab deformatsiyaning ba'zi turlarini o'rganishda brus ko'ndalang kesimining ba'zi geometrik xarakteristiklari kesimning o'qqa nisbatan statik inersiya momentlari tushunchalaridan foydalaniladi.

F yuzaning OX va OU o'qlarga nisbatan statik momenti;

$$S_x = \int_{(F)} y dF; \quad S_y = \int_F x dF \quad (2.1)$$

Integrallar bilan ifodalanadi.



2.1-rasm

Teng ta'sir etuvchi moment teoremasiga asosan (2.1) ifodalar

$$S_x = F \cdot Y_c; \quad S_y = F \cdot x_c \quad (2.2)$$

ko'rinishini qabul qiladi.

Bu yerda **Us**, **Xs** kesim og'irlik markazining koordinatalari.

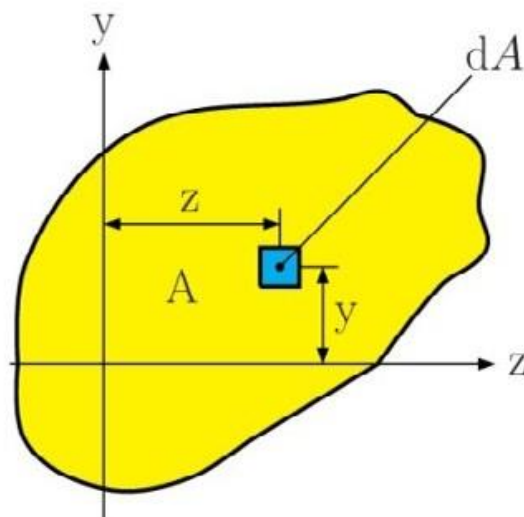
Agar murakkab shaklni og'irlik markazlarining holati ma'lum bo'lgan oddiy shakllarga ajratish mumkin bo'lsa, (2.1) formulani qo'yidagi ko'rinishda yozish mumkin:

$$\left. \begin{aligned} S_x &= F_1 \cdot y_1 + F_2 \cdot y + \dots + F_n \cdot y_n = \sum_{i=1}^n F_i y_n \\ S_y &= F_1 \cdot x_1 + F_2 \cdot x + \dots + F_n \cdot x_n = \sum_{i=1}^n F_i x_n \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

(2.3), (2.2) formulalar asosida murakkab kesimning og'irlik markazi koordinatalarini aniqlash formulasi hosil qilinadi.

$$x_c = \frac{\sum_1^n F_i x_i}{\sum_1^n F_i}, \quad y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i} \quad (2.4)$$

Yuzaning og'irlik markazi va birinchi tartibli moment



2.2-rasm

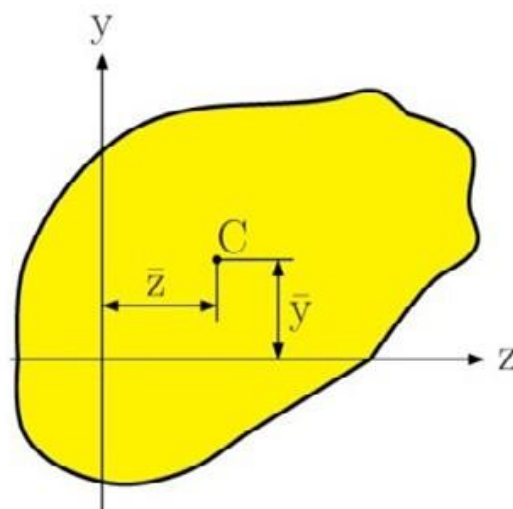
zy tekislikda A kesim yuzasini ko'ramiz. **z** o'qiga nisbatan birinchi tartibli moment quyidagi integral orqali aniqlanadi.

$$Q_z = \int_A z dA \quad (2.5)$$

Xuddi shunday, **u** o'qiga nisbatan birinchi tartibli moment

$$Q_y = \int_A z dA \quad (2.6)$$

SI sistemasida birinchi tartibli momentlarning o'lchov birligi m^3 yoki mm^3 bo'ladi

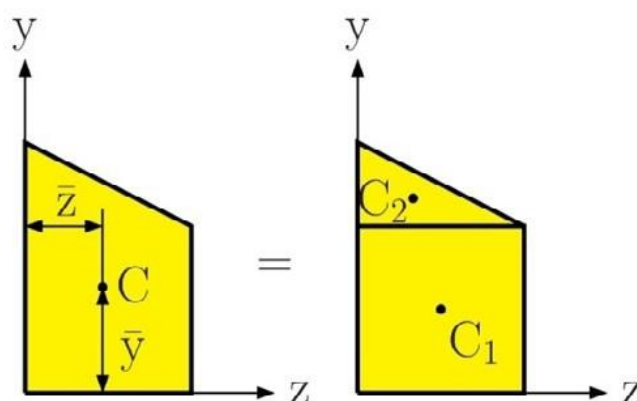


2.3-rasm

Yuzaning og'irlik markazini $\bar{y}$ va $\bar{z}$ deb belgilasak, ular quyidagi

formula orqali aniqlanadi

$$\bar{y} = \frac{\int y dA}{A} \quad \bar{z} = \frac{\int z dA}{A}$$



(2.7)

2.4-rasm

Kesim yuzasi simmetriya o'qiga ega bo'lsa, bu o'qqa nisbatan yuzaning birinchi tartibli momenti nolga teng bo'ladi.

2.4-rasda keltirilgan trapetsiyali yuzani ko'rib, uni oddiy geometrik shakllarga ajratamiz. Yuzaning z o'qiga nisbatan birinchi tartibli momenti A_1, A_2 yuzalarning momentlarini yig'indisidan iborat bo'lib, quyidagicha aniqlanadi.

$$Q_z = \int_A y dA = \int_{A_1} y dA + \int_{A_2} y dA = \sum \bar{y}_i A_i \quad (2.8)$$

Mukakkab kesim yuzasining og'irlik markazi quyidagicha aniqlanadi⁴

⁴ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 135-136.

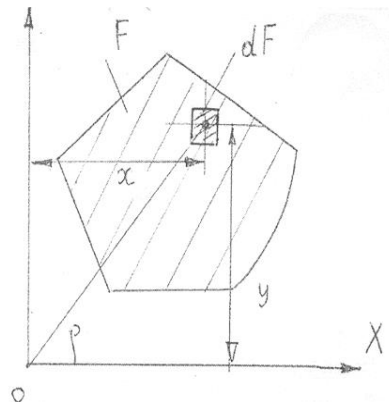
$$\bar{y} = \frac{\sum_i A_i \bar{y}_i}{\sum_i A_i} \quad \bar{z} = \frac{\sum_i A_i \bar{z}_i}{\sum_i A_i} \quad (2.9)$$

2.2-§. Tekis kesimlarning o'qlarga nisbatan inersiya momentlari.

OX va OY o'qlarga nisbatan berilgan (F) tekis kesimning inersiya momentlari mos ravishda

$$J_x = \int_{(F)} y^2 dF, \quad J_y = \int_{(F)} x^2 dF; \quad (2.10)$$

integrallar bilan ifodalanadi.



2.5-rasm

Tekis kesimning qutb inersiya momenti

$$J_p = \int_{(F)} \rho^2 dF \quad (2.11)$$

integral yordamida hisoblanadi. Bu yerda $\rho^2 = x^2 + y^2$.

O'qlarga nisbatan inersiya momentlari J_x , J_y va qutb inersiya momenti J_p orasida

$$J_p = J_x + J_y \quad (2.12)$$

Tenglik mavjud. Haqiqatdan ham

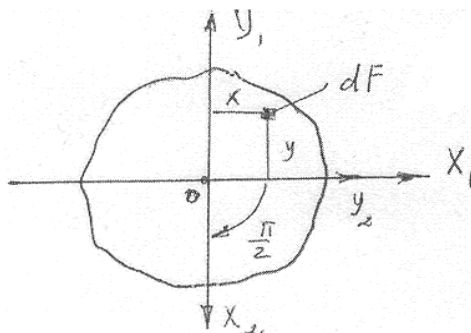
$$J_p = \int_{(F)} (x^2 + y^2) dF = \int_{(F)} x^2 dF + \int_{(F)} y^2 dF = J_x + J_y$$

Tekis kesimning o'qlarga nisbatan markazdan qochuvchi inersiya momenti deb integralga aytiladi.

$$J_{xy} = \int_{(F)} xy dF$$

(2.13)

Mazkur geometrik xarakteristika uzunlikning to'rtinchi darajasi bilan o'lchanadi (mm^4 , sm^4 , m^4), ishorasi esa musbat, manfiy va nol bo'lishi mumkin.

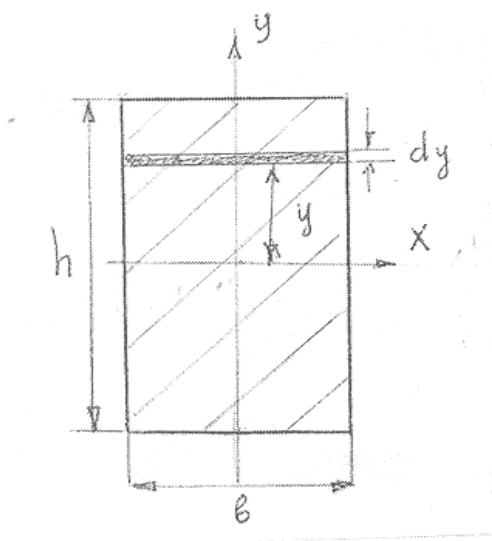


2.6-rasm

O'qlarga nisbatan markazdan qochuvchi inersiya momentlari muhim xususiyatga ega. Agar U_1 , X_1 o'qlarni 90° ga burilsa, yangi U_2 , X_2 o'qlarga nisbatan markazdan qochuvchi inersiya momenti faqat ishora bilan farq qiladi, chunki (2.8) formulada integral ostidagi koordinatalar orasida $U_2 = -X_1$ va $X_2 = U_1$ bog'lanishlar mavjud.

2.3-§. Oddiy tekis kesimlarning o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini hisoblash.

1. To'g'ri burchakli to'rtburchak.

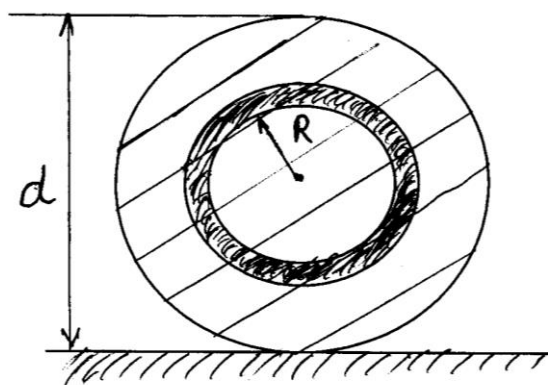


$$J_x = \int_F Y^2 dF, \quad dF = b dy.$$

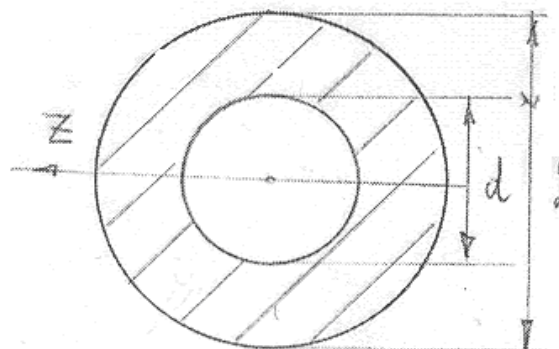
$$J_x = \int_{\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} Y^2 b dy = 2b \int_0^{\frac{h}{2}} Y^2 dy = 2b \frac{4^3}{3} \Big|_0^{\frac{h}{2}} = \frac{bh^3}{12}$$

shu usulda $J_y = \int_F x^2 df = \frac{hb^3}{12}$ ni hisoblab, hosil qilish mumkin.

2. Doira va halqa ko'rinishidagi kesimlar.



$$J_p = \int_{(F)} \rho^2 dF, \quad dF = 2\pi\rho d\rho$$



$$J_p = \int_0^R \rho^3 2\pi d\rho = 2\pi \int_0^R \rho^3 d\rho = 2\pi \frac{\rho^4}{4} \Big|_0^R = \frac{\pi R^4}{2}$$

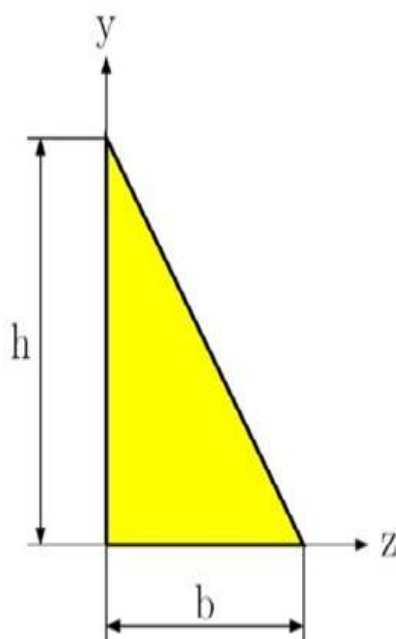
$$R = \frac{d}{2} \quad J_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad J_z = \frac{J_p}{2} = \frac{\pi d^4}{64}$$

$$J_z = \frac{\pi D^4}{64} (1 - y), \quad y = \frac{d}{D}$$

1 masala: 2.7-rasmda keltirilgan uchburchakli yuza uchun quyidagilar aniqlansin:

a) z o'qiga nisbatan yuzaning birinchi tartibli moment Q_z

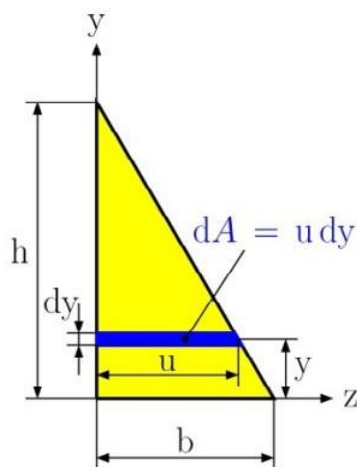
b) yuzaning og'irlik markazini u ordinata o'qi bo'yicha koordinatasi.



2.7-rasm

Yechish

a) Birinchi tartibli moment Q_z



2.8-rasm

2.8- rasmda gorizontaal uzunligi va qalinligi dy bo'lgan elementar yuzaga ajratamiz. Uchburchaklarning o'xshashligidan

$$\frac{u}{b} = \frac{h-y}{h} \qquad u = b \frac{h-y}{h}$$

va

$$dA = u dy = b \frac{h-y}{h} dy$$

(2.5) tenglamadan foydalanib birinchi tartibli momentni hisoblaymiz

$$Q_z = \int_A y dA = \int_0^h y b \frac{h-y}{h} dy = \frac{b}{h} \int_0^h (hy - y^2) dy$$
$$Q_z = \frac{b}{h} \left[h \frac{y^2}{2} - \frac{y^3}{3} \right] = \frac{1}{6} b h^2$$

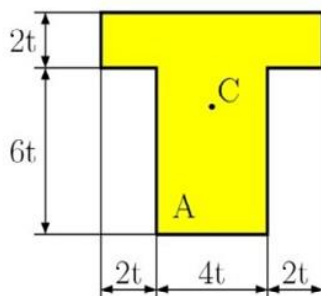
b) og'irlik markazining ordinatasi

$$A = \frac{1}{2} b h$$

(2.8) formulaga ko'ra va ekanligini hisobga olsak

$$Q_z = A \bar{y} \Rightarrow \frac{1}{6} b h^2 = \frac{1}{2} b y^2 \bar{y} = \bar{y} = \frac{1}{3} h$$

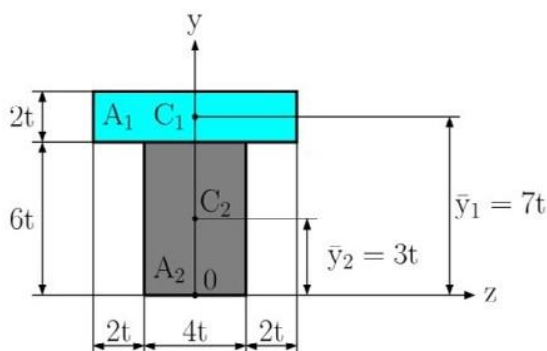
2 masala: 2.9-rasmda ko'rsatilgan rasm yuzasining og'irlik markazi aniqlansin



2.9-rasm

Yechish:

Koordinata sistemasini 2.9-rasmda ko'rsatilgandek tanlab olsak,



og'irlik

2.9-rasm

markazi **C** **y** o'qida yotadi, chunki **z** o'qi markaziy o'q bo'ladi, ya'ni $\bar{z} = 0$

A yuzani $A_1 A_2$ qismlarga ajratsak, og'irlik markazini ordinatasi $\bar{y}$ (2.8) formulaga ko'ra quyidagicha bo'ladi

$$\bar{y} = \frac{\sum_i A_i \bar{y}_i}{\sum_i A_i} = \frac{\sum_{i=1}^2 A_i \bar{y}_i}{\sum_{i=1}^2 A_i} = \frac{A_1 \bar{y}_1 + A_2 \bar{y}_2}{A_1 + A_2}$$

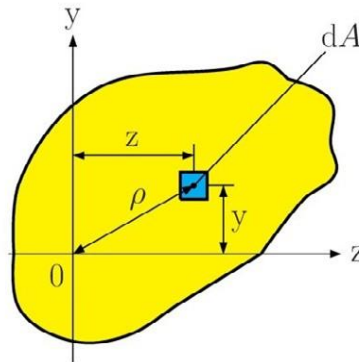
$$\bar{y} = \frac{A_1 \bar{y}_1 + A_2 \bar{y}_2}{A_1 + A_2} = \frac{(2t \times 8t) \times 7t + (4t \times 6t) \times 3t}{2t \times 8t + 4t + 6t} = \frac{184t^3}{40t^2} = 4.6t$$

Xuddi shunday A yuzaning **y** o'qiga nisbatan ikkinchi tartibli momenti yoki inersiya momenti quyidagicha bo'ladi

$$I_y = \int_A z^2 dA \quad (2.14)$$

A yuzani O nuqtaga nisbatan polyar inersiya momenti quyidagi integral orqali aniqlanadi

$$J_o = \int_A \rho^2 dA \quad (2.15)$$



2.10-rasm

Bu yerda ρ -O nuqta bilan dA yuzacha o'rtasidagi masofa SI sistemasida inersiya momentlarining o'lchov birligi m^4 yoki mm^4 bo'ladi.

Ko'rilayotgan yuza uchun polyar inersiya momenti bilan J_y va J_z inersiya momentlari o'rtasida muhim bog'lanish o'rnatamiz. $\rho^2 = y^2 + z^2$ ekanligida, quyidagini aniqlaymiz

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

ёки

$$J_o = I_z + I_y \quad (2.16)$$

A yuzaning z o'qiga nisbatan radius inersiyasini I_z deb belgilasak, u holda bu kattalik uchun quyidagi munosabatni olamiz

$$I_z = r_z^2 A \Rightarrow r_z = \sqrt{\frac{I_z}{A}} \quad (2.17)$$

Xuddi shunday u o'qiga nisbatan va markaziy nuqta O ga nisbatan inersiya radiuslari aniqlanadi.

$$I_y = r_y^2 A \Rightarrow r_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$$

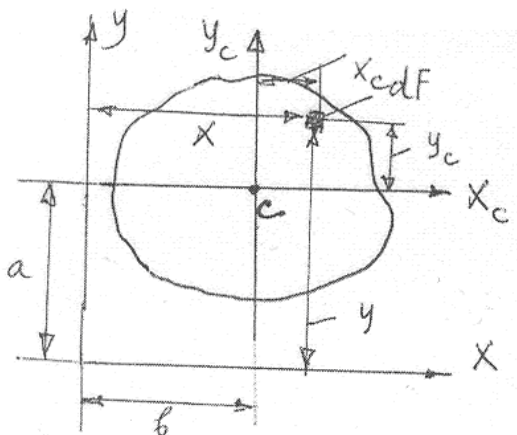
$$J_o = r_o^2 A \Rightarrow r_o = \sqrt{\frac{I_o}{A}} \quad (2.18)$$

(2.15) tenglamadagi J_o, J_y, J_z ifodalarni inersiya radiuslari bilan almashtirib, quyidagi natijani olamiz⁵

$$r_o^2 = r_z^2 + r_y^2 \quad (2.19)$$

2.4-§. Markaziy o'qlarga parallel bo'lgan o'qlarga nisbatan tekis kesimning inersiya momentlari.

Ko'ndalang kesim yuzasi F , hamda uning markaziy X_c, Y_c o'qlarga nisbatan inersiya momentlari $J_{x_c}, J_{y_c}, J_{x_c y_c}$ berilgan bo'lsin (2.11-rasm).



2.11-rasm

Markaziy o'qlarga parallel bo'lgan X va U o'qlarga nisbatan kesimning inersiya momentini hisoblaymiz.

$$J_x = \int_{(F)} y^2 dF = \int_{(F)} (y_c + a)^2 dF = \int_{(F)} y_c^2 dF + 2a \int_{(F)} y_c dF + a^2 \int_{(F)} dF \quad (2.20)$$

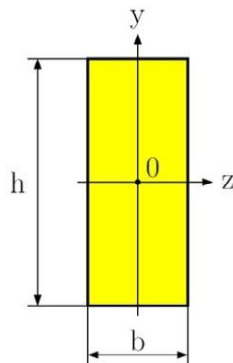
Ammo, $\int_{(F)} y_c^2 dF = J_{x_c}; \quad \int_{(F)} y_c dF = S_{2_c} = 0; \quad \int_{(F)} dF = F$ ga teng bo'lgani

uchun (2.20) ifodani $J_x = J_{x_c} + a^2 F$ ko'rinishda yozamiz J_y, J_{xy} inersiya momentlarini ham shu usulda aniqlaymiz. Shunday qilib, yangi X, U o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini aniqlash formulasi qo'yidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\begin{aligned} J_x &= J_{x_c} + a^2 F \\ J_y &= J_{y_c} + b^2 F \\ J_{xy} &= J_{x_c y_c} + abF \end{aligned} \quad (2.21)$$

⁵ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 136-140.

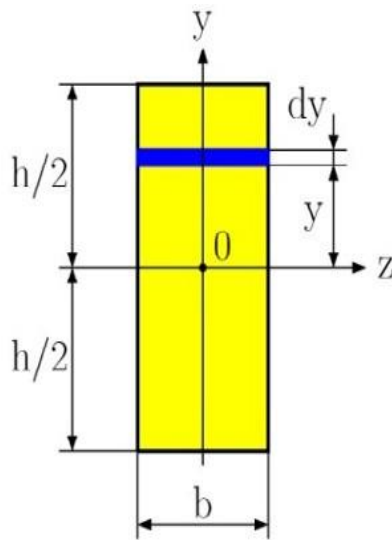
3 Masala: 2.12- rasmda keltirilgan to'g'ri to'rtburchak shaklidagi kesim yuzasi uchun quyidagilar aniqlansin: markaziy o'qqa nisbatan I_z inersiya momenti b) shu o'qqa nisbatan inersiya radiusi r_z



2.12-rasm

Yechish:

a) Inersiya momenti I_z Gorizontaal uzunligi y va dy bo'lgan elementar yuzaga ajratamiz (2.13-rasm). $dA = ydy$ ekanligini hisobga olib, (2.20, y) tenglamaga ko'ra quyidagi natijani olamiz.



2.13-rasm

$$I_z = \int_A y^2 dA = \int_{-h/2}^{+h/2} y^2 (b dy) = b \int_{-h/2}^{+h/2} y^2 dy = \frac{b}{3} [y^3]_{-h/2}^{+h/2}$$

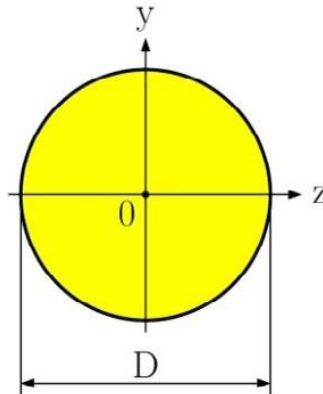
$$I_z = \frac{b}{3} \left(\frac{h^3}{8} + \frac{h^3}{8} \right) \Rightarrow I_z = \frac{1}{12} b h^3$$

b) Inersiya radiusi r_z . (2.17) tenglamaga ko'ra aniqlaymiz

$$r_z = \sqrt{\frac{I_z}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{12} b h}{b h}} = \sqrt{\frac{h^2}{12}} \Rightarrow r_z = \frac{h}{\sqrt{12}}$$

4 Masala:

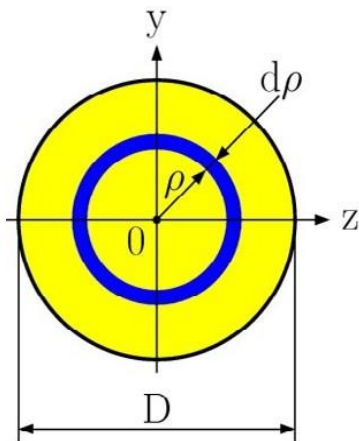
Doira shaklidagi kesim uchun (2.14- rasm): polyar inersiya momenti
b) I_z va I_y inersiya momentlari aniqlansin



2.14-rasm

Yechish:

a) Polyar inersiya momenti. Doira markazidan ρ oraliqda qalinligi $d\rho$ bo'lgan halqasimon dA elementar yuzaga ajratamiz (2.15-rasm). (2.15) tenglamadan foydalanib va $dA = 2\pi\rho d\rho$ ekanligini hisobga olib, quyidagi natijani olamiz.



2.16-rasm

$$J_o = \int_A \rho^2 dA = \int_0^{D/2} \rho^2 2\pi\rho d\rho = 2\pi \int_0^{D/2} \rho^3 d\rho,$$

$$J_o = \frac{\pi D^4}{32}$$

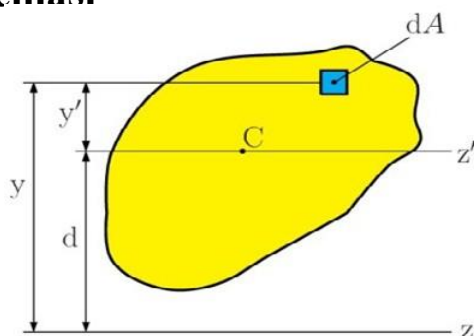
b) Inersiya momentlari. Simmetrik doira yuzasi uchun $I_z = I_y$.

U holda quyidagi natijani olamiz

$$J_o = I_z + I_y = 2I_z \Rightarrow I_z = \frac{J_o}{2} = \frac{\pi D^4}{32 \cdot 2}$$

$$I_z = I_y = \frac{\pi D^4}{64}$$

Parallel o'qlar teoremasi



2.17 -rasm

A kesim yuzasi uchun ixtiyoriy z o'qiga nisbatan inersiya momenti I_z ma'lum bo'lsin. Endi kesim yuzasining og'irlik markazidan z o'qiga o'tkazamiz. (2.17- rasm)elementar dA yuzacha bilan markaziy z o'qqiga bo'lgan masofani y deb belgilansin: $y = y' + d$ bo'ladi. Bu bog'lanishdan quyidagi natijani olamiz

$$\begin{aligned}
 I_z &= \int_A y^2 dA = \int_A (y' + d)^2 dA, \\
 I_z &= \int_A y'^2 dA + 2d \int_A y' dA + d^2 \int_A dA, \\
 I_z &= \bar{I}_z + Q_z' + Ad^2
 \end{aligned} \tag{2.22}$$

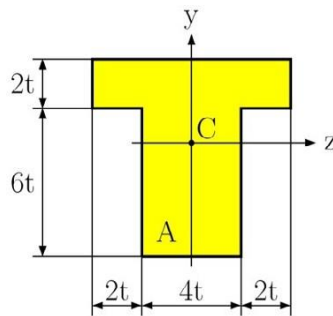
Bu yerda $\bar{I}_z$ markaziy z' o'qqa nisbatan inersiya momenti. Q_z -yuzaning markaziy z' o'qqa nisbatan birinchi markaziy o'qqa joylashgani uchun $Q_z = 0$ bo'ladi. U holda quyidagi natijani olamiz

$$I_z = \bar{I}_z + Ad^2 \tag{2.23}$$

Xuddi shunday, kesim yuzasini ixtiyoriy 0 nuqtasiga nisbatan polyar momenti bilan shu kesim yuzasining og'irlik markazi S ga nisbatan polyar momenti bog'lovchi formulani keltirib chiqarish mumkin. Agar 0 va S nuqtalar orasidagi masofani d deb belgilasak, bu formula quyidagicha yoziladi

$$J_0 = J_C + Ad^2 \tag{2.24}$$

5 masala: 2.18- rasmda keltirilgan yuzaning markaziy z o‘qiga nisbatan inersiya momenti I_z ni aniqlang (2.18-rasm).



2.18 -rasm

Yechish:

Avval shakl yuzasining og‘irlik markazi aniqlanadi. Berilgan shakl yuzasi uchun og‘irlik markazi 2 masalada aniqlang. Shakl yuzasi A ni ikkita to‘g‘ri to‘rtburchakli A_1 va A_2 yuzaga ajratib, har bir yuza uchun z o‘qiga nisbatan inersiya momentlarini hisoblaymiz. A shakl yuzasining inersiya momenti quyidagicha bo‘ladi

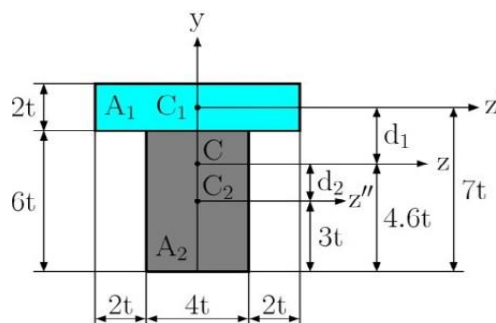
$$I_z = I_{z1} + I_{z2}.$$

Bu yerda I_{z1} A_1 yuzaning z o‘qiga nisbatan inersiya momenti I_{z1} inersiya momenti parallel o‘qlar teoremasiga ko‘ra quyidagicha aniqlanadi

$$I_{z1} = \bar{I}_{z1} + A_1 d_1^2 = \frac{1}{12} b_1 h_1^3 + b_1 h_1 d_1^2.$$

$$I_{z1} = \frac{1}{12} \times 8t \times (2t)^3 + 8t \times 2t \times (7t - 4.6t)^2$$

$$I_{z1} = 97.5t^4$$



2.19 -rasm

Xuddi shunday A_2 yuzaning z o‘qiga nisbatan inersiya momentini aniqlaymiz

$$I_{z2} = \bar{I}_{z'2} + A_2 d_2^2 = \frac{1}{12} b_2 h_2^3 + b_2 h_2 d_2^2.$$

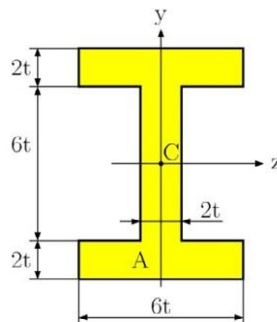
$$I_{z2} = \frac{1}{12} \times 4t \times (6t)^3 + 4t \times 6t \times (4.6t - 3t)^2$$

$$I_{z1} = 133.4t^4$$

U holda 2.18 rasmda ko'rsatilgan yuzaning **z** o'qiga nisbatan inersiya moment quyidagicha bo'ladi

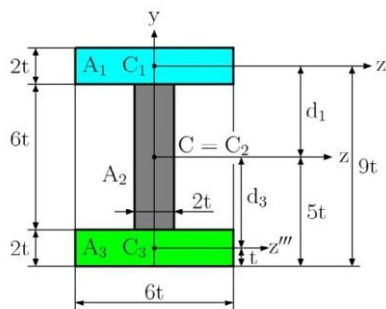
$$I_z = I_{z1} + I_{z2} = 97.5t^4 + 133.4t^4 = 230.9t^4$$

6 masala:



2.20 -rasm

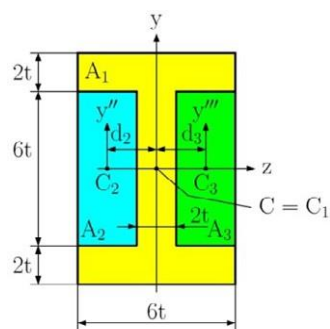
2.18-rasmda ko'rsatilgan yuzaning markaziy **z** o'qiga nisbatan inersiya momenti I_z , hamda shu yuzaning markaziy **y** o'qiga nisbatan inersiya momenti I_y ni aniqlang



2.21-rasm

Yechish:

Avval yuzaning og'irlik markazini aniqlaymiz. Shaklning yuzasi ikkita markaziy o'qqa ega, shuning uchun og'irlik markazi markaziy o'qlarning kesishgan nuqtasida bo'ladi



2.22-rasm

A yuzani uchta to'g'ri to'rtburchakli A_1, A_2 va A_3 yuzalarga ajratamiz. Birinchi usulda ajratilgan yuzani ko'rinishi 2.21- rasm, ikkinchi usulda 2.22-rasm ko'rsatilgan. Ajratilgan A yuzaning (2.21-rasm) inersiya momenti I_z quyidagicha aniqlanadi.

$$I_z = I_{z1} + I_{z2} + I_{z3},$$

Bu yerda

$$I_{z1} = \bar{I}_{z'} + A_1 d_1^2 = \frac{1}{12} b_1 h_1^3 + b_1 h_1 d_1^2 = \dots = 196t^4,$$

$$I_{z2} = \bar{I}_z + A_2 d_2^2 = \frac{1}{12} b_2 h_2^3 + b_2 h_2 d_2^2 = \dots = 36t^4,$$

$$I_{z3} = \bar{I}_{z''} + A_3 d_3^2 = \frac{1}{12} b_3 h_3^3 + b_3 h_3 d_3^2 = \dots = 196t^4,$$

U holda quyidagi natijani olamiz

$$I_z = I_{z1} + I_{z2} + I_{z3} = 196t^4 + 36t^4 + 196t^4 = 428t^4$$

Inersiya momenti I_z ni aniqlaymiz

$$I_y = I_{y1} + I_{y2} + I_{y3}$$

Bu yerda

$$I_{y1} = \bar{I}_y = \frac{1}{12} h_1 b_1^3 = \frac{1}{12} \times 2t \times (6t)^3 = 36t^4,$$

$$I_{y2} = \bar{I}_y = \frac{1}{12} h_2 b_2^3 = \frac{1}{12} \times 6t \times (2t)^3 = 4t^4,$$

$$I_{y3} = \bar{I}_y = \frac{1}{12} h_3 b_3^3 = \frac{1}{12} \times 2t \times (6t)^3 = 36t^4.$$

natijada

$$I_y = I_{y1} + I_{y2} + I_{y3} = 36t^4 + 4t^4 + 36t^4 = 76t^4.$$

2.22-rasm ko'rsatilgan yuza uchun I_z inersiya momenti quyidagicha aniqlanadi

$$I_z = I_{z1} - I_{z2} - I_{z3},$$

Bu yerda

$$I_{z1} = \bar{I}_z = \frac{1}{12} b_1 b_1^3 = \frac{1}{12} \times 6tx(10t)^3 = 500t^4,$$

$$I_{z2} = \bar{I}_z = \frac{1}{12} b_2 b_2^3 = \frac{1}{12} \times 2tx(6t)^3 = 36t^4,$$

$$I_{z3} = \bar{I}_z = \frac{1}{12} b_3 b_3^3 = \frac{1}{12} \times 2tx(6t)^3 = 36t^4.$$

natijada

$$I_z = I_{z1} - I_{z2} - I_{z3} = 36t^4 - 36t^4 = 428t^4.$$

Endi I_y inersiya momentini aniqlaymiz

$$I_y = I_{y1} - I_{y2} - I_{y3},$$

Bu yerda

$$I_{y1} = \bar{I}_y = \frac{1}{12} h_1 b_1^3 = \frac{1}{12} \times 10tx(6t)^3 = 180t^4.$$

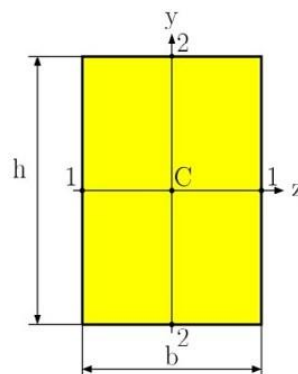
$$I_{y2} = \bar{I}_y = \frac{1}{12} h_2 b_2^3 + h_2 b_2^2 = \frac{1}{12} \times 6tx(2t)^3 = 6tx2t(2t)^2 = 52t^4,$$

$$I_{y3} = \bar{I}_y = \frac{1}{12} h_3 b_3^3 + h_3 b_3 d_3^2 = \frac{1}{12} \times 6tx(2t)^3 + 6tx2tx(2t)^2 = 52t^4.$$

Natijada

$$I_y = \bar{I}_{y1} - \bar{I}_{y2} - \bar{I}_{y3} = 180t^4 - 52t^4 - 52t^4 = 76t^4$$

7 masala:



2.23-rasm

Ko'ndalang kesim to'g'ri to'rtburchakli valni buralishni $b > h$ xol uchun ko'ramiz (S.P.Timoshenko, N.Gud'er)

$$J = \gamma b^3 h, \quad (2.25)$$

$$S_1 = \alpha b^2 h, \quad (2.26)$$

$$S_2 = \beta b h^2, \quad (2.27)$$

Bu yerda d , β va γ parametrlar A.1 jadvalda berilgan.

1 va 2 nuqtalardagi urinma kuchlanishlar quyidagicha aniqlanadi.

$$\tau_1 = \tau_{\max} = \frac{T}{S_1}, \quad \tau_2 = \frac{T}{S_2}, \quad (2.28)$$

Bu yerda T qo'yilgan burovchi moment

A.1 jadval

h/b	1	1.2	1.5	2	3	5	10	>10
$\square$	0.208	0.219	0.231	0.246	0.267	0.291	0.313	1/3
$\square$	0.208	0.196	0.180	0.155	0.118	0.078	0.042	0
y	0.1404	0.166	0.196	0.229	0.263	0.291	0.313	1/3

$$I_{y'z'} = \int_A y'z' dA = \int_A (z + m) dA = \int_A yz dA + \int_A mndA + \int_A ymdA = \int_A nzdA$$

S nuqta og'irlik markazida bo'lgani uchun so'nggi ikki integral nolga teng, shuning uchun (2.28 b) formula kelib chiqadi⁶.

Nazorat uchun savollar

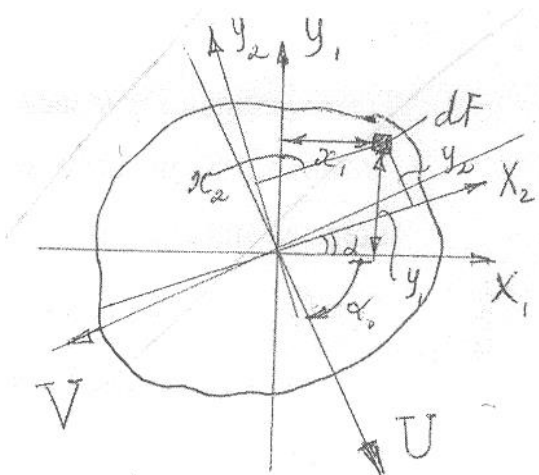
- 1) Kesimning eng kichik inersiya momenti qaysi o'qlarga nisban bo'ladi?
- 2) Parallel o'qlar orasidagi masofa ortib borganda inersiya momentlari qanday qonuniyatlar bilan o'zgaradi.?
- 3) Bosh inersiya o'qlari deb qanday o'qlarga aytiladi?
- 4) Bosh o'qlar soni nechta va ular qanday hususiyatga ega?
- 5) Simmetrik kesimlarning bosh o'qlar qanday yo'nalgan bo'ladi?
- 6) Tekis kesimlarning geometrik xarakteristikalarini nima uchun kerak?
- 7) Kesimning statik momenti tushunchasi nimadan iborat?
- 8) Markaziy o'qlar qanday hususiyatga ega?
- 9) Oddiy kesimlar deganda nima tushuniladi?
- 10) Statik moment, inersiya momentlarning o'lcham birliklari?

⁶ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 141-151.

III bob. BOSH INERSIYA O‘QLARI VA BOSH INERSIYA MOMENTLARI

3.1-§. Tekis kesimning bosh inersiya o‘qlarini va bosh inersiya momentlarini aniqlash.

Tekis kesimning yuzasi F , hamda X_1, U_1 o‘qlarga nisbatan inersiya momentlari $J_{x_1}, J_{y_1}, J_{x_1y_1}$ berilgan bo‘lsin.



3.1-rasm.

OX_1, OU_1 o‘qlarni O nuqta atrofida α burchakka buramiz va hosil bo‘lgan o‘qlar OX_2, OU_2 ga nisbatan $J_{x_2}, J_{y_2}, J_{x_2y_2}$ inersiya momentlar:

$$J_{x_2} = \int_{(F)} Y_2^2 dF \quad J_{y_2} = \int_{(F)} X_2^2 dF \quad J_{x_2y_2} = \int_{(F)} X_2 Y_2 dF \quad (3.1)$$

formula bilan hisoblanadi.

Analitik geometriyadan dF yuzachaning koordinatalari quyidagi formula asosida aniqlanadi:

$$Y_2 = Y_1 \cos \alpha - X_1 \sin \alpha \quad (3.2)$$

$$X_2 = X_1 \cos \alpha + Y_1 \sin \alpha$$

(3.2) ifodalarni (3.1) integralga olib qo‘yib, murakkab hisoblardan so‘ng hosil qilamiz:

$$\begin{aligned} J_{x_2} &= J_{y_1} \cos^2 \alpha + J_{x_1} \sin^2 \alpha - J_{x_1y_1} \sin 2\alpha \\ J_{y_2} &= J_{y_1} \sin^2 \alpha + J_{x_1} \cos^2 \alpha + J_{x_1y_1} \sin 2\alpha \\ J_{x_2y_2} &= \frac{J_{x_1} - J_{y_1}}{2} \sin 2\alpha + J_{x_1y_1} \cos 2\alpha \end{aligned} \quad (3.3)$$

Agarda boshlang'ich o'qlar X_1, U_1 bosh o'qlardan iborat bo'lsa, bu o'qlarga nisbatan inersiya momentlar

$$\begin{aligned} J_{y_2} &= J_{y_1} \cos^2 \alpha + J_{x_1} \sin^2 \alpha \\ J_{x_2} &= J_{y_1} \sin^2 \alpha + J_{x_1} \cos^2 \alpha \\ J_{x_2 y_2} &= \frac{J_{x_1} - J_{y_1}}{2} \sin 2\alpha \end{aligned} \quad (3.4)$$

ko'rinishni qabul qiladi.

Amaliy nuqtai nazardan inersiya momentlar eng katta qiymatga erishadigan o'qlarning holatini aniqlash ahamiyatga ega.

$$\frac{dJ_{x_2}}{d\alpha} = 0 \Rightarrow \frac{J_{x_1} - J_{y_1}}{2} \sin 2\alpha + J_{x_1 y_1} \cos 2\alpha = 0 \quad (3.5)$$

hosil bo'lgan tenglamani (a) (3.5) formulaning uchinchi qatori bilan solishtirilsa qo'yidagi xulosaga kelamiz:

Inersiya momentlar ekstremumga erishadigan o'qlarga nisbatan markazdan qochuvchi inersiya moment nolga teng bo'lar ekan. Bunday o'qlarni bosh o'qlar deb ataladi. Mazkur o'qlarni U, V bilan ularni holatini ifodalovchi burchakni α_0 deb belgilansa yuqoridagi ta'rifni

$$J_{UV} = \frac{J_{x_1} - J_{y_1}}{2} \sin 2\alpha_0 + J_{x_1 y_1} \cos 2\alpha_0 = 0 \quad (3.6)$$

formula ko'rinishida yozish mumkin.

(3.6) tenglamadan bosh o'qlarning holatini aniqlovchi burchak α_0 ni aniqlash formula:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2J_{x_1 y_1}}{J_{x_1} - J_{y_1}} \quad (3.7)$$

ni hosil qilamiz. α_0 burchagining qiymatini (3.5) ifodalarga olib borib qo'yib bosh inersiya momentlarini aniqlash formulasini hosil qilamiz.

$$J_{\max/\min} = J_{UV} = \frac{1}{2} \left[J_{x_1} + J_{y_1} \pm \sqrt{(J_{x_1} - J_{y_1})^2 + 4J_{x_1 y_1}^2} \right] \quad (3.8)$$

Bosh o‘qlar va bosh inersiya momentlari

Ularga nisbatan olingan markazdan qochma inersiya momenti nolga teng bo‘ladigan o‘qlar Bosh o‘qlar deb ataladi.

Kesimning og‘irlik markazi orqali o‘tadigan bosh o‘qlar Bosh markaziy o‘qlar deyiladi.

Bosh o‘qlarga nisbatan olingan inersiya momentlari Bosh inersiya momentlari deb ataladi.

O‘qlardan biriga nisbatan olingan bosh inersiya momentlari eng katta / $I_u = I_{\max}$ /, boshqasiga nisbatan olinganlari eng kichik bosh inersiya momentlari / $I_v = I_{\min}$ / deb ataladi va quyidagi formuladan aniqlanadi.

$$I_{\frac{\max}{\min}, \frac{u}{v}} = \frac{1}{2}(I_y + I_z \pm \sqrt{(I_y - I_z)^2 + 4I_{yz}^2}) \quad (3.9)$$

Ildiz oldidagi musbat belgisi $I_{\max}$ ni aniqlayotganda, manfiy belgisi esa $I_{\min}$ ni aniqlayotganda olinadi.

Bosh o‘qlarning vaziyati bosh o‘q u ning u o‘qi bilan tashkil qilgan burchagi α orqali aniqlanadi va quyidagi formula orqali hisoblanadi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2I_{yz}}{I_z - I_y} \quad (3.10)$$

Musbat burchak – α y o‘qdan boshlab soat mili yo‘nalishiga teskari, manfiy bo‘lgan holda esa soat mili yo‘nalishi bo‘ylab qo‘yiladi.

Agar kesimning simmetrik o‘qi mavjud bo‘lsa, ana shu o‘q bosh o‘q deb hisoblanadi. Agar kesimning ikki simmetriya o‘qi mavjud bo‘lsa, bu o‘qlar bosh markaziy o‘qlar hisoblanadi.

Inersiya radiusi va ellipsi

Quyidagi miqdorning musbat qiymati nosimmetrik kesimning tegishli o‘qlariga nisbatan olingan inersiya radiuslari deyiladi va u quyidagicha ifodalanadi:

$$\left. \begin{aligned} i_y &= \sqrt{\frac{I_y}{F}} \\ i_z &= \sqrt{\frac{I_z}{F}} \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

Quyidagi tenglamaga muvofiq tuzilgan ellips inersiya ellipsi deb ataladi.

$$\frac{y^2}{i_z^2} + \frac{z^2}{i_y^2} = 1 \quad (3.12)$$

Odatda inersiya ellipsi bosh markaziy o'qlarga quriladi.

Kesimlarning qarshilik momentlari

Bir jinsli brus ko'ndalang kesimining qarshilik momentlari unga tashqi kuchlar **qarshilik** qilgandagi mustahkamligini xarakterlaydi. Egilish va buralishdagi kuchlar ta'sirida vujudga keladigan maksimal zo'riqish qarshilik momentiga teskari proporsional. Brusni mustahkam bo'lishi uchun kesimning qarshilik momenti iloji boricha katta bo'lishi kerak. Qarshilik momenti o'q(ekvatorial) va qutb momentlari kabi xillarga ajratiladi.

Nosimmetrik kesimning kesim tekisligida yotgan o'qqa nisbatan o'q(ekvatorial) qarshilik momenti deb, ayni kesimning shu o'qqa nisbatan o'q inersiya momentining eng uzoq kesim nuqtasidan o'tgan o'qqacha bo'lgan masofaga nisbatiga aytiladi, ya'ni:

$$\left. \begin{aligned} W_y &= \frac{I_y}{z_{\max}} \\ W_z &= \frac{I_z}{y_{\max}} \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

Nosimmetrik kesimning shu kesim tekisligidagi biror nuqta(qutb)ga nisbatan qutb qarshilik momenti deb, kesimning shu nuqtaga nisbatan qutb inersiya momentining eng uzoq kesim nuqtasidan qutbgacha masofaga nisbatiga aytiladi, ya'ni:

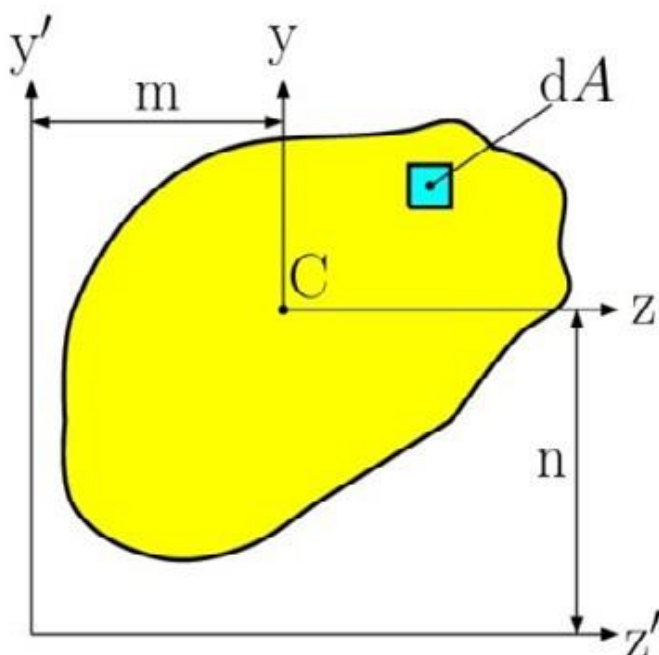
$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}} \quad (3.14)$$

O'q va qutb qarshilik momenti uchinchi darajali uzunlik birligida o'lchanadi /mm³, sm³, m³/.

3.2-§. Markazdan qochirma inersiya moment. Bosh markaziy o'qlar

Kesim yuzasidan ajratilgan hamma elementar yuzalarning koordinata o'qlariga bo'lgan oraliqlariga ko'paytmalarining yig'indisi shu kesim

yuzining markazdan qochirma inersiya momenti deyiladi. Agar ko'ndalang kesim yuzasi y,z simmetriya o'qlariga ega bo'lsa (3.2 rasm), u holda markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng bo'ladi. Umumiy holda, ixtiyoriy ko'ndalang kesim yuzasi uchun va undagi ixtiyoriy nuqta uchun o'zaro perpendikulyar o'qlar topish mumkinki, bu o'qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng bo'ladi. Bunday o'qlar bosh o'qlar deyiladi. Agar bosh o'qlar og'irlik markazidan o'tsa, ular bosh markaziy o'qlar deyiladi.



3.2-rasm

$$I_{yz} = \int_A yz \, dA \quad (3.15)$$

Agar ko'ndalang kesim yuzasining og'irlik markazidan o'tgan u va z o'qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momentlari ma'lum bo'lsa, bu o'qlarga parallel u^1 va z^1 o'qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momentlari quyidagicha aniqlanadi

$$I_{y'z'} = I_{yz} + Amn \quad (3.16)$$

dA yuzaning koordinatalari yangi koordinata sistemasida quyidagicha

$$y' = y + n; \quad z' = z + m;$$

Nazorat uchun savollar

- 1) Tekis kesimning bosh inersiya o'qlarini qanday aniqlanadi?*
- 2) Tekis kesimning bosh inersiya momentlarini qanday aniqlanadi?*
- 3) Bosh o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlari nima deb ataladi?*
- 4) Kesimlarning qarshilik momentlari deb nimaga aytiladi?*
- 5) Markazdan qochirma inersiya moment deb nimaga aytiladi?*
- 6) Inersiya radiusi va ellipsi deb nimaga aytiladi?*

IV bob. ICHKI KUCHLARNI ANIQLASH

4.1-§. Brus kesimlaridagi ichki kuchlarni aniqlash. Kesish usuli

Mexanikning energiyaning saqlanishi, bir turdan ikkinchi turga o'tishi to'g'risidagi qonuniga asosan jismga qo'yilgan tashqi kuchlarning ta'siri yo'qolib ketmaydi. Aksincha, jismni hosil qiluvchi zarrachalar, atomlar orasidagi ichki kuchlar ko'rinishini qabul qiladi. Bu kuchlarni ichki zo'riqish kuchlari deb ataladi. Tashqi kuchlar ta'sir etmagan holda mazkur kuchlar nolga teng deb qabul qilinadi, tashqi kuchlar qiymatlari ortib borishi bilan proporsional holda ichki zo'riqish kuchlari ham ortib boradi. Jismning, konstruksiyaning mustahkamligi ana shu zo'riqish kuchlariga bog'liq bo'lganligi uchun bu kuchlarni aniqlash masalasi materiallar qarshiligi fanining asosini tashkil etadi.

Ichki zo'riqishlarning qiymatlari qo'yidagi mazmunga ega bo'lgan qirqish usuli asosida aniqlanadi:

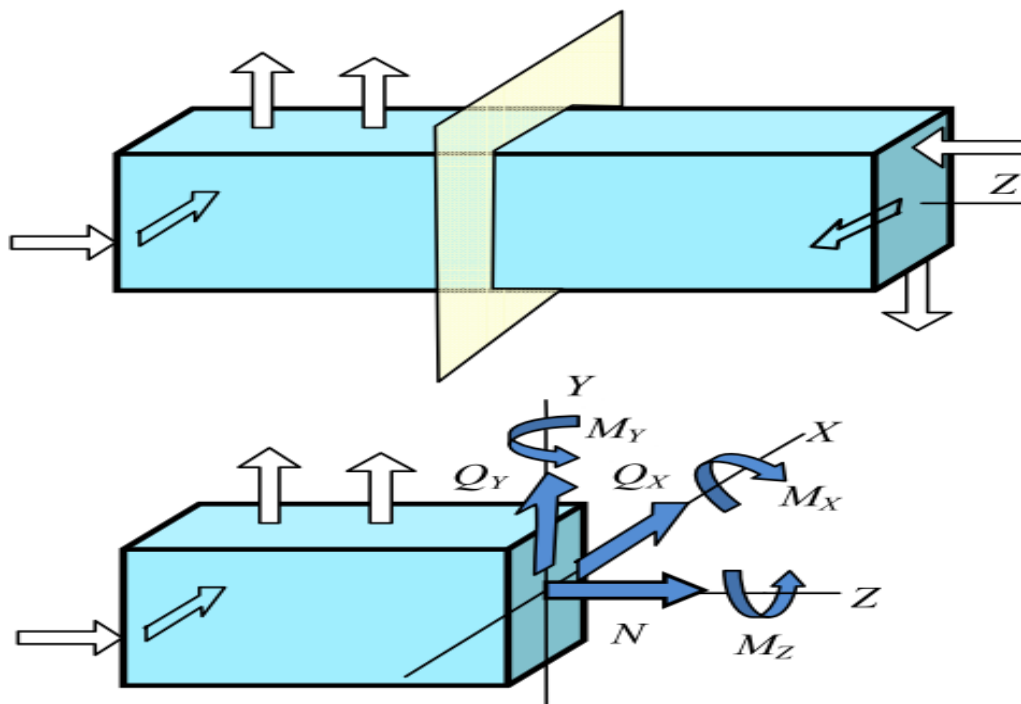
Tashqi kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lgan jism, brusni biror joyidan hayolan qirqamiz (4.1-rasm).

Umuman olganda ichki kuchlar qurilayotgan kesimda joylashgan zarrachalar, molekulalarga qo'yilgan vektor ko'rinishidagi miqdorlardir.

Statika qoidalariga asosan kesim nuqtalaridagi barcha ichki kuchlarni kesim og'irlik markaziga ko'chirib kelib ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchilari – “Q” – bosh vektor, “M” – bosh momentni aniqlash mumkin.

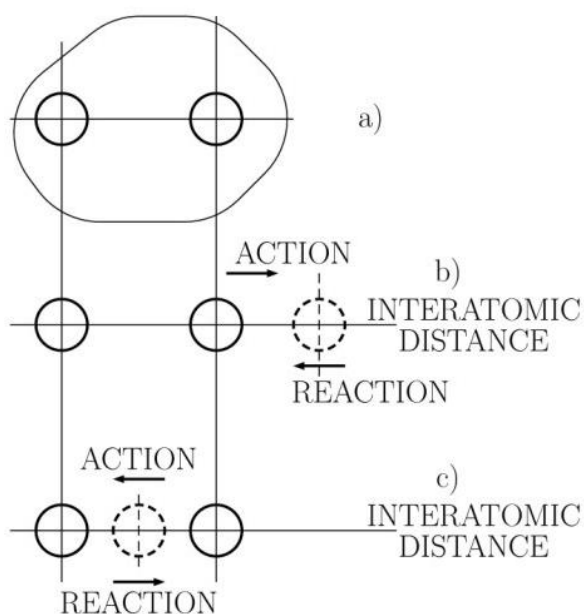
Bosh vektor va bosh momentlarning koordinata o'qlari bo'ylab tashkil etuvchilari 4.1– rasmda tasvirlangan. Ichki kuchlarning tashkil etuvchilarini brusning qolgan bo'lagiga qo'yilgan tashqi va ichki kuchlarning (barcha kuchlarning) muvozanat shartlarini ifodalovchi tenglamalardan aniqlanadi.

$$N = \sum_{i=1}^n (P_i)_x; Q_y = \sum_{i=1}^n (P_i)_y; Q_z = \sum_{i=1}^n (P_i)_z.$$
$$M_x = \sum_{i=1}^n \text{mom} (P_i)_x; M_y = \sum_{i=1}^n \text{mom} (P_i)_y; M_z = \sum_{i=1}^n \text{mom} (P_i)_z.$$

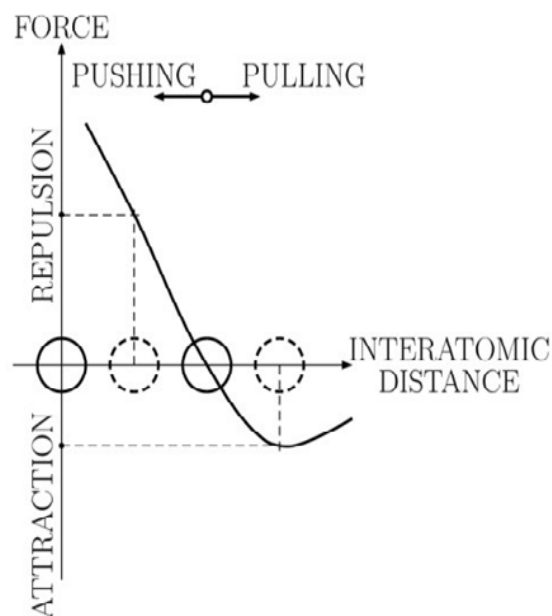


4.1-rasm

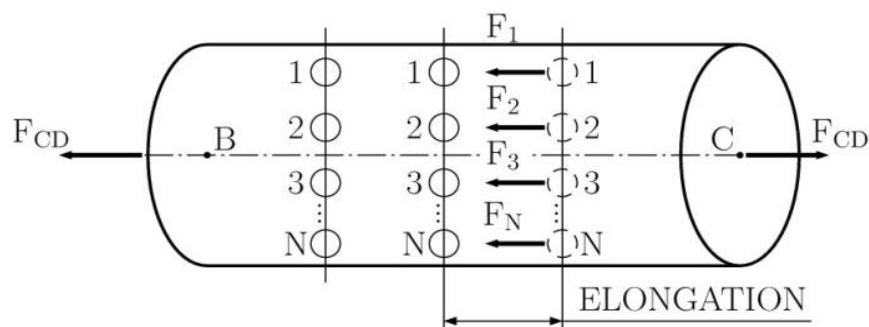
Sterjenning xavfsiz ishlashi uning materiali va shakliga bog‘liq. Shuning uchun materialda kuch qo‘yilgan holdagi jarayonni kuzatamiz.



4.2-rasm



4.3-rasm



4.4-rasm

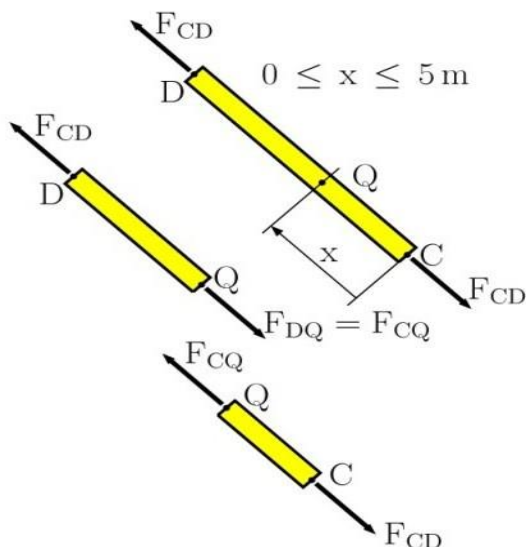
Sterjen materialining Kristall panjarasini ko‘rib chiqamiz. Kristall panjaradagi 2ta qo‘shni atomlarni kuzatib quyidagi xulosaga kelamiz: Atomlar muvozanat holatidadir (4.2,a- rasm). O‘ng tarafdagi atomga tashqi kuch ta’sir ettirish bilan muvozanat holatidan chiqaramiz (4.2,b-rasm). Nyutonning birinchi qonuniga ko‘ra reaktiv kuch atomni dastlabki muvozanat holatiga qaytarishga harakat qiladi. Kuch ta’sirida atom yangi muvozanat holatini oladi. Ta’sir va aks ta’sir muvozanatidir. Agar qo‘yilgan tashqi kuch olinsa atom o‘zining dastlabki holiga qaytadi (4.2,a-rasm). Agar o‘ng tomondagi atom chap tomonga yo‘nalgan kuch ta’sir etsa 4.2,s-rasmda ko‘rsatilgan holatni beradi. Bundan materiallar fizikasidan ma’lum diagrammani quramiz: ichki kuchning atomlararo masofadan bog‘liqligi 4.3.-rasm. Bu diagrammadan kuchning ixtiyoriy holatidagi kattalikni topamiz. Kuzatishlarni to‘liq CD sterjenga tadbiq qilamiz. Yaqqollik uchun sterjen ichidagi ikkita atomlar qavatini o‘rganamiz. 4.4-rasm. CD sterjen tashqi kuch ta’sir ettirilganligidan so‘ng sterjen uzayadi. Boshqaga aytganda, 2 qo‘shni atomlar orasidagi masofa o‘zgaradi. Nyutonning birinchi qonuniga ko‘ra atomlar orasida ichki kuchlar hosil bo‘ladi. Sterjen yangi muvozanat holatiga o‘tadi. Shunday qilib, quyidagini yoza olamiz.

$$\sum_{i=1}^N F_i = F_{CD} \text{ yoki ichki kuch} = \text{teng tashqi qo'yilgan kuch} \quad (4.2)$$

Keyingi vazifa ichki kuchlarni aniqlash. (4.2) quyidagi bilan almashtira olamiz.

Ichki kuchlarning teng ta’sir etuvchisi qo‘yilgan tashqi kuchga teng (4.5-rasm). Teng ta’sir etuvchi kuch kesish usuli bilan topilishi mumkin.

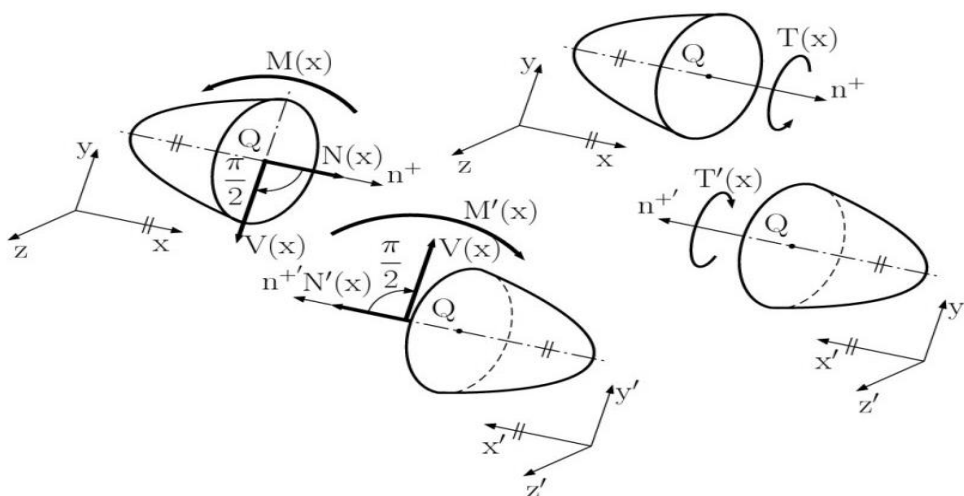
Ixtiyoriy Q nuqtaga kesim o'tkazib, sterjenini CQ va DQ qismlarga ajratamiz.



4.5-rasm

Yuqorida bayon qilingan kesish usuli barcha ichki kuchlarni aniqlashga imkon beradi. Tashqi kuchlar ta'sirida bo'lgan ixtiyoriy jismni ko'raylik. Ixtiyoriy

Q nuqtadan jismni ikki qismga ajratamiz. n^+ Kesimning normal yo'nalishi bo'ylab yo'nalgan kuch bo'ylama kuch $N(x)$ deyiladi. Ichki kuchlarning normalga perpendikulyar yo'nalishdagi tashkil etuvchisi ko'ndalang (kesuvchi) kuch $V(x)$, Z – o'qiga nisbatan olingan moment $M(x)$, eguvchi moment deyiladi (musbat yo'nalishi 4-bobda keltirilgan). Musbat yo'nalishi o'ng qo'l qoidasiga binoan aniqlangan. $T(x)$ moment burovchi moment deyiladi⁸. (4.6-rasm)



4.6-rasm

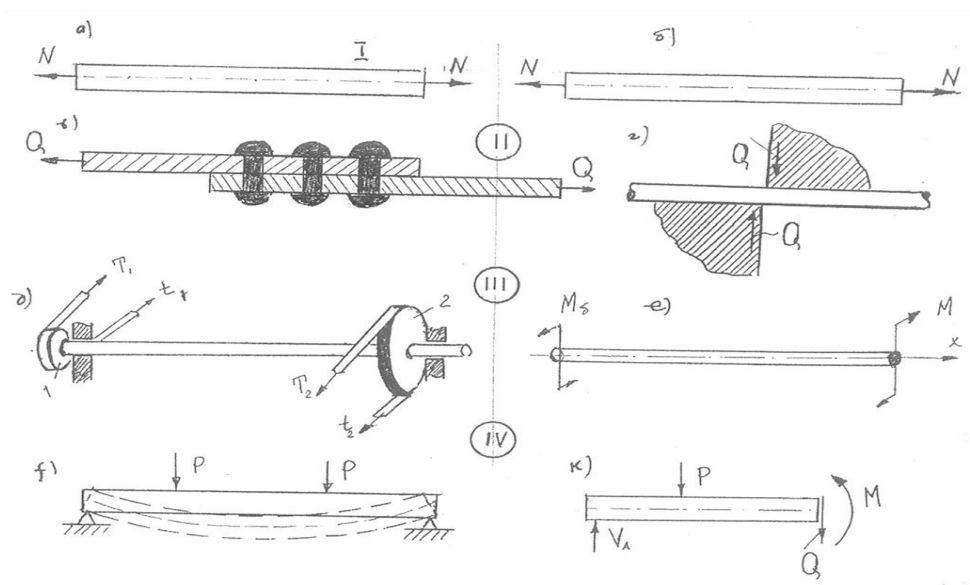
⁸ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2014. Pages 12-15

4.2 -§. Brus deformatsiyasining eng oddiy ko‘rinishlari.

Yuqorida brus kesimlarida umumiy holda ichki kuch teng ta’sir etuvchilari 6 ta tashkil etuvchilardan (N , Q_y , Q_z , M_x , M_y , M_z) iborat ekanligi ta’kidlab o‘tilgan (4.1-rasm). Ammo ko‘p hollarda amalda mazkur ichki kuchlardan brus kesimlarida faqat ayrimlari ko‘p uchraydi.

Agar brus faqat o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan ichki kuch « N » ta’sirida bo‘lsa, brus cho‘zilish va siqilish deformatsiyasiga ishlaydi. Ichki kuch “ N ” ni bo‘ylama kuch deb ataladi, brusni esa sterjen deb ataladi, agarda uning o‘lchamlari uncha katta bo‘lmasa (4.7-rasm)

Siqilishga ishlaydigan qurilish konstruksiyalarini ustun, kolonna deb ataladi. Brus kesimidagi ichki kuchlardan Q_y , $Q_z \neq 0$, bo‘lib qolganlari nolga teng bo‘lsa brusda siljish, kesilish deformatsiyasi sodir bo‘ladi (4.2-rasm).



4.7-rasm

Bu ko‘rinishdagi deformatsiyalar asosan mashina, inshoot elementlarining birikmalari: boltli, parchin mix, elektr gaz payvand birikmalarida, metallarni kesish jihozlarida va h.k. sodir bo‘ladi.

Agar brus kesimidagi ichki kuchlardan $M_x \neq 0$, qolganlari nolga teng bo‘lsa brusda buralish deformatsiyasi sodir bo‘ladi.

Buralishga ishlaydigan mashina qismlarini val deb ataladi. Brusni kesimidagi ichki kuchni ($M_x = M_b$) burovchi moment deb ataladi (4.7 d, ye-rasm).

Brusga uning o'qiga tik bo'lgan tashqi kuchlar ta'sir etish natijasida brus kesimlarida M - eguvchi moment, Q - ko'ndalang kuch ko'rinishidagi ichki kuchlar hosil bo'ladi. Brusning o'qi to'g'ri chiziqli shakldan egri chiziqli shaklga o'tadi. Bu ko'rinishdagi deformatsiyani egilish deb ataladi. Egilishga ishlaydigan bruslarni balka deb ataladi (4.7 f, k-rasm).

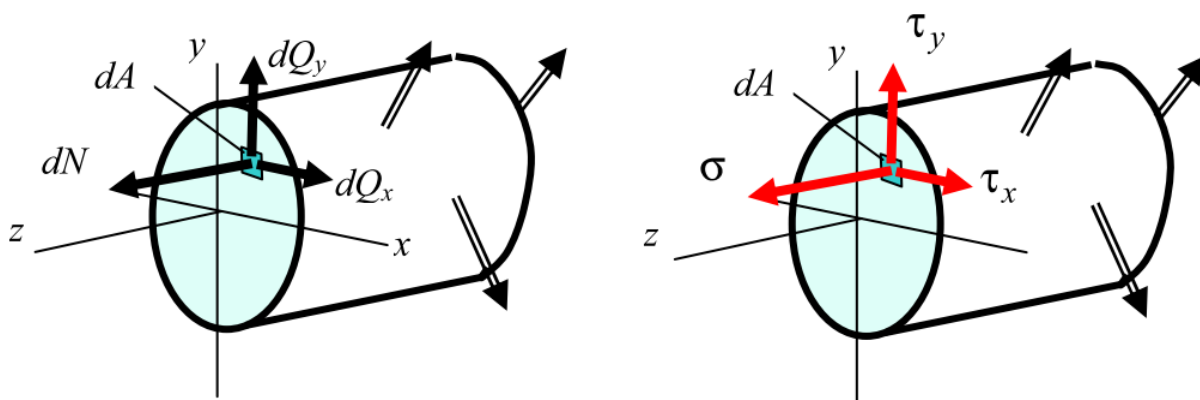
Brus kesimlarida bir vaqtning o'zida bir necha turdagi ichki kuchlarning birgalikda ta'siri brusda deformatsiyaning murakkab turlarini hosil bo'lishiga olib keladi.

4.3-§. Kuchlanishlar to'g'risida tushuncha

Yuqorida aniqlangan ichki kuchlar brus kesim yuzasi bo'ylab tarqalgan haqiqiy ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchilari edi. Ular ichki kuchlarning brus uzunligi davomida tarqalishi qonuniyatini aniqlash imkoniyatini beradi. Jismning mustahkamligi, tashqi kuchlarga qarshilik ko'rsatish qobiliyati esa jismning nuqtasida hosil bo'layotgan zo'riqish, ya'ni haqiqiy ichki kuchlarga bog'liq bo'ladi.

Tashqi kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lgan jismning ichki nuqtalarida hosil bo'ladigan zo'riqishlarni aniqlash uchun yana qirqish usulidan foydalanamiz (4.8-rasm).

Qirqim o'tkazilgandan so'ng jismning o'ng tomonini (V) tashlab yuboramiz va uning (A) ga ta'sirini kesim nuqtalariga qo'yilgan ichki zo'riqish kuchlari (p) bilan almashtiramiz.



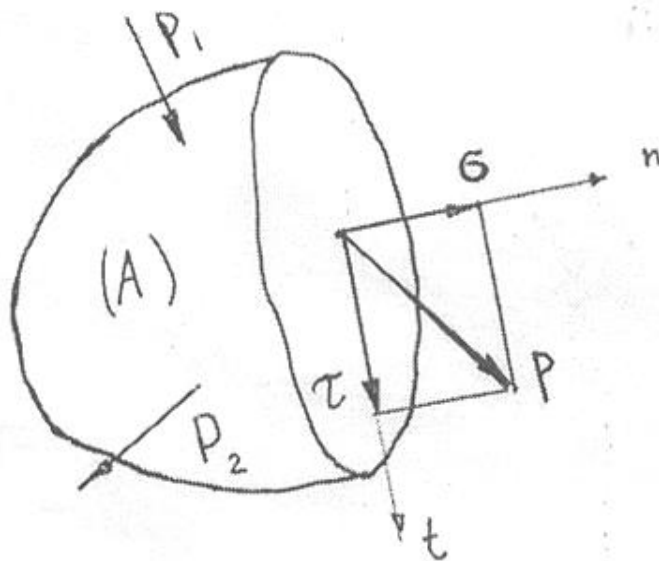
4.8-rasm

Kesimdan ajratib olingan elementlar yuzasi ΔA ga to'g'ri kelgan ichki kuchni ΔP , uning kesim normali " n ", va kesim tekisligining urinmasi " τ " bo'yicha tashkil etuvchilarni mos ravishda $y\Delta N$ va ΔT bilan belgilaymiz.

Jismning bir birlik yuzasiga to'g'ri kelgan to'liq normal va urinma ichki kuchlarining o'rtacha qiymatlari deb,

$$\tau_x = \frac{dQ_x}{dA}, \tau_y = \frac{dQ_y}{dA}; \quad \frac{\Delta P}{\Delta A} = p_y; \frac{\Delta N}{\Delta A} = \sigma_y; \frac{\Delta T}{\Delta A} = \tau_y \text{ nisbatlariga aytiladi.}$$

$\rho = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta A}; \sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A}; \tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta T}{\Delta A}$ limitlarning qiymatlarini mos ravishda jismning nuqtasidagi to'liq, normal va urunma kuchlanishlar deb ataladi.



4.9-rasm

Mazkur kuchlanishlar orasida $\rho = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$ bog'lanish mavjudligi 4.9-rasmdan ko'rinib turibdi. Kuchlanishlarni jism nuqtalaridagi ichki kuchlarning intensivligi deb ham atash mumkin. Kuchlanishlarning o'lchov birliklari—kuch taqsim yuza, ya'ni $\frac{H}{M^2}, \frac{\kappa H}{M^2}, \Pi a$ dan iborat.

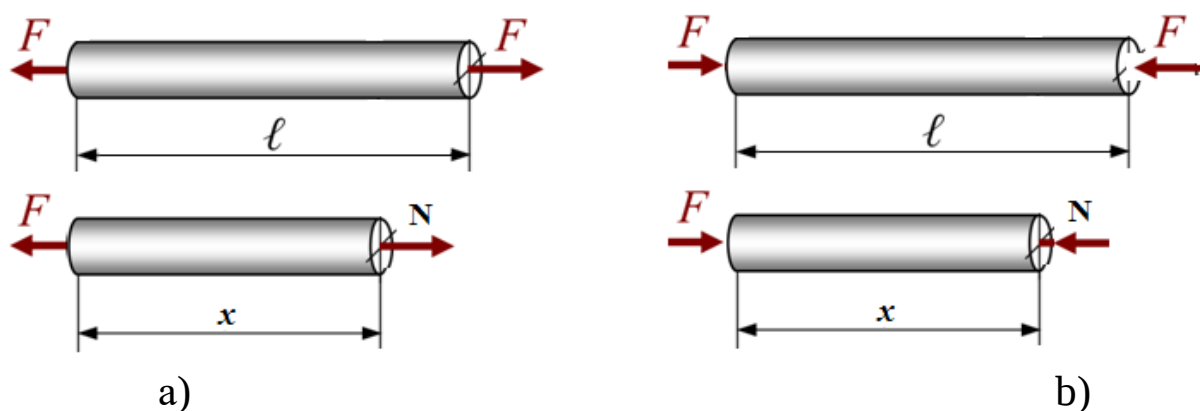
Nazorat uchun savollar

- 1) Ichki kuchlar deb nimaga aytiladi?
- 2) Ichki kuchlar tashkil eltuvchilari umumiy holda nechtdan iborat?
- 3) Qanday holda brus faqat burilishga, yoki cho'zilishga ishlaydi?
- 4) Jism kesimidagi, nuqtadagi kuchlanish deb nimaga aytiladi?

V bob. CHO‘ZILISH YOKI SIQILISHDA KUCHLANISH VA DEFORMATSIYA

5.1 §. Bruslarning ko‘ndalang kesimlarida hosil bo‘ladigan ichki kuchlarni aniqlash

Cho‘zilgan va siqilgan bruslarning ko‘ndalang kesimlarida faqat bo‘ylama zo‘riqish kuchlari N hosil bo‘ladi, ularni kesish usuli asosida aniqlanadi (1-ma’ruza) (5.1-rasm). Cho‘zilish deformatsiyasida bo‘ylama kuch kesimdan tashqariga, siqilishda esa kesimga qarab yo‘naladi (5.1 a,b-rasm).



5.1-rasm

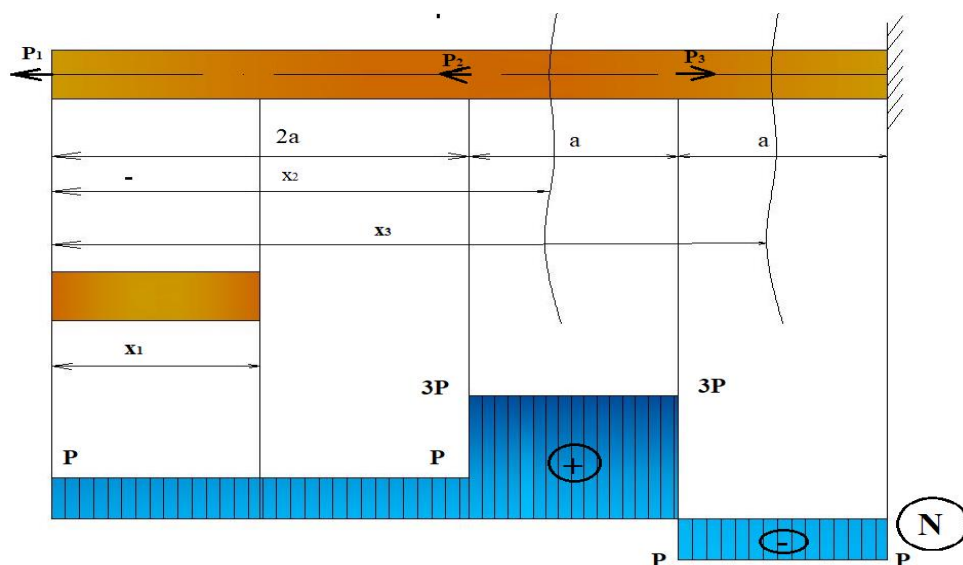
Siquvchi zo‘riqishlarni manfiy, cho‘zuvchi zo‘riqishlarni musbat deb qabul qilinadi. Brusning ixtiyoriy ko‘ndalang kesimidagi bo‘ylama kuch N brusning qoldirilgan qismiga ta’sir qilayotgan barcha tashqi kuchlarning brus o‘qiga bo‘lgan proyeksiyalarining algebraik yig‘indisiga teng. Agarda brusning ko‘ndalang kesimlaridagi bo‘ylama kuchlar kesimning holatiga bog‘liq holda o‘zgarib borsa, bu o‘zgarishni aks ettiruvchi grafikni bo‘ylama kuchlar epyurasi deb ataladi.

1-masala. P_1 , P_2 va P_3 to‘plangan kuchlar ta’siridagi (5.2-rasm) sterjenda eng katta bo‘ylama kuch hosil bo‘ladigan kesim aniqlansin. $P_1=P$; $P_2=2P$; $P_3=4P$.

Kesish usulini rasmda belgilangan I, II, va III kesimlar orqali amalga oshiramiz.

I-kesim; $0 \leq x_1 < 2a$ $N=P_1=P$ II-kesim; $2a < x_2 < 3a$ $N_2=P_1+P_2=3P$

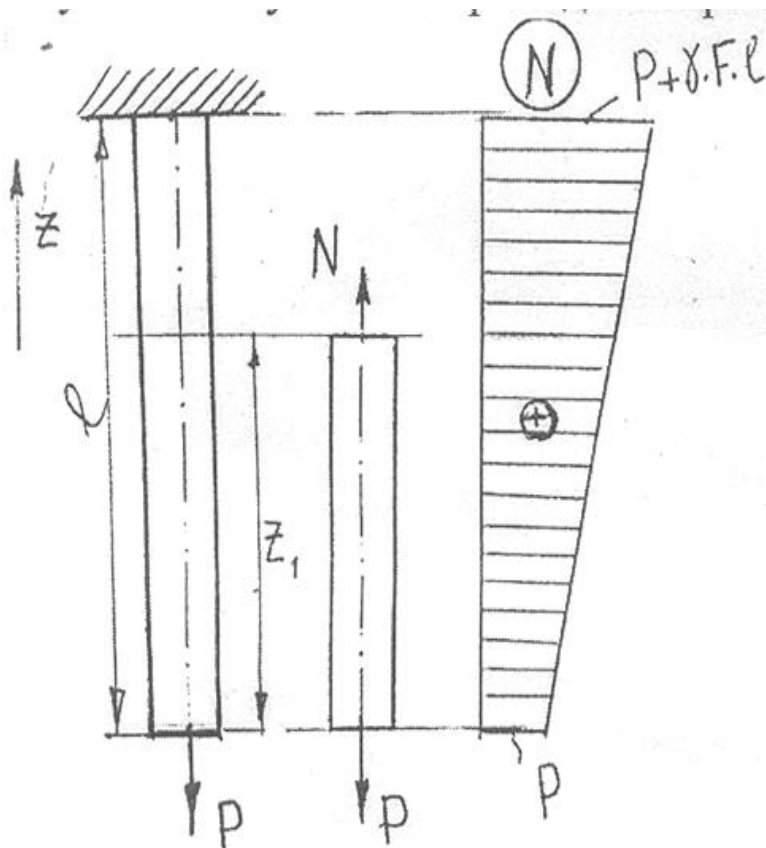
III-kesim; $3a < x_3 < 4a$ $N_3=P_1+P_2-P_3=-P$ $N_{\max}=3P$ Sterjenning II (o‘rta) kesimida bo‘ylama kuch eng katta qiymatini qabul qiladi.



5.2-rasm

2-Masala Sterjenga hususiy og'irlik kuchi (materialning zichligi γ) va to'plangan kuch P ta'sir etadi. Sterjen kesim yuzasi F ga teng (5.3-rasm). Bo'ylama kuch N aniqlansin.

Qirqish (kesish) usulini qo'llaymiz.



$$\sum z = N - P - \gamma \cdot Fz_1 = 0$$

$$0 \leq z_1 \leq l$$

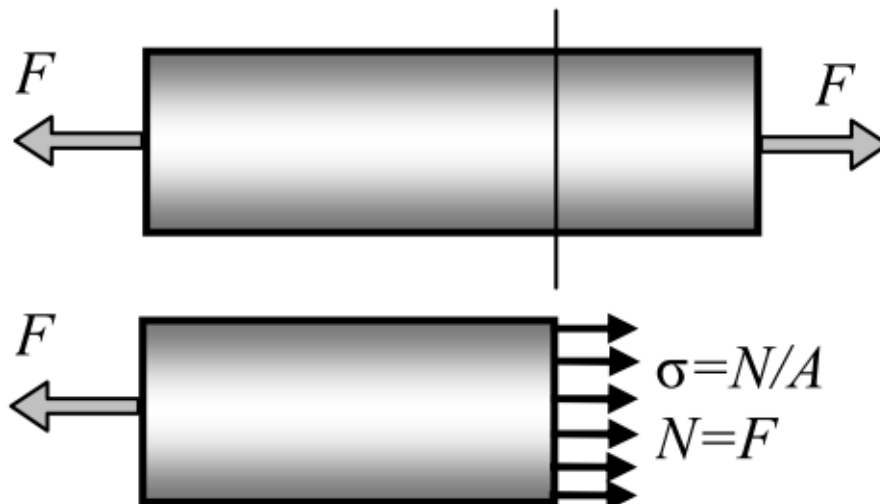
$$N_{\max} = N_{z=1} = F + \gamma F l$$

Sterjenning tayanch kesimida eng katta bo'ylama kuch hosil bo'ladi.

5.3-rasm

5.2-§. Brus ko‘ndalang kesimidagi kuchlanishlar

Cho‘zilish (siqilish) ga ishlaydigan elementlarni mustahkamlikka hisoblash masalalari kuchlanishlar orqali amalga oshiriladi.



5.4-rasm

Brus ko‘ndalang kesimida hosil bo‘ladigan kuchlanishlar ko‘ndalang kesimga tik yo‘nalgan bo‘lib, ularni normal kuchlanishlar deb ataladi va “ σ ” bilan belgilanadi (5.4-rasm). Normal kuchlanishlarni sterjenning muvozanat shartidan aniqlaymiz.

$$\sum X = -N + \int_{(F)} \sigma \cdot dF = 0 \quad (5.1)$$

bu yerda F ko‘ndalang kesim yuzasi. Normal kuchlanishlar tajribaviy natijalarga asosan sterjen ko‘ndalang kesimning barcha nuqtalarida o‘zgarmas qiymatiga ega, ya’ni $\sigma = \text{const}$.

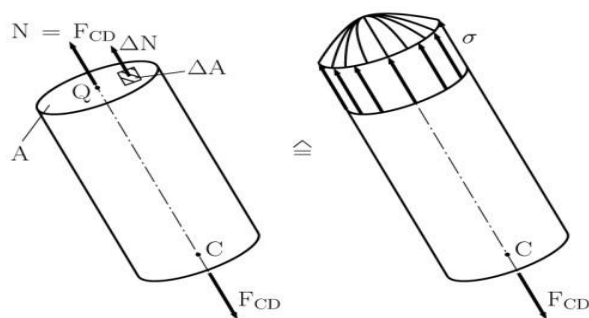
U holda (1) tenglamadan

$$-N + \sigma \cdot F = 0, \quad \text{va} \quad \sigma = \frac{N}{F}$$

(5.2)

Sterjen kesimidagi normal kuchlanish mazkur kesimdagi bo‘ylama kuch qiymatini ko‘ndalang kesim yuzasiga (F) bo‘lgan nisbatiga teng. Normal kuchlanishning ishorasi “ N ” ishorasi bilan bir xil bo‘ladi.

Kesish usulidan foydalanib, kesim yuzasiga ta’sir qiluvchi ichki kuchlarni teng ta’sir etuvchisi aniqlanadi. O‘rtacha kuchlanish elementlar yuzaga Δa ta’sir qiluvchi elementar kuchlar ΔN ning shu yuzaga nisbati orqali aniqlanadi $\Delta N / \Delta A$. Bu munosabat ichki kuchlarning birlilik yuzadagi qiymatini belgilaydi. U holda ichki kuchlarning biror nuqta atrofidagi intensivligi quyidagicha ifodalanadi.



5.5-rasm

$$\text{ИНТЕНСИВЛИК} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A} = \frac{dN}{dA} \quad (5.4)$$

Sterjenning qo'yilgan tashqi kuch ta'sirida mustahkamligini saqlay olish yoki saqlay olmaslik xususiyati ichki kuchlarning qo'yilishiga bog'liq. Bu kuchlar miqdori qo'yilgan tashqi kuchga, sterjenning ko'ndalang kesimiga va materialning xususiyatlariga bog'liq. 5.5-rasm

Birlik yuzadagi ichki kuchlar yoki ko'ndalang kesim yuzasidagi ichki kuchlarning intensivligi kuchlanish deyiladi. Kuchlanish grekcha xarf σ (sigma) bilan belgilanadi. Kuchlanishning o'lchov birligi sifatida Paskal va N/m² qabul qilingan. U holda (5.5.) tenglama quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A} = \frac{dN}{dA} \quad (5.5)$$

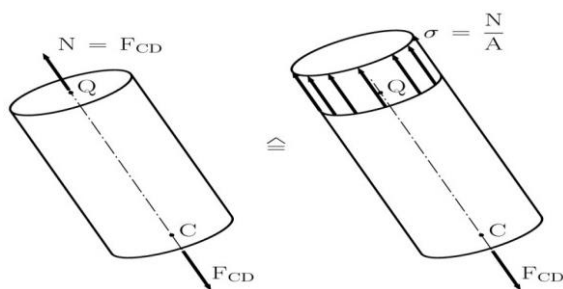
Musbat ishora konstruksiya elementning cho'zilishni, manfiy ifora – siqilishini bildiradi.

(5.5) tenglamani quyidagicha yozish mumkin.

$$N = \int \sigma dA \quad (5.6)$$

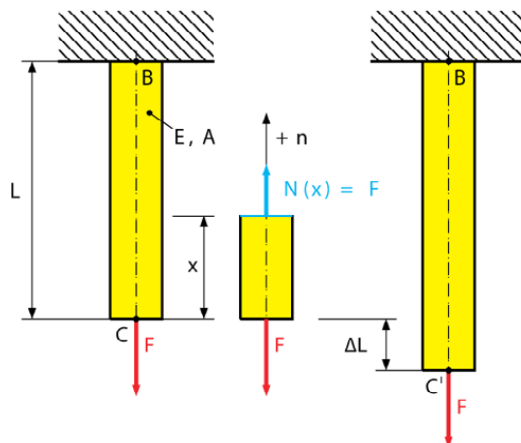
Sen-Venan prinsipiga ko'ra, kuch qo'yilgan nuqtadan yetarlicha uzoq masofalarda kuchlanishlarning ko'ndalang kesim yuzasida bir tekis taqsimlanishi hisobga olinsa u holda

$$N = \sigma \int dA = \sigma A \quad \text{yoki} \quad \sigma = \frac{N}{A} \quad (5.7.)$$

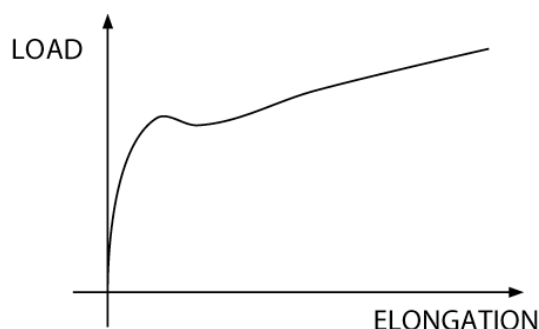


5.10-rasm

Grafik ko‘rinish 5.10-rasmda ko‘rsatilgan. Agar konstruksiya o‘qiga perpendikulyar tekislikdagi ichki kuchlarning N yo‘nalish o‘q bilan mos tushsa, bu hol bo‘ylama yuklanish deyiladi. Ichki kuch N yo‘nalishi kuchlanish σ yo‘nalishini belgilaydi. U holda kuchlanish σ normal kuchlanish deyiladi. (5.7.) formula bo‘ylama yuklanishda normal kuchlanishni aniqlaydi



5.11-rasm

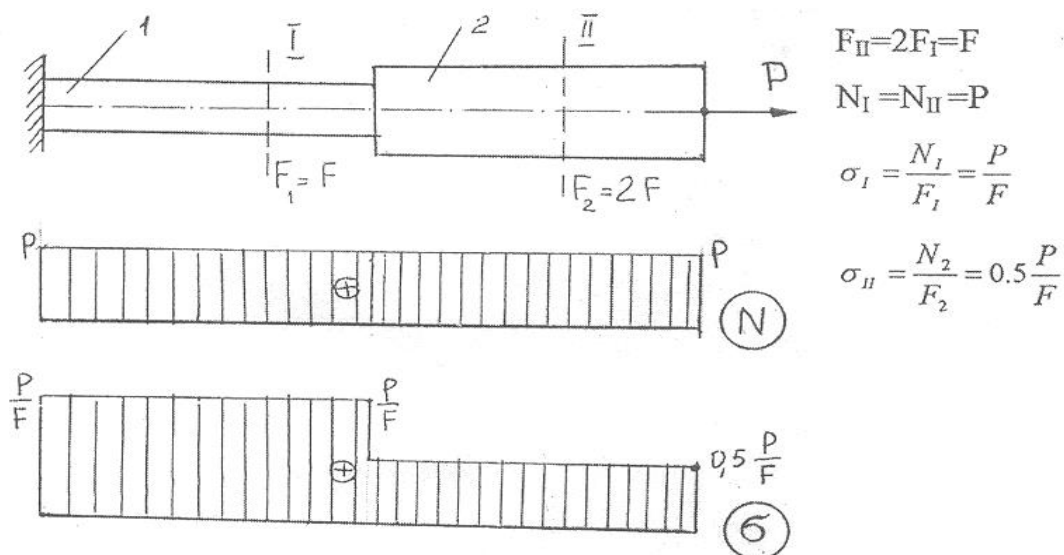


5.12-rasm

Yuklanishga uzunligi L va ko‘ndalang kesim yuzasi o‘zgarmas bo‘lgan sterjen qo‘zg‘almas V nuqtada mahkamlangan (5.11-rasm). Agar sterjenga F kuch ta‘sir ettirilsa, u ma‘lum chegarasiga uzayadi, har ikkala holda uzunlik va kuch miqdorini o‘lchash mumkin. Shundan foydalanib, uzayish va kuch orasidagi bog‘liqlik grafigini chizish mumkin (5.12-rasm)⁹.

3-masala. Sterjen kesimlaridagi kuchlanishlar aniqlansin (5.13-rasm).

⁹ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 16-18, 32-33.

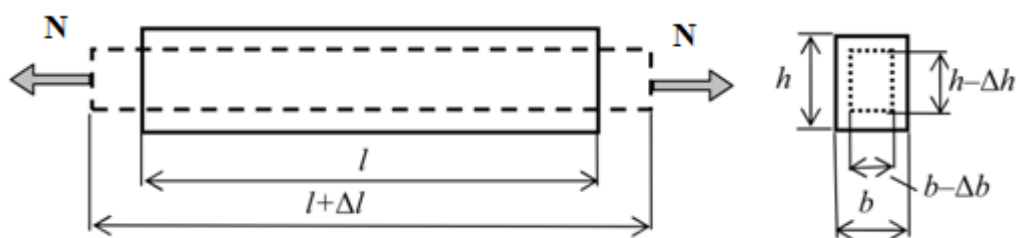


5.13-rasm

Agarda sterjen kesimlaridagi bo'ylama kuch N , yoki sterjenning ko'ndalang kesimi F o'zgaruvchan bo'lsa, bu hol kuchlanishlar qiymatiga ta'sir etadi.

5.13-rasmda normal kuchlanishlar epyurasi tasvirlangan. Sterjen uzunligi davomida N -o'zgarmas, ammo sterjen II kesimining ko'ndalang kesim yuzasi I kesimidagiga nisbatan 2marta katta. Shuning uchun kesimda normal kuchlanish 2 marta kichik.

5.3-§. Cho'zilish (siqilish) da brusning deformatsiyasi va ko'chishlari



5.14 –rasm

Cho'zuvchi bo'ylama kuch N tasirida kuch qo'yilmasdan avval uzunligi l bo'lgan sterjen uzayadi va l_1 ga teng bo'ladi, ko'ndalang kesimning tomoni esa " a " dan " a_1 " ga qadar qisqaradi.

$l - l_1 = \Delta l$ miqdorini sterjenning haqiqiy uzayishi;

$\frac{\Delta l}{l} = \varepsilon$ nisbatni esa sterjenning nisbiy uzayishi deb ataladi.

Umumiy holda (siqilish deformatsiyani ham e'tiborga olinsa) bu miqdorlarni sterjenning haqiqiy va nisbiy deformatsiyalari deb ataladi.

Tajribalar asosida sterjenga qo'yilgan kuchning ma'lum qiymatiga qadar sterjen kesimidagi normal kuchlanish bilan sterjenning nisbiy deformatsiyasi o'rtasida qo'yidagi

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \quad (5.8)$$

to'g'ri proporsional bog'lanish mavjudligi tasdiqlangan. (Robert Guk XVII asr). Bu munosabatni (5.8) cho'zilish (siqilish) deformatsiyasida Guk qonuni deb ataladi va quyidagicha ta'riflanadi:

Sterjen kesimidagi normal kuchlanish sterjenning nisbiy deformatsiyasiga to'g'ri proporsionaldir. Bu yerda E – materialning elastiklik koeffitsiyenti deb ataladi, ba'zan materialning Yung moduli deb ham yuritiladi. Elastiklik modul E har bir material uchun fizik doymiyysi bo'lib, u materialning cho'zilish (siqilish) deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatish xususiyatini, ya'ni bikrligini ifodalaydi. Qo'yida ba'zi materiallar uchun elastiklik modulining qiymatlari keltirilgan (ular tajriba asosida aniqlanadi).

Material	Ye (mPa)
Po'lat	$(1,95-2.1) \cdot 10^5$
Cho'yan	$(0,95-5.55) \cdot 10^5$
Mis	$(0,9-5.1) \cdot 10^5$
Aluminiy	$0,7 \cdot 10^5$
Yog'och (o'rtacha)	$(0,1-0.12) \cdot 10^5$

Guk qonuni formulasi (5.8) dan foydalanib sterjenning haqiqiy deformatsiyasini aniqlash formulasini hosil qilamiz.

(5.8) munosabatga (5.7) hamda nisbiy deformatsiya $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ ifodalarni olib kelib qo'yamiz

$$\frac{N}{F} = E \frac{\Delta l}{l};$$

Bundan

$$\Delta l = \frac{Nl}{EF} \quad (5.9)$$

Nazorat uchun savollari

- 1) *Bo 'ylama kuch deb nimaga aytiladi?*
- 2) *Bo 'ylama kuch epyuralari nimani ifodalaydi?*
- 3) *Sterjenning bikrligi deb nimaga aytiladi?*
- 4) *Sterjen kesimidagi kuchlanishlar qanday aniqlanadi?*
- 5) *Cho 'zilish (siqilishda) xavfli kesim deb nimaga aytiladi?*

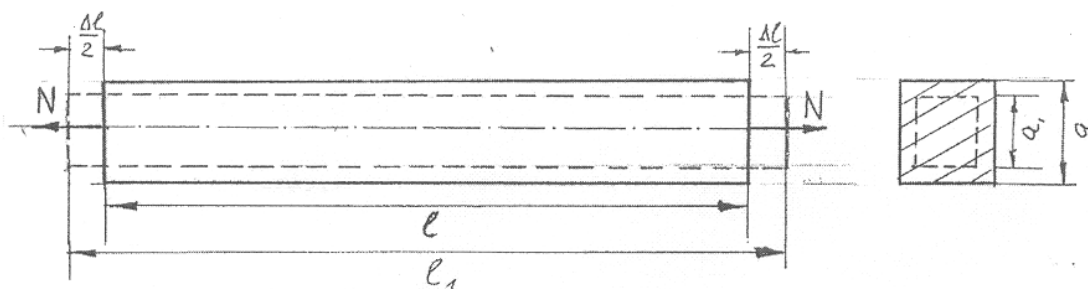
VI bob. KO'NDALANG DEFORMATIYA

6.1-§. Sterjen ko'ndalang kesimining ko'ndalang deformatsiyasi.

Puasson koeffitsienti

Nisbiy ko'ndalang deformatsiya ε' va nisbiy bo'ylama deformatsiya ε orasidagi bog'lanishni fransuz olimi Puasson (1781-1840) birinchi bo'lib o'rnatgan.

Sterjenning uzayishida ko'ndalang kesim ingichkalanadi (torayadi) (6.1-rasm).

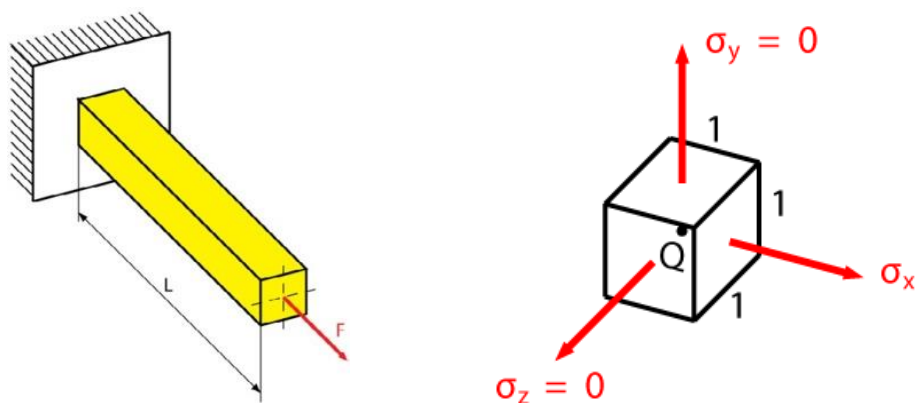


6.1-rasm

Ko'ndalang kesim tomonning nisbiy qisqarishi $\varepsilon_K = \frac{a_1 - a}{a}$ ko'ndalang nisbiy deformatsiya deb ataladi. Tajribalar asosida aniq bir material uchun ko'ndalang nisbiy deformatsiyani bo'ylama nisbiy deformatsiyaga bo'lgan nisbati doimiy miqdorga teng ekanligi isbot etilgan.

Absolyut qiymat bo'yicha olingan bu $\nu = \left| \frac{\varepsilon_K}{\varepsilon_E} \right|$ nisbatni materialning

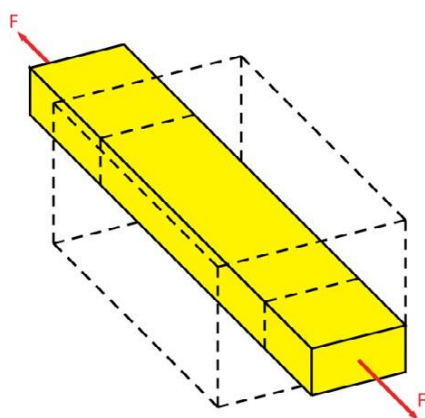
Puasson koeffitsiyenti deb ataladi. Puasson koeffitsiyenti ν materialning mexanik xarakteristikasi bo'lib, u materialning ko'ndalang deformatsiyalanish hususiyatini belgilaydi. Turli materiallar uchun Puasson koeffitsiyentining qiymatlari $0 \div 0,5$ oraliqda yotadi. Ko'pgina metallar va metall qotishmalar uchun ν ning qiymati $0,23 - 0,35$ oraliqda yotadi. Shu sababdan masalalar yechayotganda metall uchun Puasson koeffitsiyenti qiymatini taxminan $0,3$ deb qabul qilish mumkin.



6.2-rasm

4.2 va 4.3 boblarda ko‘rib o‘tilgandek, normal kuchlanish va deformatsiyalar qo‘yilgan yukka bog‘liq. Bir jinsli va izotrop materialdan qilingan sterjen bo‘ylama o‘qi yo‘nalishida F kuch bilan yuklangan bo‘lsin (6.2-rasm), ya’ni $\sigma_x = \frac{N(x)}{A}$ va Guk qonunini qo‘llab quyidagiga ega bo‘lamiz:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} = \frac{F}{EA} \quad (6.1)$$



6.3-rasm

Ixtiyoriy Q nuqta atrofida hosil qilingan birlik kubning qirralarida perpendikulyar yo‘nalishda kuchlanish hosil bo‘lmaydi $\sigma_y = \sigma_z = 0$. Bundan shu yo‘nalishlarda deformatsiyalar ham 0 ga teng degan xulosa chiqarish mumkin. Lekin texnik materiallardan ma’lumki, kuch qo‘yilgan yo‘nalishda uzayish unga ko‘ndalang yo‘nalishlarda torayish bilan sodir bo‘lishi ma’lum. Brus materialini bir jinsli va izotrop deb qarasak, (ya’ni mexanik xususiyatlar yo‘nalishga bog‘liq emas) $\varepsilon = \varepsilon_y = \varepsilon_z = 0$ deyish mumkin. Bu deformatsiya ko‘ndalang deformatsiya deyiladi. Bundan har bir material uchun

muhim bo‘lgan kattalik fransuz olimi Dennis Simeon Puasson (1781 - 1840) nomi bilan yuritiladigan o‘zgarmasni aniqlaymiz:

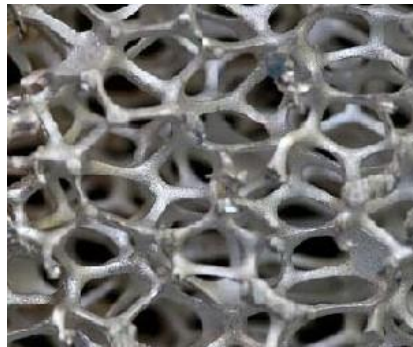
$$\nu = - \frac{\text{lateral strain}}{\text{axial strain}} \quad (6.2)$$

$$\nu = - \frac{\varepsilon_y}{\varepsilon_x} = - \frac{\varepsilon_z}{\varepsilon_x} \quad (6.3)$$

Ko‘ndalang yo‘nalishda siqilish shu yo‘nalishda o‘lchamlarni kichrayishi, kuchlanishni manfiy qiymatga, Puasson koeffitsiyentini musbat qiymatga ega bo‘lishiga ahamiyat bering. Oddiy konstruksion materiallar uchun (po‘lat, latun, alyuminiy va x.k.). Puasson koeffitsiyenti 0,2÷0,3 oralig‘ida o‘zgaradi.

Yuqoridagilarni va Guk qonunini hisobga olib, quyidagi formulaga ega bo‘lamiz:

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} = \frac{F}{EA} \quad \text{Ba} \quad \varepsilon_y = \varepsilon_z = \frac{\nu \sigma_x}{E} = - \frac{\nu F}{EA} \quad (6.4)$$



6.4-rasm

Shunday materiallar mavjudki, ular manfiy Puasson koeffitsiyentga ega. Bu materiallar katakchali materiallardir (penoplast, sotoplastlar). Bunday materiallar strukturasi 6.4-rasmda ko‘rsatilgan¹⁰.

Agarda sterjen uzunligi bo‘yicha N yoki ko‘ndalang kesim F o‘zgaruvchan bo‘lsa, sterjen o‘qidagi ko‘chishlarni aniqlashda

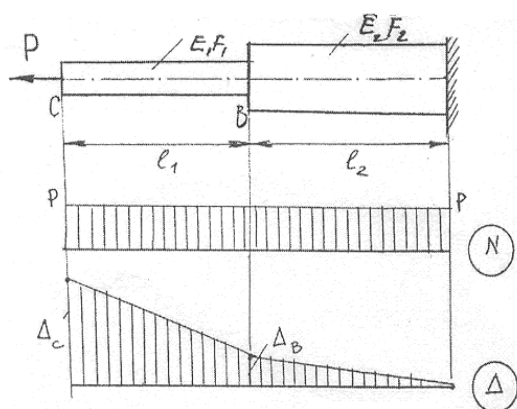
$$\Delta L = \sum_{i=1}^k \int_{(i_1)} \frac{N dz}{EF} \dots\dots\dots (6.5)$$

formuladan foydalaniladi. Bu yerda sterjen k oraliqlarining soni, ℓ_i – uzunligi. N, F oraliq davomida o‘zgarmas bo‘lsa (6.5) qo‘yidagi ko‘rinishni qabul qiladi:

¹⁰ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 38-40

$$\Delta L = \sum_{i=1}^k \frac{N_i \cdot l_i}{E \cdot F_i} \quad (6.6)$$

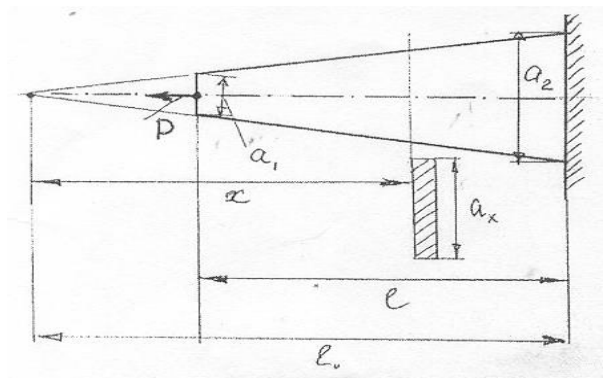
6.1. Masala Sterjen kesimlaridagi ko'chishlar aniqlansin (6.5-rasm).



6.5-rasm

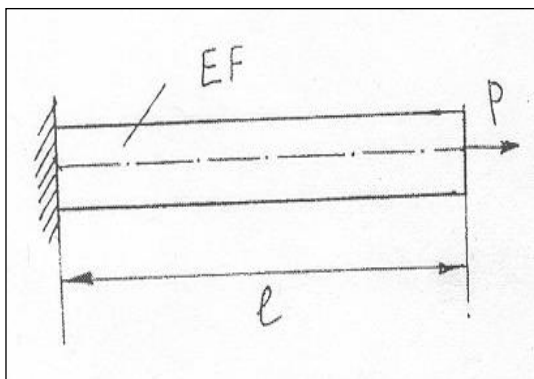
$$\begin{aligned} E_1 F_1 &= EF, \quad E_2 F_2 = 2EF \\ L_1 &= L_2 = l \\ \Delta l &= \frac{Pl_1}{E_1 F_1} + \frac{Pl_2}{E_2 F_2} = \frac{Pl}{EF} \left(1 + \frac{1}{2}\right) \\ &= \frac{3Pl}{2EF} \\ \Delta_a &= \frac{3Pl}{2TF} \\ \Delta_b &= \frac{Pl_2}{E_2 F_2} = \frac{Pl}{2EF} \end{aligned}$$

6.2. Masala Bu masalada (6.6-rasm) ko'ndalang kesim o'zgaruvchan $F(x) = a_x \delta = \frac{a_2}{l_0} x \delta$ (δ -qalinligi) (6.1) dan foydalanamiz.



6.6-rasm

$$\Delta l = \int_1 \frac{N dx}{EF(x)} = \int_1 \frac{P dx}{EF(x)} = \int_{l_0-1}^{l_0} \frac{Fl_0}{\delta a_2 E} \frac{dx}{x} = \frac{F_0 l_0}{\delta a_2 E} \ln x \Big|_1^{l_0}$$



6.7-rasm

Ba'zi konstruksiyalarga tashqi kuchlar bilan bir qatorda harorat ham ta'sir etishi mumkin (6.7-rasm). Superpozitsiya prinsipiga asosan P kuch, hamda t^0_c harorat ta'siridagi sterjenning haqiqiy uzayishi

$$\Delta l = \frac{Fl}{EF} + \alpha l t^0 \dots\dots\dots (6.2)$$

formula bo'yicha aniqlanadi.

Bu yerda α - materialning chiziqli kengayish koeffitsiyenti.

6.2-§. Cho'zilish yoki siqilishda potensial energiya

Elastik jismga yuk qo'yilganda shu jismga ta'sir etuvchi kuch jismni qo'zg'atishda ish bajaradi. Agar jismning deformatsiyasi mutlaqo elastik bo'lsa, kuch ta'siri olganda, jismning o'lchamlari va shakli avvalgi holatiga batamom qaytadi; uning deformatsiyasi uchun sarf bo'lgan ish mexanik energiya sifatida jismni avvalgi holatiga qaytarish uchun sarflanadi. Binobarin, deformatsiyalanuvchi elastik jism energiya manbai bo'lgan akkumulyatorga aylandi; bu energiya deformatsiyaning potensial energiyasi deyiladi.

Elastik jismga qo'yilgan kuch bajargan ishning bir qismi jism zarralariga tezlik bersa, ya'ni kinetik energiya (T) ga aylansa, qolgan qismi jismda deformatsiyaning potensial energiyasi sifatida to'planadi. Energiyaning saqlash qonuni quyidagicha yoziladi $A=T+U$.

Jismga qo'yilgan kuch statik ravishda ta'sir etsa, jism zarralarining tezligi taxminan nolga teng deb olish mumkin, demak, $T=0$ bo'ladi, bunda formulani quyidagicha yozish mumkin: $A=U$.

Shunday qilib deformatsiyaning potensial energiyasi miqdor jihatidan tashqi kuchlarning bajargan ishiga teng.

Kelgusida ba'zi masalalarni yechishda solishtirma potensial energiya formulasidan foydalanish qulaylik tug'diradi. Sterjenning hajm birligiga to'g'ri kelgan potensial energiya solishtirma potensial energiya deb ataladi va a harfi bilan belgilanadi.

Potensial energiya uchun chiqarilgan yuqoridagi formulani sterjen hajmi V ga bo'lib, solishtirma potensial energiya formulasini chiqaramiz:

$$\alpha = \frac{U}{V} = \frac{\sigma^2}{2E}$$

yoki uni kuchlanish va deformatsiya orqali ifodalasak, quyidagi formula hosil bo'ladi:

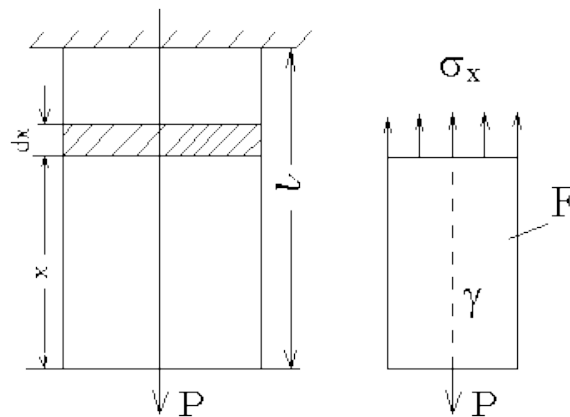
$$\alpha = \frac{\sigma \varepsilon}{2}$$

Agar sterjen pog'onali bo'lsa potensial energiyani formulasi bunday yoziladi:

$$U = \sum_{ix=1}^n \frac{N^2 \cdot L}{2EF}$$

Deformatsiyaning potensial energiyasi kuchning yoki deformatsiyaning kvadratik funksiyasi bo'lganligidan, u hamma vaqt musbat miqdordir.

Juda uzun sterjenlar (tros, zanjir va boshqalar) yoki vazmin bruslar (qalin devor, ko'prik tayanchning ustunlari va boshqalar) ning o'z og'irligini hisobga olmay bo'lmaydi. Bir uchi bilan mahkamlangan uzun sterjenga cho'zuvchi R kuch qo'yilgan bo'lsin (6.8-rasm). Brusning erkin uchidan x masofada turgan kesimida hosil bo'luvchi normal σ_x kuchlanishni aniqlash uchun uni x masofada kesib, pastki qismining muvozanatini tekshiramiz:



6.8-rasm

$$\sum x = \sigma_x F - P - \gamma \cdot F \cdot x = 0 ;$$

bundan

$$\sigma_x = \frac{p + \gamma F x}{F}$$

bo'ladi. Agar $x=0$ bo'lsa, $\sigma_x = \frac{p}{F}$ bo'ladi, ya'ni brusning og'irligini hisobga olmaganidagi kuchlanish formulasi chiqadi. Sterjenning mahkamlangan kesimi eng xavfli kesim bo'lib, undagi normal kuchlanishni topish uchun yuqorida chiqarilgan formuladagi x ning o'rniga l ni qo'yamiz, bu kuchlanish maksimal kuchlanish bo'ladi. Agar $R=0$ bo'lsa sterjenning

uchidan x masofada turuvchi kesimning o'z og'irligidan hosil bo'ladigan kuchlanish quyidagi formuladan topiladi.

$$\sigma_x = \frac{Q}{F} = \frac{\gamma F \chi}{F} = \gamma \cdot \chi.$$

Bu formuladan ko'rinadiki, o'zgarmas kesimli sterjenning kuchlanishi kesim yuziga bog'liq emas ekan.

Nazorat savollari

- 1) *Puasson koeffitsienti nimani ifodalaydi?*
- 2) *Deformatsiyaning potensial energiyasi nima?*
- 3) *Pog'onali bruslarda deformatsiyaning potensial energiyasi qanday topiladi?*
- 4) *Sterjenning og'irligi ham hisobga olinganda uning absolyut cho'zilishi qanday topiladi?*
- 5) *Qanday kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish deb ataladi? Ruxsat etilgan kuchlanishning plastik va mo'rt materiallar uchun qanday topiladi?*

VII bob. MATERIALLARNING MEXANIK XUSUSIYATLARINI TAJRIBADA O'RGANISH

7.1-§. Materiallarni cho'zilishga sinash

Materiallar qarshiligi fani eksperimental nazariy fandir. Uning asosini tashkil etuvchi bir qancha qonuniyatlar, materialni tashqi ta'sirga qarshilik ko'rsatish xususiyatlarini ifodalovchi bir qancha parametrlar tajribalar asosida aniqlanadi.

Shu maqsadda tekshirilayotgan materialdan namuna tayyorlanadi va uni maxsus sinov mashinalarida sinaladi. Namunalar turi va sinov usullari davlat standartlarida ishlab chiqarilgan va tasdiqlangan.

Zo'riqish–deformatsiya diagrammasi, Guk qonuni va elastiklik



moduli

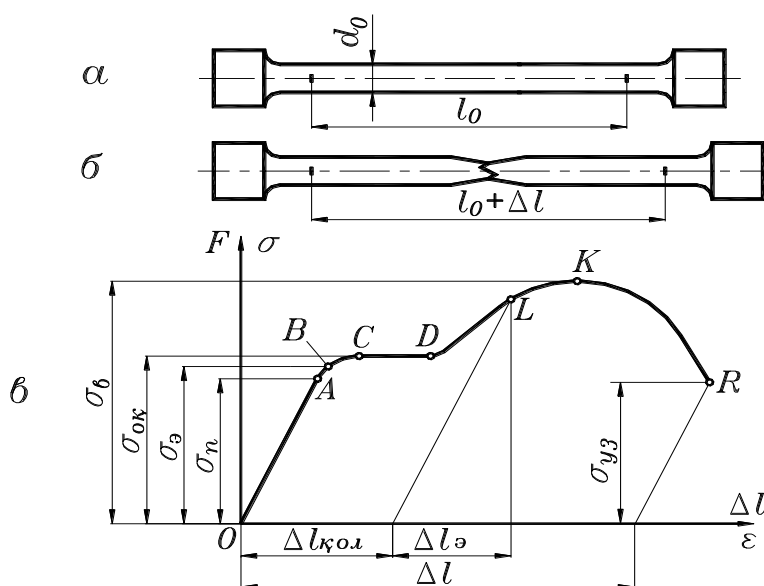
7.1-rasm. MTS Sinov mashinasi

Kuchlanish va deformatsiya tushunchalarini oldingi boblarda ko'rib chiqdik. Natijada kuchlanish va deformatsiya orasidagi bog'lanishni ko'rsatuvchi zo'riqish-deformatsiya diagrammasi hosil qilindi. Bu diagramma materialning muhim harakteristikasi bo'lib, cho'zilishga tajribalar o'tkazish natijasida hosil qilinadi. Namunaning shakli silindrik markaziy qism ko'ndalang qism ko'ndalang kesimi aniq o'lchangan va shu

qismda PO oraliqda 2 ta nuqta belgilangan. PO oraliq namunaning pribor uzunligi deyiladi. Namuna 7.2. rasmda ko‘rsatilgandek sinov mashinasiga joylashtiriladi. F kuchning qiymati oshishi bilan, datchiklar orasidagi L masofa ham kattalashadi. Bu masofani bir nechta mexanik datchiklar yordamida o‘lchash mumkin. Ikkita kattalik (og‘irlik va oraliq) yuk miqdori olib borishi bilan uzluksiz ravishda yozib beriladi. Natijada silindrik qismning umumiy uzayishi L-PO yukning har bir qiymati uchun olinadi. Turli materiallar uchun turlicha zo‘riqishlar deformatsiya egri chiziqlari hosil qilinadi. 7.2 shaklda plastik va mo‘rt materiallar uchun tipik diagrammalarni ko‘rish mumkin¹¹.

7.2-§. Cho‘zilish diagrammasi. Materiallarni siqilishga sinash.

Mashinada namunaga qo‘yilgan kuchni, namunaning deformatsiyasini uzluksiz ravishda o‘lchab boruvchi asboblardan, jumladan namuna kesimidagi kuchlanish va uning nisbiy deformatsiyasi orasidagi bog‘lanishning grafigini quruvchi maxsus moslama mavjud. Mazkur moslamadan olingan grafikni kuchlanish diagrammasi deb ataladi. Po‘lat, mis, aluminiy va h. k. materiallardan namuna sterjen ko‘rinishida tayyorlanadi va cho‘zilishga sinaladi. 6.1-rasmda kam uglerodli (yumshoq) po‘lat namunani sinash jarayonida olingan kuchlanish diagrammasi keltirilgan:



7.2- a, b,

v-rasm

¹¹ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 35-36.

Bu savol bilan batafsil tanishish uchun injenerlar uchun yozilgan materialshunoslik darsliklari bilan tanishishni tavsiya qilamiz.

Shunday qilib, materialning reaksiyasini elastik sohada kuzatish mumkin. Ko'pgina konstruksion materiallar uchun elastiklik sohasi kuchlanish – deformatsiya diagrammasida to'g'ri chiziqdan iborat. Shuning uchun quyidagini yoza olamiz:

$$\sigma_x = E \varepsilon_x \quad (7.1)$$

Bu bog'lanish Guk qonuni deyiladi. Uni ingliz mexanikasining asoschisi Robert Guk (1635 - 1703) ochgan. E koeffitsiyent berilgan material uchun elastiklik moduli yoki Yung moduli deyiladi. Bu koeffitsient ingliz olimi Tomas Yung (1773 - 1829) nomi bilan yuritiladi.

Nisbiy deformatsiya ε o'lchamsiz kattalik bo'lganligi uchun elastiklik moduli E kuchlanish σ kabi birliklarda bo'ladi, paskallarda. Elastiklik modulining fizik ma'nosi – sterjen material bir birlik uzunlikka cho'zilganda hosil bo'ladigan kuchlanishdir.

Agar materialning reaksiyasi yuk yo'nalishiga bog'liq bo'lmasa, bu material izotrop material deyiladi. Agar xususiyatlari turli yo'nalishda turlicha bo'lsa anizotrop material deyiladi. Anizotrop materiallarga tolasimon plastiklar, kompozitsion materiallar va boshqalar misol bo'ladi¹².

Diagrammani tahlil etishga o'tamiz. OA oraliqda diagramma to'g'ri chiziqdan iborat, ya'ni ko'chlnish b nisbiy deformatsiyaga to'g'ri proporsional

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

bu oraliqda Guk qonuni o'z kuchiga ega. A nuqtaga to'g'ri kelgan kuchlanishni σ_{ny} – proporsionallik chegarasi deb ataymiz. V nuqtaga to'g'ri kelgan kuchlanishlarni elastiklik σ_3 chegarasi deb ataladi, ya'ni shu kuchlanishga qadar material elastiklik xususiyatini saqlaydi. VS oraliqda kuchlanish deyarli o'zgarmaydi, ammo nisbiy deformatsiya ε o'sib boradi, bu holatni materialning og'ishi deb ataladi. Diagrammaning S nuqtasiga to'g'ri kelgan kuchlanish σ_0 ni oqish chegarasi deb ataladi. Diagrammadagi eng yuqori nuqta D ga to'g'ri keladigan kuchlanish σ_B ni mustahkamlik

¹² Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Page 37

chegarasi deb ataladi. Namuna kesimidagi kuchlanish σ_B ga teng bo'lganda namunaning biror joyida bo'yicha hosil bo'ladi va shu yerda namunaning kesimi toraya boshlaydi (7.2 b-rasm).

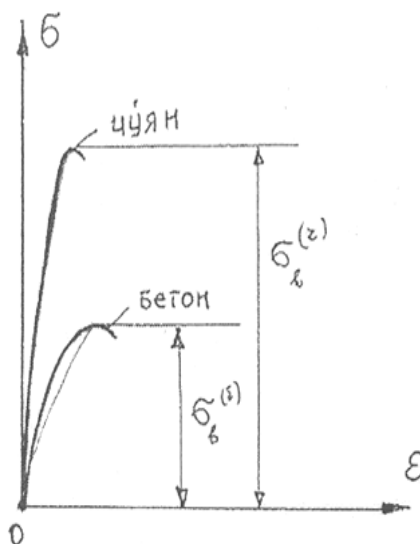
Diagrammaning Ye nuqtasi namunaning uzilish vaqtiga to'g'ri keladi. Shu nuqtaga mos kelgan kuchlanishni uzuvchi kuchlanish σ_{y3} deb ataladi.

Namuna uzilgandan so'ng uning uzunligi l_k , hamda bo'yichaning ko'ndalang kesim yuzasi F_k aniqlanadi. Bu qiymatlar asosida namunaning plastiklik xususiyatlarini ifodalovchi

$$\delta_K = \frac{l_K - l}{l} 100\%; \quad \varphi_r = \frac{F - F_K}{F} 100\% \quad (7.2)$$

parametrlarning qiymatlari aniqlanadi. Tajribada sinalgan po'lat materiali uchun $\delta_K = (20 - 23)\%$, $\varphi_K = (56 - 60)\%$ ga tengdir.

Kuch tasirida katta qoldiq deformatsiya bilan yemiriladigan materiallarni plastik materiallar deb ataladi. Masalan: po'lat, mis, qo'rg'oshin, latun va h k. O'lchamlari, shakli deyarli o'zgarmagan holda yemiriladigan materiallarni mo'rt materiallar deb ataladi. Bular qatoriga cho'yan, beton, shisha va h k. kiradi. Cho'yan material uchun δ , $\varphi < (0,5 - 0,6)\%$ dan oshmaydi



7.3-rasm

Mo'rt materiallarni siqilish deformatsiyasiga sinaladi. 7.3-rasmda cho'yan va beton materiallarga xos bo'lgan diagrammalar keltirilgan. Mo'rt materiallarni sinash natijasida faqat bitta miqdor σ_B —materialning mustahkamlik chegarasini ifodalovchi kuchlanish qiymati aniqlanadi.

Nazorat savollari

- 1) Namunalarga qanday talablar qo'yiladi va qanday sinovchi mashinalarda sinaladi?*
- 2) Statik sinovlarda materiallarda qanday xossalari aniqlanadi?*
- 3) Qanday materiallar plastik materiallar deb ataladi?*
- 4) Qanday materiallar mo'rt materiallar deb ataladi?*
- 5) Qanday materiallar anizotrop materiallar deb ataladi?*

VIII bob. CHO‘ZILISH YOKI SIQILISHGA ISHLAYDIGAN SISTEMALARNI MUSTAHKAMLIKKA VA BIKRLIKKA HISOBLASH

8.1-§. Konstruksiya uchun ishlatiladigan materiallar guruhlar.

1) Plastik materiallar, bularga po‘lat, mis, dyuralyuminiy kabi materiallar kiradi. Bu materiallar sezilarli darajada deformatsiya qoldirib yemiriladi.

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

Tashqi sharoit ta‘siriga ko‘ra bir materialning o‘zi ba‘zan mo‘rt holda, ba‘zan esa plastik holatda bo‘lishi mumkin. Masalan, marmar odatdagi sharoitda mo‘rt bo‘lsa, yuqori bosim odatda plastik holatga aylanadi, ba‘zan mo‘rt materiallar temperaturaning ko‘tarilishi bilan plastik bo‘lib qoladi va hokazo.

Konstruksiyaning yemirilmay, uzoq vaqt xavfsiz ishlashini ta‘minlaydigan eng katta kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish deyiladi. Ruxsat etilgan kuchlanish xavfli kuchlanishdan bir necha marta kichik bo‘lishi kerak, ya‘ni u xavfli kuchlanishning tanlangan ehtiyot koefitsientga bo‘lgan nisbatga teng. Ruxsat etilgan kuchlanish kvadrat qavslar ichiga olinadi, masalan, u $[\sigma]$ yoki $[\tau]$ ravishda yoziladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlashda xavfli kuchlanishni kamaytiradigan son ehtiyot koefitsienti deyiladi va k harfi bilan belgilanadi.

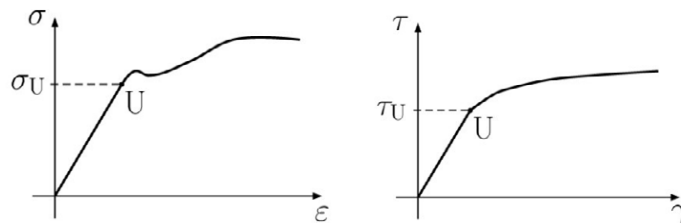
Mo‘rt materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishni topishda Mustahkamlik chegarasi (σ_m) ehtiyot koefitsienti k ga bo‘linadi. $[\sigma] = \frac{\sigma_m}{k}$

Plastik materialdan yasalgan konstruksiyalarni oqish chegarasiga borish xavfidan saqlash lozim, aks holda ulardan katta qoldiq deformatsiya hosil bo‘lishi mumkin. Shu sababli plastik materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanish oquvchanlik chegarasi asosida aniqlanadi.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{OK}}{K_1} \dots\dots\dots 8.1$$

8.2-§. Loyihalash masalalari va xavfsizlik faktori

Avvalgi boblarda biz mavjud strukturalarning kuchlanishlari tahlilini bajardik. Muhandislik masalalarida dizayn xavfsizlik hamda tejamkorlik bilan uyg'unlashishi lozim Kuchlanishlar tahlili bunda yordam beradi. Loyihalash ishlari quyidagi qismlardan iborat.



8.1-rasm

Materialning mustahkamlik chegarasini aniqlash. Sertifikatga ega laboratoriyalarda turli materiallardan tayyorlangan namunalar ustida mexanik sinovlar o'tkaziladi. Masalan, laboratoriyada materialning cho'zilish mustahkamlik chegarasi, siqilichdagi chegaraviy yuklanish va siljishdagi chegaraviy kuchlanishi aniqlanishi mumkin (8.1-rasm).

Ruxsat etilgan yuk va ruxsat etilgan kuchlanish, zaxira ko'effitsiyenti. Konstruksiyalar ekspluatatsiyasi davrida kutilmagan yuklardan hosil bo'ladigan kuchlanish maksimal qiymatga erishishi mumkin. Konstruksiyalarga u ko'tara oladigan kichik yuk qo'yilishiga ruxsat beriladi. Bu yuk miqdori ruxsat etilgan yuk deyiladi. Zaxira ko'effitsienti deb, chegaraviy yukning ruxsat etilgan yuk miqdoriga nisbatiga aytiladi.

$$\text{Zaxira ko'effitsienti} = F.S = \frac{\text{chegaraviy yuk}}{\text{ruxsat etilgan yuk}}$$

(8.2)

Bu tushunchani kuchlanishlarga ham tatbiq yetish mumkin

$$\text{Zaxira ko'effitsienti.} = F.S = \frac{\text{chegaraviy kuchlanish}}{\text{ruxsat etilgan kuchlanish}}$$

(8.3)

Mustahkamlik ko'effitsiyenti – F.S-chegaraviy kuchlanish

Mustahkamlik zaxirasi ko'effitsiyenti. Har bir konkret hol uchun zaxira ko'effitsienti tanlash muhandislik mushohadasini talab qiladi va quyidagi faktorlarni hisobga olish kerak bo'ladi:

- Yuklanish statik, dinamik yoki tasodifiy;
- Materiallarning xususiyatlari o'zgarishi, ya'ni turli materiallarning

strukturasi;

- Elastik va plastikligi;
- Berilgan elementning mas'uliyati, ya'ni muhim bo'lmagan konstruksiyalar ruxsat etilgan zahira koeffitsienti bilan
- Tahlil usulining noaniqligi – ba'zi bir yo'l qo'yilishlar ishlatilishi;
- Ishlash xarakteri, ya'ni materialga muhitning ta'siri, masalan, korroziyalanishi¹³.

8.3-§. Ruxsat etilgan kuchlanish, mustahkamlik koeffitsiyentlar.

Cho'zilish (siqilish) deformatsiyasida mustahkamlikka hisoblashlari

Materiallarni sinash jarayonida olingan natijalar tahlili shuni ko'rsatadiki plastik material uchun xavfli kuchlanish σ_0 – oqish chegarasi kuchlanishi bo'lib bu kuchlanish materialda katta qoldiq deformatsiya hosil qiladi, mo'rt material uchun esa xavfli kuchlanish σ_{Mq} - mustahkamlik chegarasi kuchlanish ekan, chunki, bu kuchlanishda material qarshilik ko'rsatish xususiyatini yo'qotadi.

Ish jarayonida inshoot konstruksiyalari, mashina qismlari mustahkam bo'lishi uchun ularning kesimlaridagi kuchlanishlar xavfli qiymatdan kichik bo'lishi kerak. Amalda material uchun xavfsiz, ya'ni ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha hosil qilinadi. Material uchun xavfli kuchlanishni (uni tajribadan aniqlanadi) 1 dan katta bo'lgan biror koeffitsiyentga bo'lib yuboriladi. Hosil bo'lgan kuchlanishlarni ruxsat etilgan kuchlanishlar deb ataladi.

$$[\sigma]_{\text{пл}} = \frac{\sigma_{OK}}{n}; \quad [\sigma]_M = \frac{\sigma_B}{m}$$

Bu yerda:

$n = 1,5-2,5$ – plastik material uchun,

$m = 2,5-5$ - mo'rt material uchun mustahkamlik koeffitsiyentlarning qiymatlari mutaxassislar tomonidan konstruksiyaning turi va ishlash sharoitiga qarab tanlanadi.

Ishlab chiqarishda, texnikada qo'llaniladigan barcha materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishning qiymatlari davlat standart qo'mitasi jadvallarida, materialning pasportida berilgan bo'ladi. Shunday qilib

¹³ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 30-31

cho‘zilish yoki siqilishga ishlayotgan sterjen mustahkam bo‘lishi uchun uning istalgan ko‘ndalang kesimi uchun

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma] \quad (8.3)$$

Shart bajarilishi kerak. Bu formulani cho‘zilish (siqilish)da sterjenning mustahkamlik sharti deb ataladi.

(8.3) formula asosida qo‘yidagi masalalar yechiladi:

Kesim tanlash. Bu holatda sterjenga qo‘yilgan kuch N , sterjenning materiali, ya‘ni $[\sigma]$ berilgan bo‘ladi.

$$F \geq \frac{N}{[\sigma]} \quad (8.4)$$

Sterjenni yuk ko‘tarish qobiliyatini aniqlash. Bu holatda sterjen ko‘ndalang kesimi F , $[\sigma]$ - berilgan bo‘ladi. (8.3) formuladan.

$$N \leq F \cdot [\sigma] \quad (8.5)$$

Sterjenning mustahkamligini tekshirib ko‘rish. Bu holatda N , F berilgan bo‘ladi. (8.2.) shartni bajarilishi tekshirib ko‘riladi.

Nazorat savollari

1. Yumshoq po‘latning cho‘zilish diagrammasida qanday xarakterli nuqtalar bo‘ladi?
2. *Plastik va mo‘rt materiallarda qanday xossalalar bo‘ladi?*
3. *Cho‘zilish va siqilishda mustahkamlik sharti asosida qanday masalalar yechiladi?*
4. *Sterjenning mustahkamligini tekshirish.*
5. *Sterjenni yuk ko‘tarish qobiliyatini aniqlash.*

IX bob. CHO‘ZILISH YOKI SIQILISHDA STERJENNING XUSUSIY OG‘IRLIGINI HISOBGA OLIISH

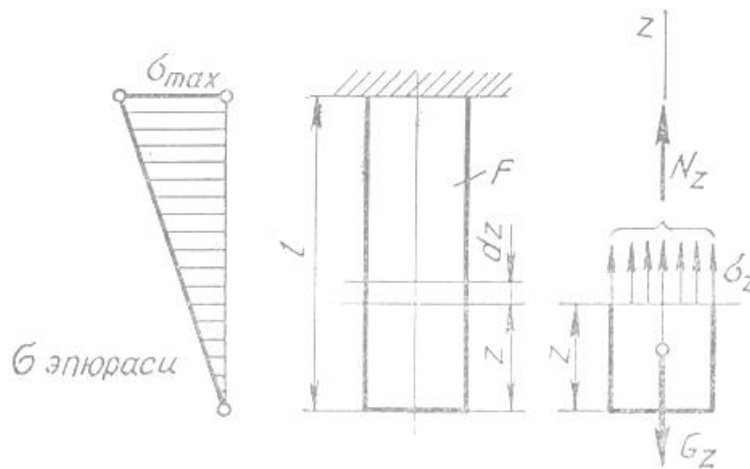
9.1-§. Sterjenning xususiy og‘irligi.

Agar brus o‘qi vertikal bo‘lsa, u holda brus og‘irligi cho‘zilish yoki siqilish deformatsiyasini hosil qiladi.

Og‘irligi G ga, uzunligi l ga teng, yuqori uchi bilan mahkamlangan va faqat o‘z og‘irligi bilan yuklangan o‘zgarmas kesimli brusni ko‘rib chiqamiz (9.1-rasm).

Pastki uchidan ixtiyoriy z oraliqda ko‘ndalang kesimdagi kuchlanishni aniqlash uchun joylashgan kesimlar metodini tatbiq etamiz. Brus past qismining muvozanatini ko‘rib chiqamiz va muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum Z = 0; \quad N_z - G_z = 0,$$



9.1-rasm

bundan

$$N_z = G_z = \gamma F z / l$$

bu yerda γ - brus materialining solishtirma og‘irligi, F uning ko‘ndalang kesimi yuzi.

Kuchlanish

$$\sigma_z = N_z / F = \gamma F z / F = \gamma z$$

Faqat o'z og'irligi ta'siri ostida cho'zilgan o'zgarmas kesimli brusning ko'ndalang kesimlaridagi normal kuchlanishlar uning pastki uchidan kesimgacha bo'lgan masofaga to'g'ri proporsional bo'lib, kesim yuziga bog'liq emas.

Demak, brusning xavfli kesimi uning qo'zg'almas qilib qistirib mahkamlangan uchida bo'ladi:

$$\sigma_{max} = \gamma l.$$

Brus o'qi bo'ylab normal kuchlanishning taqsimlanish epyurasi uchburchak ko'rinishida bo'ladi (9.1-rasm).

Brusning faqat o'z og'irligidan vujudga keladigan kuchlanish ruxsat etilgan qiymatga tenglashadigan va unga boshqa yuk qo'yib bo'lmaydigan uzunligini aniqlaymiz. Brusning bunday uzunligi chegaraviy uzunlik deb ataladi: $l_{\text{чгг}} = [\sigma]/\gamma$

Agar σ_{max} mustahkamlik chegarasiga teng bo'lsa, u holda brus o'z og'irligidan yemiriladi. Brusning o'z og'irligi ta'siri ostida yemiriladigan uzunligi kritik uzunlik deb ataladi:

$$l_{\text{кп}} = \sigma/\gamma.$$

Formulalardan ko'rinish turibdiki, chegaraviy va kritik uzunliklar brusning ko'ndalang kesim yuziga bog'liq emas.

Misol tariqasida ST2 po'lat uchun kritik uzunlikni hisoblab topamiz; bu po'lat uchun $\sigma_B=360$ MPa solishtirma og'irlik kuchi esa $\gamma = 7,85 \cdot 10^4 \text{ H/M}^3$;

$$l_{\text{кп}} = \sigma_B/\gamma = 360 \cdot 10^6 / (7,85 \cdot 10^4) = 4600 \text{ м.}$$

Brusning o'z og'irligi ta'siri ostida Δl uzayishini aniqlaymiz. Buning uchun uzunligi dz bo'lgan cheksiz kichik element ajratamiz. Elementning uzunligi kichik bo'lganligidan uning chegarasida N_z bo'ylama kuch o'zgarmaydi deb hisoblaymiz. Guk qonunini tatbiq qilamiz, unda

$$d(\Delta l) = N_z \cdot dz/(EF) = \gamma F z dz/(EF) = (\gamma/E) z dz.$$

Bu ifodani 0 dan l gacha bo'lgan chegarada integrallab,

$$\Delta l = \int_0^l (\gamma/E) z dz = (\gamma/E) \int_0^l z dz = \gamma l^2 / (2E)$$

ga ega bo'lamiz.

$$G = \gamma Fl,$$

bo'lgani uchun

$$\Delta l = Gl / (2EF).$$

O'zgarmas kesimli brusning o'z og'irligi ta'siridan uzayishi brusning og'irligiga teng va uning uchiga qo'yilgan kuch bilan cho'zilgandagi uzayishidan ikki marta kichik bo'ladi.

Nazorat uchun savollar

1. *Sinash uchun namunalar qanday ko'rinishda tayyorlanadi?*
2. *Plastik material mo'rt materialdan nima bilan farq qiladi?*
3. *Ruxsat etilgan kuchlanish qanday kuchlanish va u kim tomonidan ruxsat etilgan?*
4. *Sterjenning mustahkamlik shartidan necha ko'rinishdagi (turdagi) masalalar yechiladi?*
5. *Brus o'qi bo'ylab normal kuchlanishning taqsimlanish epyurasi qanday ko'rinishida bo'ladi?*

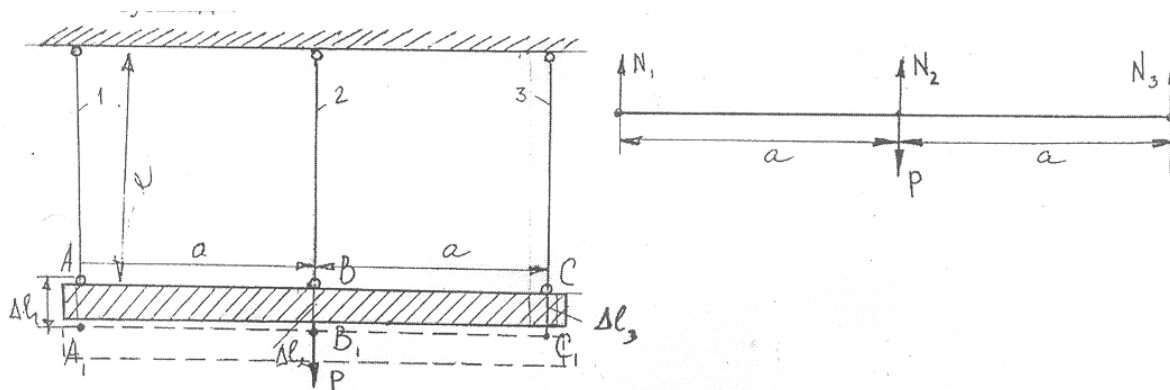
X bob. CHO‘ZILISH YOKI SIQILISHDA UCHRAYDIGAN STATIK NOANIQ MASALALAR

10.1-§. Statik aniqmas masalani statik aniqmaslardan farqi

Statik noaniq sistema deb, noma'lum zo'riqlari soni «m» ularni aniqlash uchun tuzilgan statikaning muvozanat tenglamalari soni «s» dan ortiq bo'lgan konstruksiyaga, ya'ni $m > s$ holatga aytiladi. Sistemaning noaniq darajasini $m-s=1$ bo'lsa, sistema 1 marta, 2 ga teng bo'lsa, 2 marta statik noaniq bo'ladi.

Noma'lum zo'riqlar soni statika tenglamalari sonidan $m-s$ ga ko'p bo'lganligi uchun ularni aniqlash uchun $m-s$ ta qo'shimcha tenglamalar tuziladi. Bu tenglamalarni sistemening deformatsiyalanish shaklidan foydalanib tuziladi.

10.1- rasmda AV brus 3-ta sterjenga osib qo'yilgan va R kuch ta'sir ettirilgan.



10.1-rasm

Brusni absolyut qattiq va vaznsiz deb qabul qilamiz. 1 va 3 sterjenlarning bikrligi bir xil va $E_1 F_1$ ga teng, o'rtadagi 2 - sterjenning bikrligini $E_2 F_2$ ga teng deb olamiz. Sterjenlarda (tortqichlarda) hosil bo'ladigan zo'riqlarni aniqlash kerak.

Sterjenlarda hosil bo'ladigan zo'riqlarni mos ravishda N_1 , N_2 , N_3 bilan belgilaymiz (10.1 – rasm, b). Muvozanat shartini tuzamiz:

$$\sum Y = N_1 + N_2 + N_3 - P = 0 \dots\dots\dots (10.1)$$

1 va 3 sterjenlarning simmetrikligidan $N_1=N_3$, u holda (5.1) ko'rinishida keladi.

$$N_2 + 2N_1 - P = 0 \dots\dots\dots (10.2)$$

Bu konstruksiya 1 marta statik noaniq, chunki $m = 3$; $s = 2$; $m - s = 1$.

Shuning uchun qo'shimcha tenglama tuzish kerak bo'ladi. Bu tenglamani konstruksiyaning deformatsiyalanishi shaklidan foydalanib tuzamiz (10.2-rasm).

10.2a-rasmdan barcha sterjenlarning haqiqiy uzayishi bir xil ekanligini ko'ramiz.

$$\Delta l_1 = \Delta l_2 = \Delta l_3 = \Delta l \quad (10.3)$$

(10.3) tenglik mazkur masala uchun deformatsiya tenglamasi bo'lib xizmat qiladi. Endi Guk qonuni formulasi asosida (10.3) tenglamani zo'riqishlar bilan ifodalaymiz.

$$\frac{N_1 l}{E_1 F_1} = \frac{N_2 l}{E_2 F_2} = \frac{N_3 l}{E_1 F_1} \dots \dots \dots (10.4)$$

Bu tengliklardan

$$N_1 = \frac{F_1 E_1}{F_2 E_2} \quad \text{hosil qilamiz} \quad (10.5)$$

(10.4) va (10.5) tenglamalarni birgalikda yechib zo'riqishlarni aniqlaymiz:

$$N_1 = \frac{P}{2 + \frac{F_2 E_2}{F_1 E_1}}; \quad N_2 = \frac{P}{1 + \frac{F_1 E_1}{F_2 E_2}} \quad (10.6)$$

(10.6) yechimda ko'ramizki, zo'riqishlarning qiymatlari sterjenlarning bikrlilari $E_1 F_1$ va $E_2 F_2$ ga bog'liq ekan.

Yuqorida ko'rilgan yechim misolida statik noaniq masalani yechish tartibini quyidagicha izohlash mumkin.

1. Sistemaga tasir etuvchi kuchlar uchun muvozanat tenglamalari tuzildi va masalaning statik noaniqlik darajasi aniqlanadi.

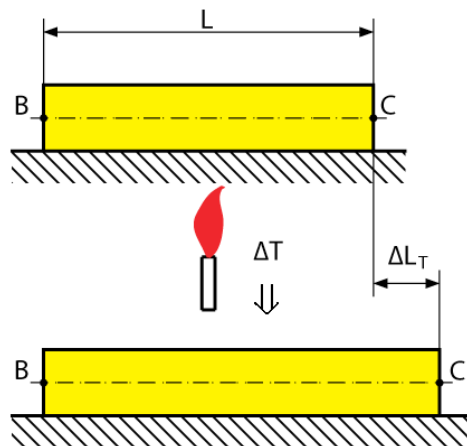
2. Sistemaning deformatsiyalanishi shaklidan foydalanib qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuziladi.

3. Guk qonuniga asoslanib deformatsiya tenglamasini zo'riqishlar bilan ifodalanadi.

4. Hosil bo'lgan tenglamani statik tenglamalari bilan birgalikda yechiladi va izlanayotgan noma'lum zo'riqishlar aniqlanadi.

10.2-§. Harorat bilan bog'liq bo'lgan statik noaniq masalalar

Oldin ko'rib o'tilgan masalalarda temperatura o'zgarmasligi nazarda tutilgan edi. Bir jinsli A o'zgarmas ko'ndalang kesim yuzasi va L boshlang'ich uzunlikka ega bo'lgan BC sterjenni ko'rib chiqamiz (10.2-rasm). Agar sterjen temperaturasi ΔT gradusga ko'tarilsa, sterjen ΔL



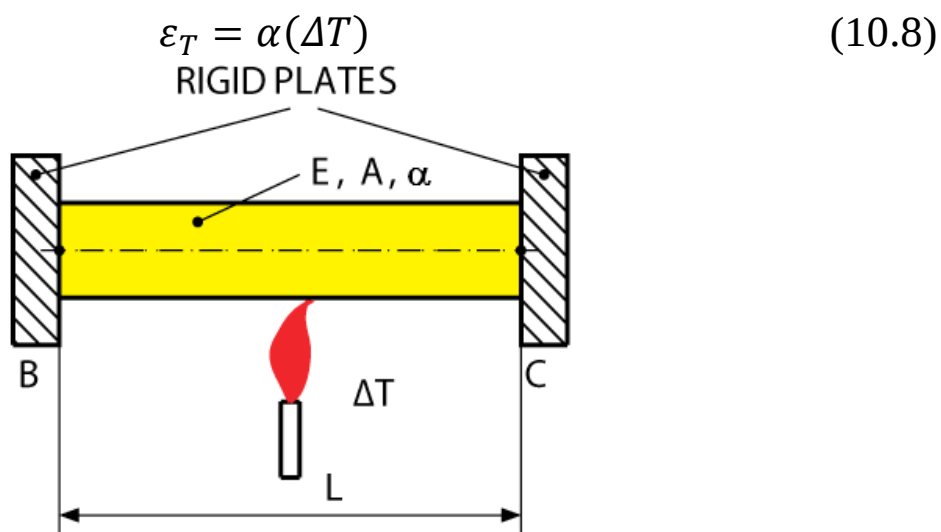
masofaga cho'ziladi (10.2-rasm).

10.2-rasm

Bu ΔL cho'zilish fizika qonunlariga ko'ra temperaturaning ΔT va boshlang'ich uzunlik L ga to'g'ri proporsional.

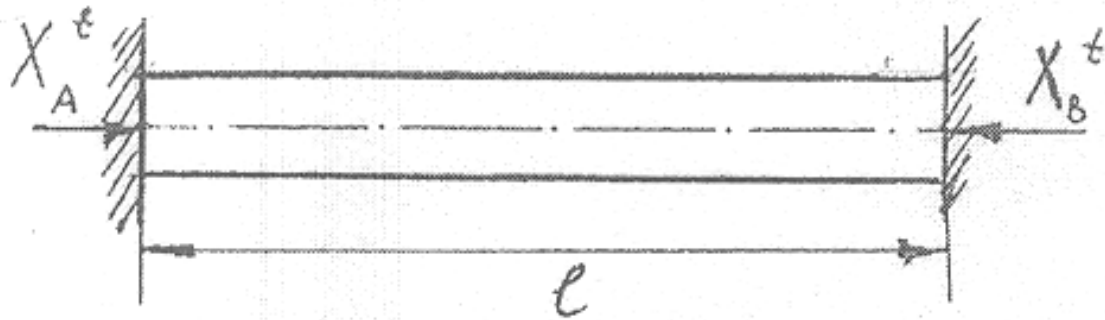
$$\Delta L_T = \alpha(\Delta T)L \quad (10.7)$$

bunda α -issiqlik kengayish koeffitsiyentidir. Issiqlik deformatsiyasi yuqorida tilga olingan ΔL_T cho'zilishga bog'liq, ya'ni u holda $\Delta L_T = L\varepsilon_T$.



10.3-rasm

Bu holda brusda zo‘riqish hosil bo‘lmaydi. Buni qirqish usulini qo‘llab muvozanat tenglamalari tuzib ko‘rish mumkin¹⁴.

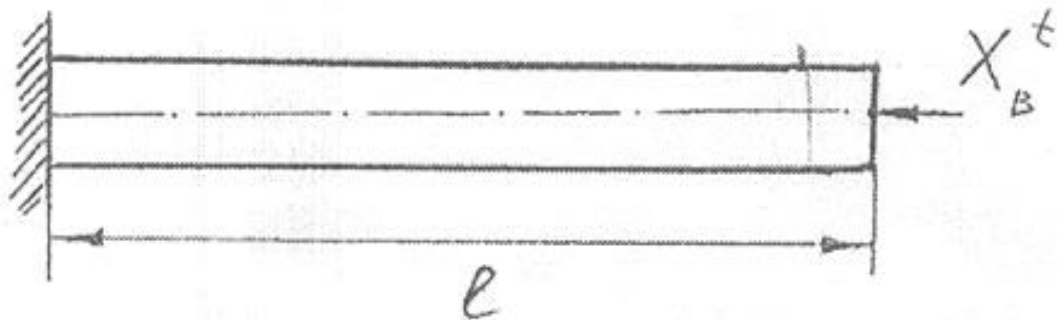


10.4 -rasm

Uzunligi l birligi, bikrligi EF ga teng bo‘lgan sterjenga t^0 harakat ta’sir etadi. Statikaning muvozanat tenglamasidan

$$\sum X = X_A^{t^0} = 0 \Rightarrow X_A^{t^0} = X_B^{t^0} \quad (10.9)$$

masalaning statik noaniqligi ko‘rinadi.



10.5-rasm

Deformatsiya tenglamasini sterjening o‘ng tayanchdagi ko‘chish nolga tengligi shartidan hosil qilamiz.

$$\Delta_B = \Delta l_x + \Delta l_t = 0 \quad \text{yoki} \quad \Delta_B = -\frac{X_A^t \cdot l}{EF} + \alpha l t = 0 \quad (10.10)$$

bu yerda α - materialning haroratdan kengayishi koeffitsiyenti (o‘lcham birligi 1/grad), $t = t_1 - t_2$ (10.8) dan $\frac{\sigma}{E} = \alpha t$ yoki $\sigma = E \alpha t$

$$(10.11)$$

Demak, sterjen kesimidagi kuchlanish sterjenning uzunligi l va ko‘ndalang kesimiga F bog‘liq emas ekan. Agarda sterjenning ko‘ndalang

¹⁴ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 51-52.

kesim yuzasi F ma'lum bo'lsa, sterjen kesimidagi zo'riqishni ham aniqlash mumkin.

$$N = \sigma \cdot F = EF\alpha t^\circ$$

(10.12)

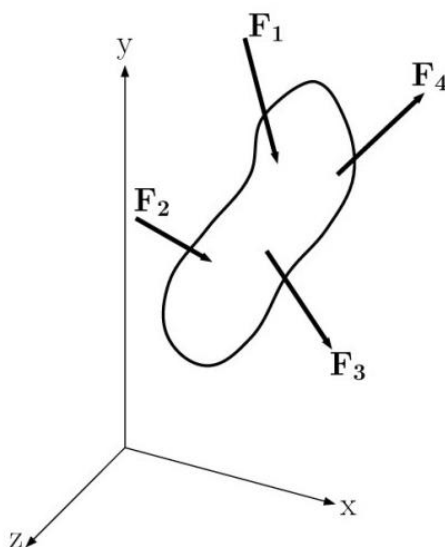
Nazorat uchun savollari

- 1) Masalaning (sistemaning) statik aniqmaslik darajasi deb nimaga aytiladi?
- 2) Qo'shimcha, yordamchi, tenglama nimaga asoslanib tuziladi?
- 3) Statik noaniq masalani yechish tartibi qanday amallardan iborat?
- 4) Harorat ta'sirida materialda qanday hodisa kuzatiladi?

XI bob. STERJENING QIYA KESIMLARIDAGI KUCHLANISHLARNI ANIQLASH.

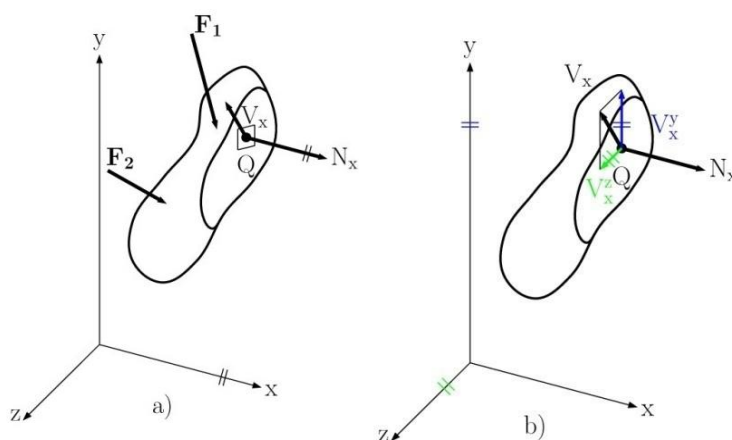
11.1-§. Murakkab kuchlanish holati

Yuqorida biz bo'ylama kuch ta'sirida bo'lgan jismni ko'rdik. Endi olingan natijalarni ixtiyoriy kesim yuzasi uchun umumlashtiramiz. Shunday qilib, jism bir nechta kuch ta'siri ostida bo'lsin (11.1-rasm). Jismning ichki kesimlarida hosil bo'ladigan kuchlanishlarni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz. Ixtiyoriy atrofidan uchta o'zaro bir-biriga perpendikulyar tekislik o'tkazamiz.



11.1-rasm

Avval uz tekisligiga parallel kesim o'tkazib, jismning chap tomonini ko'ramiz (11.2-rasm).



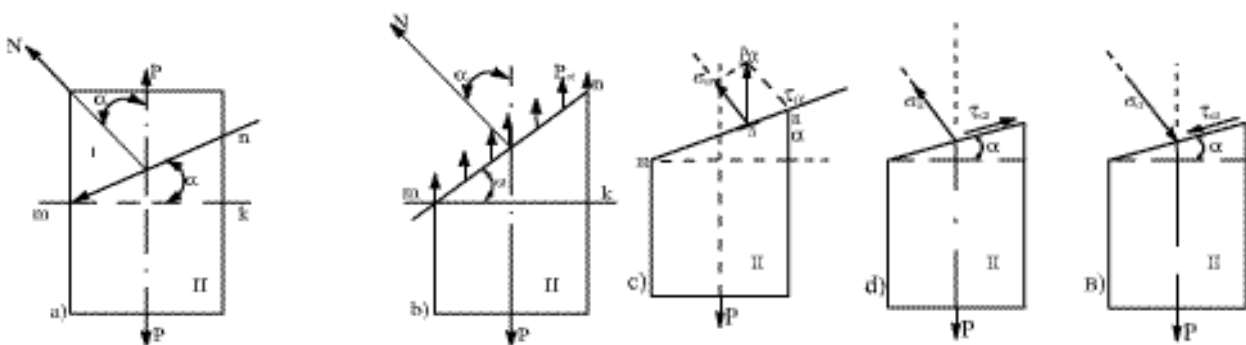
11.2-rasm

Bu qism tashqi kuchlar va ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisi ta'sirida bo'ladi (bu kuchlar jismning tashlab yuborilgan qismining ta'siri).

Bu holda kesim yuzasida normal va ko'ndalang kuch V_x paydo bo'ladi. Kesimga normalning musbat yo'nalishini belgilaymiz. Ko'ndalang kuch V_x ikkita tashkil etuvchilarga ega: V_x^y va V_x^z . Yuqoridagi indeks ko'ndalang kuch yo'nalishini ko'rsatadi. Ichki kuchlarning taqsimlanganligini aniqlash uchun ko'ndalang kesimda O nuqta atrofida ΔA kichik yuzacha olamiz (11.2 rasm). U holda quyidagi ichki kuchlar $\Delta N_x, \Delta V_x^y, \Delta V_x^z$ hosil bo'ladi. Kuchlanishlarni aniqlovchi (11.5) va (11.8) formulalarga asosan¹⁵

$$\delta_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N_x}{\Delta A} \tau_{xu} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta V_x^y}{\Delta A} \tau_{xu} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta V_x^z}{\Delta A} \tau_{xu} \quad (11.1)$$

Cho'zilgan yoki siqilgan sterjen materialining tashqi kuchlar ta'sirida yetarlicha qarshilik ko'rsatishini bilish uchun, uning faqat ko'ndalang kesimlardagi normal kuchlanishlarni aniqlashgina kifoya qilmaydi, balki sterjenning turli qiya kesimlaridagi kuchlanishlarni ham topish zarur bo'ladi. Cho'zilgan sterjenning ko'ndalang mk kesimi bilan α burchak hosil qiluvchi mn tekislik yordamida shu sterjenni kesamiz mn qiya kesimda hosil bo'ladigan kuchlarni aniqlaymiz. Bu kuchlanish qiya kesim yuzi bo'yicha tekis taqsimlangani uchun (chunki sterjenning tolalari bir xilda cho'ziladi), uning qiymati quyidagi formuladan topiladi.



11.3.-rasm

$$P_\alpha = \frac{P}{F_\alpha}$$

Ammo $F_\alpha = \frac{F_0}{\cos \alpha}$ ekanligini e'tiborga olsak,

¹⁵ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 27-28.

$$P = \frac{P}{F_0} \cos \alpha = \sigma_0 \cdot \cos \alpha.$$

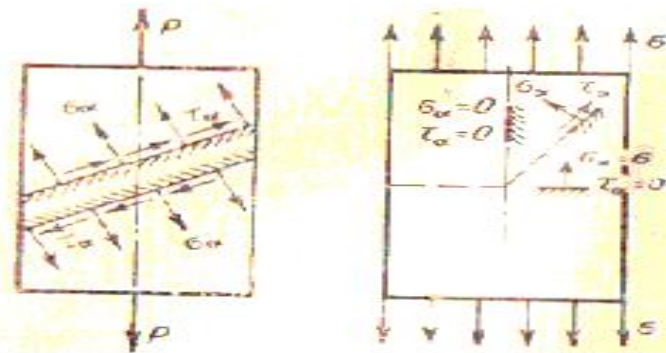
bo'ladi, bunda $\sigma_0 = \frac{P}{F_0}$ ko'ndalang kesimning normal kuchlanishi. α burchak o'zgarganda to'la kuchlanish (P_α) ning miqdori ham o'zgaradi. α burchakning har qanday qiymati ham kuchlanishlar faqat normal va urinma bo'lishi uchun (P_α) kuchlanishning qiya yuzaga tik va unga parallel tuzuvchilarga ajratamiz. Shunday qilib, mn tekislikdagi biror nuqtaga ta'sir qiluvchi to'la kuchlanish ($P_{\beta\alpha}$) bir-biriga tik ikkita kuchlanishga normal σ_α kuchlanish va urinma τ_α kuchlanishga ajratiladi.

$$\sigma_\alpha = p_\alpha \cos \alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha; \quad \tau_\alpha = p_\alpha \sin \alpha = \sigma_0 \sin \alpha \cos \alpha = \frac{1}{2} \sigma_0 \sin 2\alpha$$

Agar normal kuchlanish tashqi normal yo'nalishi tomon bursa musbat deb, aks holda esa manfiy deb hisoblanadi. Agar tashqi normalni urinma kuchlanish yo'nalishiga tomon qaratish uchun uni soat strekasi yurishiga qarab burishga to'g'ri kelsa, urinma kuchlanishning qiymati musbat, aks holda esa manfiy bo'ladi.

11.2-§. Sterjen materiali bu ikki kuchlanish ta'sirida ikki xil deformatsiyalanishi

Cho'zilgan sterjendan ikkita parallel tekislik yordamida yupqa qatlam ajratamiz.



11.4. rasm

Qatlam shaklda bo'yab ko'rsatilgan. Bu qatlamni cheklovchi tekislik betlariga normal va urinma kuchlanishlar ta'sir qiladi. Shakldan ko'rinadiki, normal kuchlanish ajratilgan qatlamni cho'zadi, urinma kuchlanish esa qatlamning bir qiya kesimining ikkinchi qiya kesimiga nisbatan siljitadi.

Shunday qilib, bu ikki xil kuchlanishga ikki xil deformatsiya: bo'ylama deformatsiya (uzayish yoki qisqarish) va siljish deformatsiyasi to'g'ri keladi.

Sterjen materialining yemirilishiga qanchalik qarshilik ko'rsata olinishini bilish uchun qiya mn kesimning vaziyatiga bog'liq bo'lgan eng katta σ_α va τ_α kuchlanishlarning qiymatlarini topish lozim. Formuladan ko'rinadiki $\cos \alpha = 1$ ga, ya'ni $\alpha = 0$ bo'lganda normal σ kuchlanishning qiymati eng katta bo'ladi. Urinma τ_α kuchlanish esa $\sin 2\alpha = 1$ ga'ni $\alpha = 45^\circ$ bo'lganda o'zining eng katta qiymatiga ega bo'ladi. Ularning bu miqdori ifodalardan aniqlanadi.

$$\sigma_{\alpha_{\max}} = \sigma_0 = \frac{p}{F_0}; \quad \tau_{\alpha=45^\circ} = \tau_{\max} = \frac{p}{2F_0}$$

Shunday qilib eng katta normal kuchlanish bu hol uchun sterjenning ko'ndalang kesimiga ta'sir qiladi, uning qiymati esa shu yuzaning normal kuchlanishiga teng bo'ladi. Eng urinma katta kuchlanish sterjenning ko'ndalang kesimi bilan 45° burchak hosil qilgan qiya yuzalarda vujudga keladi va uning eng katta normal σ kuchlanishning yarimiga teng bo'ladi. Demak, oddiy cho'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning o'qiga teng ya'ni $\alpha = 0$ bo'lgan yuzalarda normal kuchlanishlarning qiymati eng katta ($\sigma_\alpha = \sigma_0$) urinma kuchlanishning qiymati esa nol bo'ladi. Agar formulalardagi α burchakning o'rniga 90° qo'yilsa sterjenning cho'zuvchi kuchlanishlariga parallel bo'lgan yuzalari tegishli kuchlanishlar $\sigma_\alpha = 0$ ba $\tau_\alpha = 0$ bo'ladi. Demak, bu yuzalarda normal kuchlanishlar ham urinma kuchlanishlar ham nolga tengdir.

Urinma kuchlanishlar nol bo'lgan yuzalar bosh yuzalar deyiladi. Bu yuzalarga ta'sir qilgan normal kuchlanishlar bosh normal kuchlanishlar deb ataladi.

Elastiklik nazariyasida kuchlangan har bir sterjenning istalgan nuqtasidan bir-biriga tik yo'nalgan uchta bosh yuza o'tkazish mumkinligi isbotlanadi: bunday yuzalarga uchta bosh normal kuchlanish ta'sir qilgan bo'ladi.

Agar sterjenning har qanday nuqtasidan uchta bosh yuza bilan cheklangan elementar kubik ajratilsa, bu kubikning uchta tomoniga uchta bosh normal kuchlanish ta'sir qilgan bo'ladi. Ajratilgan kubikning tomonlari ikkita bosh kuchlanishgina ta'sir qilsa, sterjen tekis kuchlanish

holatini (b) faqat birgina bosh kuchlanish ta'sir qilsa sterjen chiziqli kuchlanish holatida bo'ladi.(v) Keyingi xol sterjenlarning oddiy cho'zilishi yoki siqilishiga to'g'ri keladi. Bunday kuchlanish holati mufassal tekshirib o'tiladi.

Nazorat savollari

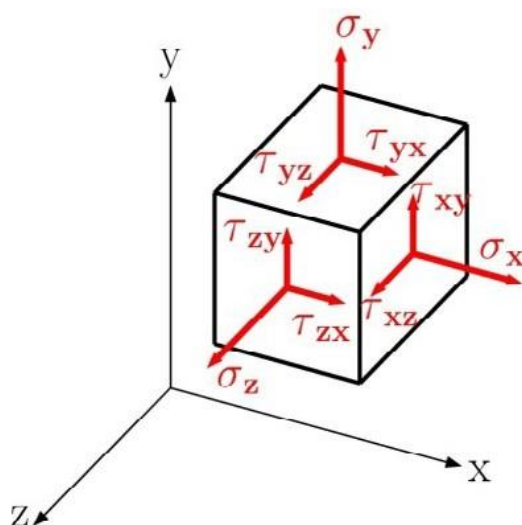
- 1) Qiya kesimda qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
- 2) *Qiya kesimda normal kuchlanishlar qanday formula bilan aniqlanadi?*
- 3) *Qiya kesimda urinma kuchlanish qanday aniqlanadi?*
- 4) *Eng katta normal kuchlanish qanday aniqlanadi?*
- 5) *Murakkab kuchlanishlar holatining qanday turlari bor?*
- 6) *Qiya yuzalarda normal va urinma kuchlanishlar qanday formula bilan aniqlanadi?*
- 7) *Qiya yuzalarda normal urinma kuchlanishlarning qoidasini aytib bering?*

XII bob. BOSH KUCHLANISHLAR VA YUZALAR

12.1-§. Bosh yuzalar va kuchlanishlar

XZ tekisligiga parallel kesim o'tkazsak, quyidagi kuchlanishlarni olamiz:

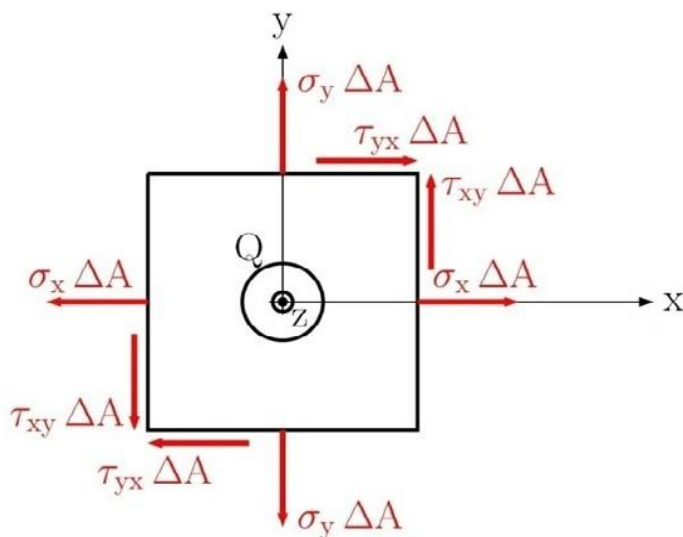
XY tekisligiga parallel kesimda δ_z , τ_{zx} , va τ_{zy} kuchlanishlar hosil bo'ladi. shunday qilib, 0 nuqta atrofidagi kuchlanishlar to'qqizta tashkil etuvchidan iborat bo'ladi. Statikaga binoan, bu statik noaniq masala, chunki muvozanat tenglamalar soni oltita.



12.1-rasm

12.2-rasm

Q nuqtadagi kuchlanishlarni aniqlash uchun Q nuqta atrofida fikran kichik kub ajratamiz. Ajratilgan kub 12.1-rasmda ko'rsatilgan. Kubning



o‘zaro parallel tomonlaridagi urinma kuchlanishlar teng va qarama-qarshi tomonga yo‘nalgan. Ko‘rilayotgan kub uchun muvozanat shartlari bajarilishi lozim. Kubning tomoni yuzasini (ΔA) kuchlanishga ko‘paytirib, shu tomonga ta‘sir qiluvchi kuchni aniqlaymiz. Z o‘qiga nisbatan momentlar tenglamasini tuzib va momentning musbat ishorasini soat strelkasi bo‘yicha olib, quyidagini olamiz.

$$\sum M_z = 0; \tau_{yx} \Delta A \frac{a}{2} - \tau_{xy} \Delta A \frac{a}{2} = 0 \quad (12.1)$$

Natijada

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad (12.2)$$

Hosil qilingan munosabatlar shuni ko‘rsatadiki; x va y o‘qlari bo‘yicha perallelepiped qirrasida hosil bo‘lgan urinma kuchlanishlar o‘zaro perpendikulyar. O‘xshash natijalar boshqa kuchlanishlar uchun ham to‘g‘ri.

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} \text{ ba } \tau_{yz} = \tau_{zy} \quad (12.3)$$

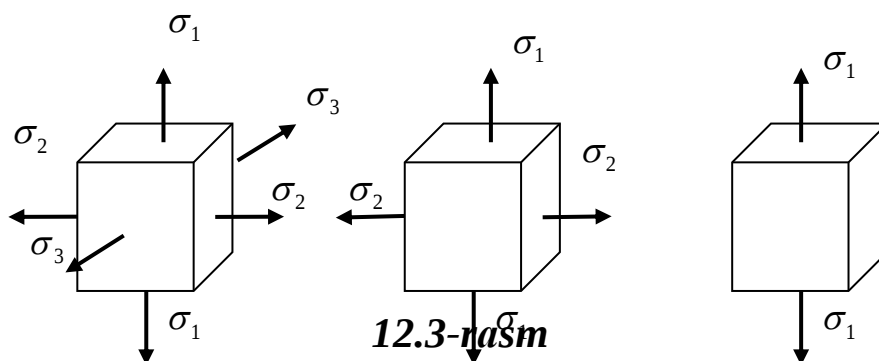
(12.2) va (12.3) tenglamalar – siljish qonunidir. Bu qonun quyidagicha ta‘riflanadi: o‘zaro perpendikulyar tekisliklarda hosil bo‘ladigan urinma kuchlanishlar o‘zaro tengdir.

Shunday qilib, ixtiyoriy nuqtadagi kuchlanganlik holati G ta kontakt orqali ifodalanadi: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{zy}$.¹⁶

12.2-§. Ekstremal urinma kuchlanishlar. Mor doirasi

Bosh yuzalar. Urinma kuchlanishlari nol bo‘lgan yuzalar bosh yuzalar deyiladi.

Bosh kuchlanishlar. Bosh yuzalarga ta‘sir qilgan normal kuchlanishlar bosh kuchlanishlar deyiladi (12.3-rasm).



¹⁶ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 29-30.

To'liq kuchlanishning og'ma kesimning normaliga (τ) va urunmasiga bo'lgan tashkil etuvchilari:

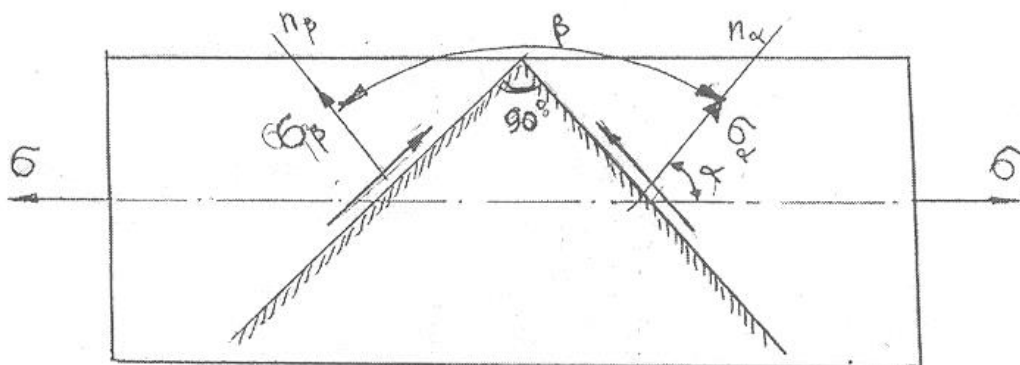
$$\sigma_{\alpha} = \sigma \cos^2 \alpha; \quad \tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \sin^2 \alpha \quad (12.4)$$

ga teng bo'ladi.

formuladan ko'rinadiki, og'ma kesimdagi kuchlanishlar $\sigma_{\alpha}, \tau_{\alpha}$, kesimning og'ish burchagiga bog'liq ekan.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_{\alpha, \alpha=0} = \sigma; \alpha = 90^{\circ}, \sigma = 0 \\ \tau_{\max} &= \tau_{\alpha=45^{\circ}} = \frac{\sigma}{2}; \tau_{\min} = \tau_{\alpha} = 0; 90^{\circ}; \end{aligned} \right\} \quad (12.5)$$

Bu tenglamalar asosida normal kuchlanishlar ekstremumga erishgan kesimlarda urunma kuchlanishlar nolga tengligini ko'ramiz. Bunday kesimlarni bosh yuzalari deb ataladi. Cho'zilish va siqilish deformatsiyasida barcha ko'ndalang va bo'ylama kesimlar bosh yuzalardir. Endi $\beta = \alpha + 90^{\circ}$ burchak bilan ifodalanuvchi kesimdagi kuchlanishlarni ko'rib chiqamiz (12.4-rasm) dan.



12.4-rasm

$$\sigma_{\beta} = \sigma \sin^2 \alpha; \quad \tau_{\beta} = -\frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha = -\tau_{\alpha}; \quad \sigma_{\alpha} + \sigma_{\beta} = \sigma; \quad (12.6)$$

Shunday qilib o'zaro tik tekisliklardagi normal kuchlanishlar yig'indisi doimiy miqdorga teng, bu tekislik $\alpha + 90^{\circ}$ da urunma kuchlanishlar miqdor jihatidan teng bo'lib, yo'nalish jihatidan qarama – qarshi bo'ladi.

Endi teskari masalani ko'rib chiqaylik. Parallelepipedning tomonlariga normal va urunma kuchlanishlar ta'sir qilsin. Bosh kuchlanishlarning miqdor va yo'nalishlarini, demak bosh yuzalar yo'nalishlarini aniqlash kerak. Buning uchun $\sigma_{\alpha} > \sigma_{\beta}$ deb faraz qilaylik. Bu

masalani yechish uchun α burchakni yo‘qotib, quyidagi ifodani hosil qilamiz.

$$(\sigma_1 - \sigma_3)^2 = (\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2, \dots \quad (12.4)$$

bundan

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \pm \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2} \quad (12.5)$$

kelib chiqadi.

Hosil bo‘lgan ifoda bilan ifodani hallab qo‘shsak va ayirsak, bosh σ_1 σ_2 normal kuchlanishlar kelib chiqadi:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2} \quad (12.6)$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2} \quad (12.7)$$

Bunda σ_1 - eng katta bosh kuchlanish.

Qani 12.5. formula bilan formuladan $\sin 2\alpha$, $\cos 2\alpha$ larni topib, ularni bir-biriga bo‘lsak bosh yuzalarning yo‘nalishlarni aniqlash formulasi kelib chiqadi.

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = - \frac{2\tau_\alpha}{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}$$

Bunda α_0 bosh yuza normalining σ_α kuchlanish yo‘nalishi bilan hosil qilingan burchagi. Bu hol teskari masala bo‘lganligidan tenglamaning o‘ng oldiga minus ishorasi qo‘yiladi. Formuladan o‘zaro 90° farq qiluvchi ikkita burchakning qiymatlari topiladi. Ulardan biri eng katta bosh σ_1 kuchlanishni, ikkinchisi esa bosh σ_3 kuchlanish ta’sir qilgan yuzalarning yo‘nalishlarini ko‘rsatadi.

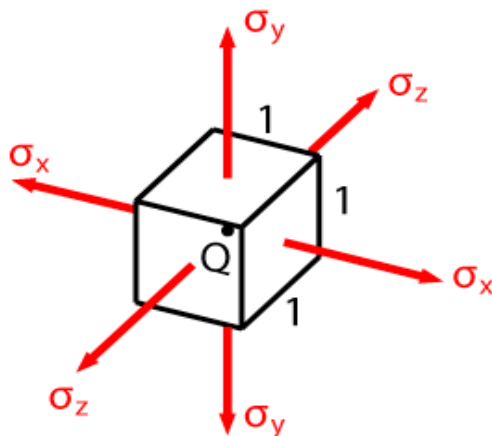
Nazorat savollari

- 1) Bosh kuchlanishlar va bosh yuzalarning yo‘nalishini qanday aniqlanadi?
- 2) Ekstremal urinma kuchlanishlar qanday formula bilan aniqlanadi?
- 3) Bosh kuchlanishlar qanday kuchlanishlar deyiladi?
- 4) Bosh yuzalar qanday yuzalar deyiladi?

XIII bob. HAJMIY KUCHLANGANLIK HOLATI

13.1-§. Fazoviy kuchlanganlik holatida Guk qonuni

Shu bobgacha sterjen, bruslarning faqatgina bir o‘q bo‘ylab yo‘nalgan yuk ta’siridagi holati ko‘rib chiqildi. Bu ixtiyoriy Q nuqtasining kuchlanganlik holatini beradi.

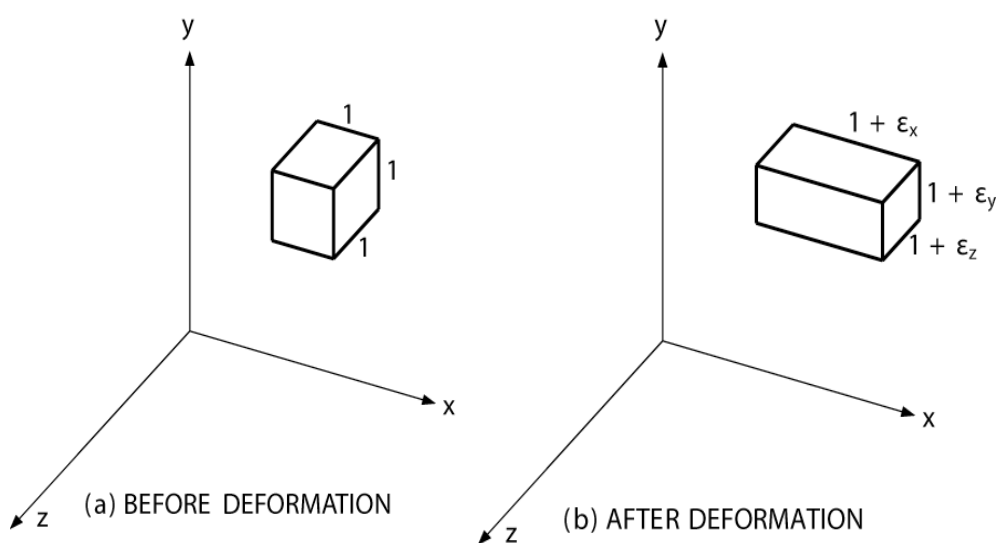


13.1-rasm

$$\sigma_x = \frac{F}{A}, \sigma_y = \sigma_z = 0,$$

Endi nuqtaning uch o‘qli kuchlanganlik holatida normal kuchlanishlarni ko‘rib chiqamiz (13.1-rasm). $\sigma_x \neq \sigma_y \neq \sigma_z \neq 0$,

Jism materiali izotrop va bir jinsli deb hisoblaymiz. Ixtiyoriy nuqta atrofida birlik kub ajratamiz (har bir tomon uzunligi 1 ga teng).



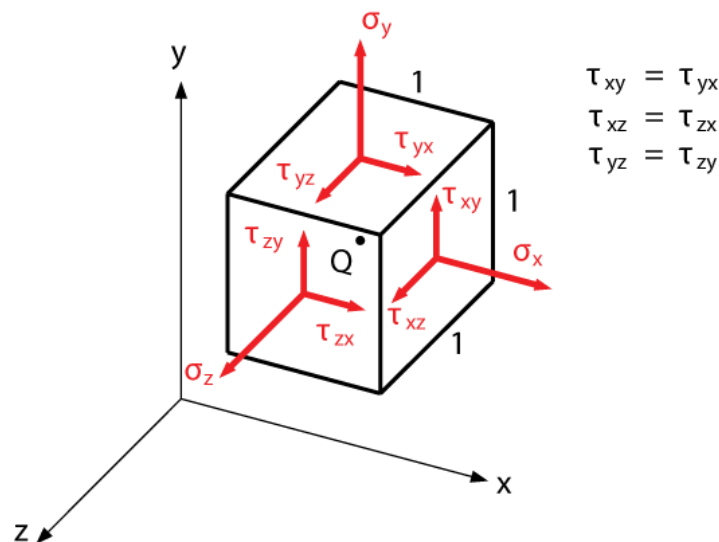
13.2-rasm

Uch o'qli yuklanish holatiga ko'ra kub to'g'ri burchakli parallelepiped shaklida deformatsiyalanadi. Tomonlarining o'lchami quyidagiga teng: $(1 + \varepsilon_x)$, $(1 + \varepsilon_y)$, $(1 + \varepsilon_z)$, $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ koordinata o'qlari yo'nalishi bo'yicha deformatsiyaning tashkil etuvchilari. U holda $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ deformatsiya komponentlari orqali $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ kuchlanishlarini ifodalaymiz. Buning uchun har bir komponentlarning ta'sirini alohida ko'rib chiqamiz. So'ngra barcha komponentlar ta'siri superpozitsiya prinsipiga asosan aniqlanadi. Bu prinsipga ko'ra, jismga kombinatsiyalangan yuklar sistemasining ta'siri alohida yuklar ta'sirlarining yig'indisiga teng bo'ladi.

Ko'rilayotgan holda deformatsiya komponentlari kuchlanish komponentlaridan hosil bo'ladi.

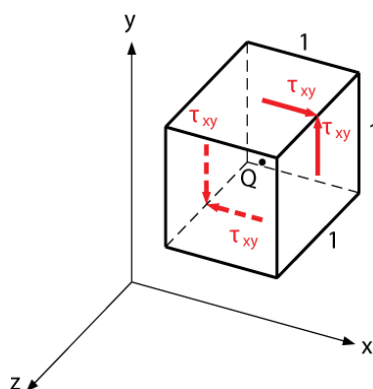
X o'qi yo'nalishida $\varepsilon_x = \sigma_x/E$, y va z o'qlari yo'nalishida analogik tarzda, $\varepsilon_y = \varepsilon_z = -\nu\sigma_x/E$

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \varepsilon_x + \varepsilon_x + \varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu\sigma_y}{E} - \frac{\nu\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_y &= \varepsilon_y + \varepsilon_y + \varepsilon_y = -\frac{\nu\sigma_x}{E} + \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu\sigma_z}{E} \\ \varepsilon_z &= \varepsilon_z + \varepsilon_z + \varepsilon_z = -\frac{\nu\sigma_x}{E} - \frac{\nu\sigma_y}{E} + \frac{\sigma_z}{E}\end{aligned}\quad (13.1)$$



13.3-rasm

(13.1) tenglama umumlashgan Guk qonunining bir qismi yoki bir jinsli va izotrop materiallarda elastiklik nazariyasi tenglamasi deyiladi.



13.2-rasm

Shu vaqtgacha urinma kuchlanishlar muhokamada nazarga olinmagan edi. Ularni kengroq ko‘rib chiqamiz. Umumlashgan kuchlanganlik holati 6 ta kuchlanish komponentlari orqali beriladi $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$, (13.2-rasm). Urinma kuchlanishlar normal kuchlanishlarga ta’sir o‘tkazmaydi. Bu holda $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$, lar (13.1) tenglamalarda ishtirok etmaydi.

Deformatsiya natijasida birlik kubning qiyshiq parallelepiped holiga o‘tishi urinma kuchlanishlar hosil bo‘lishini ko‘rsatadi¹⁷.

Murakkab kuchlanish holatida bo‘lgan detallarning mustahkamligini tekshirishda kuchlanish holatining turi katta ahamiyatga ega bo‘ladi. Materiallar cho‘zuvchi kuchlanishlar ta’sirida bir turda yemirilsa, aksincha, siquvchi kuchlanishlar ta’sirida boshqa turda yemiriladi. Uch tomonlama siqilgan har qanday material juda katta kuchlanishga qarshilik ko‘rsata olishini tajribalar tasdiqlaydi. Ammo bir tomonlama cho‘zilgan sterjen uch tomonlama siqilgan sterjenga nisbatan anchagina kam kuchlanish ta’sirida yemiriladi. Shunday kuchlanish holatlari borki, bunda material deformatsiya qoldirmay mo‘rt holda yemiriladi, ammo boshqa bir kuchlanish holati shu materialning o‘zi plastik deformatsiyalanish qobiliyatiga ega bo‘ladi.

Hajmiy kuchlanish holatida bo‘lgan detaldan elementar parallelepiped ajratib, uning deformatsiyasini tekshiramiz. Bu elementar parallelepipedning I, II, III o‘qlarga parallel yo‘nalgan bosh kuchlanishlarni $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ deformatsiyalarni esa

$\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ harflari bilan belgilaymiz. Endi U bosh o‘qqa parallel bo‘lgan ε_1 deformatsiyani har qaysi bosh kuchlanishlardan mustaqil ravishda topib,

¹⁷ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 40-413.

soʻngra kuchlar taʼsirini bir-biriga xalal bermaslik prinsipiga asoslanib qoʻshamiz. Birinchi bosh kuchlanishga parallel qirraning shu kuchlanishdan hosil boʻlgan nisbiy deformatsiyasi Guk qonuniga asosan, $\frac{\sigma}{E}$ ga teng, shu qirraning oʻzi σ_2 σ_3 bosh kuchlanishlarga nisbatan tik joylashgani uchun bu kuchlanishlardan hosil boʻlgan koʻndalang deformatsiyalar tegishlicha $-\mu \frac{\sigma_2}{E}$ $-\mu \frac{\sigma_3}{E}$ ga teng boʻladi. Shunday qilib, (I) qirraning umumiy deformatsiyasi $\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_2}{E} - \mu \frac{\sigma_3}{E}$ boʻladi.

Xuddi shu usulda (2) va (3) qirralar uchun ham umumiy deformatsiya formulasini hisoblab chiqamiz. Natijada quyidagi munosabatlar hosil boʻladi.

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)], \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)], \end{aligned} \quad (13.2)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)],$$

Bu formuladan koʻrinadiki tekis kuchlanish holatida ham uchinchi bosh kuchlanish yoʻnalishi boʻyicha ham deformatsiya hosil boʻladi.

13.2-§. Deformatsiya natijasida hajmning oʻzgarishi

Deformatsiya natijasida hajmning nisbiy oʻzgarishini topamiz va uni θ bilan belgilaymiz.

$$\theta = \frac{V_1 - V}{V} = \frac{\Delta V}{V},$$

Bunda V elementning deformatsiyagacha boʻlgan hajmi, yaʼni:

$$V = dx \cdot dy \cdot dz;$$

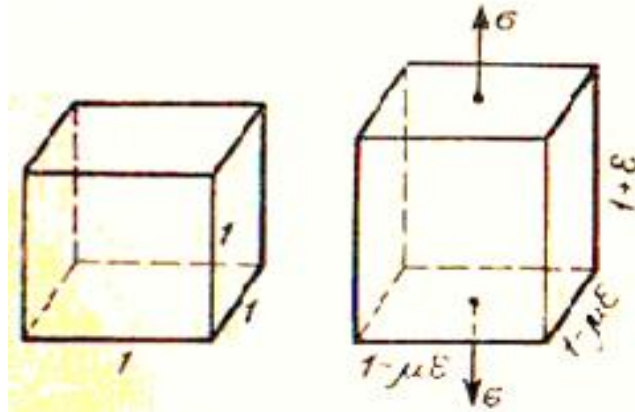
V_1 -elementning deformatsiyadan keyingi hajmi, yaʼni:

$$V_1 = (1 + \varepsilon_1) dx \cdot (1 + \varepsilon_2) dy \cdot (1 + \varepsilon_3) dz = V(1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3)$$

Bunda yuqori darajali cheksiz kichik miqdorlarni qoldirib ketdik.

Demak.

$$\theta = \frac{V_1 - V}{V} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3. \quad (13.3)$$



13.3-rasm

Agar formulaga $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ va ε_3 larning formuladagi qiymatlarini qo'ysak, algebraik ixchamlashdan so'ng hajmning nisbiy o'zgarishi uchun quyidagi ifoda kelib chiqadi.

Oddiy cho'zilish yoki siqilishda deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi $a = \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2}$ formuladan aniqlanishi bizga ma'lum. Hajmning kuchlanish holatidagi deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi har qaysi bosh kuchlanishlardan hosil bo'lgan deformatsiyaning solishtirma potensial energiyalari yig'indisiga teng.

$$a = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3)$$

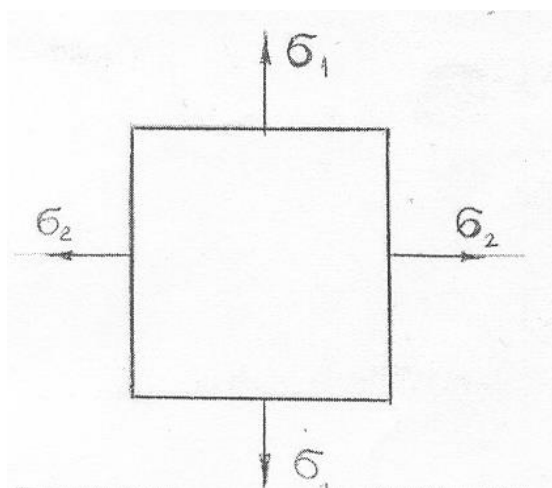
Bu formulaga $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ va ε_3 larning qiymatlarini qo'yib, quyidagi formulani chiqaramiz:

$$a = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_1 \sigma_3 + \sigma_2 \sigma_3)]$$

Hajmiy kuchlanish holatidan elementda hosil bo'ladigan deformatsiya shu element hajmi va shaklning o'zgarishidan kelib chiqadi.

Tomonlari bosh yuzalardan iborat bo'lgan element berilgan bo'lsin (13.4-rasm). 1 va 2 yo'nalishlar bo'yicha jismning nisbiy deformatsiyasini aniqlashda kuchlar ta'sirining mustaqillik prinsipidan foydalanamiz. Avval faqat

σ_1 ta'siridan, so'ng σ_2 ta'siridan deformatsiyalarni aniqlaymiz va yig'indi tuzamiz.



13.4-rasm

№	ε_1	ε_2
σ_1	$\frac{\sigma_1}{E}$	$-\nu \frac{\sigma_1}{E}$
σ_2	$-\nu \frac{\sigma_2}{E}$	$\frac{\sigma_2}{E}$

Keltirilgan jadvaldan nisbiy deformatsiyalar ustun bo'yicha qo'shib aniqlanadi

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\sigma_1}{E} - \nu \frac{\sigma_2}{E} \\ \varepsilon_2 &= \frac{\sigma_2}{E} - \nu \frac{\sigma_1}{E} \end{aligned} \right\} \quad (13.4)$$

bu yerda: ν - Puasson koeffitsiyenti

Ifodani hosil qilamiz. (13.4) formulalarni tekis kuchlanganlik holati uchun umumlashtirilgan Guk qonuni deb ataladi. Shu usul asosida hajmiy kuchlanganlik holat uchun Guk qonuni hosil qilinadi.

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)) \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_3)) \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E}[\sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2)] \end{aligned} \quad (13.5)$$

Mustahkamlik shartlarini tuzishda uchta bosh kuchlanish bilan chekli kuchlanishlar σ_m ёки σ_{OK} orasidagi bog'lanish funksiyalarining turini aniqlovchi gipotezalarga asoslanadi. Shunday qilib bir qancha gipoteza asosida Mustahkamlik nazariyalari yoziladi va ularning amalda tatbiq etila

olish-olmasligi faqat tajribalar yordamida aniqlanadi. Murakkab kuchlanish holatiga tegishli biror miqdorni chiziqli kuchlanish holati uchun tajribadan topilgan tegishli miqdorlar bilan solishtirish usullarni izlash kerak bo‘ladi. Bu usullarni topishda yuritilgan mulohazalar Mustahkamlik nazariyalari deyiladi. Bu nazariyalardan to‘rttasini ko‘rib chiqaylik.

Mustahkamlikning birinchi nazariyasi. Bu nazariyani XVII asrda Galiley maydonga tashlagan. Eng katta normal kuchlanish nazariyasi deb ham ataladi.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_m}{k} \quad \text{yoki} \quad \sigma_1 \leq [\sigma]$$

Mustahkamlikning ikkinchi nazariyasi. Bu nazariyani birinchi bo‘lib, Mariot taklif qilgan. Ikkinchi nazariya eng katta nisbiy cho‘zilishga asoslangan.

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]$$

Mustahkamlikning uchinchi nazariyasi. Plastik holatda bo‘lgan va yemirilishi siljish tufayli vujudga keladigan materiallar uchun birinchi va ikkinchi nazariyalar to‘g‘ri kelmaydi. Shu sababli Kulon uchinchi nazariyani maydonga tashladi. Bu nazariyaga ko‘ra, murakkab kuchlanish holatidagi detalda xavfli vaziyat undagi maksimal urinma kuchlanish shu detal materialidan yasalgan namunaning oddiy cho‘zilishdagi xavfli vaziyatga tegishli urinma kuchlanishga yetganda boshlanadi.

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$$

Mustahkamlikning to‘rtinchi nazariyasi. Bu nazariya detal shaklining o‘zgarishidagina hosil bo‘lgan deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasiga asoslangan bo‘lib, u quyidagicha ta’riflanadi: murakkab kuchlanish holatidagi detalda xavfli vaziyat undagi deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi shu detal materialidan yasalgan namunaning oddiy cho‘zilishdagi xavfli vaziyatiga tegishli deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasiga yetganda boshlanadi.

$$\sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \leq [\sigma]$$

Bu formula to‘rtinchi nazariyaga asosan detalning Mustahkamlik shartidir.

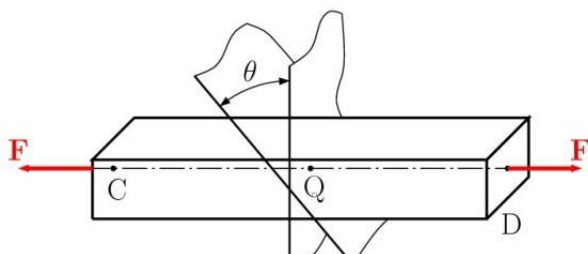
Nazorat savollari

- 1. Hajmiy kuchlanish holatida ixtiyoriy qiya yuzadagi normal va urinma kuchlanishlar qanday formulalar bilan topiladi?*
- 2. Hajmiy kuchlanish holatida eng katta urinma kuchlanish qanday topiladi?*
- 3. Hajmiy kuchlanish holatining qanday asosiy turlari bor?*
- 4. Umumlashgan Guk qonuni qanday yoziladi?*
- 5. Hajmning nisbiy o'zgarishi qanday formuladan topiladi.*
- 6. Cho'zilish (siqilishda) qanday kesimlarda urinma kuchlanish eng katta qiymatga ega bo'ladi?*

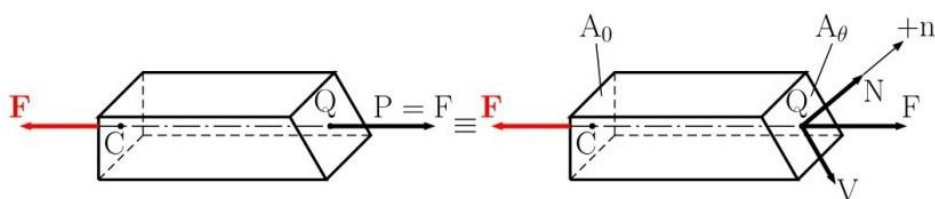
14.1-§. Sof siljish. Kuchlanish va deformatsiya. Sof siljishdagi Guk qonuni

Shu paytgacha kesilish deformatsiyasi konstruktsiya o'qiga perpendikulyar bo'lgan holni ko'rdik. Endi bo'ylama kuch ta'sirida bo'lgan CD elementni ko'ramiz (14.1-rasm).

Agar ixtiyoriy M nuqtada perpendikulyar bilan θ burchak tashkil etuvchi kesim o'tkazsak, 14.2-rasmda ko'rsatilgan ozod jism shakliga ega bo'ladi. Bu rasmdan ko'rinadiki, qo'yilgan F kuch markaziy P kuch bilan muvozanatlanadi $P=F$. Bunda markaziy P kuch hosil bo'lgan ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisidir. Markaziy kuchning tashkil etuvchilari¹⁸



14.1-rasm



14.2-rasm

$$N = P \cos \theta$$

va

$$V = P \sin \theta$$

(14.1)

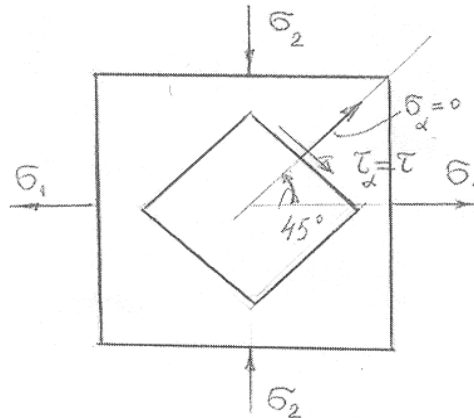
Agar elastik sterjendan ma'lum qiyalikdagi tekisliklar bilan kesib ajratilgan kubning tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qilsa, kubning bunday tekis kuchlanish holati **sof siljish deyiladi**.

Quyidagi xususiy xolni tekshiramiz. Tekis kuchlanish holatida bo'lgan sterjendan bir elementar kub ajratamiz. (14.3-rasm). Bu kubning tomonlari bosh yuzalar bo'lib, bu yuzalarga cho'zuvchi va siquvchi bosh normal kuchlanishlar ta'sir qilgan deylik, ya'ni $\sigma_1 = -\sigma_2 = +\tau$.

1. ¹⁸ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2014. Pages 20-21.

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

14.3-rasmda keltirilgan tekis kuchlanganlik holatini tahlil qilamiz.



14.3-rasm

$\sigma_1 = -\sigma_2 = +\tau$ formulaga asosan jismning og'ma tekisliklaridagi urinma va normal kuchlanishlar

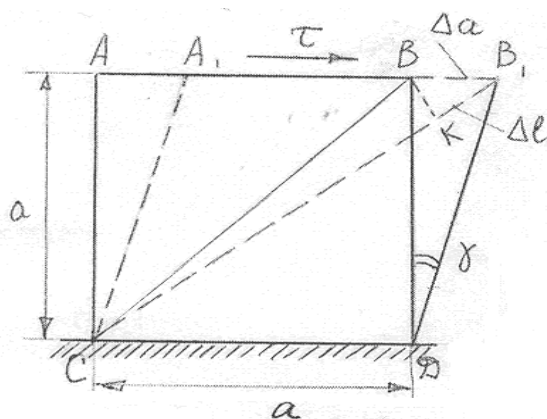
$$\left. \begin{aligned} \sigma_2 &= \tau \cos^2 \alpha + \tau \sin^2 \alpha \\ \tau_\alpha &= \frac{\tau \pm \tau}{2} \sin 2\alpha = \tau \sin 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (14.2)$$

$\alpha=45^\circ$ da (14.1) formulalardan

$$\sigma_{\alpha=45^\circ} = \sigma_1 \frac{1}{2} + \sigma_2 \frac{1}{2} = \frac{\tau}{2} - \frac{\tau}{2} = 0$$

$$\tau_{\alpha=45^\circ} = \tau \frac{\tau + \tau}{2} = \tau_{max}$$

Qani 14.3-rasmdagi ichki kvadratning barcha tomonlarida kuchlanish normal kuchlanish nolga, eng katta urinma kuchlanish τ ga tengligini isbot etish oson. Demak, mazkur kvadrat faqat urinma kuchlanishlar tasirida bo'ladi. Mazkur kvadrat shaklidagi elementning deformatsiyasini tekshiramiz (14.4-rasm).



14.4-rasm

Sof siljish deb, faqat urinma kuchlanishlar ta'sirida hosil bo'ladigan deformatsiyaga aytiladi. Kvadratning bir tomonini qo'zg'almas deb faraz qilamiz.

Urunma kuchlanish τ ta'sirida kvadrat romb shakliga o'tadi. AV tomon SD tomonga nisbatan Δa masofaga ko'chadi.

$\Delta \alpha$ ni haqiqiy siljish deb ataladi.

$$\frac{\Delta \alpha}{\alpha} = \operatorname{tg} \gamma \approx \gamma \quad (14.3)$$

(14.3) ni nisbiy siljish, yoki siljish burchagi deb ataladi.

Kuchlanish τ , hamda nisbiy siljish γ orasidagi bog'lanishni hosil qilish uchun VS diagonalining haqiqiy uzayishi Δl va haqiqiy siljish $\Delta \alpha$ orasidagi bog'lanishni ko'rib chiqamiz. ΔVV_1K dan $\Delta l = \Delta a \cos 45^\circ$

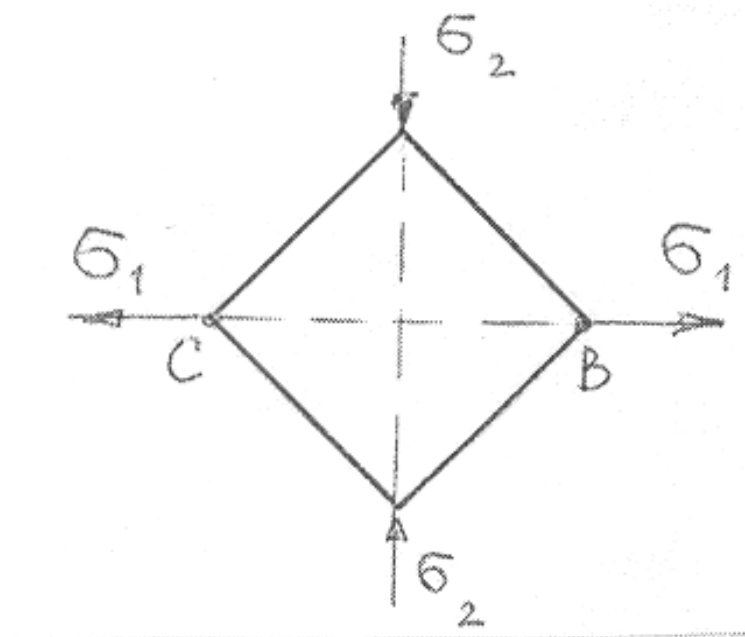
$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\Delta a}{l} \cos 45^\circ, \text{ lekin } l = \frac{a}{\cos 45^\circ} \text{ ga teng bo'lganligi uchun:}$$

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta a}{a} \cos^2 45^\circ \quad (14.4)$$

(14.3) formulani e'tiborga olib (14.4) ifodani:

$$\varepsilon_1 = \frac{\gamma}{2} \quad (14.5)$$

ko'rinishga keltiramiz.



14.5-rasm

Endi shu elementning BC diagonalini tekis kuchlanish holati uchun Guk qonunidan foydalanib aniqlaymiz.

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \nu \frac{\sigma_2}{E} = \frac{\tau}{E}(1 + \nu) \quad (14.6)$$

chunki $\sigma_1 = -\sigma_2 = \tau$ (14.6) va (14.7) formulalarni taqqoslab

$$\tau = \gamma \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (14.7)$$

va $G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$, belgilar kiritib, (14.7) formulani:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (14.8)$$

ko'rinishga keltiramiz. Bu formulani siljish deformatsiyasidagi Guk qonuni deb ataladi.

14.2-§. Elastik doimiylari G, E va μ orasidagi munosabat.

Siljishdagi potensial energiya

Ta'rif Siljish deformatsiyasida urinma kuchlanish siljish burchagiga to'g'ri proporsional bo'ladi.

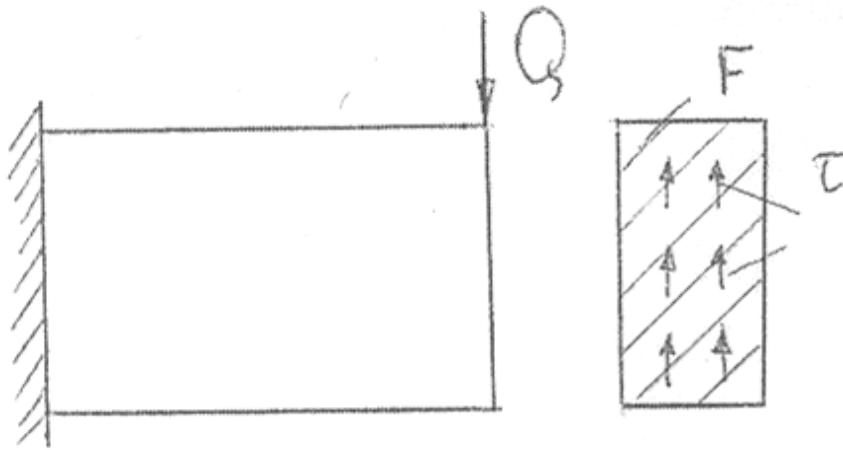
G ni materialning siljishidagi **Yung moduli** deb ataladi. Agar materialning cho'zilish (siqilish) bo'yicha elastiklik moduli Ye, Puasson koeffitsiyenti ν ma'lum bo'lsa siljish modulini (14.8) formuladan aniqlash oson.

Masalan $E = 210^6 \text{ kg/sm}$,

$\nu = 0,3$ bo'lsa (po'lat 3 materiali) $G = \frac{2 \cdot 10^6}{2(1 + 0,3)} \approx 8 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$

Urunma kuchlanishlarning brus kesimi bo‘ylab tekis taqsimlanganligi shartiga asoslanib brus kesimida Q kuchi ta’siridan hosil bo‘ladigan urunma kuchlanishni formulasini qo‘yidagi ko‘rinishda yozamiz:

$$\tau = \frac{Q}{F} \quad (14.9)$$



14.6-rasm.

Siljishga ishlayotgan elementning mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad (14.10)$$

$[\tau]$ - material uchun ruxsat etilgan urunma kuchlanish.

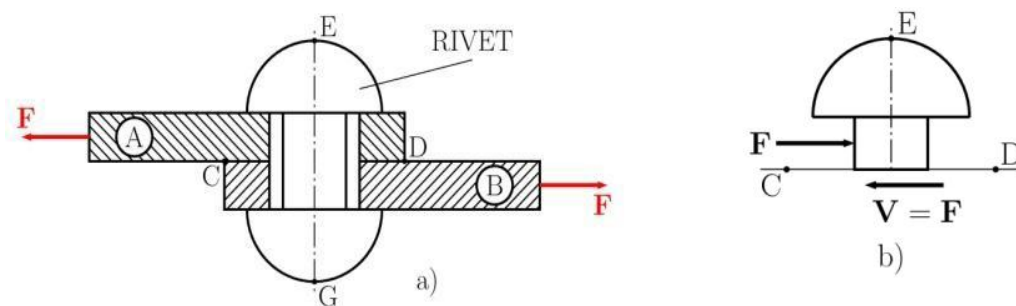
Nazorat uchun savollar

- 1) Qanday shartlar bajarilganda jismda sof siljish sodir bo‘ladi?
- 2) *Sof siljishda Guk qonuni qanday ta’riflanadi?*
- 3) *2-chi tartibli Yung modulining mexanik ma’nosi nima?*
- 4) *Materialning cho‘zilish (siqilish) bo‘yicha elastiklik moduli deb nimaga aytiladi.*
- 5) *Elastik doimiylari G , E va μ orasidagi munosabat.*

XV bob. SILJISHGA ISHLAYDIGAN BIRIKMALARNI MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH

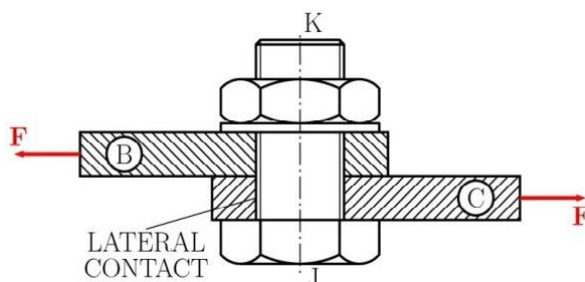
15.1-§. Siljishga ishlaydigan birikmalar hisobi

Kesilish deformatsiyalari ikki elementni biriktiruvchi bolt, shtift, parchin mix materiallarida vujudga keladi. CD tekisligi bo'yicha kesish usulini qo'llab, urinma kuchlanish uchun quyidagi formula topamiz (15.1-rasm).

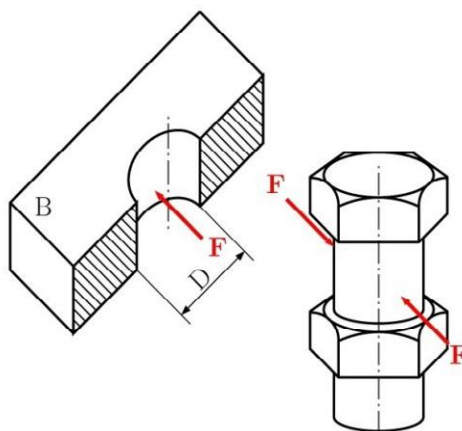


15.1-rasm

$$\tau_{ave} = \frac{V}{A} = \frac{F}{A} \quad (15.1)$$



15.2-rasm



15.3-rasm

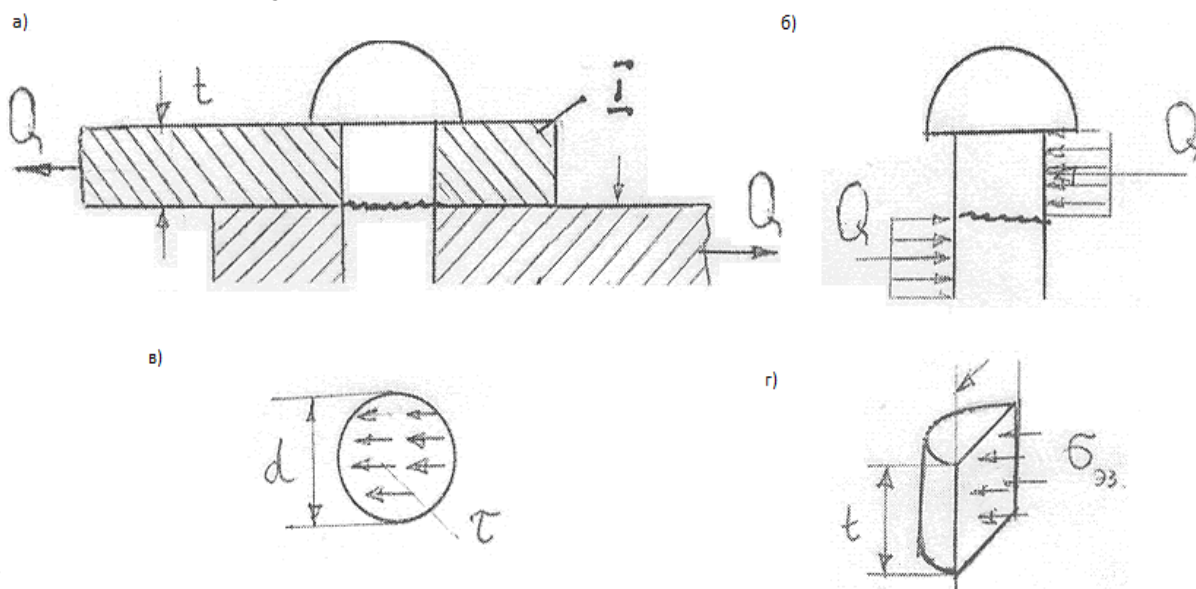
Pona, boltli va parchin mixli birikmalarning ko‘rinishi 15.2-rasmda ko‘rsatilgan. Kuchlanish ularning o‘zaro bog‘lanish tekisligida paydo bo‘ladi. Masalan, ikkita B va C plastinani biriktiruvchi JK boltini ko‘ramiz. Boltida hosil bo‘ladigan P ichki kuchning qiymati plastinaga qo‘yilgan F kuchga teng bo‘ladi. Bu kuch P plastinadagi yarim silindrik tekislikning yuzasidagi elementar ichki kuchlarning teng ta’sir etuvchisidir. Silindrik tekislikning diametri D va balandligi t bo‘lsin. Yuqorida eslatilgan kuchlanishni aniqlash nihoyatda murakkab, shuning uchun bu ezuvchi kuchlanishning o‘rtacha qiymati topiladi. Bu holda o‘rtacha ezuvchi kuchlanish quyidagicha hisoblanadi¹⁹:

$$\sigma_b = \frac{P}{A} = \frac{F}{A} = \frac{F}{Dt} \quad (15.2)$$

Parchin mixli birikmalar hisobi.

15.4-rasmda ikkita -(I) va (II) listlarini biriktiruvchi parchin mix tasvirlangan. Ko‘ndalang kuch Q tasirida parchin mix -(I) va (II) listlar chegarasi bo‘yicha qirqilishi yoki siljishi mumkin. (15.4-rasm, b);

Bundan tashqari parchin mix hamda listlardagi teshiklar devorlarida ezilish deformatsiyasi ham hosil bo‘ladi.



15.4-rasm

Parchin mixlar hisobida qo‘yidagi yul qo‘yishlar qabul qilingan.

1. Listlar orasidagi ishqalanish kuchlari hisobga olinmaydi;

2. ¹⁹ Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages 20, 23-34.

2. Parchin mixlarga teng (bir xil miqdorda) kuch tushadi.

3. Parchin mixlarni kesuvchi « τ » kuchlanishlar parchin mix ko'ndalang kesimida (15.4-rasm, v), ezuvchi normal kuchlanish « σ_{ez} » esa mixning diametral kesimida tekis taqsimlangan deb qabul qilinadi (15.4-rasm, g).

Mix kesimidagi urunma kuchlanish $\tau = \frac{Q}{nF}$ formula asosida aniqlanadi.

Bu yerda, n – parchin mixlar soni; $F = \frac{\pi d^2}{4}$ – parchin mixning ko'ndalang kesim yuzi; d – parchin mix diametri.

Parchin mix kesilishiga nisbatan mustahkam bo'lishi uchun

$$\frac{Q}{n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau] \quad (15.3)$$

shart bajarilishi kerak. Mixning diametr kesimida hosil bo'ladigan ezuvchi kuchlanishlar

$$\sigma_{\text{ez}} = \frac{Q}{nF} \quad (15.4)$$

formula asosida aniqlanadi.

Ezilishga nisbatan parchin mixli birikmaning mustahkamlik sharti:

$$\frac{Q}{ntd} \leq [\sigma]_{\text{ez}} \quad (15.5)$$

ko'rinishga ega bo'ladi. Bu yerda t biriktirilgan listning minimal qalinligi. Parchin mixli birikmalar hisobida ko'p holatlarda birikma mustahkamligini ta'min etuvchi mixlar soni aniqlanadi.

Demak yuqorida ko'rilayotgan birikmalar uchun mixlar soni:

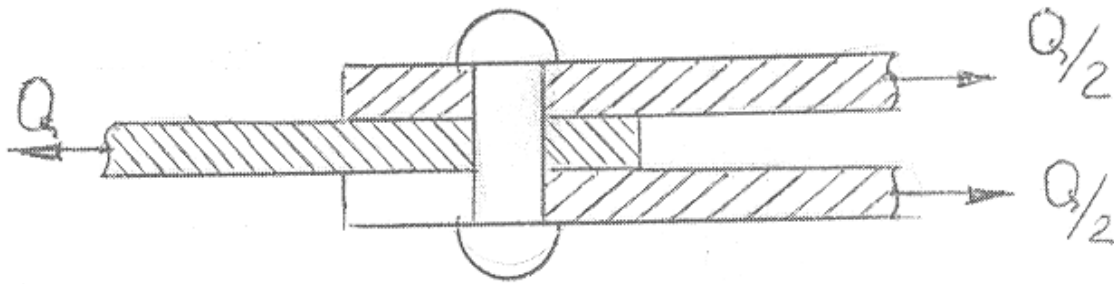
Kesilish bo'yicha:
$$n = \frac{4Q}{\pi d^2 [\tau]} \quad (15.5)$$

ezilish bo'yicha:
$$n = \frac{Q}{dt [\sigma]_{\text{ez}}} \quad (15.6)$$

formulalar orqali aniqlanadi.

Mazkur hisobda (15.5) va (15.6) formulalarga asosan mixlar soni “ n ” uchun ikki xil miqdorlar hosil qilinadi. Ammo birikmaning mustahkamligini tamin etuvchi mixlar soni uchun bu miqdorning kattasi (butun songa qadar yaxlitlashtirilib) qabul qilinadi. Yuqorida bir yuza bo'ylab kesiluvchi parchin mixli birikma ko'rib chiqildi (15.4-rasm). Amaliyotda kesilish yuzasi 2 ta va undan ko'p bo'lgan birikmalarni ko'p uchratish mumkin.

15.5-rasmda kesilish yuzasi ikkita bo'lgan parchin mixli birikma tasvirlangan.



15.5-rasm

Yuqorida, kesilish yuzasi bitta bo'lgan birikma hisobida qo'llanilgan usullar asosida ikkita kesilish yuzaga ega bo'lgan parchin mixli birikmaning mustahkamlik shartini hosil qilish mumkin:

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{Q}{2\pi \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau] \\ \sigma_{\text{ss}} &= \frac{Q}{ndt_{\text{min}}} \leq [\tau] \end{aligned} \right\} \quad (15.7)$$

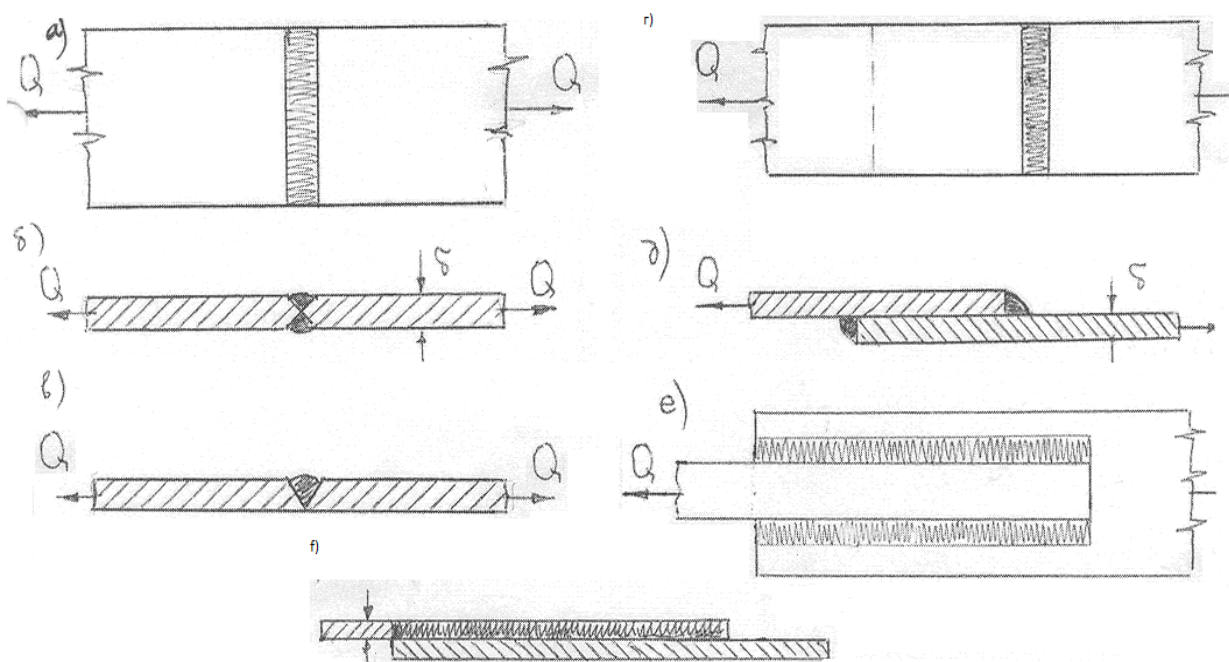
15.2-§. Elektr, gaz payvand birikmalari hisobi

Payvand birikmalarning parchin mixli birikmalardan afzalligi shundaki, bunda payvandlangan elementlarning ko'ndalang kesim yuzalaridan to'la foydalaniladi, choklar zich bo'lib, suyuqlik va gazlarni o'tkazmaydi

Payvandning asosan 2 usuli mavjud:

- a) uchma-uch payvandlash;
- b) ustma-ust payvandlash.

Uchma-uch payvandlashda ulanadigan elementlarning qalinligiga qarab bo'laklar oralig'i erigan payvand moddasi bilan to'ldiriladi, natijada payvand chok hosil bo'ladi (15.3-rasm a,b,v).



15.6-rasm

Bu turdagi birikmaning mustahkamlik sharti :

$$\sigma = \frac{Q}{l \cdot \delta} \leq [\sigma]_n \quad (15.8)$$

ko‘rinishiga ega bo‘ladi. Bunda l – payvand chokining uzunligi; payvandlangan elementlarning qalinligi - δ ; payvand materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish- $[\sigma]_n$. Payvandlanishning ikkinchi usuli elementlarni ustma – ust qo‘yib payvandlashdir. (15.6-rasm, g-f). Bunday choklarda asosan siljish deformatsiyasi hosil bo‘ladi, va ularning mustahkamlash sharti:

$$\tau = \frac{Q}{0.7l \cdot \delta} \leq [\tau]_n \quad (15.9)$$

ko‘rinishda ifodalanadi. Bu yerda: ℓ – payvand chokining umumiy uzunligi, δ - payvandlanayotgan elementlarning (listlarning) qalinligi; $[\tau]_n$ – payvand materiali uchun ruxsat etilgan urunma kuchlanish.

Payvand birikmaning, elektrodning turiga bog‘liq holda $[\sigma]_n; [\tau]_n$ - qiymatlari berilgan bo‘ladi.

Nazorat uchun savollar

- 1) Sof siljishda Guk qonuni qanday ta'riflanadi?*
- 2) 2-chi tartibli Yung modulining mexanik ma'nosi nima?*
- 3) Nima uchun parchin mixni ezilish deformatsiyasiga hisoblanadi?*
- 4) Gaz, elektr payvandlarning nisbatan afzalliklari va kamchiliklari nimadan iborat?*

GLOSSARY

№	Atamaning o'zbek tilida nomlanishi	Atamaning rus tilida nomlanishi	Atamaning ingliz tilida nomlanishi	Atamaning ma'nosi
1.	Materiallarkar shiligi	Сопротивлен ие материалов	Strength of materials	Inshootvamashina yelementlarinitashqi kuchlarta'sirida mustahkamligi, bikrligivaustivorligini o'rganuvchifan.
2.	Deformatsiya	Деформатсия	Deformation	(lotincha deformatio – shakl o'zgartirish) - tashqi kuchlar ta'sirida jismning o'lchamlari, shakli va hajmini o'zgarishiga aytiladi. Deformatsiyaning asosiy turlari to'rtta:cho'zilish, sof siljish, buralish, egilish.
3.	Mexanik kuchlanish	Механическо е напряжение	Mechanic stress	Tashqi kuchlar ta'sirida deformatsiyalanuvchi qattik jismda hosil bo'ladigan ichki kuchlar intensivligi SI sistemasida kuchlanish birligi Pa (n/m^2).
4.	Absolyut deformatsiya	Абсолютная деформатсия	Absolut deformation	Jism o'lchamlarini tashqi kuch ta'sirida o'zgarishi.
5.	Elastik deformatsiya	Упругая деформация	Elastic deformation	Tashqi kuchlar ta'siri yo'qotilganda o'zi ham yo'q bo'ladigan deformatsiya.
6.	Plastik deformatsiya	Пластическа я деформация	Plastic deformation	Tashqi kuchlar ta'siri yo'qotilganda ham saqlanadigan deformatsiya.
7.	Plastiklik	Пластичност	Plasticity	(rlasticity) - qattiq jism o'lchamlari va shaklini tashqi kuchlar ta'sirida darzlsiz o'zgarishi. Bu o'lchamlar va shakl tashqi kuchlar

				ta'siridan keyin ham saqlanadi.
8.	Guk qonuni	Закон Гука	Statute of Guk	(Ingliz fizigi R. Guk 1635-1703) – cho`zilish va siqilishda hosil bo`ladigan bo`ylanma kuchlanishlarni nisbiy deformatsiya bilan bog`lanishini ifodalovchi qonun.
9.	Yelastiklik moduli	Модул упругости	Modules of yelasticity	(modulus of yelasticity, Yung moduli) materialni cho`zilish – siqilishga qarshilik ko`rsatish qobiliyatini ifodalovchi koefitsient.
10.	Bikrlik	Жесткость	Hardness	(stiffness) – jismning tashqi kuchlar ta'sirida o`z shaklini saqlash qobiliyati.
11.	Cho`zilish va siqilish	Растяжение и сжатие	Straining and pressure	Faqat brus bo`ylanma o`qi bo`ylab tashqi kuchlar ta'sirida hosil bo`ladigan kuchlanganlik – deformatsiya holati.
12.	Yegilish	Изгиб	Bending	Brus bo`ylanma o`qi yegriligining tashqi kuchlar ta'sirida o`zgarishi.
13.	Buralish	Кручение	Torsion	Brus bo`ylama o`qidagi ko`ndalang kesimlarning juft kuchlar ta'sirida hosil bo`ladigan o`zaro aylanishi bilan xarakterlanadigan deformatsiya turi. Buralishga ishlovchi brus val deb ataladi.

14 .	Sof siljish	Чистый сдвиг	Shear	Brus bo`ylama o`qidagi kundalang kesimlarning shaklini va o`lchamlarini o`zgarishi bilan bog`liq bo`lgan deformatsiya turi. Bunda kesimlar orasidagi masofalar o`zgarmay qoladi.
15 .	Yelastiklik kuchi	Упругая сила	Force of yelasticity	Deformatsiyalanuvchi qattiq jismda jism zarrachalari ko`chishiga qarama-qarshi yo`nalishdagi hosil bo`ladigan kuchlar.
16 .	Murakkab qarshilik	Сложное сопротивление	Complexity strength	Deformatsiyalanuvchi qattiq jismda bir necha turdagi deformatsiyalarning bir vaqtning o`zida hosil bo`ladigan kuchlanganlik – deformatsiya holati.
17 .	Yelastik deformatsiyal anuvchi qattiq jismning potensial yenergiyasi	Потенциальная энергия деформируемого твердого тела	Potential yenergy yelastic rigid solid	Yelastik deformatsiyalanuvchi jismning ichki kuchlanishlarining bajargan ishini xarakterlovchi miqdor.
18 .	Sof yegilish	Чистый изгиб	Bending	Brus ko`ndalang kesimlarida faqat yeguvchi moment hosil bo`ladigan deformatsiya turi.
19 .	Qiyshiq yegilish	Косой изгиб	Oblique bending	Tashqi kuchlar ta`sir yetuvchi tekislik brusning birorta ham bosh tekisligi bilan mos tushmagan holdagi hosil bo`ladigan deformatsiya turi.
20 .	Ko`ndalang yegilish	Поперечный изгиб	Transverse of bend	Brus ko`ndalang kesimlarida yeguvchi moment va ko`ndalang (kesuvchi) kuch hosil bo`ladigan deformatsiya turi.

21 .	Bo`ylama - ko`ndalang yegilish	Продолно – поперечные изгиб	Longitudinal – transverse bending	Bir paytda brus o`qi bo`ylab va unga perpendikulyar yo`nalgan kuchlar ta'sirida hosil bo`ladigan kuchlanganlik - deformatsiya holati.
22 .	Ichki ishqalanish holati	Внутреннее трение	Inside friction condition	Qattiq jismda zarralarning o`zaro ishqalanishi natijasida ichki yenergiyaning sarflanishi bilan bog`liq bo`lgan holat.
23 .	Tenzometr	Тензомер	Tenzometr	Materiallarning fizik- mexanik xarakteristikalarini va deformatsiyalarini o`lchaydigan asbob.
24 .	Tutashmuhitla rmexanikasi	Механика многофазных сред	Mechanic variete medium	Qattiq, suyuq va gazsimon jismlarning muvozanati va xarakatini, deformatsiya- kuchlanganlik holatini o`rganuvchi mexanikaning bir bo`limi.
25 .	Yelastiklik nazariyasi	Теория упругости	Theory of yelasticity	Mexanikaningbo`limilaridan biri bo`lib, jismning deformatsiya holatini (ko`chish, deformatsiya va kuchlanish) yelastiklik chegasida o`rganadi.
26 .	Yelastiklikche garasi	Предел упругости	Limit ofelasticity	Guk qonuniga amal qiladigan kuchlanishning yeng katta qiymati.
27 .	Plastikliknaza riyasi	Теория пластичност и	Theory of plasticity	(theory of plasticity) - mexanikaning jism deformatsiya holati yelastiklik chegarasidan o`tgandan keyin qoldiq deformatsiya paydo bo`lishi sabablari va qonuniyatlarini o`rganadigan qismi.

28 .	Balka	Балка	Beam	To`sin, yegilishga ishlaydigan yelement. Ko`priklar, tom yopmalari, mashina o`qlari kabilar bunga misol bo`la oladi.
29 .	Rama	Рама	Frame	Ustun va to`sinlar (sarrovlar)dan tashkil topgan qurilish konstruksiyasi (yoki uning hisoblash sxemasi). Rus tilida ustunni – kolonna yoki stoyka, sarrovni – rigel deyiladi.
30 .	Ferma	Ферма	Farm	To`g`ri chiziqli sterjenlarni tugunlarda birlashtirish yo`li bilan hosil qilingan qurilish konstruksiyasi ferma deb ataladi.
31 .	Sterjen	Стержен	Rod	Siqilish, cho`zilish, yegilishga ishlaydigan yelement, brus.
32 .	Arka	Арка	Arc	Yegri o`qli sterjenlardan tashkil topgan qurilish konstruksiyasi. Ikki sharnirli, uchli va sharnirsiz arkalar bo`ladi.
33 .	Sharnir	Чарнир	Joint	Ikki yoki undan ortiq yelementlarni o`zaro biriktirib turuvchi unsur bo`lib, yelementlarni o`zi atrofida aylanish imkonini beradi.
34 .	Mustahkamlik	Прочност	Durability	Jismning tashqi kuchlar ta`siriga yemirilmasdan qarshilik qilish qobiliyati.
35 .	Ustuvorlik	Устойчивост	Stability	Konstruksiya va uning yelementlarini tashqi kuchlar ta`sirida o`z shaklini saqlash qobiliyati.

36 .	Kuch	Сила	Force	Jismlarning bir-birlariga ko`rsatgan o`zaro ta'sirlarining miqdor o`lchovi.
37 .	Tashqi kuchlar	Внешние силы	Yexternal force	Hisoblanayotgan konstruksiya yelementiga uning boshqa qismlaridan ta'sir qiluvchi kuchlar
38 .	Sirtqi kuchlar	Поверхностные силы	Superficial force	Jismning sirtiga qo`yilgan kuchlar
39 .	To`plangan kuchlar	Сосредоточенные силы	Concentrated force	Jismning o`z o`lchamiga nisbatan juda kichik sirtiga ta'sir qiluvchi kuch.
40 .	Yoyilgan kuch	Распределенные силы	Distributing force	Jism sirtining biror qismiga taqsimlanib ta'sir qiluvchi kuch.
41 .	Xajmiy kuchlar	Объемные силы	Volume force	Jismning barcha ichki nuqtalariga ta'sir qiluvchi kuch.
42 .	Statik kuch	Статическая сила	Static force	O`z miqdori, qo`yilgan nuqtalari yoki yo`nalishlarini asta – sekin o`zgartiruvchi kuch.
43 .	Dinamik kuch	Динамическая сила	Dynamic force	O`z miqdori va qo`yilgan nuqtalarini qisqa vaqt ichida katta tezlik bilan o`zgartiruvchi kuch.
44 .	Ichki kuchlar	Внутренние силы	Inwardly force	Tashqi kuch ta'sirida deformatsiyalangan jismning ichki kesimlarida hosil bo`lgan kuch.
45 .	Kesish usuli	Метод сечений	Method of section	Deformatsiyalangan jism kesimlarida hosil bo`ladigan ichki kuchlarni hisoblash usuli.
46 .	Normal kuchlanish	Нормальное напряжение	Normal stress	Jism kesim yuzasiga perpendikulyar yo`nalgan ichki kuchlar intensivligi.

47 .	Urinma kuchlanish	Касателное напряжение	Tangential stress	Kesim yuzasiga parallel yo`nalgan ichki kuchlar intensivligi.
48 .	Asosiy oddiy turdagi deformatsiyalar	Основные виды простые деформаций	The main common types of deformation	Tashqi kuchlar ta'sirida konstruktsiya ko`ndalang kesimida faqat bitta ichki kuch paydo bo`ladi. Ular to`rta: cho`zilish-siqilish, sof siljish, buralish va yegilish.
49 .	Puasson koeffitsienti	Коэффициент Пуассона	Puasson coefficient	Bo`ylama va ko`ndalang deformatsiyalar nisbatini belgilovchi kattalik.
50 .	Ruxsat yetilgan kuchlanish	Допустимое напряжение	Assumptive stress	Konstruktsiya yelementining mustahkam ishlashi uchun mumkin bo`lgan yeng katta kuchlanish.
51 .	Mustahkamlik sharti	Условие прочности	Condition of strong	Konstruktsiya yelementida hosil bo`ladigan kuchlanish ruxsat yetilgan kuchlanishdan kichik bo`lishi kerak.
52 .	Bosh yuzalar	Главные площадки	Central area	Urinma kuchlanishlar nolga teng yuzalar
53 .	Bosh normal kuchlanish	Главное нормальное напряжение	Central normal stress	Bosh yuzalarga ta'sir qilgan kuchlanish.
54 .	Tekis kesim yuzasining geometrik xarakteristikalar	Геометрические характеристики плоских сечений	The geometric characteristics of the plane sections	Kesim yuzasi, yuza og'irlik markazi, statik moment va o`qlarga nisbatan inersiya momentlari.
55 .	Markaziy o`qlar	Сентралные оси	Central axis	Og'irlik markazidan o`tgan o`zaro perpendikulyar o`qlar.
56 .	Bosh o`qlar	Главные оси	The main axis	O`qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng.

57 .	Markaziy bosh o`qlar	Сентралные главные оси	The central axis of the main	Kesimning og'irlik markazidan o'tgan bosh o`qlar.
58 .	Val	Вал	Wall	Buralishga ishlaydigan silindrik sterjen.
59 .	Yepyura	Епюра	Curve	Yeguvchi moment, ko`ndalang va bo`ylama kuchlarning balka o`qi bo`ylab o`zgarishini ko`rsatuvchi grafik.
60 .	Xavfli kesim	Опасное сечение	Dangerous section	Yepyura orqali aniqlanadigan kuchlanishlar maksimal qiymat qabul qiladigan kesim.

TARQATMA MATERIALLAR

HISOB GRAFIK ISHLARINI BAJARISH TARTIBI BO`YICHA UMUMIY KO`RSATMALAR

Hisob grafik ishlarida masalalar soni har bir mutaxassislik uchun o`quv rejasida ko`rsatiladi.

Har bir masala uchun berilgan qiymatlar va sxemalar o`qituvchi tomonidan talabaga berilgan raqamli shifrga binoan ko`rsatmada keltirilgan sxemalar va jadvallardan ko`chirib olinadi. Masalan, o`qituvchi tomonidan talabaga berilgan shifr 4.5 bo`lsin. Shu shifrga binoan tegishli hisoblash grafik ishida keltirilgan jadvaldan 4-qatordagi berilganlar, rasmdan yesa 5-sxemani tanlash kerak.

Har bir mutaxassislik bo`yicha yuklamada ko`rsatilgan mavzular bo`yicha xisoblash grafik ishlari bajariladi.

Barcha tushunilmagan savollar bo`yicha hamda qo`llanmadagi yo`l qo`yilgan xato va kamchiliklarni tahlil qilish uchun tuzuvchilarga murojaat qilishingizni iltimos qilamiz.

I-HISOBLASH GRAFIK ISHI

BALKA, RAMA VA YEGRI BRUSLAR UCHUN EGUVCHI MOMENT(M), KO`NDALANG KUCH (Q) VA BO`YLAMA KUCH (N) YEPYURALARINI QURISH

Berilgan balka, rama va egri bruslar uchun quyidagilarni bajarish talab qilinadi:

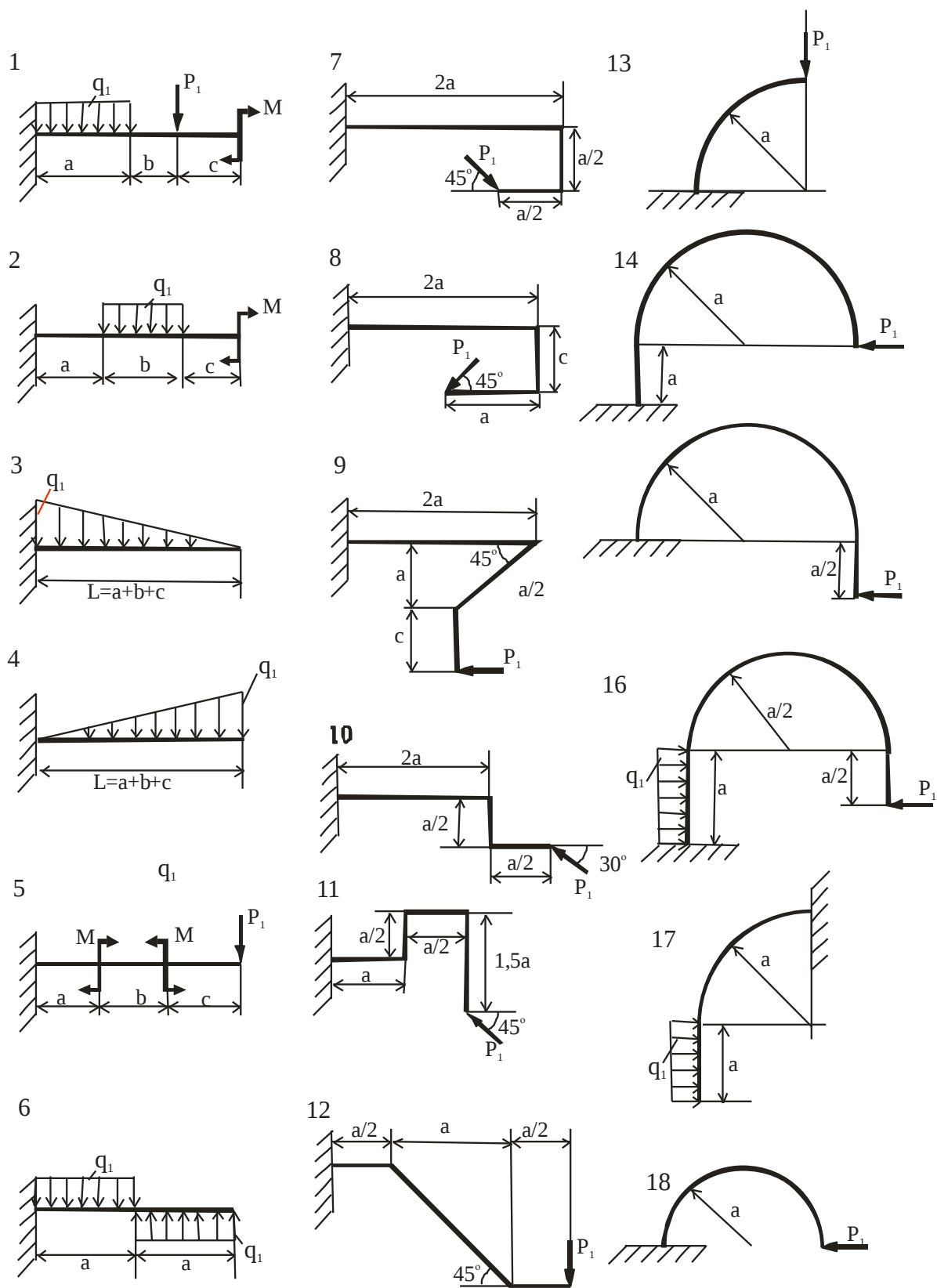
1. Tayanch reaksiyalari aniqlansin.
2. Yeguvchi moment (M), ko`ndalang kuch (Q) va bo`ylama kuch (N) yepyuralari qurilsin.
3. Yepyuralardan M, Q, N larning yeng katta qiymatlari aniqlansin.
Mazkur qiymatlarga mos kesimlar belgilansin.
Berilgan qiymatlar 1 va 2 jadvallardan, sxemalar yesa 1-rasmdan olinsin.

1-jadval

N_0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
16	*6						57	40	44	*38	37	*30	*23	*16	9
17	7	*5						*56	*50	43	*38	31	*29	*21	*15
18	*18	3	*4						55	*54	48	*42	*36	*28	*22
19	*19	*17	9	*3						60	53	47	4	35	*27
20	*30	*20	*16	10	*2						*55	*49	46	*40	34
21	36	*29	*21	*15	11	*1						56	*50	45	*39
22	*42	35	*28	*22	*14	12	*1						47	*51	44
23	43	*41	34	*27	*23	*19	7	*2						58	*52
2 4	*49	44	*40	33	*28	*24	*18	8	*3						49
25	55	*50	45	*39	32	*25	*24	*17	9	*4					
26		56	51	48	*38	31	*25	*21	*16	10	*5				
27			*57	52	47	*37	36	*26	*22	*15	11	*6			
28				*58	*53	48	*38	35	*27	*21	*14	12	*6		
29					59	*54	47	*39	31	*28	*20	*13	7	*5	
30						60	*54	46	*40	33	*29	*19	*14	8	*4

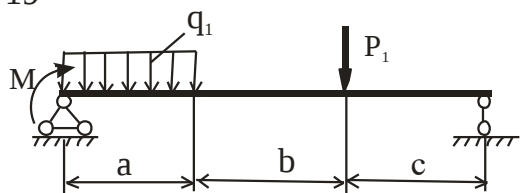
2-jadval

N_0	a (m)	b (m)	c (m)	P_1 (kN)	P_2 (kN)	q_1 (kN/m)	q_2 (kN/m)	M (kN·m)
1	3	2	1	2	3	2	1	3
2	2	2	1	3	2	2	1	4
3	3	2	2	4	3	3	2	4
4	2	1	1	3	2	2	1	2
5	2	2	1	3	4	1	2	3
6	2	3	1	3	3	2	2	2
7	3	2	1	2	3	2	1	4
8	3	2	1	3	2	1	2	3
9	3	3	1	3	3	2	2	4
0	3	3	1	4	3	3	2	4

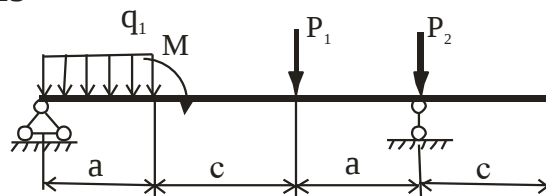


1 - rasm

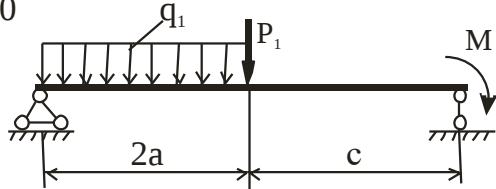
19



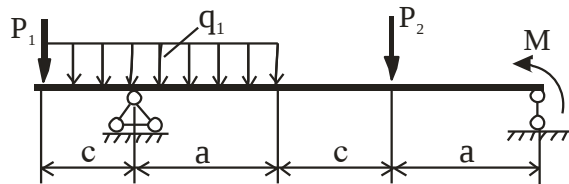
25



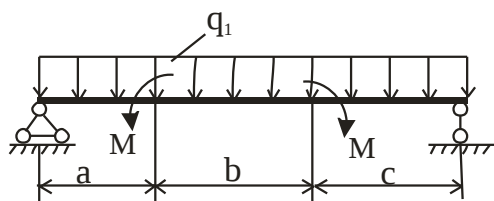
20



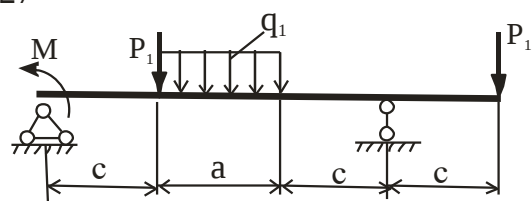
26



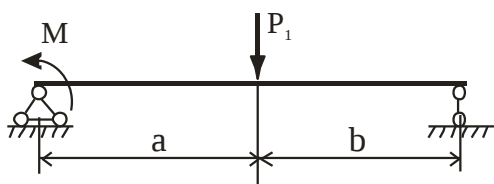
21



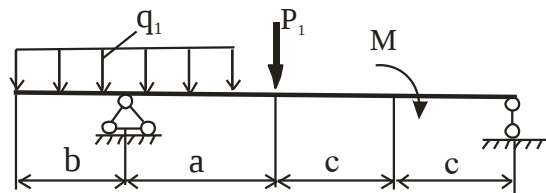
27



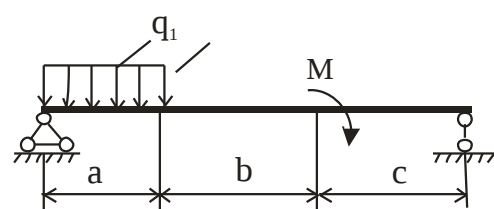
22



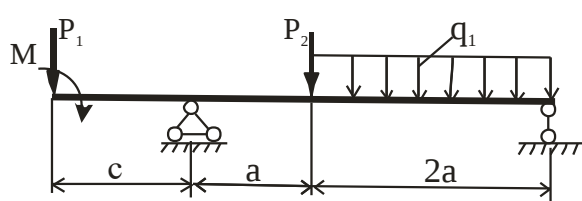
28



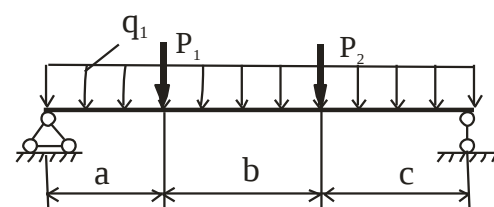
23



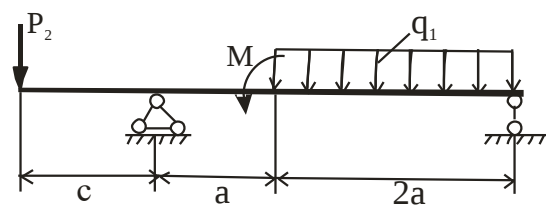
29



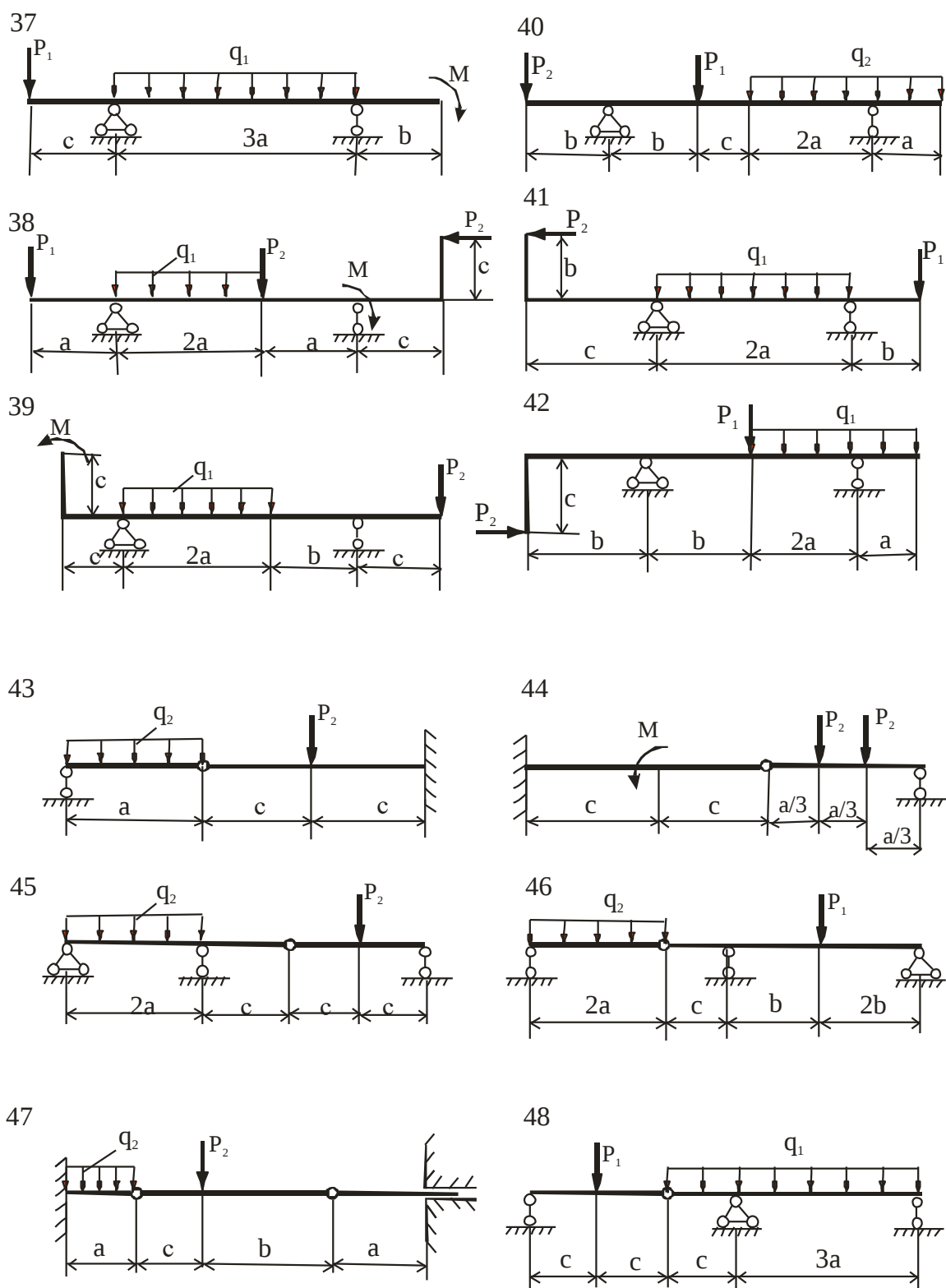
24



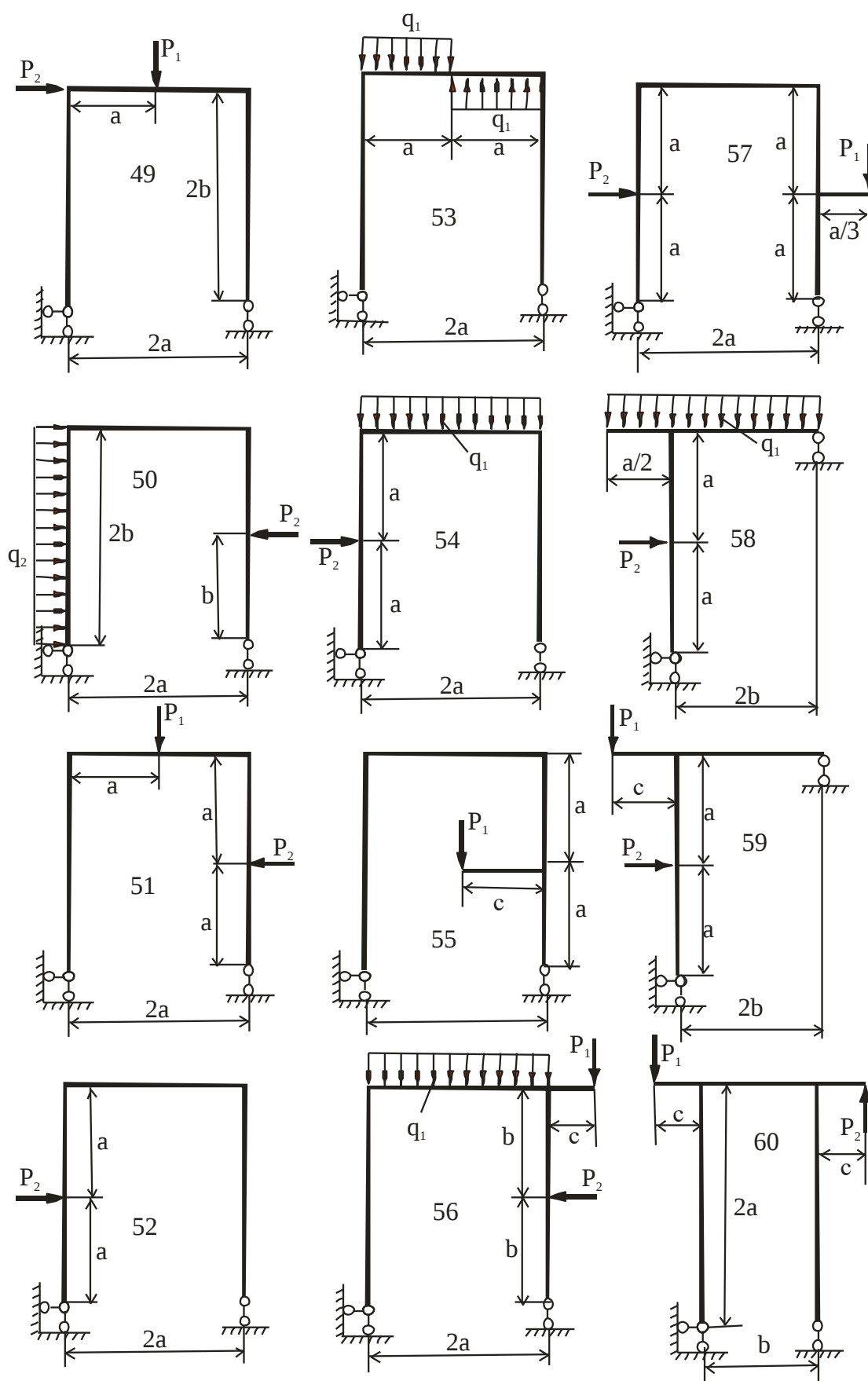
30



1-rasmni (davomi)



1-rasmni davomi



1-rasmni (davomi)

II – HISOBLASH GRAFIK ISHI

CHO`ZILISH VA SIQILISHGA ISHLAYOTGAN STERJENLARNING HISOBI

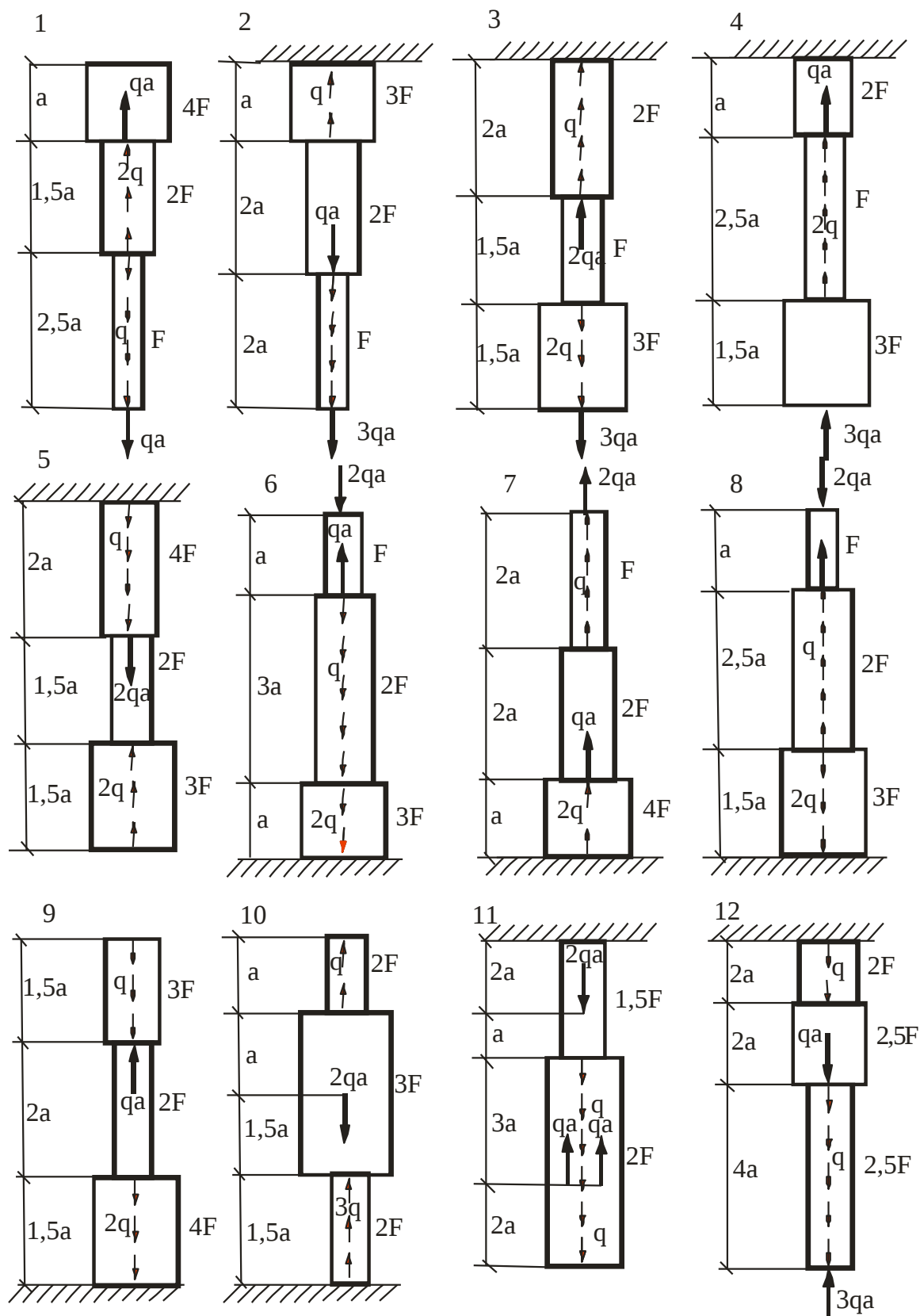
1 – MASALA

Berilgan pogʻonali sterjen uchun $Y_e=2 \cdot 10^8 \text{ kN/m}^2$, $[\sigma]=160 \cdot 10^3 \text{ kN/m}^2$ deb olinib, quyidagi amallarni bajarish talab qilinadi:

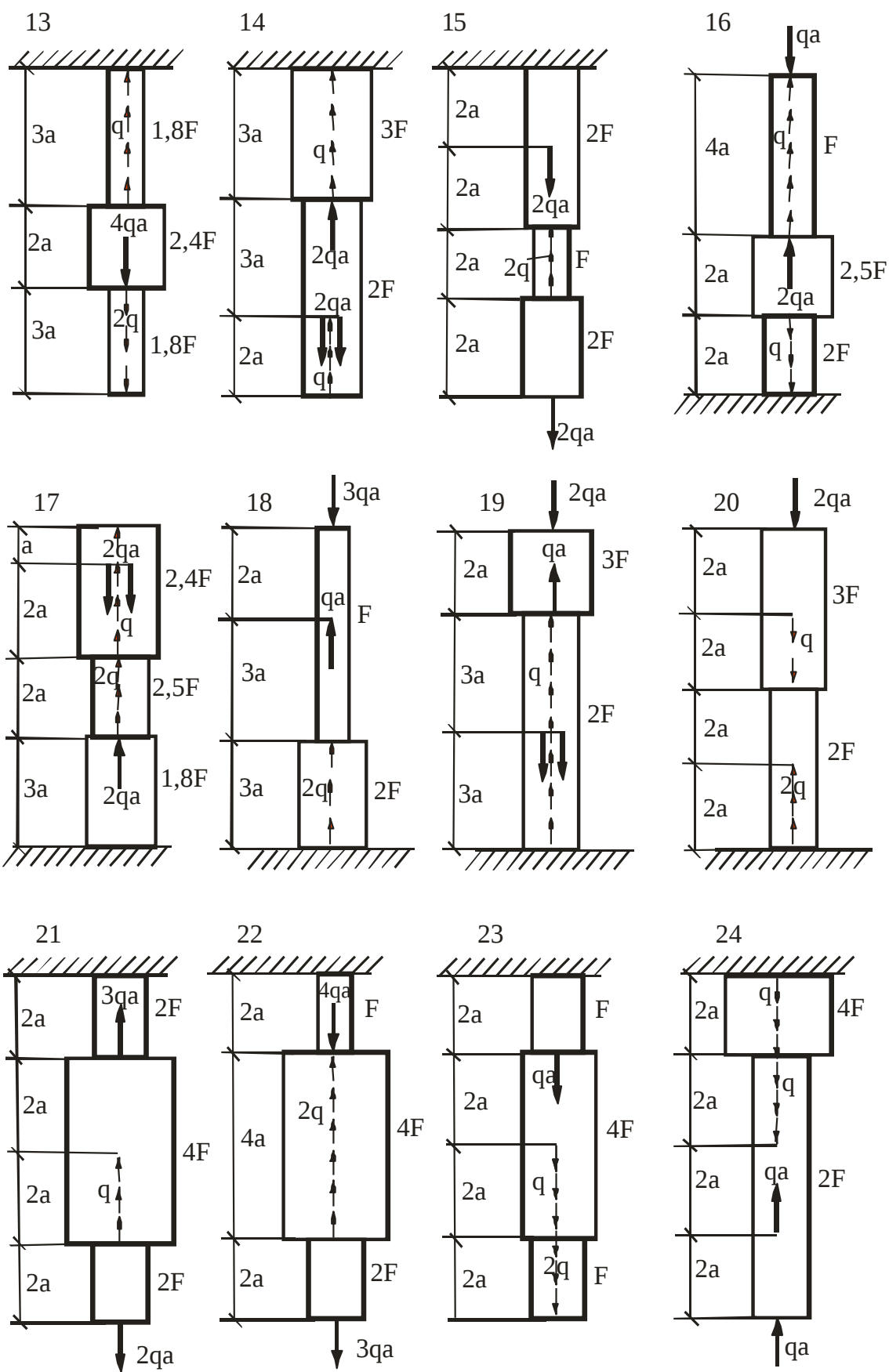
1. Sterjenning tayanch kesimidagi reaksiya kuchi aniqlansin.
 2. Sterjen koʻndalang kesimlarida xosil boʻladigan boʻylama kuchlar, normal kuchlanishlar hamda koʻchishlarning analitik ifodalari tuzilsin.
 3. Boʻylama kuch, normal kuchlanish va koʻndalang kesimning koʻchish yepyuralari qurilsin.
 4. Sterjenning umumiy deformatsiyasining absolyut qiymati aniqlansin.
- Masalaning sxemasi 2-rasmdan, oʻlchamlar, yuklarning qiymatlari 3-jadvaldan olinadi.

3-jadval

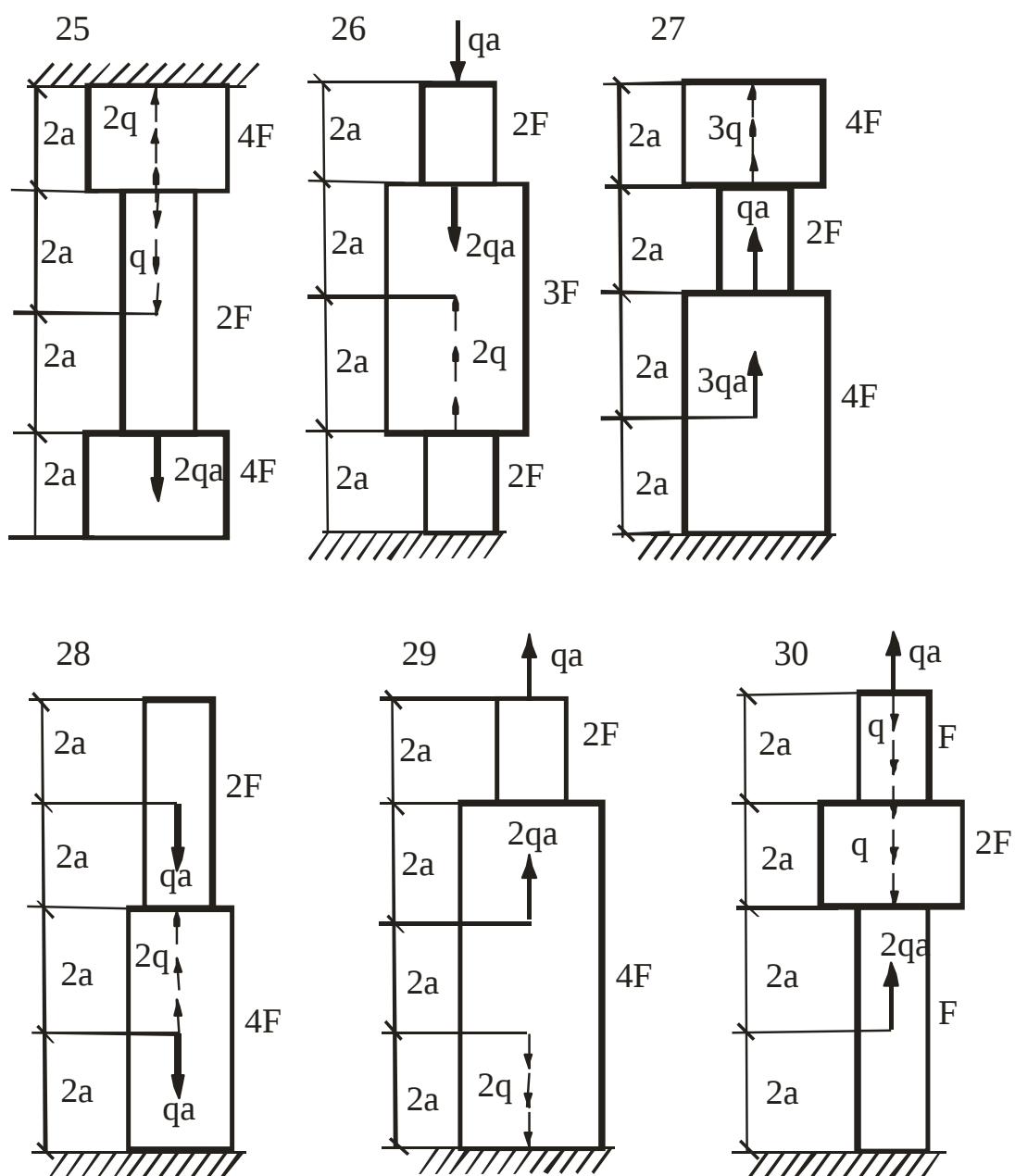
Shifrning 1- raqami	a , (m)	Shifrning 2- raqami	F , ($\cdot 10^4 \text{ m}^2$)	Shifrning oxirgi raqami	q , (kN/m)
1	2,0	1	12,0	1	20,0
2	2,2	2	14,0	2	15,0
3	2,6	3	16,0	3	18,0
4	2,4	4	18,0	4	20,0
5	2,8	5	20,0	5	18,0
6	1,8	6	22,0	6	16,0
7	2,6	7	24,0	7	10,0
8	2,2	8	26,0	8	24,0
9	2,0	9	28,0	9	22,0
0	1,6	0	30,0	0	14,0



2-rasm



2-rasm (davomi)



2-rasm (davomi)

2 – MASALA

Berilgan statik noaniq sterjenli tizim uchun quyidagi amallarni bajarish talab qilinadi:

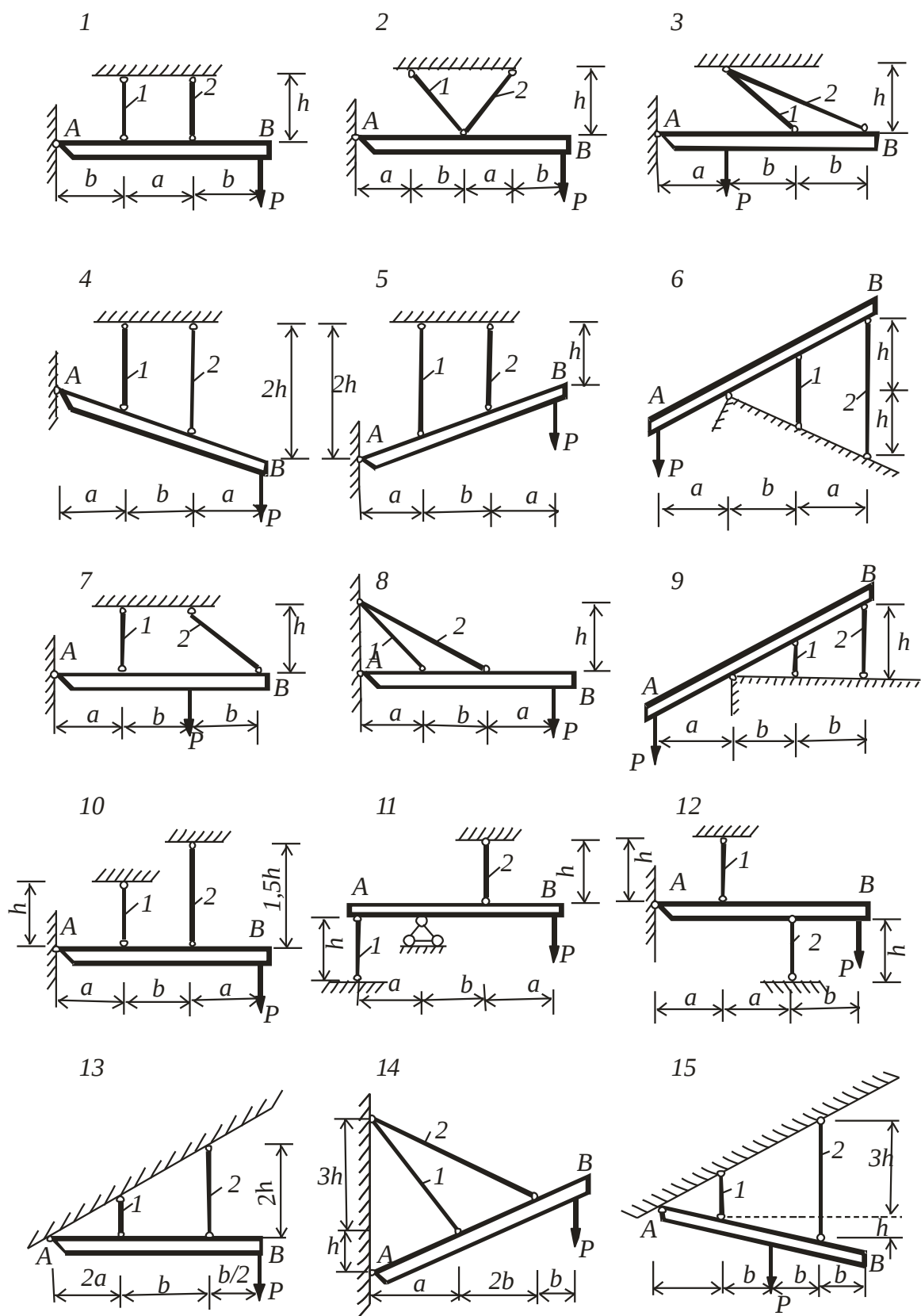
1. Tizimning statik noaniqlik darajasi aniqlansin.
2. Tizimga ta'sir yetuvchi kuchlarning muvozanat shartlari tuzilsin, ya'ni muvozanat tenglamalar yozilsin.
3. Tizimning deformatsiyalangan shaklidan foydalanib, yordamchi deformatsiya tenglamasi tuzilsin.
4. Deformatsiya tenglamasini Guk qonuni vositasida sterjenlarda xosil bo'ladigan zo'riqishlar orqali ifodalansin.
5. Hosil bo'lgan tenglamani muvozanat tenglamalar bilan birgalikda yechilsin.
6. Cho'zilish va siqilishdagi mustahkamlik shartlaridan foydalanib 1 va 2 sterjenlarning ko'ndalang kesimlari tanlansin.
7. Sterjenlarni plastik holatga o'tkazuvchi R kuchning qiymati aniqlansin. Bunda oquvchanlik chegarasi $[\sigma_{oq}] = 220 \cdot 10^3 \text{ kN/m}^2$ deb olinsin.

Masalaning sxemasi 3-rasmdan, o'lchamlar, yuklarning qiymatlari 4-jadvaldan olinsin.

4-jadval.

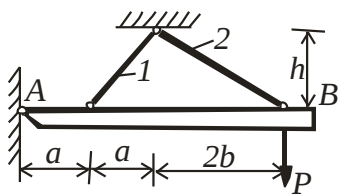
Yuklar va geometrik o'lchamlar.

N^o	a (m)	b (m)	c (m)	F_2/F_1	P (kN)
1	2,0	1,4	1,8	2,0	8
2	2,2	1,6	2,0	1,5	12
3	2,6	1,8	2,2	1,2	15
4	2,4	1,6	2,1	1,4	16
5	2,8	1,6	1,6	1,3	12
6	1,8	1,0	1,2	1,8	10
7	2,6	1,2	1,5	1,0	18
8	2,2	1,2	1,7	1,1	20
9	2,0	1,0	1,5	2,0	24
10	2,4	1,4	1,6	1,8	14
11	3,0	2,0	2,0	1,5	20
12	2,9	1,8	1,8	2,0	21
13	2,4	1,6	1,6	1,3	20
14	2,1	1,4	1,4	1,2	18
15	1,8	1,2	1,2	1,6	15
16	2,0	1,3	1,3	1,2	12

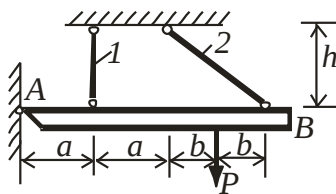


3-rasm

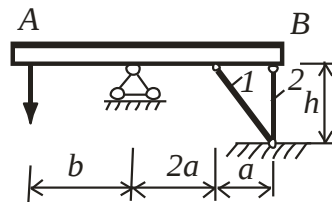
16



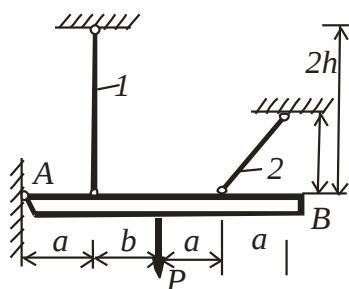
17



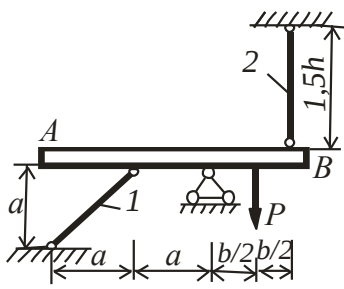
18



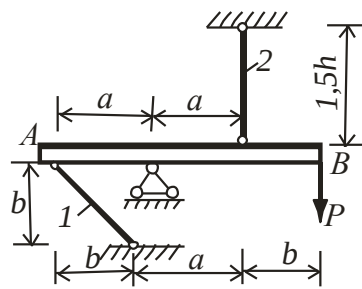
19



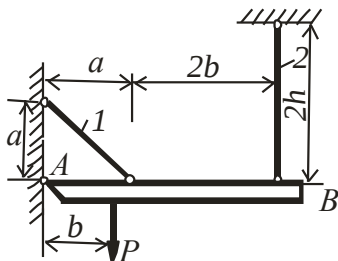
20



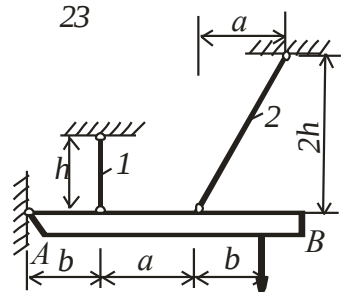
21



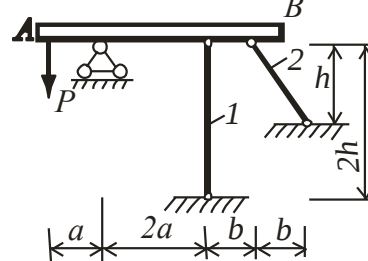
22



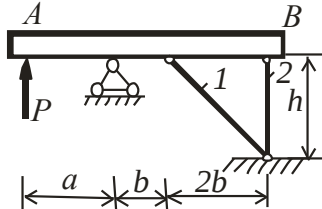
23



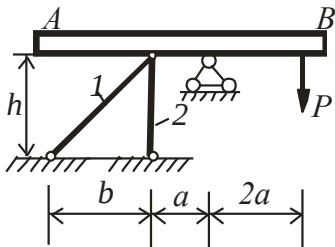
24



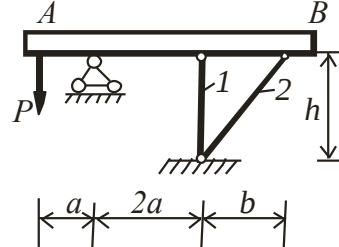
25



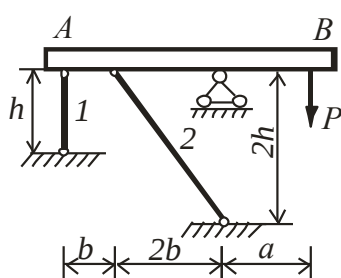
26



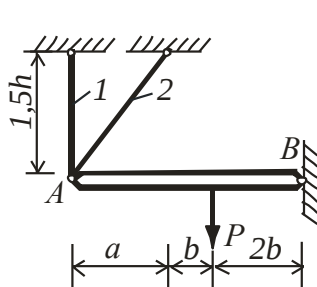
27



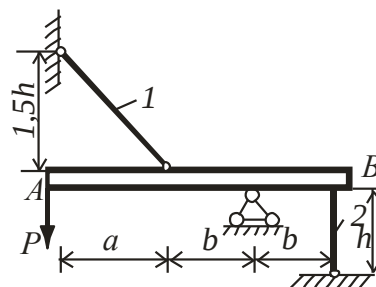
28



29



30



3-rasm (davomi)

NOSIMMETRIK KESIMLARNING INERSIYA MOMENTLARI

Berilgan nosimmetrik tekis kesim uchun quyidagilarni bajarish talab qilinadi:

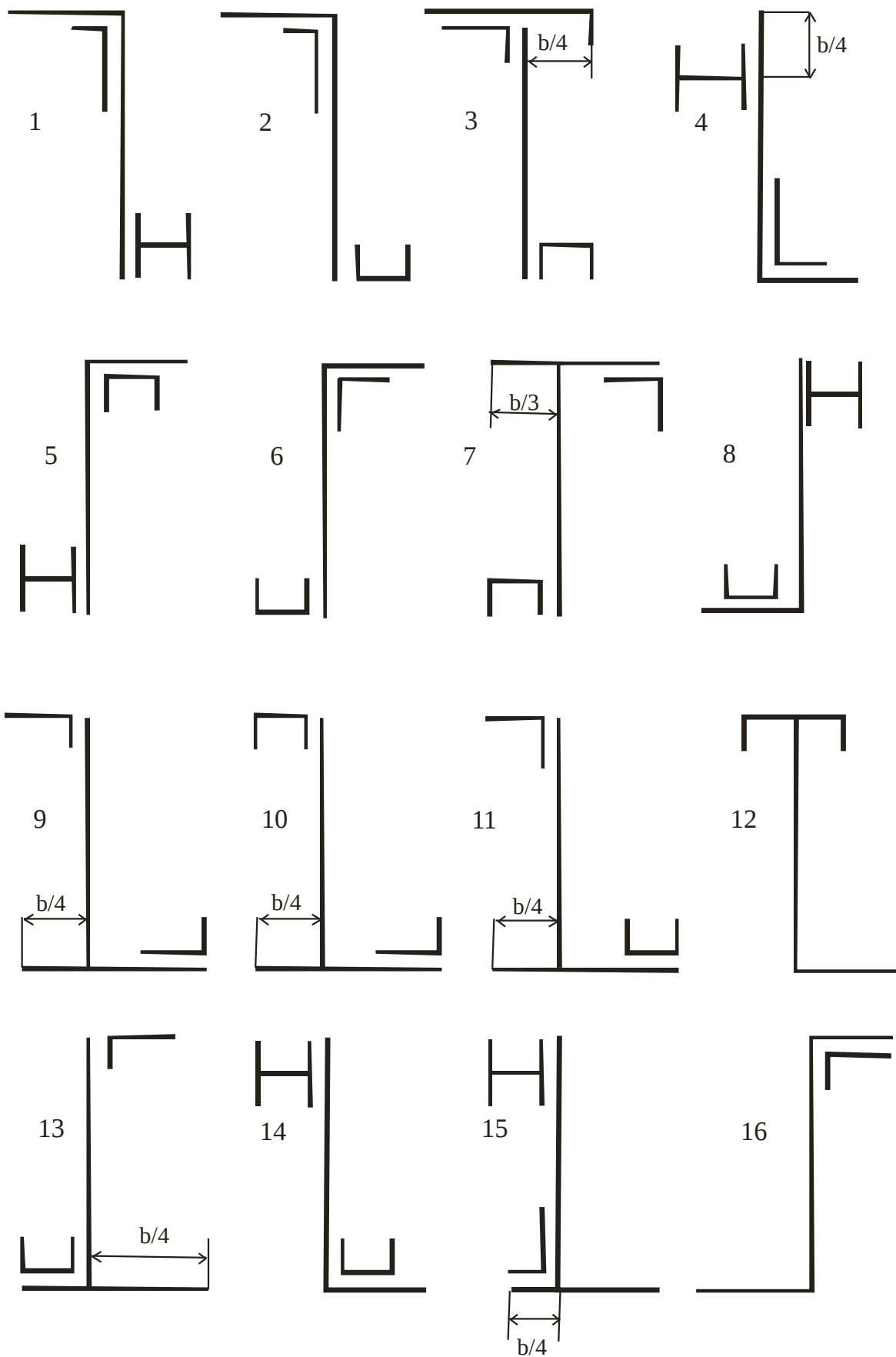
1. Analitik usulda berilgan kesim og'irlik markazining holati aniqlansin.
2. Kesimning og'irlik markazidan o'tgan o'zaro tik ikkita ixtiyoriy o'qlarga nisbatan inersiya momentlari hamda markazdan qochma inersiya momenti hisoblansin.
3. Bosh inersiya o'qlarining yo'nalishi aniqlansin.
4. Bosh inersiya momentlarining qiymatlari hisoblansin.
5. Ishni to'g'ri bajarilganligi tekshirilsin.

Berilgan qiymatlar 4- jadvaldan²⁰, tekis kesim sxemasi yesa 4-rasmdan olinadi.

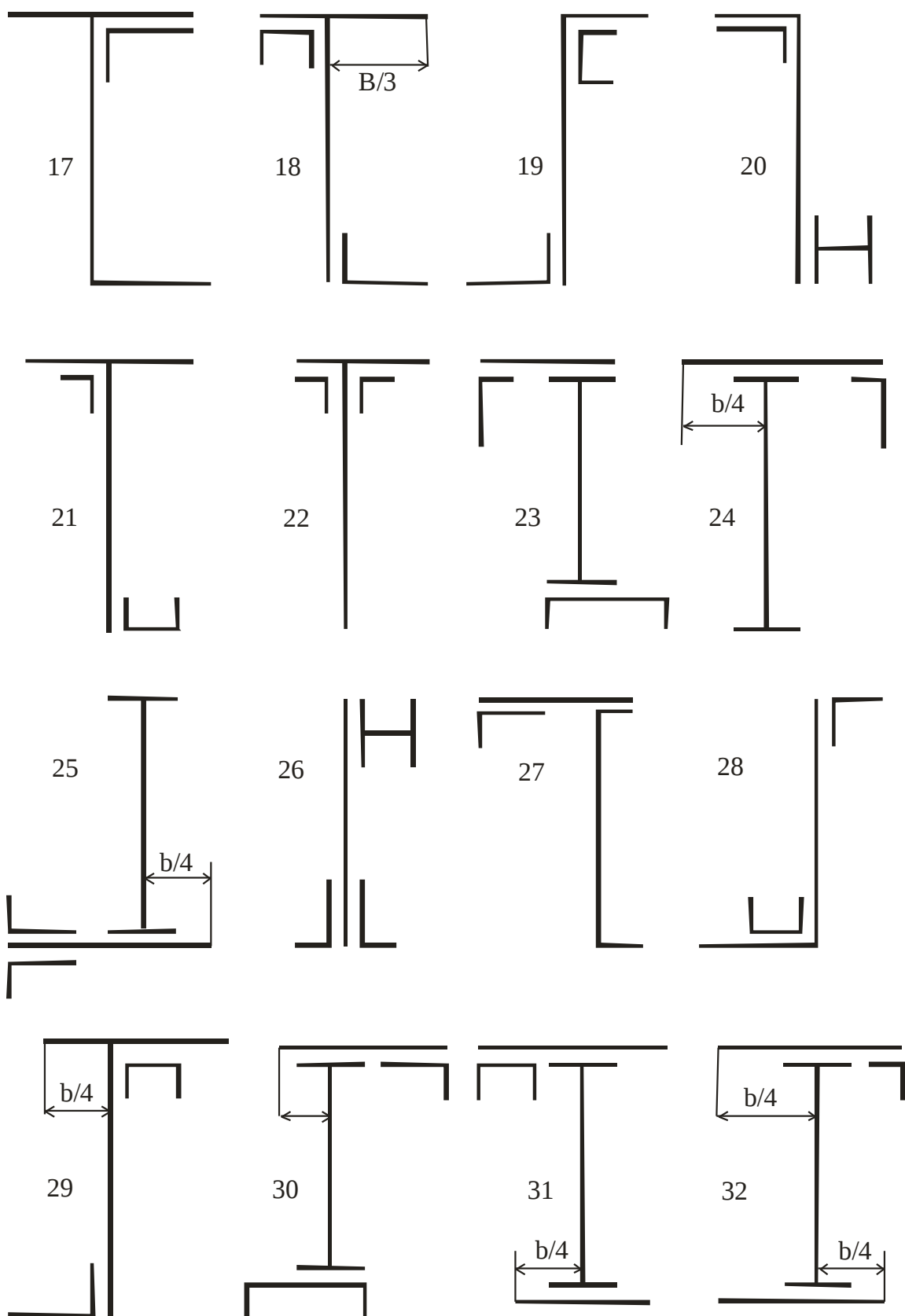
4- jadval

№	Teng yonli burchaklik	Yonlari teng bo'lmagan burchaklik	Qo'shtavr №	Shveller №	Vertikal list ($\cdot 10^{-3}$ m)	Gorizontal list ($\cdot 10^{-3}$ m)
	profil nomeri					
1	90x90x8	100x63x10	24	16	500x10	400x10
2	100x100x10	110x70x10	24a	16a	500x12	400x12
3	110x110x8	125x80x10	27	18a	500x16	400x16
4	140x140x10	125x80x12	27a	22	600x10	400x20
5	140x140x12	140x90x10	30	22a	600x12	400x22
6	160x160x16	160x100x12	36	24	600x16	500x12
7	180x180x12	180x110x12	40	27	600x18	500x16
8	200x200x20	200x125x12	45	30	600x20	500x20
9	220x220x14	200x125x16	50	33	700x16	600x10
0	250x250x20	250x160x20	55	36	800x20	600x20

²⁰ Izoh: Jadvaldan faqat sxemada mavjud bo'lgan elementlar uchun qiymatlar yozib olinadi.



4-rasm



4-rasm (davomi)

BALKANI HISOBI

Yuklanish sxemasi 5-rasmda va ko`ndalang kesim shakli 6- rasmda ko`rsatilgan po`lat balka uchun quyidagilar talab qilinadi:

1. Yeguvchi moment M va ko`ndalang kuch Q yepyuralari q , ℓ lar bilan ifodalanib qurilsin.

2. Berilgan $\ell = 2 \text{ m}$ va ruxsat yetilgan kuchlanish $[\sigma] = 160 \cdot 10^3 \text{ kN/m}^2$ uchun tarqalgan kuch intensivligining ruxsat yetilgan qiymati $[q]$ aniqlansin.

3. Bosh kuchlanishlarga nisbatan xavfli kesim aniqlanib, bu kesimdagi normal va urinma kuchlanishlar yepyuralari qurilsin.

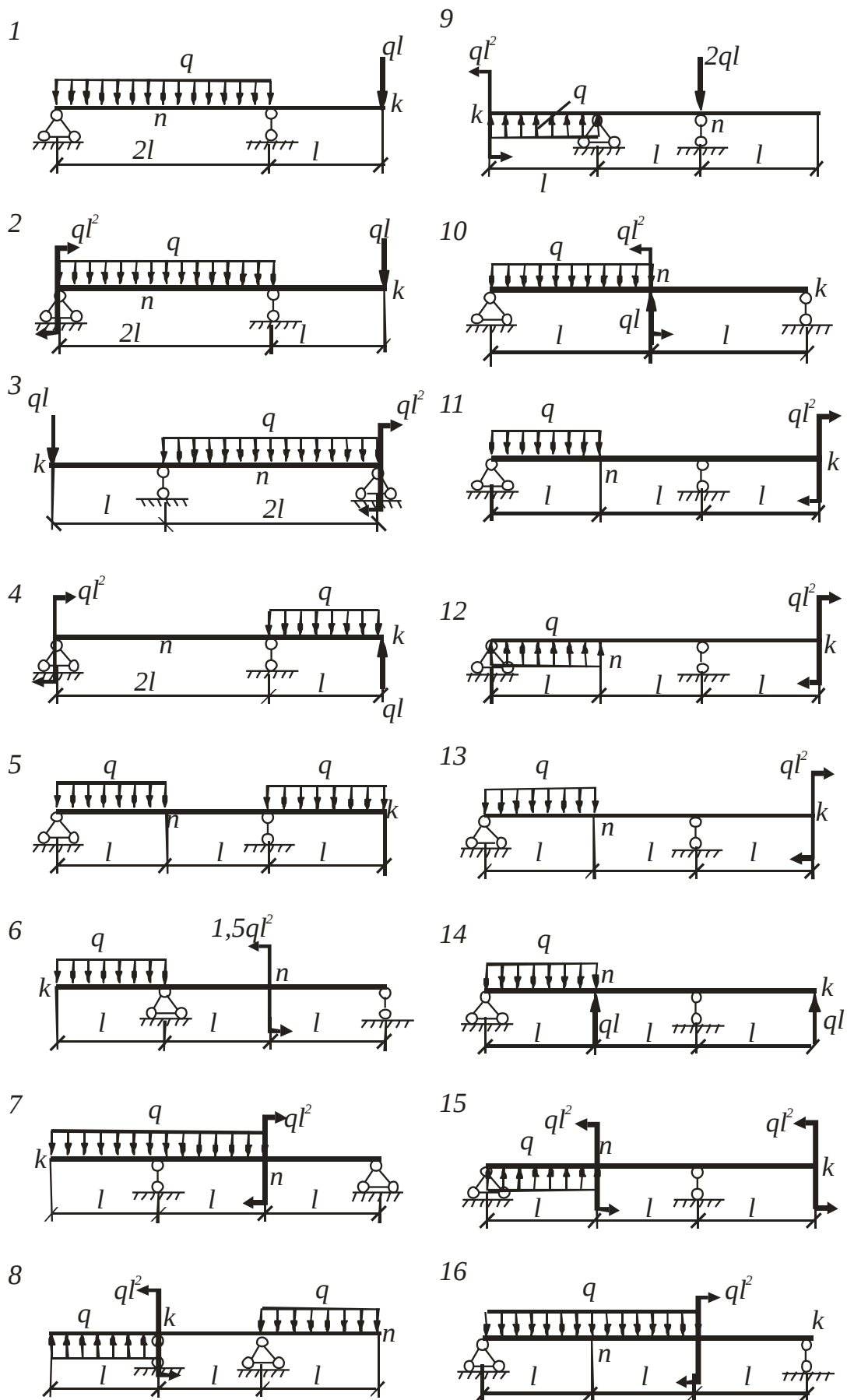
4. Balka mustahkamligi urinma kuchlanishga nisbatan tekshirib ko`rilsin. Urinma kuchlanishning ruxsat yetilgan qiymati $[\tau] = 0,58 \cdot [\sigma]$ deb qabul qilinsin.

5. Boshlang'ich parametrlar usuli yordamida balkaning belgilangan "n" va "k" kesimlarining salqiliklari va og'ish burchaklari aniqlansin.

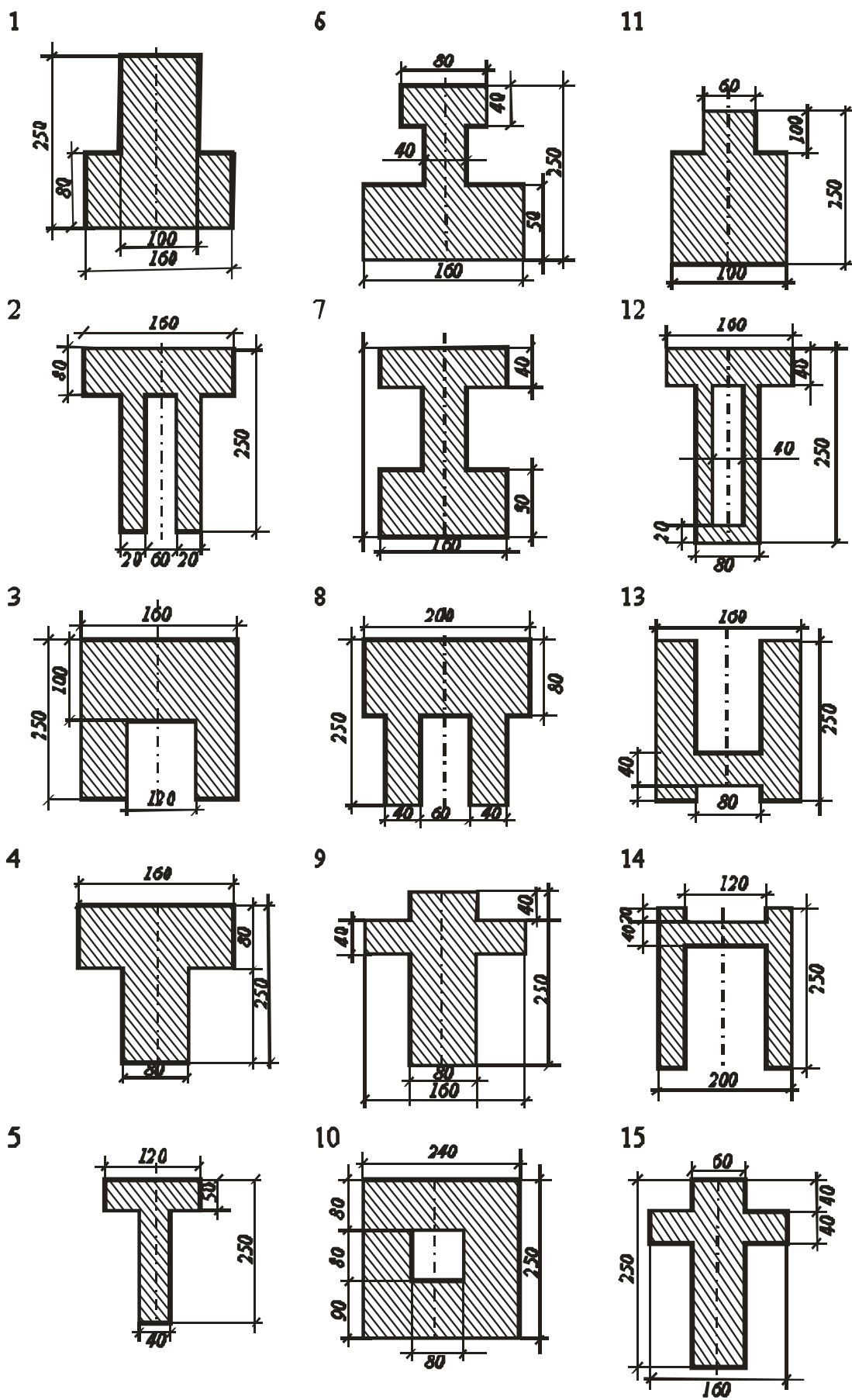
6. Balka o`qining yegilish shakli tasvirlansin.

7. Berilgan balkaning kesimi qo`shtavrdan qayta tanlansin ( $[\sigma] = 160 \cdot 10^3 \text{ kN/m}^2$ ). Qo`shtavr va berilgan kesimning yuzalari va birkliklari taqqoslansin.

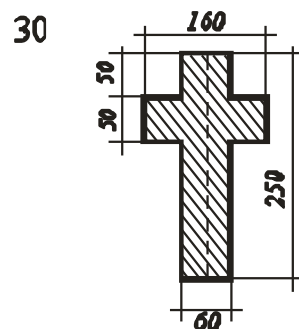
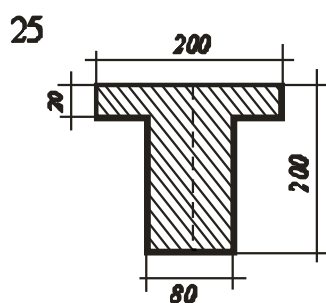
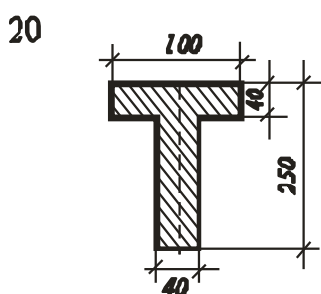
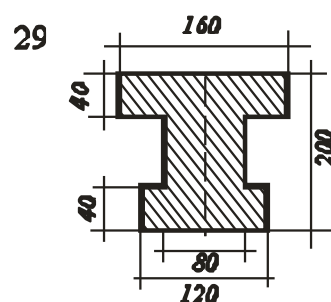
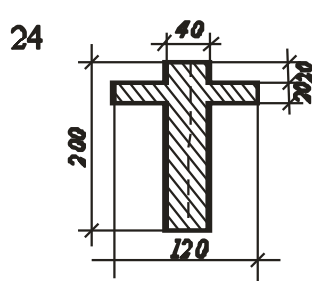
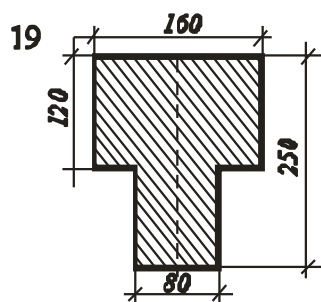
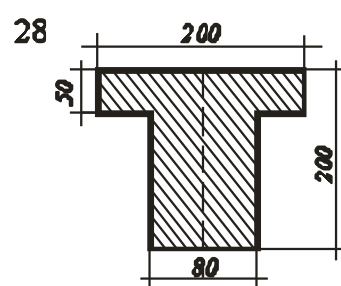
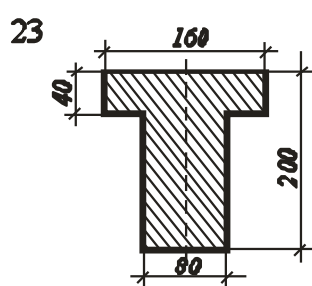
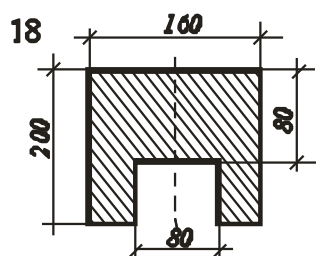
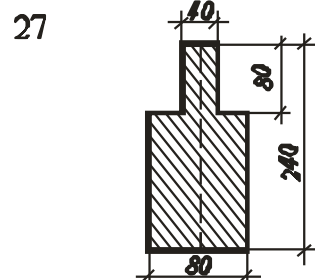
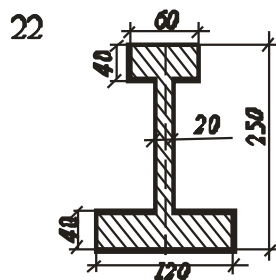
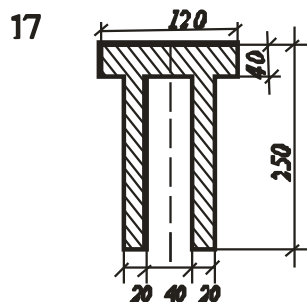
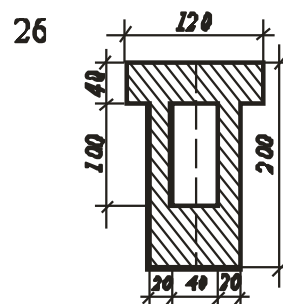
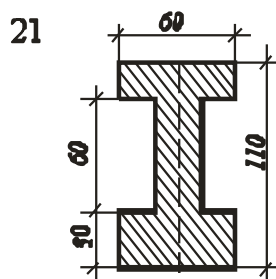
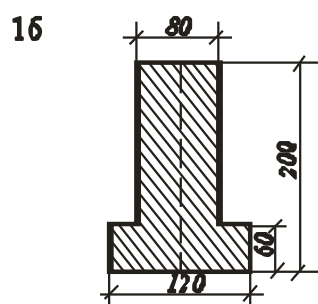
8. Berilgan va qo`shtavrli kesim uchun balkaning birklik sharti tekshirib ko`rilsin. Ruxsat yetilgan salqilik $[f] = \ell/300$ deb qabul qilinsin.



5-рассм



6-расм



6-рaсм (давoми)

**BIKRLIGI KATTA BO`LGAN USTUNLARNI NOMARKAZIY
CHO`ZILISH VA SIQILISHGA HISOBLASH**

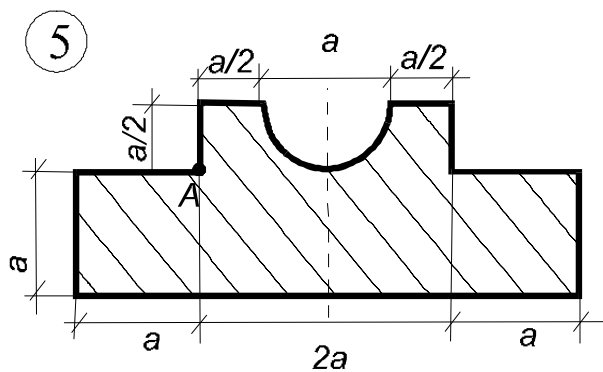
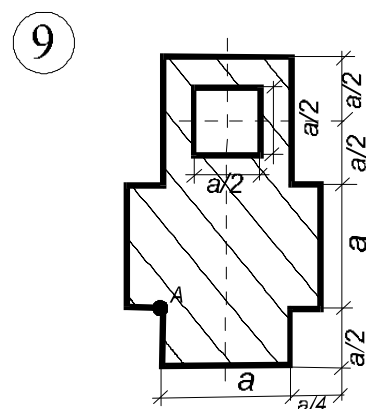
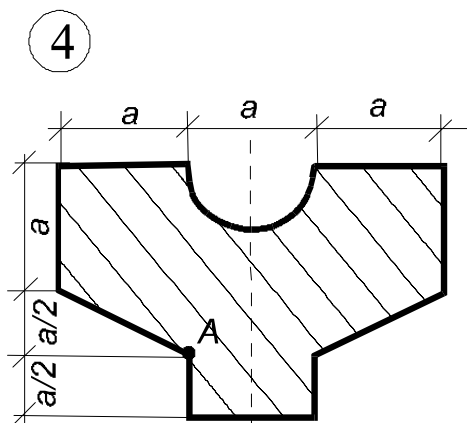
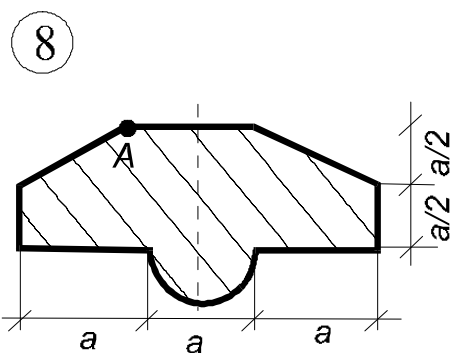
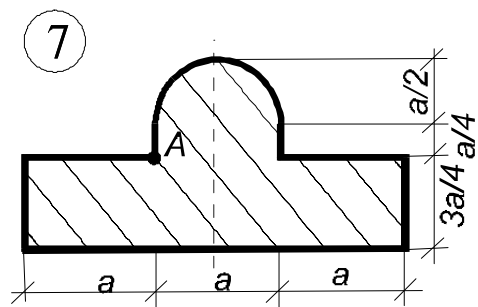
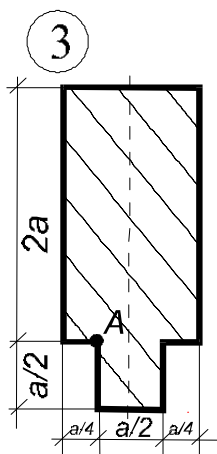
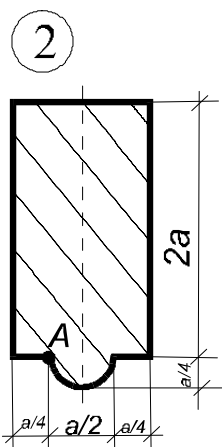
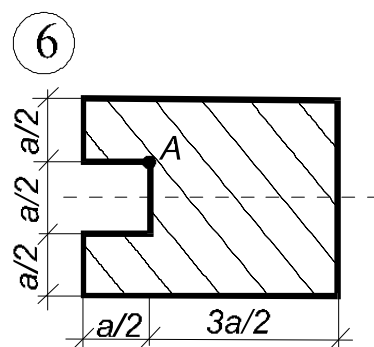
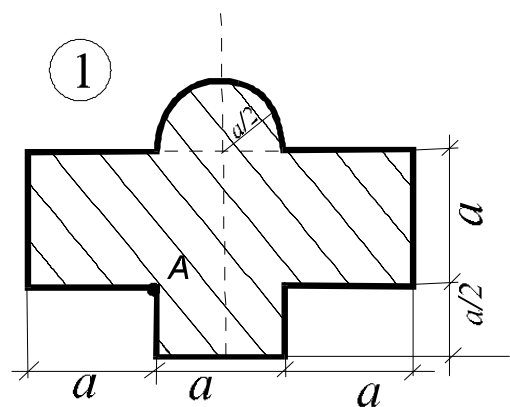
Ko`ndalang kesimi 7-rasmda, geometrik o`lchamlari va ruxsat yetilgan kuchlanish qiymatlari 6-jadvalda keltirilgan ustun $A(z_p, y_p)$ nuqtada siquvchi R kuch bilan yuklangan. Bu ustun uchun²¹:

1. Ustun ko`ndalang kesimi yuzasining geometrik xarakteristikalarini aniqlansin.
2. Neytral o`qning vaziyati topilsin.
3. Ko`ndalang kesimning xarakterli nuqtalaridagi kuchlanishlar aniqlansin.
4. Normal kuchlanishlar yepyrasi aksonometriyada qurilsin.
5. Mustahkamlik shartidan R kuchning ruxsat yetilgan qiymati aniqlansin.
6. Ustun ko`ndalang kesimi uchun kesim yadrosi qurilsin.

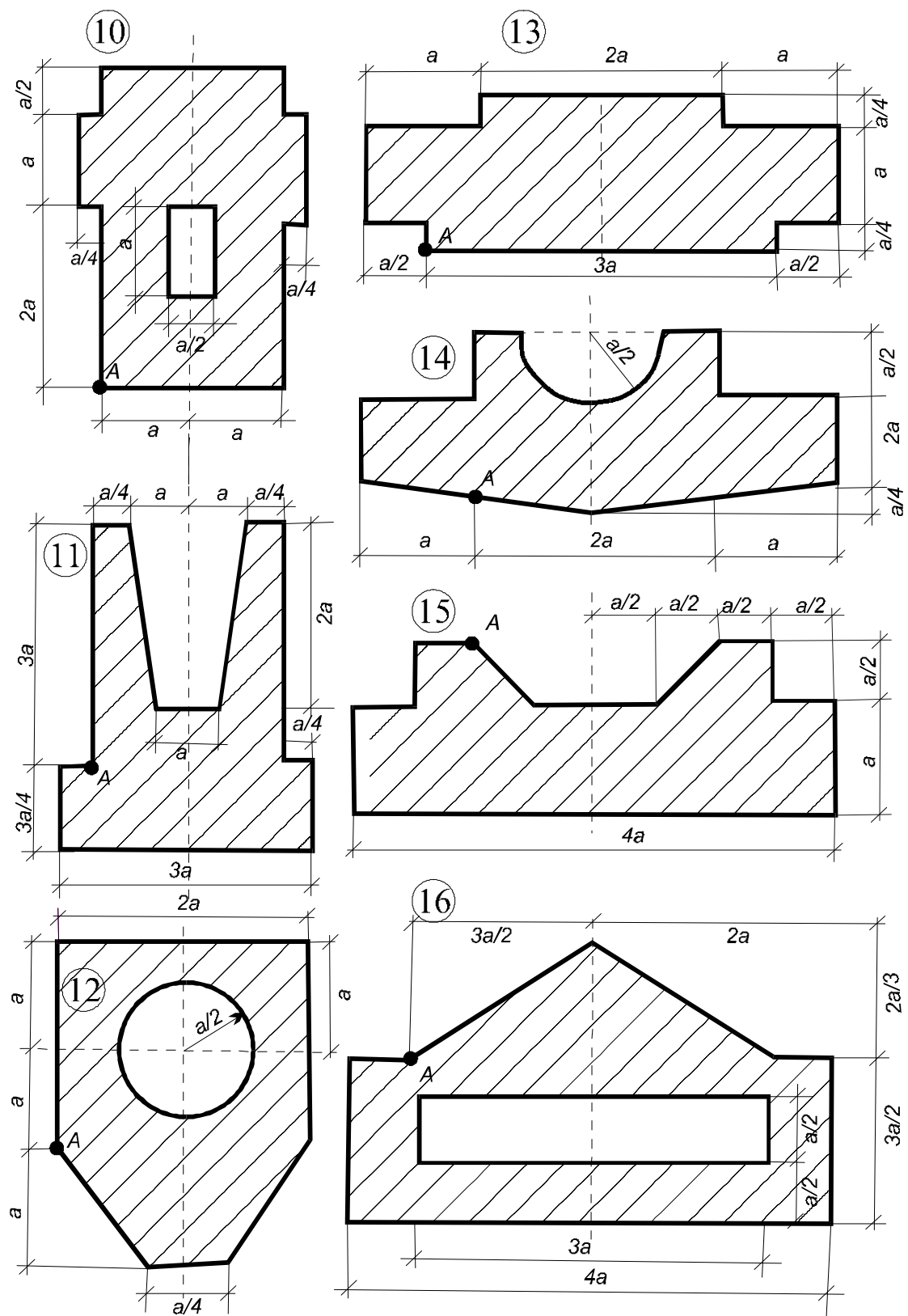
6-jadval

Shifrning birinchi raqami «n»	Sxema nomeri	a, (m)	$[\sigma]_c \cdot 10^{-3}$, (kN/m ²)	Shifrning ikkinchi raqami «k»	Ustun- ning uzunligi (m)	$[\sigma]_{ch} \cdot 10^{-3}$, (kN/m ²)
1	1	0,6	110	1	4,5	21
2	2	0,2	120	2	5,0	22
3	3	0,3	130	3	5,5	23
4	4	0,5	140	4	6,0	24
5	5	0,4	150	5	4,5	25
6	6	0,6	60	6	5,0	26
7	7	0,2	70	7	5,5	27
8	8	0,3	80	8	4,0	28
9	9	0,4	90	9	4,5	29
0	10	0,5	100	0	5,0	30

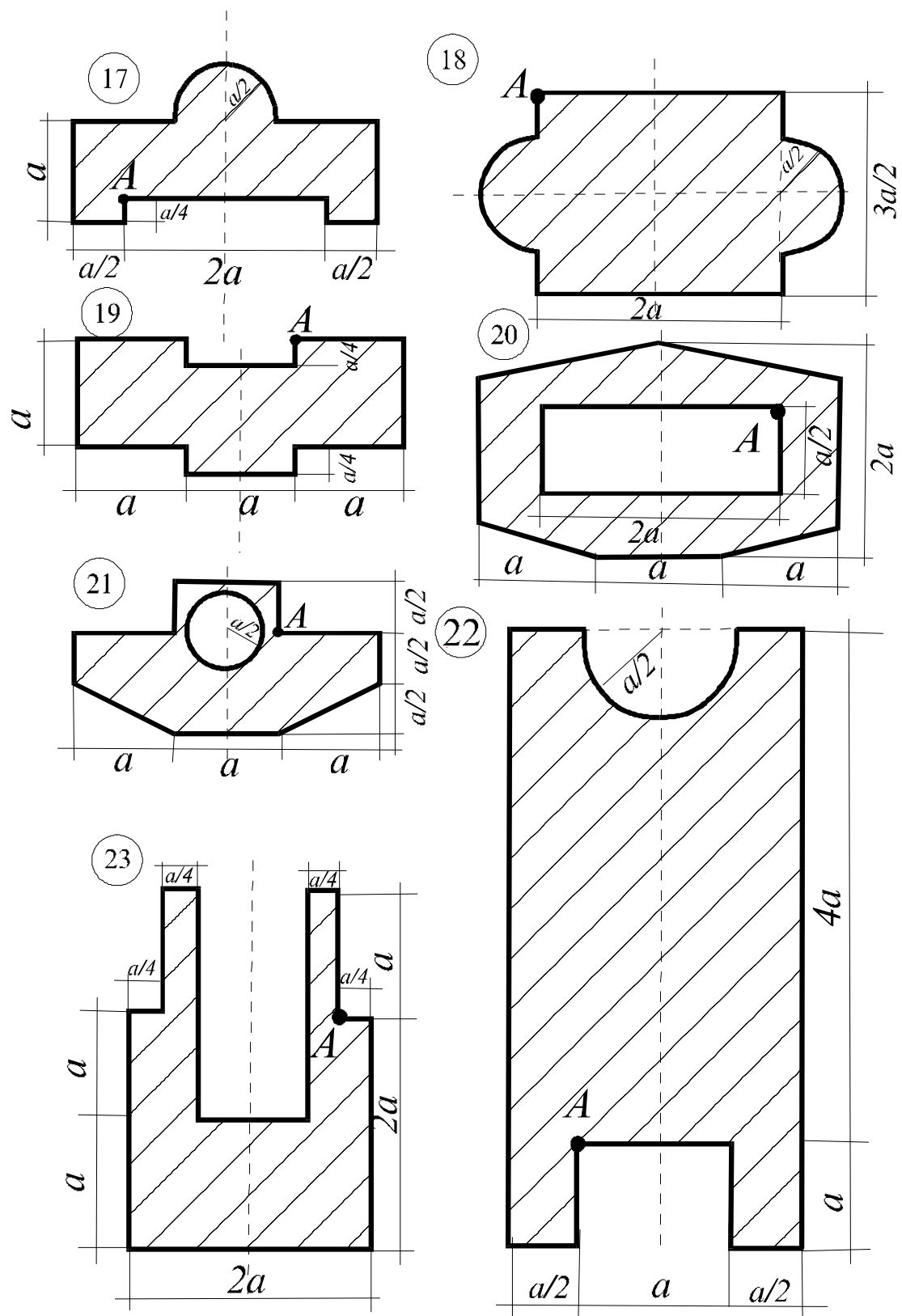
²¹ Izoh: ishning varianti, ikkita raqam orqali beriladi; 6-jadvalda birinchi raqam «n», ikkinchi raqam «k» bilan belgilangan.



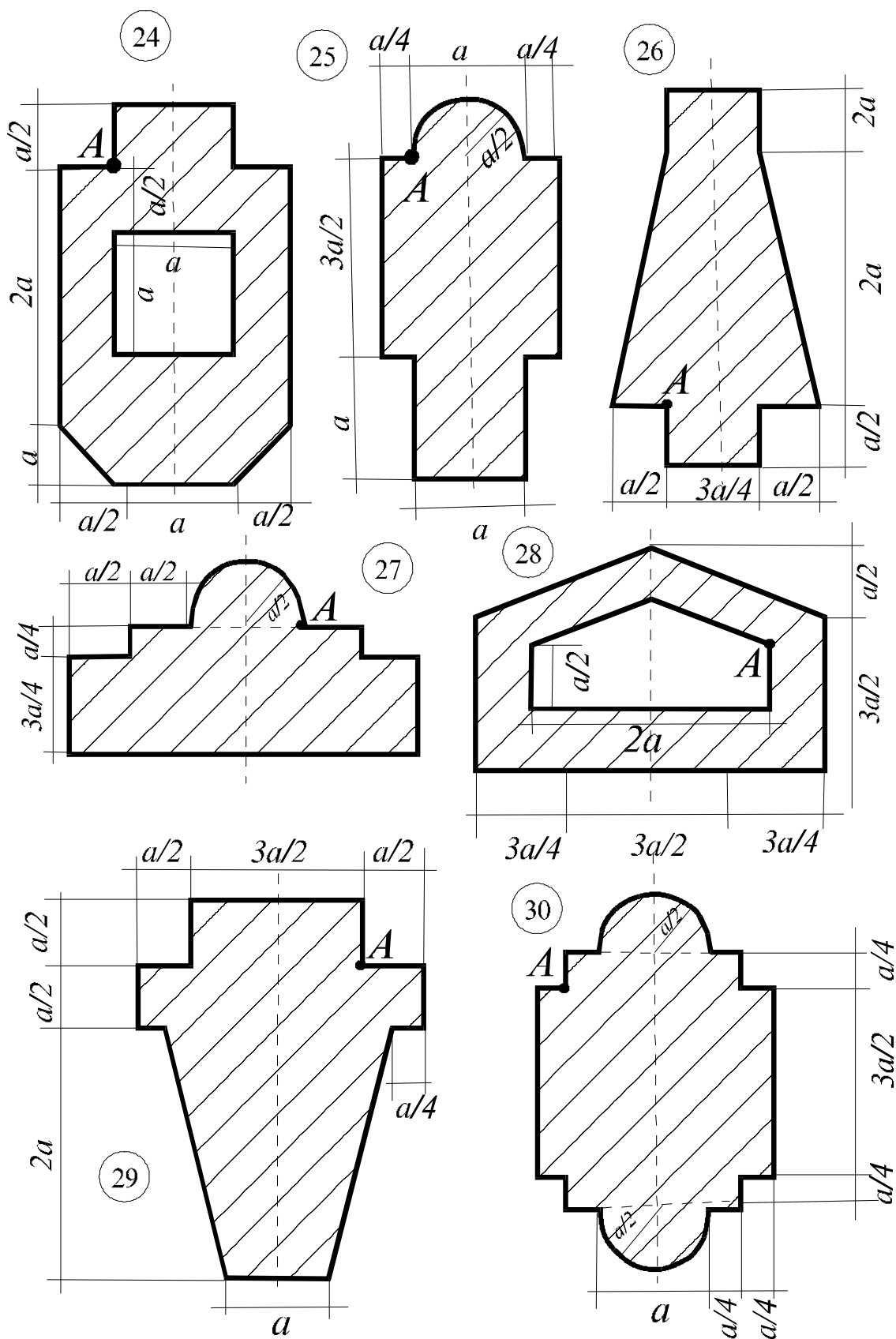
7-rasm



7-rasm (davomi)



7-rasm (davomi)



7-rasm (davomi)

VI-HISOBLASH GRAFIK ISHI

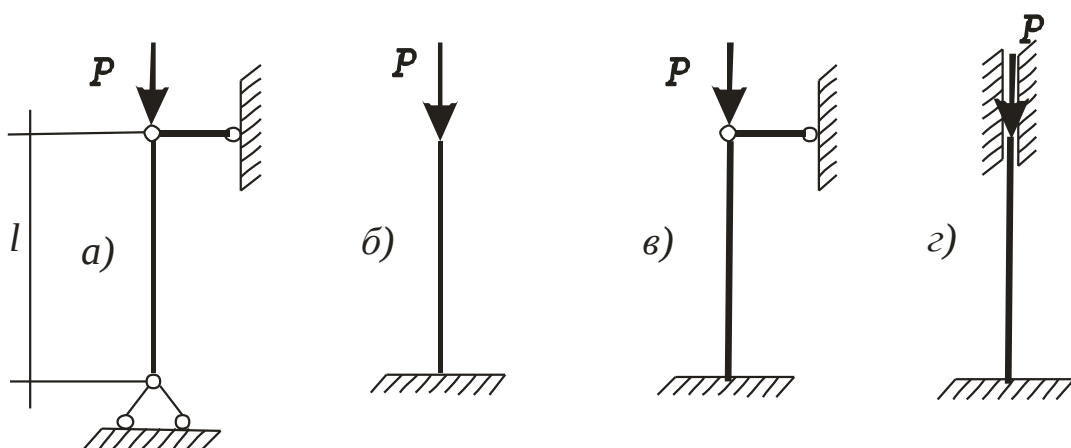
QO`SHMA METAL USTUNNI USTIVORLIKKA HISOBLASH

Qo`shma ustunning yuklanish sxemasi, ustunga qo`yilgan R kuchining qiymati, hamda ustun ko`ndalang kesimining shakli variantga binoan 9- va 10 – rasmlardan va 7-jadvaldan olinadi. Berilgan ustunni ustivorlikka hisoblashda quyidagi amallarni bajarilishi talab qilinadi:

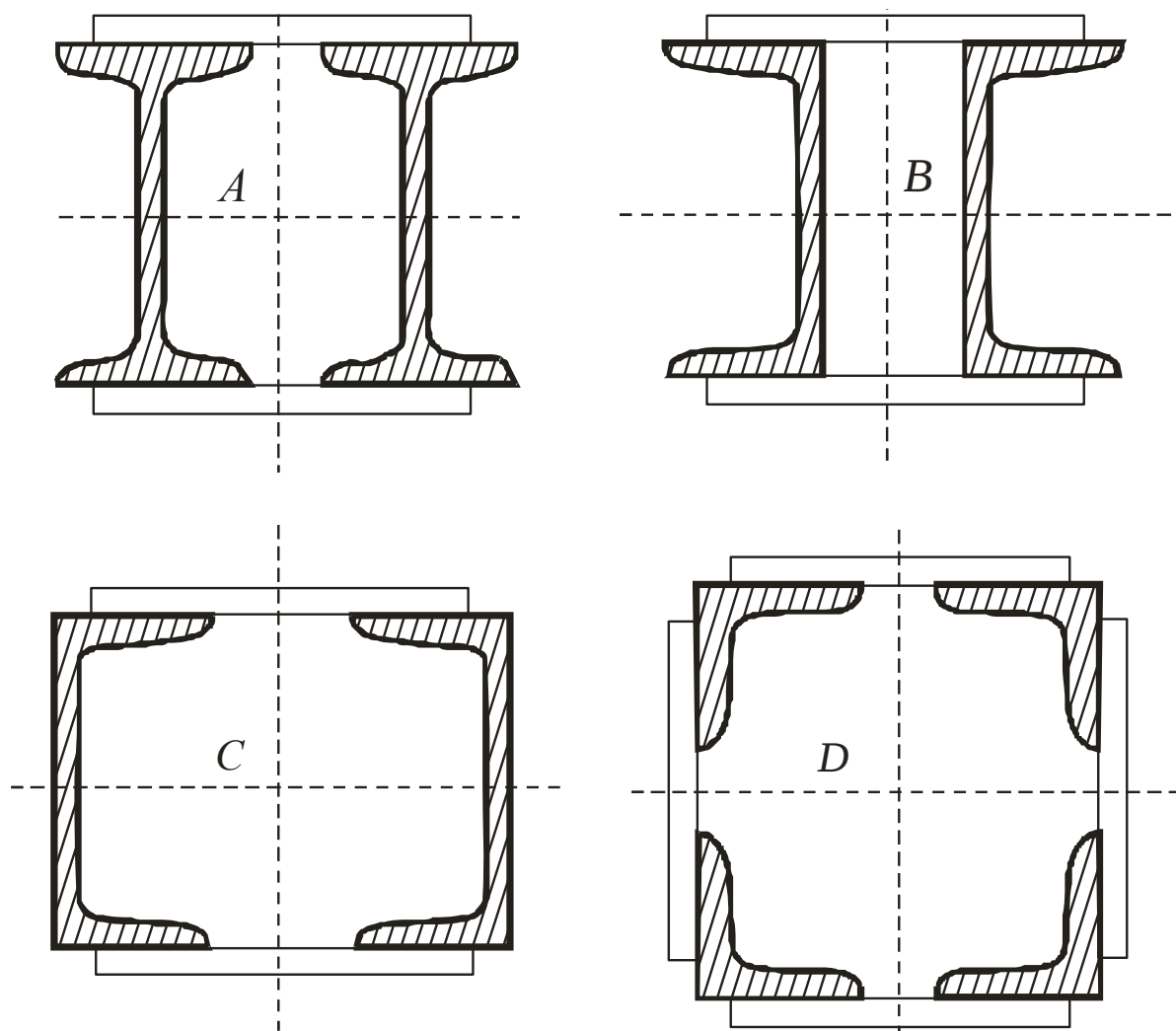
1. Ustunning ko`ndalang kesim yuzasini ketma – ket yaqinlashish usuli bilan aniqlansin.
2. Ko`ndalang kesim tekisligida ustunning tarmoqlari orasidagi masofa “a” ni ustunning teng ustivorlik shartidan foydalanib aniqlansin.
3. Ustun tarmoqlarini birlashtiruvchi plankalarning o`lchamlari aniqlansin.
4. Ustun uzunligi bo`ylab plankalar orasidagi masofa, hamda ustunni yig`ish uchun ishlatiladigan plankalar soni aniqlansin.
5. Ustun tayanch turlari o`zgartirilib, u qaytadan ustivorlikka hisoblansin va avvalgi natija bilan taqqoslansin.

7-jadval

Variantlar	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Kuch qo`yish sxemasi	a	b	v	g	a	b	v	g	a	b	v	g	a	b	v	g
Ustunning kesimi	A				B				C				D			
Ustun uzunligi (m)	6	8	7	4	6	9	8	5	4	7	9	6	4	5	7	10
Kuch qiymati (kN)	700	400	800	650	600	430	620	750	500	480	520	800	550	720	450	680



8-рasm.



9-рasm

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR RO'YXATI

1. Mirziyoev Sh.M. Buyuk kelajagimizni mard va olijanob xalqimiz bilan birga quramiz. – Toshkent: “O‘zbekiston”, 2017. – 488 b.
2. Mirziyoev Sh.M. Tanqidiy tahlil, qat’iy tartib-intizom va shaxsiy javobgarlik – har bir rahbar faoliyatining kundalik qoidasi bo‘lishi kerak.- Toshkent. “O‘zbekiston”, 2017. -104 b.
3. Mirziyoev Sh.M. Buyuk kelajagimizni mard va olijanob xalqimiz bilan birga quramiz. - T.: O‘zbekiston, 2017. - 486 b.
4. Usmonkulov A.Q., Ismayilov K., Odilov O.K., Yaxshiboev Sh.R. Materiallar qarshiligi, O‘quv qo‘llanma. I,II -qism. Toshkent ”Mashhurpress”, 2019. –320 b.
5. Mirziyoev Sh.M. Milliy taraqqiyot yo‘limizni qat’iyat bilan davom ettirib yangi bosqichga ko‘taramiz. - T.: O‘zbekiston, 2017. - 592 b
6. Hobilov B.A., N.J. To‘ychiyev. Materiallar qarshiligi. Darslik. – Toshkent:, 2008. – 15 b.
7. Roland Janco, Branislav Hucko. Introduction to Mechanics of Materials-Slovak. Part I. 2013. Pages.
8. Jukov V.G. Mexanika. Soprotivlenie materialov. Uchebnoe posobie. Izd-vo “Lan-P”, 2020. -416 s.
9. Z.S.Shadmanova. Materiallar qarshiligi. O‘quv qo‘llanma. T.: 2018. -169 b.
10. K.Ismayilov, S.K.Toshev, O.I.Yeshniyazov, S.S.Amanov. Materiallar qarshiligi. O‘quv qo‘llanma. Toshkent, Mashhur-Press, 2017. -272 b.
11. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. Учебник. Изд-во “Лан-П”, 2020. -720 с.
12. Karimov K.A., Axmedov A.X., Karimova A.R. Nazariy mexanika. O‘quv qo‘llanma. Toshkent – 2021. – 358 b.
13. Fayzullaev B.A. Nazariy mexanika. O‘quv qo‘llanma. Toshken.: “NIF MSH”, 2020, 158-bet.
14. K.Ismayilov, U.Mustafaev, A.T.Quldashev. Nazariy mexanika. Oliy o‘quv yurtlari uchun darslik. Toshkent, Mashhur-Press, 2017. -384 b.
15. Saidiy S.A. Qurilish mexanikasi. Darslik. -T.: “Fan va texnologiya”,

2019, 272 b.

16. Ступишин Д.Ю. Строительная механика плоских стержневых систем: Учебное пособие.

17. Hobilov B.A. Qurilish mexanikasi. Darslik. 1,2-qism. T.: TAQI - 2014. -168 b.

18. Kenjaev K. “Moddiy nuqtaning tebranma harakati”. (Nazariy mexanikadan masalalar yechish uchun uslubiy qo`llanma). TAQI, 2015.

19. Qoraboev B. Materiallar qarshiligidan masala yechishga doir qo`llanma. – Toshkent, 1978. – 80 b.

20. Yeshmetov L.X., Lyashko V.K. Materiallar qarshiligi kursi bo`yicha metodik ko`rsatma. Balkani hisoblash. – Toshkent, 1991. – 28 b.

21. Smirnov A.F. Materiallar qarshiligi. – Toshkent: O`qituvchi, 1988. – 460 b.

22. Феодосев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1979. – 537 с.

23. Mansurov K.M. Materiallar qarshiligi kursi. – Toshkent: O`qituvchi, 1983. – 480 b.

24. Xamraev P.X., Yoqubov Sh.M. Materiallar qarshiligidan o`quv qo`llanma - Toshkent, 1996. – 73 b.

25. S.M.Xasanov «Materiallar qarshiligidan masalalar yechish» , Toshkent, «O`zbekiston», 2006 yil.

26. B.Qoraboev , Yu. Leksashev, «Materiallar qarshiligidan qisqacha kurs», Toshkent, «O`zbekiston», 2007 y.

MUNDARIJA

	KIRISH.....	3
I- bob.	MATERIALLAR QARSHILIGI FANIGA KIRISH	
1.1-§	Materiallar qarshiligi fanining maqsadi, mohiyati va rivojlanish tarixi.....	4
1.2-§	Geometrik nuqtai nazardan qaraganda bu elementlarni uchta asosiy turga ajratish umkin.....	6
1.3-§	Konstruksiya elementlariga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning klassifikatsiyasi.....	7
1.4-§	Materiallar qarshiligida qabul qilingan asosiy gipoteza va shartlar Materiallar qarshiligida qabul qilingan asosiy gipoteza va shartlar.....	10
II bob.	TEKIS KESIM YUZALARINING INERSIYA MOMENTLARI	
2.1-§	Tekis kesimlarning o'qlarga nisbatan statik momentlari.....	13
2.2-§	Tekis kesimlarning o'qlarga nisbatan inersiya momentlari...	16
2.3-§	Oddiy tekis kesimlarning o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini hisoblash.....	17
2.4-§	Markaziy o'qlarga parallel bo'lgan o'qlarga nisbatan tekis kesimning inersiya momentlari.....	22
III bob	BOSH INERSIYA O'QLARI VA BOSH INERSIYA MOMENTLARI	
3.1-§	Tekis kesimning bosh inersiya o'qlarini va bosh inersiya momentlarini aniqlash.....	31
3.2-§	Markazdan qochirma inersiya moment. Bosh markaziy o'qlar.....	34
IV bob	ICHKI KUHLARNI ANIQLASH	
4.1-§	Brus kesimlaridagi ichki kuchlarni aniqlash. Kesish usuli...	37
4.2-§	Brus deformatsiyasining eng oddiy ko'rinishlari.....	41
4.3-§	Kuchlanishlar to'g'risida tushuncha.....	42

V bob	CHO‘ZILISH YOKI SIQILISHDA KUCHLANISH VA DEFORMATSIYA	
5.1-§	Bruslarning ko‘ndalang kesimlarida hosil bo‘ladigan ichki kuchlarni aniqlash.....	44
5.2-§	Brus ko‘ndalang kesimidagi kuchlanishlar.....	46
5.3-§	Cho‘zilish (siqilish) da brusning deformatsiyasi va ko‘chishlari.....	49
VI bob	KO‘NDALANG DEFORMATIYA	
6.1-§	Sterjen ko‘ndalang kesimining ko‘ndalang deformatsiyasi. Puasson koeffitsienti.....	52
6.2-§	Cho‘zilish yoki siqilishda potensial energiya.....	56
VII bob	MATERIALLARNING MEXANIK XUSUSIYATLARINI TAJRIBADA O‘RGANISH	
7.1-§	Materiallarni cho‘zilishga sinash.....	59
7.2-§	Cho‘zilish diagrammasi. Materiallarni siqilishga sinash.....	60
VIII bob	CHO‘ZILISH YOKI SIQILISHGA ISHLAYDIGAN SISTEMALARNI MUSTAHKAMLIKKA VA BIKIRLIKKA HISOBLASH	
8.1-§	Konstruksiya uchun ishlatiladigan materiallar gruhlari.....	64
8.2-§	Loyihalash masalalari va xavfsizlik faktori.....	65
8.3-§	Ruxsat etilgan kuchlanish, mustahkamlik koeffitsientlar. Cho‘zilish (siqilish) deformatsiyasida mustahkamlikka hisoblashlar.....	66
IX bob	CHO‘ZILISH YOKI SIQILISHDA STERJENNING XUSUSIY OG‘IRLIGINI HISOBGA OLISH	
9.1-§	Sterjenning xususiy og‘irligi.....	68
X BOB	CHO‘ZILISH YOKI SIQILISHDA UCHRAYDIGAN STATIK NOANIQ MASALALAR	

10.1§	Statik aniqmas masalani statik aniq maslardan farqi.....	71
10.2§	Harorat bilan bog‘liq bo‘lgan statik noaniq masalalar.....	73
XI bob	STERJENNING QIYA KESIMLARIDAGI KUCHLANISHLARNI ANIQLASH	
11.1§	Murakkab kuchlanish holati.....	76
11.2§	Sterjen materiali bu ikki kuchlanish ta’sirida ikki xil deformatsiyalanishi.....	78
XII bob	BOSH KUCHLANISHLAR VA YUZALAR	
12.1§	Bosh yuzalar va kuchlanishlar.....	81
12.2§	Ekstremal urinma kuchlanishlar. Mor doirasi.....	82
XIII bob	HAJMIY KUCHLANGANLIK HOLATI	
13.1§	Fazoviy kuchlanganlik holatida Guk qonuni.....	85
13.2§	Deformatsiya natijasida hajmning o‘zgarishi.....	88
XIV bob	SILJISHDA KUCHLANISH VA DEFORMATSIYA	
14.1§	Sof siljish. Kuchlanish va deformatsiya.....	93
14.2§	Elastik doimiylari G, E va μ orasidagi munosabat. Siljishdagi potensial energiya	96
XV bob	SILJISHGA ISHLAYDIGAN BIRIKMALARNI MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH	
15.1§	Siljishga ishlaydigan birikmalar hisobi.....	98
15.2§	Elektr, gaz payvand birikmalari hisobi.....	101
GLOSSARY.....		104
TARQATMA MATERIALLAR.....		112
FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR RO’YXATI.....		140



O'zbekiston Respublikasi
Oliy ta'lim,
fan va
innovatsiyalar vazirligi

№ 6224-496a-70bd-4023-f320-3314-0854
Hujjat yaratilgan sana: 2026-08-03
Ariza raqami: 309656162

Hujjat berilgan: ALLANAZAROV QO'LDOSH
OLIMOVICH
JShShIR: 31804941800019

**Oliy ta'lim tashkilotlari talabalari uchun tayyorlangan
o'quv adabiyotini ekspertizadan o'tkazganlik natijasi bo'yicha
MA'LUMOTNOMA**

Muallif haqida ma'lumot

Muallif F.I.O.	Ilmiy darajasi	Lavozimi
ALLANAZAROV QO'LDOSH OLIMOVICH	Ilmiy darajasiz	Assistent, o'qituvchi

Hammualif (lar) haqida ma'lumot

Ushbu so'rov bo'yicha "Hammualiflar haqida ma'lumot" aniqlanmadi.

O'quv adabiyoti haqidagi ma'lumot

O'quv adabiyoti nomi:	"Qurilish mexanikasi (Materiallar qarshiligi)"
O'quv adabiyoti turi:	O'quv qo'llanma
Fan bloki:	Majburiy fan
Ta'lim yo'nalishi (mutaxassislik) kodi, nomi:	Qurilish muhandisligi

Ekspertiza xulosasi:	Mazkur o'quv adabiyoti nashr qilishga tavsiya etildi.
----------------------	---

Mazkur hujjat Vazirlar Mahkamasining 2017 yil 15 sentyabrdagi 728-son qaroriga muvofiq Yagona interaktiv davlat xizmatlari portalida shakllantirilgan elektron hujjatning nusxasi bo'lib, davlat organlari tomonidan ushbu hujjatni qabul qilishni rad etishlari qat'iyon taqiqlanadi. Hujjat haqiqiylikni repo.gov.uz veb-saytida hujjatning noyob raqamini kiritib yoki mobil telefon yordamida QR- kodni skaner qilish orqali tekshirish mumkin.

9103



ALLANAZAROV QO‘LDOSH OLIMOVICH

QURILISH MEXANIKASI
(Materiallar qarshiligi)

O‘QUV QO‘LLANMA.

Muharrir: Eshkarayev S. Ch.

Texnik muharrir: Eshqorayev S. S.

Korrektor: Javgashev Y. J.

Dizayner: Ro‘zimurodov B. I.

Tasdiqnoma № 255979, 13.04.2024

Bosishga 18.08.2026 da ruxsat berilgan. Format 60x84/16.

Garnitura Times New Roman. Adadi 100 dona. Buyurtma № 984
“TERMIZ PUBLISHING CENTER” nashriyotida tayyorlandi va
chop etildi.

Surxondaryo viloyati, Termiz shahri, Uvaysiy ko‘chasi 8A-uy,
Toshkent sh., "TRASTBANK" XA BANKINING BOSH OFISI,
MFO: 00491, INN: 311209934 H/R: 20208000307031406001
Telefon: +998-88-808-21-07

ISBN 978-9910-13-492-0



6060



**TERMIZ
PUBLISHING
CENTER**

Termiz – “Termiz publishing center”-2026