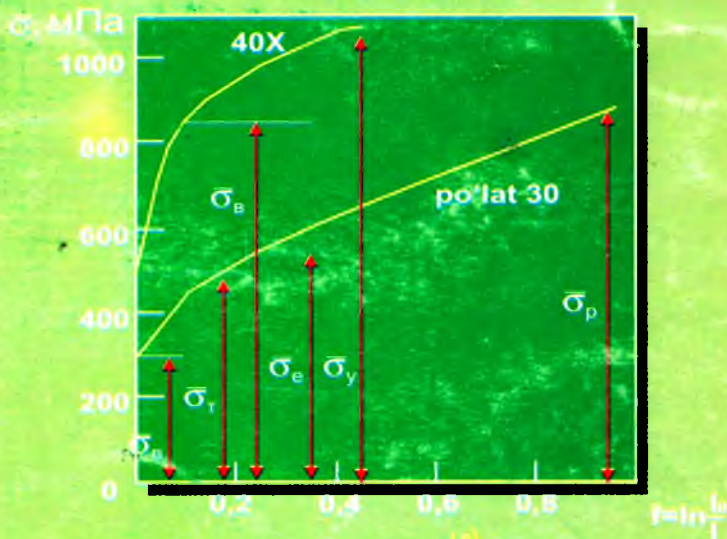


22.21
F-49

S. Z. G'ULOMITDINOV,
Z. SH. AFZALOV

AMALIY MEXANIKA



$$\epsilon = \epsilon^{(el)} + \epsilon^{(pl)}$$

$$\epsilon_x = (M, N, -MN) / MN$$

S. Z. G'ULOMITDINOV, Z. SH. KAZALOV

AMALIY MEXANIKA

O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi
Muvofiqlashtiruvchi Kengashi tomonidan nashrga tavsiya etilgan

O'zbekiston faylasuflari milliy jamiyati nashriyoti

Toshkent — 2006

O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi qoshidagi Oliy o'quv yurtlariaro uslubiy birlashmalar faoliyatini inuvofiqlashtiruvchi kengash Prezidiumi oliy o'quv yurtlari uchun darslik sifatida tavsiya etgan

O'zbekiston Respublikasida xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi, texnika fanlar doktori, professor, akademik V. Q. QOBULO'V va T. BO'RRIYEV tahriri ostida

«Amaliy mexanika» mashinasozlikdan boshqa yo'nalishdagi bakalavrlarni umumtexnik tayyorgarlik asosini tashkil etuvchi fandir. Ushbu darslik «Amaliy mexanika» kursi bo'yicha tuzilgan 180 – 200 soatli namunaviy dastur asosida yozilgan.

Fanni o'qitishdan maqsad maxsus muhandislik fanlarini o'rganish uchun, shuningdek, bevosita ishlab chiqarishdagi faoliyati uchun kerak bo'ladigan bilimlarni berishdan iborat. Talaba bu fanni o'rganishi natijasida quyidagilarni bilib olishi kerak: materiallar qarshiligining asosiy qonun-qoidalari, bakalavriat ixtisosligiga tatbiqan mexanizmlar va mashina detallari nazariyasi, mashinasozlik buyumlarini loyihalash va ish qobiliyatini baholash jarayonida zarur hisob-kitoblarni bilish.

Laboratoriya praktikumi talabalarni mexanika sohasida eksperimental tatbiq qilish usullarini qo'llashga undaydi. Bunda talabalar asosiy gipotezalar va farazlarni hisoblash modellari va formulalarining tatbiq etish chegaralarini baholash, konstruksiya materiallarining mexanik xarakteristikalarini tekshirish va tasvirlash yo'li bilan bunga ishonch hosil qiladilar.

Ushbu darslik oliy o'quv yurtlarining bakalavr darajasiga tayyorlanadigan talabalar uchun mo'ljallangan.

22.21
G* 79



G'ulomitdinov S. Z.

Amaliy mexanika: Oliy o'quv yurtlari uchun darslik/ S. Z. G'ulomitdinov, Z. Sh. Afzalov; V. Q. Qobulov va T. Bo'riyev tahriri ostida. – T.: **Ўзбекистон** файласуфлари миллий жамияти, 2006. – 192 б.

ББК 22.21
I. Afzalov Z. Sh.



SO'ZBOSHI

«Amaliy mexanika» mashinasozlikdan boshqa yo'nalishdagi bakalavrlarni umumtexnik tayyorgarlik asosini tashkil etuvchi fandır.

Fanning predmeti – mashinasozlik buyumlarini loyihalashning nazariy asoslari va ishonchli foydalanishdir.

«Amaliy mexanika» soha va yo'nalishlar bo'yicha ixtisoslashtirilgan bo'lib, bu o'rganilayotgan tipik mashinasozlik buyumlari va amaliy masalalarning qo'yilish spetsifikasi nomenklaturasida o'z aksini topadi.

Fanni o'qitishdan maqsad talabaga keyin maxsus muhandislik fanlarini o'rganish uchun. shuningdek, bevosita ishlab chiqarishdagi faoliyati uchun kerak bo'ladigan bilimlarni berishdan iborat.

Kursning vazifalari quyidagilardan iborat: loyihalash va konstruksiyalash umumiy tamoyillarini o'rganish, mashinasozlik buyumlarining asosiy ish qobiliyati mezonlarini hisobga olgan holda ularning modellarini yasash va algoritmlarini hisoblab chiqish.

Talaba bu fanni o'rganishi natijasida quyidagilarni bilib olishi kerak: materiallar qarshiligining asosiy qonun-qoidalari, bakalavriat ixtisosligiga tatbiqan mexanizmlar va mashina detallari nazariyasi, mashinasozlik buyumlarining loyihalash va ish qobiliyatini baholash jarayonida zarur hisob-kitoblarni bilish.

Bu fanga auditoriya vaqti kam ajratilganligi va o'rgatiladigan mashinasozlik buyumlarining turli-tumanligi tufayli talabalarning mustaqil ishlarini faollashtirish uchun ma'ruzalarda mavzularning asosiy masalalarini to'la va yetarlicha lo'nda hamda ishchan tarzda, faqat mavzuning mazmuni va mohiyatini ochib beradigan qilib, iker-chikirlariga to'xtalmay bayon etiladi. Bu holda ma'ruzada qamrab olinmay qolgan masalalarni talabalarga mustaqil ish sifatida topshirish kerak.

Seminar (amaliy) mashg'ulotlar kurslarining asosiy nazariy qoidalarini mustahkamlash va ularni amaliy hisob-kitob ishlarida tatbiq etish uchun o'tkaziladi. Shuningdek, avval o'qilgan ma'ruza o'tilmagan kursning ba'zi nazariy mavzularini odatda tavsiflovchi asnodagi seminar mashg'ulotlarining tarkibiga kiritishga yo'l qo'yiladi.

Laboratoriya praktikumi talabalarni mexanika sohasida eksperimental tatbiq qilish usullarini qo'llashga undaydi. Bunda talabalar asosiy gipotezalar va farazlarni hisoblash modellari va formulalarining tatbiq etish chegaralarini baholash, konstruksiya materiallarining mexanik xarakteristikalarini tekshirish va tasvirlash yo'li bilan bunga ishonch hosil qiladilar.

Talabalar kursning muhim bo'limlari bo'yicha kurs ishlariga kerak bo'ladigan hisob-grafik ishlarini bajaradilar. O'qitishning oxirgi bosqichi

talabaniing birinchi konstruktorlik ishi kurs ishi loyihasi nisoblanadi. Kurs ishining bajarilishi: umumtexnik fanlarni o'rganishdan olgan bilimlarni mustahkamlashga va chuqurlashtirilgan ma'lumotnoma adabiyotlari bilan, davlat va soha andozalari bilan, konstruktorlik hujjatlarini to'ldirish qoidalari bilan tanishib olishga imkon beradi.

Ushbu dastur o'rtacha 180 – 200 soatlik hajmdagi auditoriya va mustaqil mashg'ulotlariga mo'ljallangan. Bu dars soatlari aytib o'tilgan mashg'ulotlarga taxminan quyidagicha taqsimlanadi: auditoriya mashg'ulotlariga 60%, talabalarning mustaqil mashg'ulotlariga 40%. Auditoriya soatlarining 50% ma'ruzaga va 50% seminar (amaliy) va laboratoriya mashg'ulotlariga taqsimlash maqsadga muvofiqdir.

Oliy o'quv yurtlarining kafedralari o'quv jarayonini iqtisoslashtirish va sharoitga qarab, ishchi dasturni tuzayotganda «Amaliy mexanika» kursi doirasidan chiqmagan holda mavzularni rejalashtirish va materialning joylashish tartibini o'zgartirish mumkin. Agar bu fan uchun 180 soatdan kam vaqt ajratilgan bo'lsa, u holda dasturdagi belgi bilan mavzular tushirib qoldirilishi mumkin. Bunda dasturning hamma sharoitda ham majburiy hisoblangan «Amaliy mexanika»ning mustaqil fan sifatida shakllantiruvchi yadro qismini saqlab qolishi shart. Amaliy mexanika dasturining yadrosi * belgi bilan belgilangan mavzulardan tashqari 1,2 bo'limlar hisoblanadi.

Agar o'quv rejasida «Nazariy mexanika» mustaqil fan sifatida qayd qilinmagan, fizika kursida esa, mexanika bo'limi etarli hajmda keltirilmagan bo'lsa, ishchi dasturga imkoni boricha nazariy mexanikaning (2.3.1., 2.3.2., 2.3.3.,) bo'limlarini kiritish zarur.

KIRISH VA ASOSIY TUSHUNCHALAR

Tayanch soʻzlar: Mustahkamlik, qattqlik, chidamlilik, ishonchlilik, deformatsiya, resurs, ishlamay qolish.

Masalaning qoʻyilishi: «Amaliy mexanika» bir tomondan, «Fizika», «Matematika», «Nazariy mexanika», «Materialshunoslik», «Muhandislik grafikasi» kabi umumtaʼlim fanlarini birlashtiruvchi fan boʻlsa, ikkinchi tomondan texnika ixtisosligi boʻyicha tahsil oluvchi talabalarga oʻqitiladigan dastlabki muhandislik fani hisoblanadi. «Amaliy mexanika», asosan, ushbu ikki fanni oʻz ichiga oladi: materiallar qarshiligi va konstruksiyalash asoslari. quyida amaliy mexanika boʻyicha maʼruzalar tizimi bayon etiladi. Maʼruzalarda amaliy mexanika kursining eng qiyin oʻzlashtiriladigan qismi – materiallar qarshiligi mavzusiga koʻproq urgʻu berib oʻtiladi.

Materiallar qarshiligi fani – muhandislik konstruksiyalari elementlarining mustahkamligi, qattqligi va ishonchliligi haqidagi fandır.

Materiallar qarshiligi usullari bilan amaliy hisob-kitoblar yuritiladi va turli inshootlar konstruksiyasining, mashina detallarining zarur va aniq oʻlchamlari aniqlab olinadi.

Materiallar qarshiligi boʻlimidagi asosiy tushunchalar umumiy mexanika teoremlari va qonunlariga, birinchi navbatda, ushbu fanni oʻrganish uchun zarur boʻlgan statika qonunlariga asoslanadi.

Nazariy mexanikadan farqli rafishda materiallar qarshiligi boʻlimida deformatsiyalanuvchi jismlarning xossalarini oʻrganish muhim hisoblanib, jismning yaxlit qattiq jism sifatida harakatlanish qonunlari esa ikkinchi darajali boʻlib, u unchalik nazarga olinmaydi.

Materiallar qarshiligi amalda koʻp uchraydigan konstruksiya elementlarini hisoblashning eng sodda, tipik usullarini yaratishni maqsad qilib qoʻyadi. Har bir amaliy masalani maʼlum son qiymatli natijagacha etishishi zarurati tufayli soddalashtirilgan gipoteza – farazga murojaat qilishga toʻgʻri keladi, qaysiki bu usul hisoblash maʼlumotlarni tajriba natijalari bilan taqqoslaganda oʻz tasdigʻini topadi.

Taʼkidlab oʻtish kerakki, mashhur rassom Leonardo De Vinching daftarlarida mustahkamlik haqida dastlabki tushunchalar yodga olingan boʻlib, materiallar qarshiligi va fan asoslari esa mashhur fizik, matematik, va astronom Galileo Galiley nomi bilan bogʻliqdir. 1660-yilda R.Guk yuklanish va deformatsiya orasidagi bogʻlanishni ifodalovchi qonunni taʼriflab bergan. «Kuch qanday boʻlsa, taʼsir ham shunday boʻladi». XVIII asrda L. Eylerning konstruksiyalar turgʻunligiga doir ishlarni eslatib oʻtish lozim. XIX – XX asrlar qurilish va sanoat ishlab chiqarishning jadal oʻsishi bilan bogʻliq boʻlgan fan taraqqiyoti davri hisoblanadi, bunda, albatta, rus mexanik olimlarining salmoqli hissasi bor.

Shunday qilib, biz qattiq jismlar deformatsiyasining fizik xossalarini o'rganamiz.

Asosiy tushunchalarni kiritamiz.

Mustahkamlik – konstruksiyaning qo'vilgan yuklanishga buzilmay bardosh bera olish xususiyati.

Qattqlik (bikrlik) – konstruksiyaning tegishli belgilangan me voriy deformatsiyaga bardosh bera olish xususiyati.

Deformatsiyalanish – konstruksiyaning tashqi kuchlar ta'sirida o'zining geometrik shakl va o'lchamlarini o'zgartira olish xususiyati.

Turg'unlik – konstruksiyaning tashqi kuchlar ta'sir etganda o'zining boshlang'ich muvozanatini saqlab qolish xususiyati.

Ishonchlilik – konstruksiyaning berilgan funksiyalarni o'zining ishlash ko'rsatgichlarini to la saqlagan holda ma'lum me'yoriy chegarada va talab etilgan vaqt oralig'ida bajara olish xususiyati.

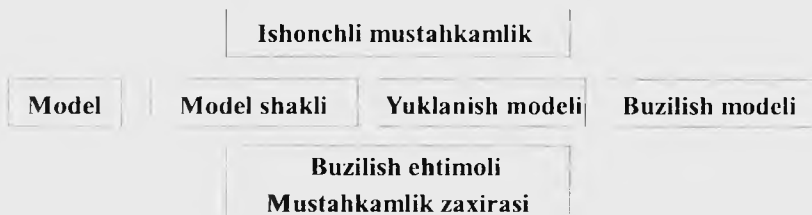
Resurs – buyumning yo'l qo'yilgan ishlash (xizmat qilish) muddati. Bu konstruksiyaning umumiy xizmat muddati yoki yuklanish tsikllari soni tarzida ko'rsatiladi.

Ishdan chiqish (ishlamay qolish) – konstruksiya ish qobiliyatining buzilishi.

Yuqorida aytilganlarga tayangan holda ishonchli mustahkamlikka ta'rif berish mumkin.

Ishonchli mustahkamlik deb, konstruksiya elementlarining yo'l qo'yilishi mumkin bo'lmagan deformatsiyalar yoki buzulishlar sababli ishdan chiqish holatlarining kuzatilmasligiga aytiladi.

I-rasmda ishonchli mustahkamlik modelining tuzilishi keltirilgan. Bu model materiallar xossasiga, geometriyasiga, buyum shakliga, yuklanish usullariga asoslangan model yoki cheklashlarni, shuningdek, buzilish modelini o'z ichiga oladi. Yaxlit muhitning muhandislik modeli materialni birjinslilik xossaga keltirilgan birjinsli va yaxlit muhit deb qaraydi. Material modeliga elastiklik, plastiklik va siljuvchanlik xossalari taqsim qilinadi.



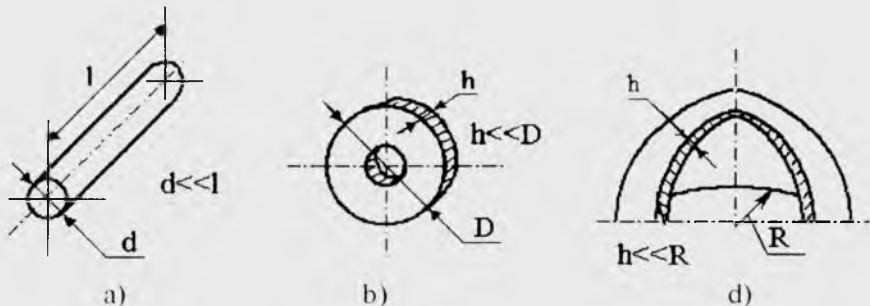
I-rasm. Konstruksiya elementlarining mustahkam ishonchliligi strukturasi.

Elastiklik deb, jisning tashqi kuch (yuklanish) olingandan keyin o'zining boshlang'ich shaklini tiklash xossasiga aytiladi.

Plastiklik deb, jisning tashqi kuch (yuklanish) olingandan so'ng shu shaklda qolishi yoki yuklanish natijasida olgan deformatsiyasini qisman saqlab qolish xossasiga aytiladi.

Siljuvchanlik (yoyiluvchanlik) deb, jisning doimiy tashqi kuchlar ta'sirida deformatsiyaning ortib borish xossasiga aytiladi.

Ishonchli mustahkamligining modellaridan ma'lumki, asosan ushbu shaklli modellar: sterjenlar, plastinalar, qobiqlar va fazoviy jismlar (massivlar) olinadi (2-rasm)



2-rasm Mustahkamlik ishonchligi modellaridagi asosiy shakllar: sterjen (a), plastinka (b), qobiq (d).

Yuklanish modellari tashqi kuchlar kattaligi, taqsimlanish xarakteri (mujassam yoki taqsimlanmagan kuch yoki moment), shuningdek, tashqi maydonlar va muhitlar ta'sirining sxematik tasvirini o'z ichiga oladi.

Material shakli, yuklanish modeli tanlangandan so'ng buzilish modeli yordamida ishonchlilikni bevosita baholashga o'tiladi.

Buzilish modellari konstruksiya elementining ish qobiliyati parametrlarini buzilish paytidagi mustahkamlikni ta'minlovchi parametrlar bilan bog'lovchi tenglamalardan iborat. Bu tenglamalar mustahkamlik shartlari deb ataladi. Odatda, yuklanish sharoitiga qarab to'rt xil buzilish modeli ko'rib chiqiladi:

1. Statistik;
2. Uzoq muddatli statistik;
3. Kichik siklli;
4. Toliq ishli.

Yuqorida ta'kidlanganidek, bu fanni nazariy mexanika asoslarini bilmay turib o'rganish mumkin emas. Shuning uchun o'zingizning qolgan bilim resurslaringizni kirish testlari sistemasidan foydalanib, «Statika» bo'limi bo'yicha tekshirib ko'rishingizni tavsiya etamiz.

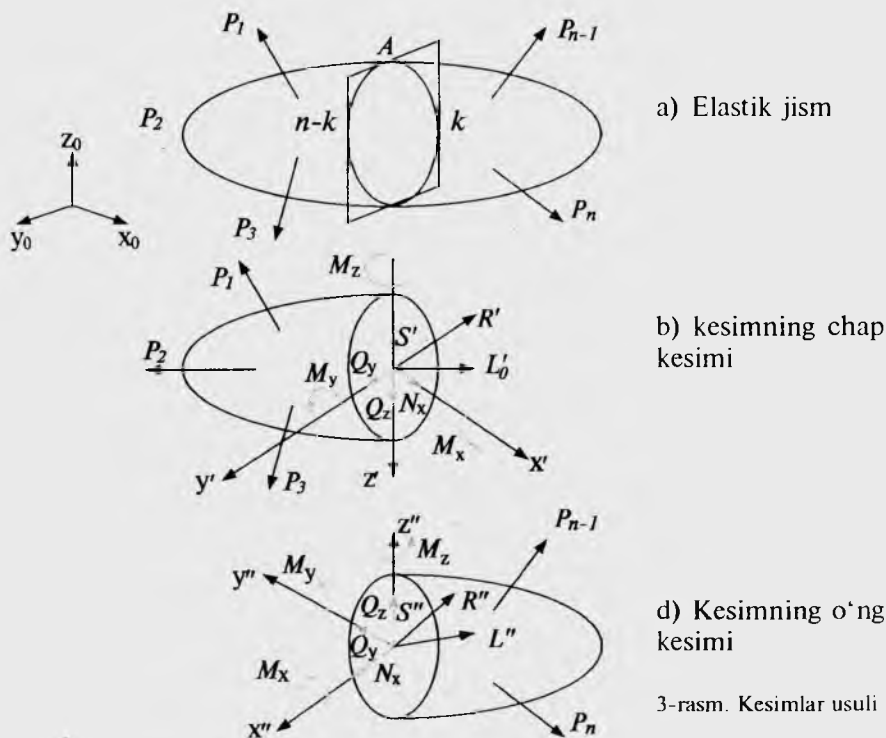
Materiallar qarshiligini o'rganish, avvalo, hammaqa ma'lum bo'lgan kuch, kuchlar jufti, bog'lanish, bog'lanish reaksiyalari, tashqi kuchlarning teng ta'sir etuvchi sistemasi kabi tushunchalarga asoslanadi.

ICHKI ZO'RIQISHLARNI ANIQLASH UCHUN KESIMLAR USULI

Tayanch so'zlar: tashqi kuchlar, ichki zo'riqishlar (kuch omillari), kuzatuvchi koordinatalar sistemasi, normal kuch, ichki aylantiruvchi va bukuvchi kuch momentlari, ko'ndalang kuch.

Qaralayotgan jism (konstruksiya elementlari)ning deformatsiyalinishiga tashqi kuch sabab bo'ladi. Bunda jismning zarralari orasidagi masofalar o'zgarib, ular orasidagi o'zaro tortishish kuchlarining o'zgarishi sodir bo'ladi. Natijada ichki zo'riqishlar yuzaga keladi. Bu holda ichki zo'riqishlar kesimlar usuli (qirqim usuli) deb ataluvchi universal usul bilan aniqlanadi.

Ma'lumki, tashqi kuchlar va ichki kuchlar bo'ladi. Tashqi zo'riqishlar



(yuklanishlar) ikki xil jismning o'zaro ta'sir miqdoriy o'lchovi – hisoblanadi. Bunda bog'lanish reaksiyalari ham kiradi. Ichki zo'riqishlar – jismning kesimining ikki tomonida qolgan va tashqi zo'riqishlar ta'sirida vujudga kelgan ikki qismining o'zaro ta'siri miqdoriy o'lchovidir. Ichki zo'riqishlar deformatsiyalanuvchi jismning o'zida hosil bo'ladi.

3-rasmda kuchlarning muvozanatli sistemasini tashkil etuvchi ixtiyoriy yo'nalgan tashqi kuchlanish ta'siridagi brusni hisoblash sxemasi keltirilgan.

$$\{\bar{P}_1, \bar{P}_2, \bar{P}_3, \dots, \bar{P}_{n-1}, \bar{P}_n\} \sim 0 \quad (1)$$

Bunda bog'lanishlar reaksiyalari qattiq jism statistikasining muvozanat tenglamasidan aniqlanadi.

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n P_{ix} = 0, \quad \sum_{i=1}^n M_x(P_i) = 0, \\ \sum_{i=1}^n P_{iy} = 0, \quad \sum_{i=1}^n M_y(P_i) = 0, \\ \sum_{i=1}^n P_{iz} = 0, \quad \sum_{i=1}^n M_z(P_i) = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

bu yerda x, y, z – koordinatalar sistemasining asosiy o'qlari.

Brusni ixtiyoriy A kesma bilan ikki qismga faraziy qirqish (1-a rasm) har ikkala qismning muvozanat shartlariga olib keladi (1-b, d rasm). Bu yerda $\{S_1\}$ va $\{S_{11}\}$ – brusning kesilgan chap va o'ng qismlarining tashqi zo'riqishlari ta'sirida paydo bo'ladigan ichki zo'riqishlar.

Fikran qirqilgan qismlarni tuzishda jismning muvozanat sharti

$$\{P_1, P_2, \dots, [S', S^n], \dots, P_{n-1}, P_n\} \approx 0$$

munosabatda aniqlanadi.

Boshlang'ich kuchlar sistemi (1) nolga ekvivalent bo'lgani uchun quyidagini olamiz:

$$\{S'\} = \simeq \{S''\} \quad (3)$$

Bu shart statikaning ta'sir va aksta'sir kuchlarining tengligi haqidagi to'rtinchi aksiomasiga mos keladi.

Puansonning ixtiyoriy kuchlar sistemi uchun berilgan markazga keltirish haqidagi teoremasi umumiy metodologiyasidan foydalanib va A' nuqta massalar markazi kesimining S' nuqtaga chap qismi {S'} uchun ichki zo'riqishlar sistemasini bosh vektori R' va bosh momenti L'_0 ichki zo'riqishlarini keltiramiz. Kesimning o'ng qismi uchun ham xudi shunday qilinadi, bunda kesimning massa markazi A'' mos ravishda S'' nuqta bilan aniqlanadi (1-b, d rasm).

$$\{S'\} \sim \{R, L'_0\}; \quad \{S''\} \sim \{R', L''_0\} \quad (4)$$

Bu yerda statikaning to'rtinchi aksiomasiga muvofiq quyidagi munosabat o'rinli:

$$\begin{aligned} R' &= -R'', \\ L'_0 &= -L''_0. \end{aligned} \quad (5)$$

Shunday qilib, brusning shartli kesimi chap qismida hosil bo'luvchi ichki zo'riqishlar sistemasining bosh vektori va bosh momenti shartli kesilgan o'ng qismida paydo bo'ladigan ichki zo'riqishlar sistemasining bosh vektori va bosh momentiga miqdor jihatdan teng va yo'nalishi bo'yicha qarama-qarshidir.

Brusning bo'ylama o'qi bo'yicha bosh vektor va bosh momentlar son qiymatlarining taqsimlanishi grafigi (epyurasi) konstruksiyalarning mustahkamligi, qattiqligi va ishonchliligi haqidagi masalalarni oldindan aniqlashga yordam beradi.

Sodda ko'rinishdagi qarshiliklar cho'zilish, siqilish, siljish, burilish va egilish kabilarni xarakterlovchi ichki zo'riqishlar tashkil etuvchilarning shakllanish mexanizmini aniqlaylik.

Tekshirilayotgan kesimlarning massa markazlari S' yoki S'' nuqtalarda chap (s', x', u', z') yoki o'ng (s'', x'', u'', z'') koordinata o'qlari sistemasini tanlaymiz (1-v rasm). Bu koordinata sistemalarini asosiy koordinata sistemasidan x, u, z farqli ravishda «ergashuvchi» koordinata sistemi deb ataymiz. Bu atama o'zining funktsional vazifasidan kelib chiqqan. Masalan: A kesim (1- a rasm) vaziyati o'zgarishi brus o'qi bo'yicha shartli siljiganda, ya'ni $0 \leq x'_1 \leq a$, $a \leq x'_2 \leq b$ va hakoza bo'ladi, bunda $0, a$ va b — brusning tekshirilayotgan qismi chegaralarining chiziqli o'lchamlari musbat yo'nalishli R_1 yoki R_{11} bosh vektor va L''_0 yoki L''_0 bosh momentlarning ergashuvchi koordinatalar sistemasining o'qlaridagi proeksiyalarini belgilab olamiz (1- b, v rasm):

$$\begin{aligned} \bar{R}'\{N', Q'_y, Q'_z\}, \bar{L}'_0\{M'_x, M'_y, M'_z\} \\ \bar{R}''\{N'', Q''_y, Q''_z\}, \bar{L}''_0\{M''_x, M''_y, M''_z\}. \end{aligned} \quad (6)$$

Bunda ergashuvchi koordinatalar sistemasining o'qlaridagi ichki zo'riqishlar bosh vektori va bosh momenti proeksiyalarining musbat yo'nalishi nazariy mexanikadagi statika qoidalariga mos keladi: kuch uchun o'qining musbat yo'nalishi bo'yicha, moment uchun o'qning oxirgi tomonidan qaraganda soat strelkasi yo'nalishi bo'yicha. Ular quyidagicha sinflarga bo'linadi:

N_x — normal kuch, markaziy cho'zilish yoki siqilish belgisi;

M_x — ichki aylantiruvchi moment, burilishda paydo bo'ladi;

Q_x, Q_y — ko'ndalang yoki kesuvchi kuchlar, siljish deformatsiyasi belgisi;

M_x, M_y – ichki eguvchi momentlar, bukilishga mos keladi.

Brusning fikran kesilgan chap va o'ng qismlarini birlashtirish ichki zo'riqishlarning xama bir xil ismli komponentlari moduli buyicha teng va yo'nalishi bo'yicha qarama-qarshi bo'lish qoidasi (3) ga olib keladi, brusning muvozanat sharti esa quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\{P_1, P_2, P_3, \dots, N', N'', Q'_y, Q''_y, Q'_z, Q''_z, M'_x, M''_x, M'_y, M''_y, M'_z, M''_z, \dots, P_{n-1}, P_n\} \quad (7)$$

Boshlang'ich sistema kuchlarining nolga ekvivalentligi (1) hisobga olinsa Ushbu munosabat o'rinli bo'ladi:

$$\{N', N'', Q'_y, Q''_y, Q'_z, Q''_z, M'_x, M''_x, M'_y, M''_y, M'_z, M''_z\} \sim 0 \quad (8)$$

Yuqoridagi 3, 4, 5 munosabatlarning tabiiy natijasi kabi olingan shart nolga ekvivalent bo'lgan kichik sistema kuchlarining bir xil ismli juft ichki zo'riqishlari tashkil etuvchisi bo'lishi uchun etarli shart hisoblanadi:

1. $\{N', N''\} \sim 0 > N' = -N''$
2. $\{Q'_y, Q''_y\} \sim 0 > Q'_y = -Q''_y$
3. $\{Q'_z, Q''_z\} \sim 0 > Q'_z = -Q''_z$ (9)
4. $\{M'_x, M''_x\} \sim 0 > M'_x = -M''_x$
5. $\{M'_y, M''_y\} \sim 0 > M'_y = -M''_y$
6. $\{M'_z, M''_z\} \sim 0 > M'_z = -M''_z$

Statik aniqlash mumkin bo'lgan masalalarda ichki zo'riqish umumiy soni (oltita) fazoviy kuchlar sistemasining tenglamalari soni bilan keladi, bu jismning fikran kesilgan qismining boshqasiga nisbatan mumkin bo'lgan o'zaro bog'liqdir. Bu ko'chishlar jism shu kesimi bo'yicha buzilganda kuzatilishi mumkin.

Izlanayotgan zo'riqishlar istalgan kesim uchun ergashuvchi koordinatalar sistemasidagi tenglamalardan aniqlanadi. Masalan, istalgan kesim qismi uchun taalluqli muvozanat tenglamalari quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\begin{aligned} 1. \sum_{i=1}^k P_{ix} &= N + P_{1x} + P_{2x} + \dots + P_{kx} = 0 \rightarrow N \\ 2. \sum_{i=1}^k P_{iy} &= Q_y + P_{1y} + P_{2y} + \dots + P_{ky} = 0 \rightarrow Q_y \\ 3. \sum_{i=1}^k P_{iz} &= Q_z + P_{1z} + P_{2z} + \dots + P_{kz} = 0 \rightarrow Q_z \\ 4. \sum_{i=1}^k M_x(P_i) &= M_x + M_x(P_1) + \dots + M_x(P_k) = 0 \rightarrow M_x \\ 5. \sum_{i=1}^k M_y(P_i) &= M_y + M_y(P_1) + \dots + M_y(P_k) = 0 \rightarrow M_y \\ 6. \sum_{i=1}^k M_z(P_i) &= M_z + M_z(P_1) + \dots + M_z(P_k) = 0 \rightarrow M_z \end{aligned} \quad (10)$$

Bu yerda soddalashtirish maqsadida $s'x'y'z'$ va $c''x''y''m''$ koordinatalar sistemasini belgilari yagona $oxyz$ bilan almashtirilgan.

Shunday qilib, ma'ruza muallifi tomonidan taklif etilgan va sizni ichki zo'riqishlar epyurasini qurishda «belgilar qoidasi»ni mexanik ravishda yodlab olishdan xalos etuvchi ichki zo'riqishlar epyurasini qurish metodi quyidagidan iborat:

1. Bog'lanish reaksiyalarining kattaligi va yo'nalishini asosiy koordinatalar sistemasida aniqlab oling.

2. Kesimlar metodini qo'llash uchun brusning qismlari sonini belgilang.

3. Tekshirilayotgan qismda brusni fikran kesing va o'zining shartli kesilgan o'ng yoki chap qismini tanlang.

4. Kesim holatining shu qismda asosiy koordinata sistemasining bo'ylama o'qi bo'yicha o'zgarish chegarasini ko'rsating.

5. Qaralayotgan kesimda chap yoki o'ng ergashuvchi koordinatalar sistemasini kiriting.

6. Ergashuvchi koordinatalar sistemasida musbat yo'nalishdagi ichki zo'riqishlarni belgilang.

7. Ergashuvchi koordinatalar sistemasida qaraladigan brusning shartli kesilgan qismlari uchun muvozanat tenglamasini tuzing.

8. Muvozanat tenglamasidan izlanayotgan ichki zo'riqishlarni aniqlang.

9. Qaralayotgan qismlar chegarasi izlanayotgan ichki zo'riqishlarni va zarur bo'lsa, ularning ekstremal qiymatlarini hisoblab toping.

10. Zo'riqishlar masshtabini tanlab, olingan modul qiymatlari va ishoralari bo'yicha epyura tuzing.

Yuqorida ko'rsatib o'tilgan amallar ketma-ketligi (1-banddan tashqari) ichki zo'riqishlarni aniqlash uchun yagona metodi bo'lgan kesimlar (qir-qimlar) metodining asosiy mazmunini tashkil etadi.

Esdan chiqarماسlik kerakki, Varinon teoremasiga muvofiq taqsimlangan yuklanishda qaralayotgan kuchlar sistemasining istalgan nuqtaga nisbatan teng ta'sir etuvchi vektor momenti shu sistemadagi barcha kuchlarning o'sha nuqtaning o'ziga nisbatan vektor momentlari yig'indisiga teng.

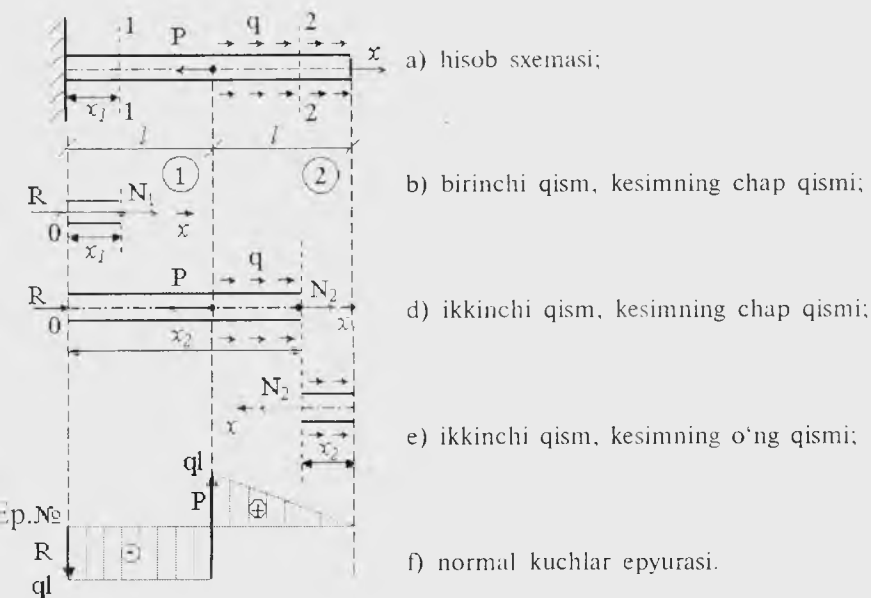
Ichki zo'riqishlar epyurasi moduli bo'yicha eng katta ichki zo'riqishi ta'sir etadigan xavfli kesimlar o'rnini vizual aniqlashga imkon beradi. Boshqa turli sharoitlarda bu kesimda konstruktsiya chegaraviy yuklanishlar buzilish ehtimoli mavjud.

CHO'ZILISH-SIQILISHDA VA BURALISHDAGI ICHKI ZO'RIQISHLAR EPYURASI

Tayanch so'zlar: normal kesim, normal kuch, ichki burovchi moment, cho'zilish va siqilishda ichki zo'riqish epyuralari.

Cho'zilish yoki siqilish deb, shunday oddiy qarshilik turiga aytiladiki, bunda tashqi kuchlar brusning bo'ylama o'qi bo'ylab qo'yilgan, uning ko'ndalang kesimi bo'yicha esa faqat normal kuch paydo bo'ladi.

Ko'ndalang kesimi o'zgarmas bo'lgan berilgan tashqi mujassamlashgan R yuklanish va taqsimlangan q kuchlanish ma'lum bo'lgan brus uchun hisoblash sxemasini qarab chiqamiz (4-rasm).



4-rasm. Cho'zilish-siqilishda normal kuchlar epyurasini qurish.

$R = 2ql$ berilgan bo'lsin. Avvalo tayanch reaksiyasi R ni X o'qi bo'yab yo'nalgan hol uchun aniqlaymiz.

$$\sum P_{ix} + R + ql - P = 0 .$$

$$R = P - ql = 2ql - ql = ql .$$

Brus ikki qismdan: ① va ② dan iborat.

Birinchi qism ichida brusni normal kesim bilan fikran 2 ta qismga bo'lamiz va muvozanatni, aytaylik ergashuvchi koordinata x ni kiritib, uning chap qismidagi muvozanatni qarab chiqamiz (4- b rasm):

$$\sum P_{ix} = N_1 + R = 0, N_1 = -R = -ql .$$

Demak, birinchi qismida brus doimiy normal kuch ta'sirida siqiladi.

Brusning ikkinchi qismi uchun ham xuddi shunday ish yuritamiz. Uni fikran 2-2 qirqim bilan kesamiz va chap qismi muvozanatini qarab chiqamiz (4- d rasm). Avval x_2 bo'yicha o'zgarish chegarasini aniqlab olamiz:

$$l \leq x_2 \leq 2l .$$

$$\sum P_{ix} = N_2 + R - P + q(x_2 - l) = 0 ,$$

$$N_2 = P - R - q(x_2 - l) .$$

x , ning chegaraviy qiymatlarini qo'yib, quyidagini olamiz:

$$N_2(l) = P - R = 2ql - ql = ql,$$

$$N_2(2l) = P - R - ql = 2ql - ql - ql = 0.$$

Shunday qilib, brusning ikkinchi qismi cho'ziladi va normal kuch chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi.

Kesimning o'ng qismi uchun ham shunga o'xshash natija kelib chiqadi (4-e rasm):

$$\sum F_{ix} = N_2 - qx_2 = 0,$$

$$N_2 = qx_2,$$

$$0 \leq x_2 \leq l,$$

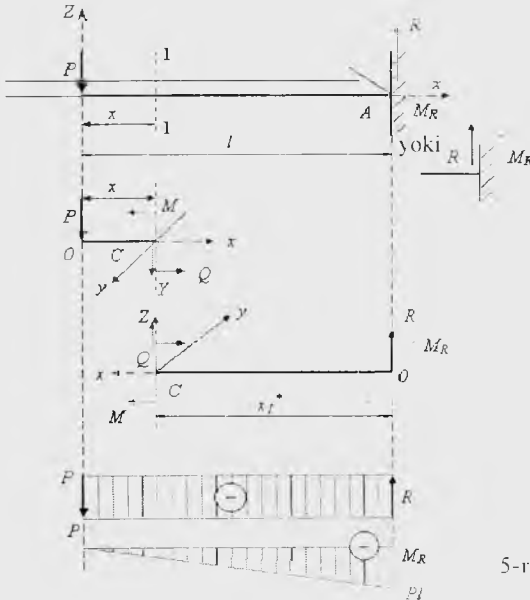
$$N_2(0) = 0,$$

$$N_2(l) = ql.$$

Olingan natijalar asosida brusning uzunligi bo'yicha normal kuch taqsimoti grafigi ko'rinishida normal kuchlar epyurasi quriladi (4-f rasm). O'ziga xos tomoni shundaki, epyuradagi cho'qqi (sakrash)lar kesimning shu cho'qqilarida mujassamlashgan R va P kuchlar ta'siri sababli paydo bo'ladi.

Buralishda ichki zo'riqishlar epyuralari

Buralish deb shunday oddiy qarshilik turiga aytiladiki, bunda brus (val)ga uning ko'ndalang kesim tekisligi bo'yicha ta'sir qilib, faqat ichki burovchi moment hosil qiladigan tashqi juft kuch qo'yilgan bo'ladi.



a) hisoblash sxemasi;

b) birinchi qism, chap qismi;

d) ikkinchi qism, chap qismi;

e) uchinchi qism, o'ng qismi;

f) ichki burovchi momentlar epyurasi.

5-rasm. Ichki burovchi momentlar epyurasini yasash.

Ichki mujassam M va $2M$ kuch qo'yilib, uzunligi bo'yicha taqsimlangan m yuklanish ostidagi valni hisoblash sxemasini qarab chiqamiz (5-rasm).

Bu epyurani qurish metodikasi yuqorida ko'rsatilgan cho'zilish siqilish epyurasini yasash metodikasi bilan bir xil.

Berilgan № 1, 2 va 3 kesimlarga musbat ichki burovchi momentlar qiymatlari M_1 , M_2 , M_3 beriladi. $M = ml$ bo'lsin.

Birinchii qism uchun (5-b rasm)

$$\begin{aligned}\sum M_x &= M_1 + M = 0, \\ M_1 &= -M + (-ml) = \text{const.}\end{aligned}$$

Ikkinchi qism uchun (5-d rasm)

$$\begin{aligned}\sum M_x &= M_2 + M - 2M = 0, \\ M_2 &= 2M - M = M = ml = \text{const.}\end{aligned}$$

Uchinchi rasm uchun (5-e rasm)

$$\begin{aligned}\sum M_x &= M_3 - mx_1 + 0, \\ M_3 &= mx_1.\end{aligned}$$

Ergashtiruvchi koordinatalar sistemasida x_1 parametrning o'zgarish chegarasi

$$0 \leq x_1 \leq l,$$

U holda

$$\begin{aligned}M_3(0) &= 0, \\ M_3(l) &= ml,\end{aligned}$$

Belgilangan ordinata qiymatlari ichki burovchi momentlar epyurasiga qo'yiladi (5-f rasm).

TO'G'RI EGILISHDAGI ICHKI ZO'RIQISHLAR EPYURALARI

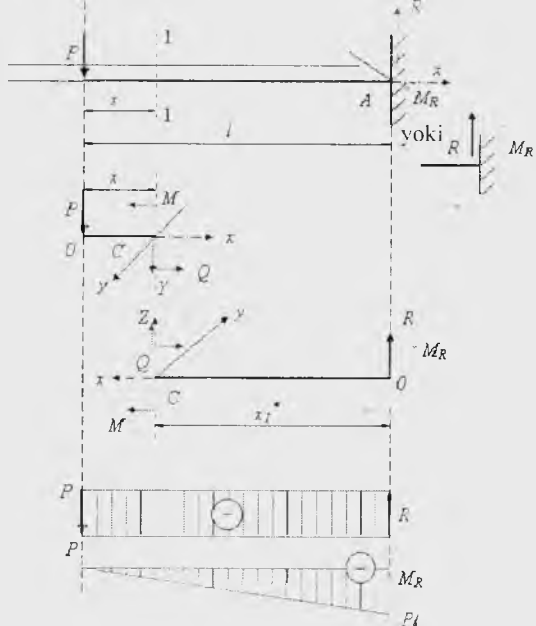
Tayanch so'z va iboralar: ko'ndalang kuch, ichki eguvchi moment.

To'g'ri egilish deb, oddiy qarshilikning shunday turiga aytiladiki, unda tashqi kuchlar brus (balka) ning bo'ylama o'qiga perpendikular qo'yilgan va balkaning ko'ndalang kesim konfiguratsiyasiga mos aspsiy tekisliklardan birida joylashgan bo'ladi.

Ma'lumki, to'g'ri egilishda ko'ndalang kesimda ikki xil ichki zq'riqish paydo bo'ladi: ko'ndalang kuch va ichki eguvchi moment.

Mujassamlashgan R kuch ta'siridagi konsol balkaning hisoblash sxemasi namunasini qarab chiqamiz (6- rasm). Biroq:

Dastlab, Sizga nazariy mexanikaning «Statika» bo'limidan ilovada (T-2) keltirilgan jismlar misolida bog'lanish reaksiyalarini hisoblash metodlarini esga olishingizni tavsiya etamiz.



a) hisoblash sxemasi;

b) chap qismi;

d) o'ng qismi;

e) ko'ndalang kuchlar epyurasi;

f) eguvchi momentlar epyurasi.

6- rasm. To'g'ri egilishda ko'ndalang kuchlar va ichki eguvchi momentlar epyurasini qurish.

Avval muvozanat tenglamasiga asosan bog'lanish reaksiyasini hisoblaymiz:

$$\sum P_{iz} = R - P = 0,$$

$$R = P,$$

$$\sum M_A = -M_R + Pl = 0,$$

$$M_R = Pl.$$

Balka 1-1 normal kesim bilan fikran qirqilgandan so'ng chap qism uchun muvozanat tenglamasini qarab chiqamiz (6- b rasm):

$$\sum P_{iz} = Q + P = 0,$$

$$Q = -P = \text{const.}$$

$$\sum M_{iy} = M + Px = 0,$$

$$M = -Px.$$

$$0 \leq x \leq l,$$

$$M(0) = 0,$$

$$M(l) = -Pl.$$

Shunday qilib, birinchi qismda ko'ndalang kuch manfiy va o'zgarmas, ichki eguvchi moment chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi.

Kesilgan o'ng qismi uchun muvozanat holat tekshirilsa, natija yuqoridagiga o'xshash bo'ladi (6-d rasm). Binobarin:

$$\sum P_x = Q + R = 0,$$

$$Q = -R = -P.$$

$$\sum M_x = M + M_R - Rx = 0,$$

$$M = Rx - M_R$$

$$0 \leq x \leq l,$$

$$M(0) = -M_R = -Pl,$$

$$M(l) = Rl - M_R = Pl - Pl = 0.$$

Olingan natijalarga ko'ra ko'ndalang ichki kuchlar (6-e rasm) va ichki eguvchi momentlar (6-f rasm) epyuralari quriladi.

Qurilgan epyuralardan $|Q| = P = \text{const}$, biki bog'lanish kesimida esa $|M_{\text{max}}| = Pl$ kelib chiqadi. Aynan shu kesim hisoblash sxemasidagi eng xavfli kesim hisoblanadi.

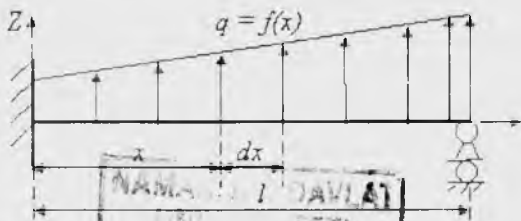
Ichki eguvchi moment ifodasini x koordinata bo'yicha differensiallaymiz:

$$\frac{dM}{dx} = \frac{d}{dx} (-Px) = -P = Q$$

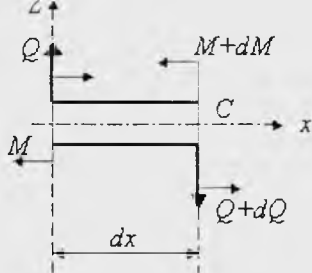
Ko'rinib turibdiki, differensiallagandan so'ng ko'ndalang kuch ifodasi kelib chiqdi. Bu tasodifiymi yoki qonuniyatmi? Bu — qonuniyat!

Egishda ichki zo'riqishlar orasidagi differensial bog'lanish

Yuklanish ixtiyoriy taqsimlangan balka uchun hisoblash sxemasini qarab chiqamiz $q = f(x)$ (7-rasm).



a) hisob modeli.



b) balka lavhasi.

7- rasm. Balkaning egilish sxemasi.

Muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum P_{iz} = Q - QdQ + qdx = 0 ,$$

$$q = \frac{dQ}{dx} ,$$

$$\sum M_C = -M - Qdx - q \frac{dx^2}{2} + M + dM = 0 ,$$

$$Q = \frac{dM}{dx} .$$

Shunday qilib, haqiqatan: ichki eguvchi momentdan chiziqli koordinata bo'yicha olingan birinchi tartibli hosila kesimdagi ko'ndalang kuchga teng.

Funksiya va uning birinchi tartibli hosilasining bu xossasi epyurada to'g'ri ko'ringanligini tekshirishda foydalaniladi. Shunday qilib, konsol balkaning hisob sxemasi uchun (6-rasm) bu bog'lanish quyidagi tekshirish natijalarini beradi:

$Q < 0$ va M kattalik 0 dan Pl gacha kamayadi.

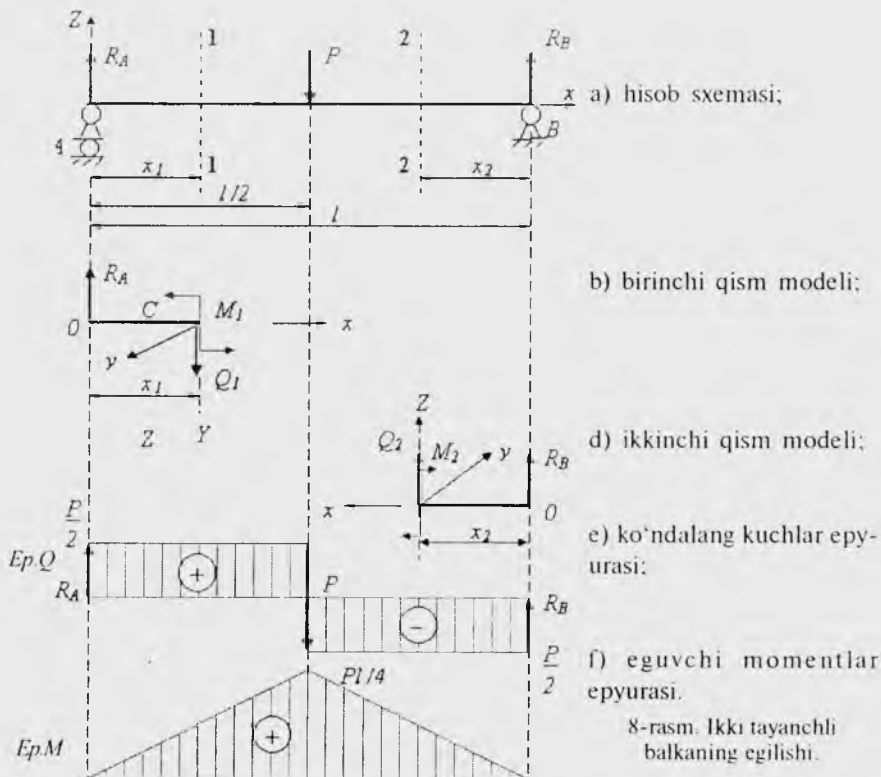
$Q = \text{const}$ va $M = x$.

Shunday qilib, malakali tekshirish uchun oliy matematika kursidan funksiya hosilasini hisoblashga doir bo'limini yodga olishingizni tavsiya etamiz. Shuningdek, Ilovaning T-3 bo'limida keltirilgan testlarni yechish maqsadga muvofiq deb hisoblaymiz.

Ikkinchi misol – ikki tayanchli balkaning egilishini qarab chiqamiz (8-rasm).

Ravshanki, tayanch reaksiyalari: $RA = RB \frac{P}{2}$

Birinchi qism uchun (8-b rasm)



8-rasm. Ikki tayanchli balkaning egilishi.

$$\sum P_{iz} = Q - R_A = 0,$$

$$Q = R_A = \frac{P}{2},$$

$$\sum M_y = M_1 - R_A x_1 = 0,$$

$$M_1 = R_A x_1,$$

$$0 \leq x_1 \leq \frac{l}{2},$$

$$M_1(0) = 0; M_1\left(\frac{l}{2}\right) = R_A \frac{l}{2} = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{Pl}{4}.$$

Ikkinchi qism uchun (8-d rasm).

$$\sum P_{iz} = Q_2 - R_B = 0,$$

$$Q_2 = -R_B = -\frac{P}{2},$$

$$\sum M_y = M_2 - R_B x_2 = 0,$$

$$M_2 = R_B x_2,$$

$$M_2(0) = 0; M_2\left(\frac{l}{2}\right) = R_B \frac{l}{2} = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{Pl}{4}$$

Ichki zo'riqishlar epyuralari 8-e va 8-f rasmlarda keltirilgan.

Q va M larning differensial bog'lanishidan quyidagilarni olamiz:

– Birinchi qism uchun:

$Q > 0$ va M kattalik 0 dan $\frac{Pl}{4}$ gacha ortadi.

$Q = \text{const}$ va $M = x$.

– Ikkinchi qism uchun:

$Q < 0$ va M kattalik $\frac{Pl}{4}$ dan 0 gacha kamayadi.

$Q = \text{const}$ va M x ga proporsional, ya'ni chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi.

Bu misolda prolyot o'rtasida balka kesimi xavfli hisoblanadi:

$$M_{\max} = \frac{Pl}{4}$$

Uchinchi misol balka uzunligi bo'yicha taqsimlangan yuklanishdan foydalanish bilan bog'liq (9- rasm). Avval qabul qilingan metodika bo'yicha tekshirilsa tayanch reaksiyalar tengligi kelib chiqadi: izlanayotgan kesim uchun esa (9- b rasm) ichki zo'riqishlar ifodasi ushbu ko'rinishni oladi:

$$\sum P_{iz} = Q - R_A + qx = 0$$

$$Q = R_A - qx$$

$$0 \leq x \leq l$$

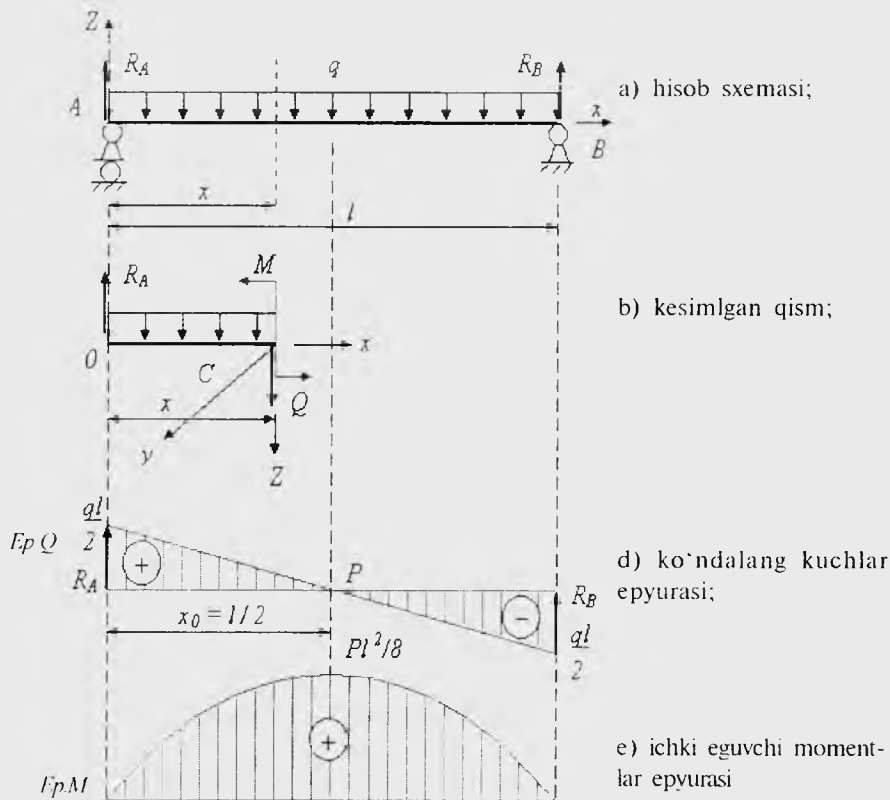
$$Q(0) = R_A, Q(l) = R_A - ql = \frac{ql}{2} - ql = -\frac{ql}{2}$$

$$\sum M_y = M - R_A x + qx \frac{x}{2} = 0$$

$$M = R_A x - q \frac{x^2}{2}$$

$$M(0) = 0; M(l) = R_A l - q \frac{l^2}{2} = \frac{ql^2}{2} - \frac{ql^2}{2} = 0$$

Har ikkala tayanchda eguvchi moment mavjud emas. Balkaning xavfli kesimi uning o'rtasiga $x = \frac{l}{2}$ to'g'ri keladi. Haqiqatan, funksiya va uning xosilasining xossasidan kelib chiqib, $\frac{dM}{dx} = 0$ da ichki eguvchi moment ekstremum qiymatga erishadi. Umumiy holda boshlang'ich koordinata x_0 ni topish uchun ko'ndalang kuch ifodasini nolga tenglaymiz (9-d rasm).



9-rasm. Yuklanish tekis taqsimlangan ikki tayanchli balka

Natijada quyidagini olamiz: $Q = \frac{dM}{dx} = R_A - qx_0 = 0$,

$$x_0 = \frac{R_A}{q} = \frac{ql}{2q} = \frac{l}{2}$$

Egiluvchi moment ifodasiga $x = \frac{l}{2}$ ni qo'yib, ushbu ifodani hosil qilamiz:

$$M\left(\frac{l}{2}\right) = R_A \frac{l}{2} - q \left(\frac{l}{2}\right)^2 = \frac{ql}{2} \frac{l}{2} - \frac{ql^2}{8} = \frac{ql^2}{8}$$

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{8}$$

Shunday qilib, ta'kidlab o'tish kerakki, egilish epyurasini qurish texnikasini o'quvchilar qiyin o'zlashtiradilar. T-4 ilovada keltirilgan tester-trenajyor yordamida buni tez o'rganib olishga imkon beradi.

DEFORMATSIYALAR VA KUCHLANISHLAR HAQIDA TUSHUNCHA

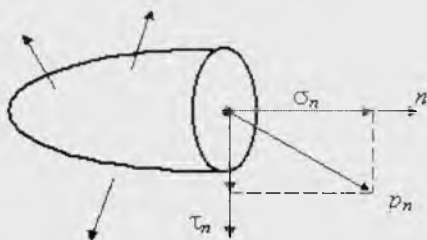
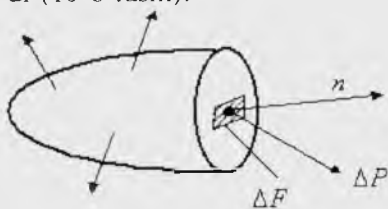
Tayanch soʻz va iboralar: normal va urinma kuchlanishlar, chiziqli va burchakli deformatsiyalar, kuchlanishlar tenzori

Yuqorida taʼkidlab oʻtilganidek, jismning kesib tashlangan qismi tomonidan biror kesim boʻyicha taʼsir etuvchi ichki kuchlarni bosh vektor va bosh momentga keltirish mumkin. Qaralayotgan nuqtada normal birlik vektori M nuqtani belgilaymiz. Shu nuqta atrofida kichik ΔF maydonchani belgilab olamiz. Bu maydonchada taʼsir etadigan ichki kuchlarning bosh vektorini ΔR orqali belgilaymiz (10-a rasm). Maydoncha oʻlchamlari kichirayganda ichki kuchlarning bosh vektorlari va bosh momentlari ham kamayadi, bunda bosh moment tezroq kamayadi.

$\Delta F > 0$ boʻlganda limitda $\lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F} = P_n$ boʻladi.

Bosh moment uchun bu limit nolga teng. Shunday qilib, R_n vektor nuqtadagi kuchlanishlar vektori deb ataladi. Bu vektor faqat nuqtaga taʼsir etuvchi tashqi kuchlar va qaralayotgan nuqta koordinatalarigagina bogʻliq boʻlmay, n normal vektor bilan xarakterlanuvchi ΔF maydonchani fazodagi joylashishiga (vaziyatiga) ham bogʻliqdir. n vektorning barcha yoʻnalishlari uchun M nuqtadagi hamma kuchlanishlar vektorlarning yigʻindisi shu nuqtadagi zoʻriqish holatini belgilaydi.

Umumiy holda R_n kuchlanishlar vektorining yoʻnalishi n normal vektor yoʻnalishi bilan mos tushmaydi. R_n vektorning n normal vektorga proeksiyasi normal kuchlanish S_n , M nuqta orqali oʻtgan va n vektorga ortogonal boʻlgan tekislikka proeksiyasi esa urinma kuchlanish τ_n deb ataladi (10-b rasm).



a) toʻla kuchlanish vektori

b) normal va urinma kuchlanishlar vektori

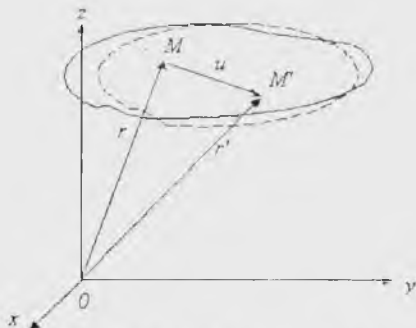
10-rasm. Kuchlanish vektori kompozitsiyasi.

Kuchlanishlar oʻlchamligi kuch oʻlchamligining maydon oʻlchamligiga nisbatiga teng. Xalqaro birliklar sistemasi SI da kuchlanishlar paskal hisobida oʻlchanadi: $1 Pa = 1 N/m^2$

Tashqi kuchlar ta'sir etayotganda jism zo'riqishlar bilan bir qator-da, uning hajmi va shaklida o'zgarish ro'y beradi, ya'ni jism deformatsiyalanadi. Bu holda jism boshlang'ich (deformatsiyalanmagan) va oxirgi (deformatsiyalangan) holati bo'ladi.

Deformatsiyalanmagan jismni dekart koordinatalar sistemasida $Oxyz$ ga o'tkazamiz (II-rasm). Bu koordinatalar sistemasida biror M nuqtaning holati $r(x, y, z)$ radius-vektor bilan aniqlanadi. Deformatsiyalangan holatda M nuqta $r'(x, y, z)$ radius-vektor orqali xarakterlanuvchi yangi M' holatda bo'ladi. $u = r' - r$ vektor M nuqtaning ko'chishi deb ataladi. U vektorning koordinata o'qlariga proeksiyalari dekart koordinatalar sistemasida jismning deformatsiyalanguncha va deformatsiyalanganidan keyin $u(x, y, z)$, $v(x, y, z)$, $w(x, y, z)$ ko'chish vektorini komponentlarini belgilaydi.

Jism nuqtalarining o'zaro vaziyati o'zgarmasdan ko'chishida deformatsiya kuzatilmaydi. Bunday holda jism bir butun qattiq jism singari ko'chadi deyiladi (fazoda chiziqli ko'chish yoki biror nuqtaga nisbatan burilish). Boshqa tomondan jism shakli yoki hajmining o'zgarishi bilan bog'liq deformatsiya jism nuqtalarining ko'chmasdan sodir bo'lishi mumkin emas.



II-rasm. Ko'chish vektorining ko'rinishi.

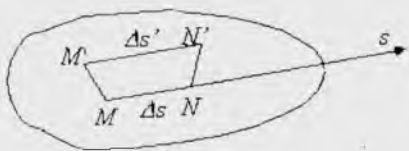
Jism deformatsiyasi uning nuqtalari deformatsiyalanishiga qadar va undan keyingi o'zaro joylashishlari o'zgarishi bilan xarakterlanadi. Masalan, jismning M nuqtasi yoki unga yaqin N nuqta orasidagi masofaning deformatsiyalanmasdan oldin S vektor yo'nalishidagi qiymatini ΔS orqali belgilaylik (II-rasm). Deformatsiyalanganidan so'ng M va N nuqtalar yangi vaziyatga (M' va N') ko'chadi, ular orasidagi masofani $\Delta S'$ bilan belgilaymiz. Ushbu nisbat limiti

$$\epsilon_s = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta S' - \Delta S}{\Delta S}$$

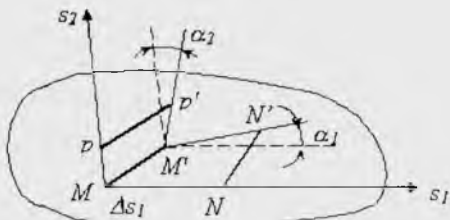
s vektor yo'nalishida M nuqtadagi nisbiy chiziqli deformatsiya deb ataladi. Uchta o'zaro perpendikular yo'nalish, masalan, Ox , Oy , va Oz

koordinata o'qlari bo'yicha tekshirib, jism hajmining deformatsiya jarayonidagi o'zgarishni xarakterlovchi uchta nisbiy chiziqli deformatsiya komponentlari ex , ey , ez olamiz (12-rasm).

Jism shaklining o'zgarishi bilan bog'liq bo'lgan deformatsiyalarni tavsiflash uchun M nuqta va unga yaqin joylashgan, deformatsiyalanmagan holatda ikki o'zaro ortogonal S_1 va S_2 vektorlar yo'nalishida joylashgan N va P nuqtalarni qarab chiqamiz. Nuqtalar orasidagi masofalarni ΔS_1 va ΔS_2 orqali belgilaymiz (13-rasm). Nuqtalarning holatini M' , N' va P' belgilaymiz. $M'N'$ va $M'P'$ kesmalar orasidagi burchak umumiy holda to'g'ri burchakdan farqli bo'ladi. $\Delta S_1 > 0$, $\Delta S_2 > 0$ da deformatsiyaga qadar ikki ortogonal orasidagi γ_{12} burchak o'zgarishi burchakli deformatsiya deb ataladi. 13-rasmdan ko'rinib turibdiki, burchakli deformatsiya $M'N'$ va $M'P'$ kesmalarining S_1 va S_2 vektorlar hosil qilgan tekislikda burilishi bilan bog'liq bo'lgan ikki α_1 va α_2 burchak yig'indisidan iborat bo'ladi. Agar koordinata o'qlari bo'yicha yo'nalgan uchta o'zaro ortogonal vektor berilgan bo'lsa, u holda uchta burchakli deformatsiya γ_{xy} , γ_{xz} va γ_{yz} mavjud bo'lib, ex , ey va ez chiziqli deformatsiyalar birga nuqtadagi deformatsiya holatini belgilaydi.



12- rasm. Chiziqli deformatsiya ko'rinishi.



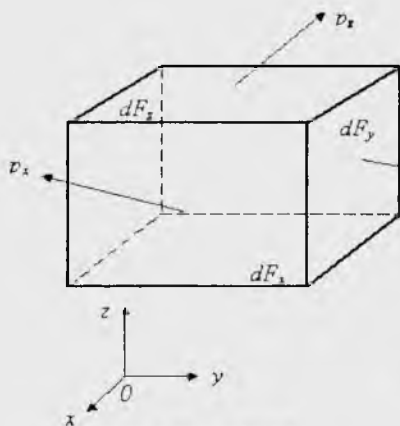
13- rasm. Burchakli deformatsiya ko'rinishi.

Nuqtadagi kuchlanganlik holati. Kuchlanishlar tenzori

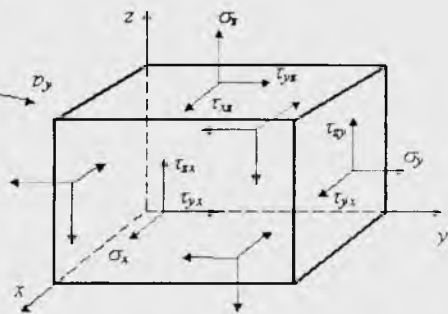
Kuchlanishlar vektori P_n fizik obyekt kattalik bo'lib, uzunlikka, yo'nalishga va qo'yilish nuqtasiga ega. Shu ma'noda bu kattalik vektor xossalriga ega. Biroq bu kattalik vektorlardan farqli ravishda o'ziga xos xususiyatlarga ega. Chunonchi, kuchlanishlar vektorinig kattaligi va yo'nalishi df sirt kichik cheksiz elementning n normal vektorining joylashishiga bog'liq. Nuqtadagi hamma n , P_n vektorlar juftining yig'indisi shu nuqtadagi kuchlanganlik holatini belgilaydi. Biroq nuqtadagi kuchlanganlik holatini to'liq tavsiflash uchun n vektorga cheksiz ko'p yo'nalishlar berish shart emas, buning uchun uchta elementar o'zaro perpendikular maydonchalardagi kuchlanishlar vektorlarini aniqlash yetarlidir. Ixtiyoriy joylashgan maydonchada kuchlanishlar shu uchta kuchlanish vektorlari orqali ifodala-

nishi mumkin. Keyinchalik koordinatalar joylashishi (yoʻnalish)ni ataylab oʻzgartirish mumkin. Masalan, Z oʻqi – brusning boʻylama oʻqi, x va y koordinatalar esa uning koʻndalang kesimi istalgan nuqtasining koordinatalari boʻlishi mumkin.

M nuqtadan normalining vektorlari koordinata oʻqlarining yoʻnalishlari bilan mos tushadigan uchta oʻzaro perpendikular tekislik oʻtkazamiz. Elementar maydonchalar (yuzalar)ni boshlangʻich tekislikka parallel va ulardan cheksiz kichik dx , dy , dz masofada joylashgan qoʻshimcha kesimlar yordamida hosil qilamiz. Natijada M nuqta atrofida kichik parallepiped hosil qilamiz, uning sirti $dF_x = dydz$, $dF_y = dxdz$, $dF_z = dxdy$ elementar maydoncha (yuzacha)lardan tashkil topadi. Elementar yuzachalarga taʼsir etuvchi p_x , p_y , p_z kuchlanish vektorlari 14-rasmda koʻrsatilgan.



14-rasm. Cheksiz kichik parallelopiyedning muvozanat holati.



15-rasm. Kuchlangan holat tenzorining komponentlari.

Har bir kuchlanish vektorini koordinata oʻqlari boʻyicha tashkil etuvchilarga ajratamiz (15-rasm). Har bir maydoncha (yuzacha)ga bitta normal kuchlanish σ_x , σ_y , σ_z taʼsir etadi, bunda indeks yuzachaga oʻtkazilgan normal vektorning yoʻnalishini bildiradi va ikki indeksli ikkita urinma kuchlanish belgilanib, ulardan birinchisi kuchlanish komponentining taʼsir yoʻnalishini, ikkinchisi yuzachaga oʻtkazilgan normal vektorning yoʻnalishini koʻrsatadi.

Toʻqqizta kuchlanish komponenti (oʻzaro perpendikular boʻlgan uchta yuzachadan uchtadan) yigʻindisi muayyan fizik obyektni bildiradi, u nuqtadagi kuchlanishlar tenzori deb ataladi. Tenzorni toʻqqizta komponentni mos ravishda tartibga solish uchun matritsa koʻrinishida tasvirlash mumkin:

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{xz} & \tau_{xy} & \sigma_z \end{pmatrix}$$

Kuchlanishlar tenzori komponentlari uchun quyidagi ishoralar qoidasi umumiy qabul qilingan: agar musbat tashqi normal (ya'ni koordinata o'qlaridan biri bo'yicha yo'nalgan) yuzada komponenta tegishli o'qning musbat yo'nalishi bo'ylab yo'nalgan bo'lsa, bu komponenta musbat hisoblanadi. 15-rasmda kuchlanishlar tenzorining hamma komponentlari musbat yo'nalishda tasvirlangan. Manfiy tashqi normalli yuzachalarda (14- va 15-rasmlarda parallelepipedning yoqlari ko'rinmaydi) musbat komponenti qarama-qarshi yo'nalgan. Manfiy yo'nalgan normal uchta o'zaro ortogonal yuzachalardagi kuchlanishlar ham nuqtadagi kuchlangan holatni xarakterlaydi. Bu kuchlanishlar tenzorining komponentalari bo'lishi kuchlanishlar musbat normal yuzachalardagi kuchlanishlar kabi aniqlaniladi. Ular ham bir xil simvollar bilan belgilanadi va 15-rasmda tasvirlangan-dagiga teskari musbat yo'nalishiga ega bo'ladi.

KUCHLANISHLAR TENZORINING XOSSALARI. BOSH KUCHLANISHLAR

Tayanch so'z va iboralar: Sharsimon kuchlanishlar tenzori, invariantlik, xarakteristik tenglamalar, deviator.

Kuchlanishlar tenzori simmetriya xossasiga ega. Uning bu xossasini isbotlash uchun 14-ma'ruzada keltirilgan yuzachalarga kuchlanishlar tenzori ta'sir etayotgan elementar parallelepipedni qarab chiqaylik. Jism muvozanatda bo'lgani uchun uning boshqa istalgan qismi, shuningdek, elementar hajmi ham muvozanatda bo'ladi. Bu hajmning oltita muvozanat tenglamasidan bittasini masalan, Ox o'qiga nisbatan barcha kuchlar momenti yig'indisini yozamiz. Ikki kuchdan boshqalari Ox o'qiga nisbatan moment hosil qilmaydi yoki o'zaro kompensatsiyalanadi. Noldan farqli bo'lgan momentlar τ_{yz} (yuqori yoq) va τ_{xy} (o'ng yoq) komponentalarini hosil qiladi:

$$-(\tau_{yz} dx dy) dz + (\tau_{xy} dx dz) dy = 0$$

Bu ifodani hajm elementi $dv = dx dy dz$ ga qisqartirsak, quyidagini olamiz:

$$\tau_{yz} = \tau_{xy}$$

Xuddi shunga o'xshash, hamma kuchlarning Oy va Oz o'qlarga nisbatan momentlari yig'indisini nolga tenglab, yana ikki munosabatni olamiz:

$$\tau_{xz} = \tau_{yx}, \quad \tau_{yx} = \tau_{xy}$$

Bu kuchlanishlar tenzori va simmetriya shartlari urinma kuchlanish-

larning juftligi sharti deb ataladi: ikki o'zaro perpendikular yuzaga ortogonal ta'sir etuvchi urinma kuchlanishlar kattaligi bo'yicha teng. Bu xos-salar hisobga olinganda to'qqizta kuchlanishlar tenzori komponentlaridan faqat oltitasigina mustaqil bo'lar ekan.

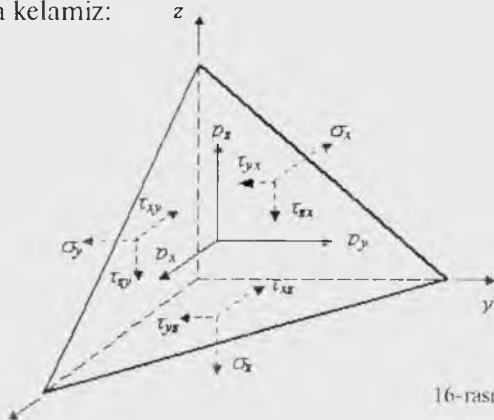
Endi uchta o'zaro perpendikular yuzacha uchun aniqlangan kuchlanishlar tenzori nuqtadagi kuchlangan holatni to'la xarakterlashini ko'rsatish mumkin, ya'ni tanlangan koordinatalar sistemasiga nisbatan ixtiyoriy joylashgan yuzachalardagi kuchlanishlar tenzori komponentlarini hisoblab topish mumkin. Buning uchun 16-rasmda tasvirlangan parallelepipedni tekislik koordinata o'qlarini ham kesib o'tgan hosil bo'lgan elementar hajmni qarab chiqamiz. Bunda birlik vektor n ning komponentlari n_x, n_y, n_z bo'lsin. Shunday yo'l bilan hosil qilingan cheksiz kichik tetraedrning yoqlariga 16-rasmda ko'rsatilgan kuchlanishlar ta'sir etadi. Kuchlanishlar vektori p_n qiya tekislik yuzachasida koordinata o'qlari bo'yicha yo'nalgan p_x, p_y, p_z tashkil etuvchilarga ajratilgan. Koordinata o'qlariga va normal vektorga ortogonal joylashgan yoqlar yuzini mos ravishda dF_x, dF_y, dF_z va dF orqali belgilaymiz. Bu yuzachalar o'zaro quyidagi munosabatlar orqali bog'langan:

$$dF_x = dFn_x, \quad dF_y = dFn_y, \quad dF_z = dFn_z \quad (1)$$

Bu demak, koordinata o'qlariga ortogonal bo'lgan yoqlar qiya yuzaning shu koordinata tekisligidagi proeksiyasi bo'lar ekan. Elementar tetraedrning yoqlariga ta'sir etuvchi kuchlarni koordinata o'qlariga proeksiyalab, qaralayotgan jism uchun muvozanat tenglamasini olamiz. Masalan, hamma sirt kuchlarining Ox o'qqa proeksiyasi quyidagini beradi:

$$p_x dF - \sigma_x dF_x - \tau_{xy} dF_y - \tau_{xz} dF_z = 0.$$

(1) munosabatni hisobga olgan holda dF ga qisqartirsak, kuchlanishlar vektorining p_x proeksiyasini kuchlanishlar tenzorining mos komponentlari bilan bog'lovchi tenglamani hosil qilamiz. Bu tenglamani kuchlarni Oy va Oz o'qlariga proeksiyalash tenglamalari bilan qo'shib, ushbu munosabatlarga kelimiz:



16-rasmi.

$$\rho_x = \sigma_x n_x + \tau_{xy} n_y + \tau_{xz} n_z, \quad (2)$$

$$\rho_y = \tau_{yx} n_x + \sigma_y n_y + \tau_{yz} n_z,$$

$$\rho_z = \tau_{zx} n_x + \tau_{xy} n_y + \sigma_z n_z.$$

Bu munosabat Koshi formulasi deb ataladi. Bu formulalar ixtiyoriy tanlangan n normalli yuzadagi kuchlanishlar vektorini kuchlanishlar tenzori komponenti orqali hisoblab topishga yordam beradi.

$$\rho_n = \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2 + \rho_z^2}, \quad (3)$$

normal kuchlanish

$$\sigma_n = \rho_x n_x + \rho_y n_y + \rho_z n_z, \quad (4)$$

va urinma kuchlanish:

$$\tau_n = \sqrt{\rho_n^2 + \sigma_n^2}.$$

Vektor normal n ning barcha mumkin bo'lgan yo'nalishlari orasida P_n kuchlanishlar vektori n vektorga parallel bo'ladigan yo'nalishlar ham mavjuddir. Tegishli yuzachalarda normal kuchlanishlar ta'sir etadi, urinma kuchlanish esa mavjud emas. Bunday yuzachalar asosiy, shu yuzachalardagi normal kuchlanishlar esa asosiy (bosh) kuchlanishlar deb ataladi. Birluk normal vektor ta'sir etuvchi yuzacha asosiy (bosh) yuzacha bo'lsin. p_n va n vektorlarning kollinearligi sharti ular komponentlarining proporsionallik shartining o'zidir:

$$p_x = \sigma n_x, \quad p_y = \sigma n_y, \quad p_z = \sigma n_z.$$

Koshi formulasini hisobga olib, bosh (asosiy) yuzaga tushirilgan n_x , n_y , n_z normal vektorning noma'lum komponentlariga nisbatan chiziqli bir jinsli tenglamalar sistemasini olamiz:

$$(\sigma_x - \sigma)n_x + \tau_{xy}n_y + \tau_{xz}n_z = 0,$$

$$\tau_{yx}n_x + (\sigma_y - \sigma)n_y + \tau_{yz}n_z = 0,$$

$$\tau_{zx}n_x + \tau_{xy}n_y + (\sigma_z - \sigma)n_z = 0.$$

Agar tenglama koeffisientlaridan tuzilgan determinant nolga aylansa, bu tenglamaning yechimi noldan farqli bo'ladi

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{xy} & \sigma_z - \sigma \end{vmatrix} = 0.$$

Determinantni ochib, asosiy kuchlanish σ ga nisbatan kub tenglamani olamiz:

$$\sigma^3 - J_1\sigma^2 + J_2\sigma - J_3 = 0,$$

Bu erda quyidagi belgilashlar kiritilgan:

$$J_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z,$$

$$J_2 = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{yx} & \sigma_y \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xz} \\ \tau_{zx} & \sigma_z \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix} = \sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z - (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2),$$

$$J_3 = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix} = \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{xz} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{xz}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2.$$

(3) tenglama kuchlanishlar tenzori uchun xarakteristik tenglama deb ataladi. Bu tenglamaning (4) koeffitsientlari kuchlanishlar tenzori invariantlari deb ataladi. (3) kub tenglamaning yechimi S_1, S_2, S_3 ildizlarga ega bo'lib, ular $S_1 \geq S_2 \geq S_3$ kabi tartiblanadi.

σ_j ($j=1, 2, 3$)ning har bir qiymatiga n_1^j, n_2^j, n_3^j komponentli, j - bosh yuzachaning holatini xarakterlovchi n_j vektor mos keladi. Bu komponentlarni topish uchun tenglamaga σ_j ning topilgan qiymatini qo'yish va undan istalgan ikki tenglamani normallashtirish sharti

$$(n_x^j)^2 + (n_y^j)^2 + (n_z^j)^2 = 1 \quad (5)$$

bilan yechish kifoya.

Bosh kuchlanishlar muhim xossaga ega: asosiy yuzachadagi normal kuchlanishlar boshqa yuzachalardagiga nisbatan ekstremal qiymatlarga ega bo'ladi. Bu xossani isbot qilish uchun normal kuchlanishni n_x, n_y, n_z funksiyasi sifatida (5) qo'shimcha cheklash bilan ekstremumga tekshirish kifoya. Bosh kuchlanishlar S_1, S_2, S_3 larga mos bosh yuzachalarni o'zaro perpendikularligini ko'rsatish yoki xuddi shuning o'zi: j va k ning turli qiymatlariga mos n^j va n^k vektorlarning ortogonal ekanini ko'rsatish mumkin. Ortogonallik shartlari quyidagicha:

$$n_x^j n_x^k + n_y^j n_y^k + n_z^j n_z^k = 0 \quad (j \neq k).$$

(3) kub tenglamani quyidagi ko'rinishda yozish mumkin:

$$(\sigma_1 - \sigma)(\sigma_2 - \sigma)(\sigma_3 - \sigma) = 0.$$

Bu tenglamani (3) tenglama ko'rinishiga keltirib bosh (asosiy) kuchlanishlar orqali (4) invariantlar uchun ushbu ifodalarni olamiz:

$$J_1 = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3, \quad J_2 = \sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3, \quad J_3 = \sigma_1\sigma_2\sigma_3.$$

«Invariantlik» atamasi biror kattalik koordinatalar sistemasining tanlanishiga bog'liq emasligini bildiradi.

Quyidagi formula bo'yicha o'rtacha (gidrostatik) kuchlanishni kiritamiz:

$$\sigma_0 = (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) / 3 = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) / 3.$$

Kuchlanishlar tenzorini ikki tenzor yig'indisi shaklida ifodalash mumkin, bu yerda:

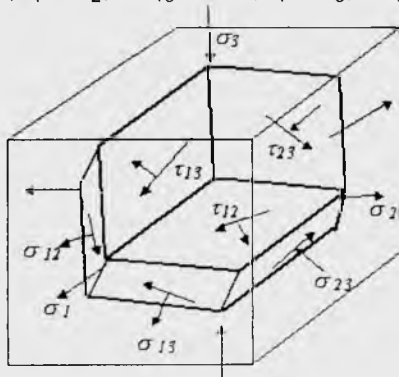
$$\tilde{s} = \begin{pmatrix} \sigma_0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_0 \end{pmatrix}, \quad \tilde{d} = \begin{pmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_0 & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_0 \end{pmatrix}.$$

Birinchi tenzor sharsimon tenzor deb atalib, u jism hajmi uning shakli saqlangan holda o'zgarishini xarakterlaydi. Ikkinchi tenzor deviator deb ataladi va u jism shakli o'zgarishini xarakterlaydi. Deviatorning xossasi shundan iboratki, uning birinchi invarianti nolga teng bo'lishidir:

$$J_1(\tilde{d}) = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z - 3\sigma_0 = 0.$$

Urinma kuchlanishlar ekstremal qiymatlarga ega bo'ladigan maydoncha (yuzacha)lar vaziyatini topaylik. Buning uchun urinma kuchlanishning (5) cheklashlardagi ekstremumlarini topish kerak. Ekstremal urinma kuchlanishlar asosiy o'qlardan biriga parallel va qolgan ikki o'q bilan $\pi/4$ burchak hosil qiladigan maydoncha (yuzacha)larda ta'sir etadi. Bu kuchlanishlar kattaligi quyidagiga teng:

$$\tau_{12} = 0,5(\sigma_1 - \sigma_2), \quad \tau_{13} = 0,5(\sigma_1 - \sigma_3), \quad \tau_{23} = 0,5(\sigma_2 - \sigma_3).$$



17-rasm. Ekstremal urinmalar taqsimoti paralleloedri.

Ekstremal urinma kuchlanishli yuzachalar hosil qiladigan shakl 17-rasmda tasvirlangan. Bu shakl paralleloedrlar sinfiga mansub bo'lib, yoqlari diagonallari nisbati $\sqrt{2}$ ga teng bo'lgan romblar shaklidagi 12 yoqliklardan iboratdir.

Shunday qilib, kuchlangan holat umumiy nazariyasi ham sodda, ham murakkab xarakterdagi barcha tur qarshiliklar kompleksini butunlay qamrab olishga imkon beradi.

YASSI KUCHLANGAN HOLAT

Tayanch soʻz va iboralar: ekstremal kuchlanishlar, deformatsiya tenzori.

Tatbiq uchun muhim boʻlgan yassi kuchlangan holat, masalan Oyz tekislikda amalga oshiriladigan holatni qarab chiqaylik. Bu holda kuchlanishlar tenzori quyidagi koʻrinishda boʻladi:

$$\bar{\sigma} = \begin{Bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{xy} & \sigma_z \end{Bmatrix}.$$

Geometrik tasviri 18-rasmda keltirilgan. Bunda $x = \text{const}$ maydonchalar bosh kuchlanishlari nolga teng boʻlgan asosiy yuzachalar hisoblanadi.

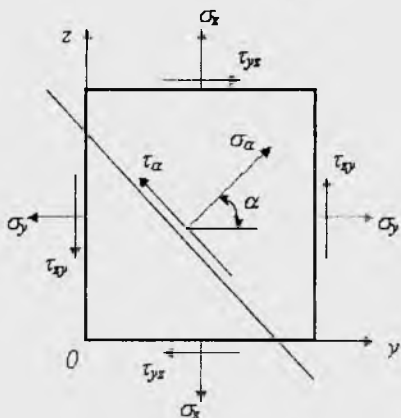
Kuchlanishlar tenzori invariantlari $J_1 = \sigma_y + \sigma_z$, $J_2 = \sigma_y \sigma_z + \tau_{yz}^2$, $J_3 = 0$ ga teng, karakteristik tenglamalar esa

$$\sigma[\sigma^2 - (\sigma_y + \sigma_z)\sigma + \sigma_y \sigma_z - \tau_{yz}^2] = 0$$

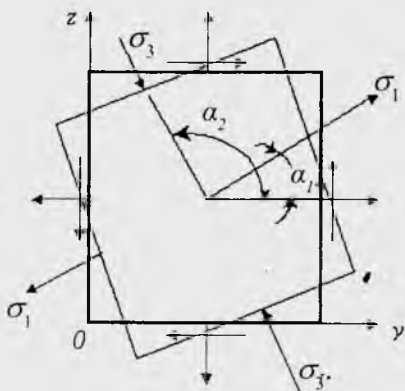
koʻrinishda boʻladi. Bu tenglamaning ildizlari quyidagiga teng:

$$\sigma_2 = 0, \sigma_{1,3} = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} \sqrt{\left(\frac{\sigma_y + \sigma_z}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}. \quad (1)$$

Ildizlar $\sigma_1 > 0$, $\sigma_3 < 0$ hol uchun tartiblangan.



18-rasm. Boshlangʻich yassi kuchlangan holat.



19-rasm. Bosh kuchlanishlar holati.

18-rasmda ixtiyoriy yuzaga α burchak bilan xarakterlangan, bunda n vektor: $n_x = \cos\alpha$, $n_z = \sin\alpha$, $n_y = 0$ komponentalarga ega. Qiya yuzachada normal va urinma kuchlanishlar α burchak orqali quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_y + \sigma_z}{2} + \frac{\sigma_y - \sigma_z}{2} \cos 2\alpha + \tau_{yz} \sin 2\alpha. \quad (2)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{yz} \cos 2\alpha. \quad (3)$$

Bosh (asosiy) yuzachalarda urinma kuchlanishi mavjud bo'lmagani sababli, (3) ifodani nolga tenglab, p normal bilan Oy o'q orasidagi α burchakni aniqlash tenglamasini olamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\tau_{yz}}{\sigma_y - \sigma_x}. \quad (4)$$

Bu tenglamaning eng kichik musbat ildizini α_1 orqali belgilaymiz. $\operatorname{tg}(x) - \pi$ davrli funksiya, shuning uchun Oy o'q bilan $\alpha_1 = \alpha_1 + \pi/2$ burchak tashkil etgan ikki ortogonal yo'nalish o'zaro perpendikular bosh yuzachaga mos keladi (19-rasm).

Agar (2) munosabatni α bo'yicha differensiallasak va hosilani nolga tenglasak, (4) tenglamaga kelamiz, bu esa bosh kuchlanishlarning ekstremalligini isbot etadi.

Ekstremal urinma kuchlanishli yuzachalar orientatsiyasi (joylashishi)ni topish uchun

$$(\sigma_z - \sigma_y) \cos 2\alpha_\tau - 2\tau_{yz} \sin 2\alpha = 0$$

ifodadan olingan hosilani nolga tenglab,

$$\operatorname{tg} 2\alpha_\tau = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{yz}} \quad (5)$$

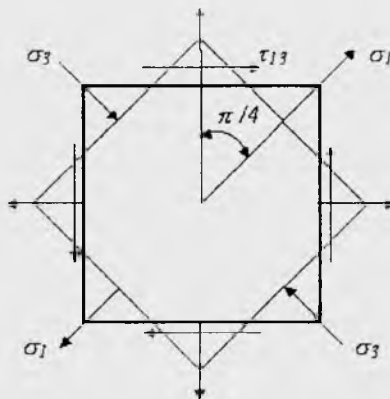
ifodani olamiz.

(4) va (5) munosabatlarni o'zaro taqqoslab,

$$\operatorname{tg} 2\alpha_\tau \operatorname{tg} 2\alpha_1 = -1$$

ifodani hosil qilamiz.

Bu tenglik, agar 3α va $2\alpha_1$ burchaklar bir-biridan $\pi/2$ ga farq qilgandagina o'rinli bo'lishi mumkin. Demak, ekstremal urinma kuchlanishli maydonchalar yo'nalishlari asosiy maydonchalar yo'nalishlaridan $\pi/4$ burchakka farq qilar ekan (19-rasm).



20-rasm. Urinma kuchlanishlar ekstremalligi.

Urinma kuchlanishlarning ekstremal qiymatlarini (5) tenglamani (3)ga qo'yib va

$$\cos 2\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha}}, \quad \sin 2\alpha = \frac{\operatorname{tg} 2\alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha}}$$

formuladan foydalanib topish mumkin.

Ba'zi o'zgartirishlarni qo'llab,

$$\tau_{13} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{yz}^2}$$

ni hosil qilamiz. Bu ifodalarni avvalgi bosh kuchlanishlar qiymatlari bilan taqqoslab, ekstremal urinma kuchlanishlarni bosh kuchlanishlar orqali ifodalaymiz:

$$\tau_{13} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3).$$

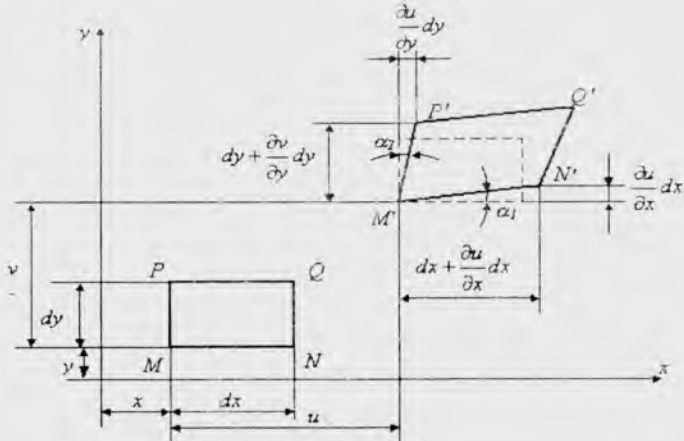
Xuddi shunday yo'l bilan (2) ifodadan α_π normal kuchlanishli maydonchalar uchun ushbu ifodani olamiz:

$$\sigma_{13} = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3).$$

Olingan munosabatlar konstruksiyalarning yassi kuchlangan holat mustahkamligini yo'nalish-joylashish holi hisob-kitobini amalga oshirish imkonini bildiradi.

Deformatsiya tenzori

Dastlab yassi deformatsiya holini (21-rasm) qarab chiqamiz. *MNPQ* yassi element tekislikda ko'chayotgan va deformatsiyalanayotgan (shakl va o'lchamlar o'zgarayotgan) bo'lsin. Elementning deformatsiyalmasdan oldingi va deformatsiyalangandan keyingi nuqtalarining koordinatalari rasmda ko'rsatilgan.



21-rasm. Yassi deformatsiya.

Ta'rifga ko'ra μ nuqtada Ox o'q yo'nalishdagi nisbiy chiziqli deformatsiya quyidagiga teng:

$$\varepsilon_x = (M'N' - MN) / MN.$$

21-rasmdan

$$M'N' = \sqrt{\left(dx + \frac{\partial u}{\partial x} dx\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} dx\right)^2}.$$

$MN = dx$ ekanini hisobga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\varepsilon_x = \sqrt{1 + 2 \frac{\partial u}{\partial x} + \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2} - 1.$$

Kichik deformatsiyalar, $(\delta u / \delta x) \ll 1$, $(\delta v / \delta x) \ll 1$ bo'lgan holda kvadratik qo'shiluvchini hisobga olmaslik mumkin. Taqribiy hisoblash munosabatini hisobga olib, ($u x \ll 1$ da o'rinli)

$$\sqrt{1+x} \approx 1 + x/2,$$

oxirida kichik deformatsiya uchun

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}$$

ifodani hosil qilamiz.

Burchak deformatsiya γ_{xy} esa α_1 va α_2 burchaklar yig'indisi (4) kabi aniqlanadi. Kichik deformatsiyalarda

$$\alpha_1 \approx \text{tg} \alpha_1 = \frac{\frac{\partial v}{\partial x} dx}{dx + \frac{\partial v}{\partial x} dx} \approx \frac{\partial v}{\partial x},$$

bo'ladi. Burchak deformatsiya γ_{xy} uchun quyidagini yozamiz:

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}.$$

Uch o'lchovli deformatsiya umumiy holi uchun yuqoridagidek fikr yuritib, to'qqizta munosabatni topamiz:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}, \\ \gamma_{xy} = \gamma_{yx} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \quad \gamma_{xz} = \gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}, \\ \gamma_{yz} = \gamma_{zy} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}, \end{aligned} \quad (6)$$

bular chiziqli va burchakli ko'chishli deformatsiyalarni bog'laydi. Bu munosabatlar Koshi munosabatlari deb ataladi.

Uchta chiziqli va oltita burchak deformatsiya (6) kichik deformatsiyalar tenzorini tashkil etadi:

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & 1/2\gamma_{xy} & 1/2\gamma_{xz} \\ 1/2\gamma_{yz} & \varepsilon_y & 1/2\gamma_{yz} \\ 1/2\gamma_{zx} & 1/2\gamma_{zy} & \varepsilon_z \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Bu tenzor qattiq jismning deformatsiyalangan holatini to'liq aniqlaydi. Bu tenzor ham kuchlanishlar tenzori kabi bir xil xislarga ega. Simmetriya xossasi burchak deformatsiyalar ta'rifidan bevosita kelib chiqadi. Asosiy qiymatlar va asosiy yo'nalishlar, shuningdek, burchak deformatsiyalar ta'rifidan bevosita kelib chiqadi. Asosiy qiymatlar va asosiy yo'nalishlar, shuningdek, burchak deformatsiyalar va ularga mos yo'nalishlar kuchlanishlar tenzoriga qo'llangan usullar bilan aniqlanadi.

Deformatsiya tenzorlari invariantlari ham xuddi shu kabi formulalar bilan topiladi, bunda kichik deformatsiyalar tenzorining birinchi invarianti aniq fizik ma'noga egadir. Uning deformatsiyalangan qadar egallagan hajmi $dV_0 = dx dy dz$ ga teng. Agar hajmga ta'sir etmasdan faqat shaklga ta'sir etuvchi siljish deformatsiyasini hisobga olmasak, deformatsiyalangan yon qirralar quyidagi o'lchamlarga ega bo'ladi (21-rasm):

$$dx + \frac{\partial u}{\partial x} dx, \quad dy + \frac{\partial v}{\partial y} dy, \quad dz + \frac{\partial w}{\partial z} dz,$$

Uning hajmi esa

$$dV = (1 + \varepsilon_x)(1 + \varepsilon_y)(1 + \varepsilon_z) dx dy dz$$

bo'ladi. Hajmning nisbiy o'zgarishi

$$\theta = \frac{dV - dV_0}{dV_0}$$

bo'lib, kichik deformatsiyalarda

$$\theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z$$

ga teng bo'ladi, bu esa birinchi invariant ta'rifiga mos keladi. Ravshanki, hajm o'zgarishi koordinatalar sistemasining tanlanishiga bog'liq bo'lmagan fizik kattalikdir.

Deformatsiyalar tenzorini kuchlanishlar tenzori kabi sharsimon tenzor va deviatorga ajratish mumkin. Bunda deviatorning birinchi invarianti nolga teng, ya'ni deviator jism deformatsiyasini uning hajmini o'zgartirmagan holda xarakterlaydi.

ELASTIKLIK VA PLASTIKLIK. GUK QONUNI

Tayanch so'zlar va iboralar: elastiklik, plastiklik, buzilish, Puasson koeffitsienti, Yung moduli, siljish moduli, deformatsiya energiyasi.

Qattiq jismga tashqi kuchlar ta'sir etganda uning hajmi hamma nuqtalarida kuchlanishlar va deformatsiyalar paydo bo'ladi. Bunda nuqtadagi zo'riqqan holat shu nuqtadan o'tuvchi turli yuzachalardagi zo'riqishlar orasidagi bog'lanish statika tenglamalari bilan aniqlanadi va ular materialning fizik xossalariga bog'liq bo'lmaydi. Deformatsiyalangan holat, ko'chish va deformatsiyalar orasidagi bog'lanish geometrik yoki kinematik mulohazalardan kelib chiqib aniqlanadi, bu ham materialning fizik xossalariga bog'liq emas. Kuchlanishlar va deformatsiyalar orasidagi bog'lanishni aniqlash uchun materialning real xossalarini va yuklanish shartlarini hisobga olish kerak. Kuchlanishlar va deformatsiyalar orasidagi kuchlanishni ifodalovchi matematik ifodalar eksperimental ma'lumotlar asosida ishlab chiqiladi. Bu moddalar materialning real xossalarini va yuklanish shartlarini yetarli aniqlikda aks ettirishi kerak.

Konstruksion materiallar uchun eng ko'p tarqalgan model – elastiklik va plastiklik modelidir. Elastiklik jismning unga tashqi yuklanishlar (kuchlar) qo'yilganda o'z shakli va o'lchamlarini o'zgartirishi, tashqi yuklanish olingandan keyin esa o'zining boshlang'ich shakliga qaytish xossasidir. Elastiklik xossasining matematik ifodasi kuchlanishlar tenzori bilan deformatsiyalar tenzori komponentalari orasidagi o'zaro bir qiymatli bog'lamshdan iborat. Elastiklik xossasi materiallarning faqat xossasinigina emas, balki yuklanish shartlarini ham aks ettiradi. Ko'pgina konstruksiya materiallari uchun elastiklik xossasi tashqi kuchlarning kichik deformatsiyalarga kichik tezliklarda yuklanishlar beradigan qiymatlarda paydo bo'lib, bunda temperatura effektlari hisobiga energiya yo'qolishi juda kichik bo'lgan hollarda to'g'ri bo'ladi. Agar kuchlanishlar tenzori va deformatsiyalar tenzori komponentlari o'zaro chiziqli bog'langan bo'lsa, material elastik material deb ataladi.

Yuklanish (katta kuch) qo'yilganda jismda katta deformatsiya paydo bo'lib, material elastiklik xususiyatini yo'qotadi: kuchlanish

olinganda uning boshlang'ich shakl va o'lchamlari to'liq saqlanmaydi, tashqi kuchlanishlar to'la yo'qolganda qoldiq deformatsiya qayd etiladi. Bu holda kuchlanishlar deformatsiyalari orasidagi bog'lanish bir qiymatli bo'lmay qoladi. Plastik deformatsiya jarayonida to'plangan holda deformatsiyalar plastik deformatsiyalar deb ataladi.

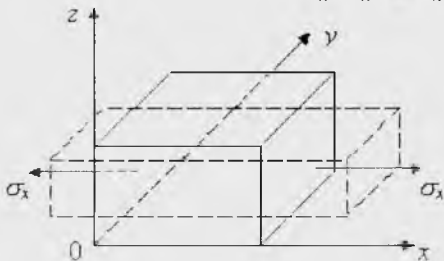
Yuklanish darajasi yuqori bo'lgan jismlarning buzilishi, ya'ni bo'laklarga bo'linishiga olib kelishi mumkin. Turli materiallardan tarkib topgan qattiq jismlar har xil deformatsiya qiymatlaridan buziladi. Buzilish kichik deformatsiyalarda mo'rt ko'rinishda bo'lib, odatda sezilarsiz plastik deformatsiya shaklida sodir bo'ladi. Bunday buzilishlar cho'yan, legirlangan po'lat, beton, shisha, keramika va boshqa ba'zi konstruksiya materiallari uchun ham xosdir. Kam uglerodli po'latlar, rangli metallar, plastmassalar uchun katta qoldiq deformatsiyalar mavjudligida buzilish turli xarakterli bo'ladi. Biroq materiallarning buzilishi xarakteriga qarab mo'rt va plastik materiallarga bo'lish, u odatda ba'zi standart ishlash sharoitiga mansubdir. Bitta materialning o'zi sharoitga (temperatura, yuklanish xarakteri, tayyorlash texnologiyasi va boshq.) bog'liq ravishda mo'rt yoki plastik xarakterda bo'lishi mumkin. Masalan, normal temperaturada plastik hisoblangan materiallar past temperaturalarda mo'rt materiallar singari buzilishi mumkin. Shuning uchun mo'rt va plastik materiallar deb emas, balki materiallarning mo'rt va plastik holati deb gapirish to'g'ri bo'ladi.

Material chiziqli, chiziqli-elastik va izotrop material bo'lsin. Bir o'q bo'yicha kuchlangan holatda bo'lgan elementar hajmni qarab chiqaylik (22-rasm), bunda kuchlanishlar quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}.$$

Bunday yuklanishda chiziqli deformatsiya $\varepsilon_x(\sigma_x)$ orqali xarakterlanuvchi o'lchamlarning Ox o'qi bo'yicha ortishi sodir bo'ladi, chiziqli deformatsiya esa kuchlanish kattaligiga proporsionaldir.

$$\varepsilon_x(\sigma_x) = \varepsilon_x E. \quad (1)$$



22-rasm. Bir o'q bo'yicha kuchlangan holat

(1) munosabat Guk qonunining matematik ifodasidir. Bu qonun kuch (kuchlanish) bilan bir o'q bo'yicha kuchlangan holat chiziqli deformatsiyasi orasidagi proporsional bog'lanishni ifodalaydi. Proporsionallik koeffitsienti E bo'yama elastiklik moduli yoki Yung moduli deb ataladi.

Kuchlarning ta'sir yo'nalishida σ_x material o'lchamlari ortishi bilan bir qatorda ikki ortogonal yo'nalishda o'lchamlarning kamayishi ham kamayishi sodir bo'ladi (22-rasm). Bu deformatsiyalarni mos ravishda $\varepsilon_y(\sigma_x)$ va $\varepsilon_z(\sigma_x)$ deb belgilaymiz, bunda bu deformatsiyalar σ_x musbat bo'lganda – manfiy bo'lib, ε_x ga proporsional bo'ladi:

$$\varepsilon_y(\sigma_x) = -\mu\varepsilon_x(\varepsilon_x), \quad \varepsilon_z(\sigma_x) = -\mu\varepsilon_x(\varepsilon_x). \quad (2)$$

Bundagi μ proporsionallik koeffitsienti Puasson koeffitsienti deb ataladi, u material izotrop bo'lganligi uchun ikkala ortogonal yo'nalishda birday bo'ladi.

Oy, Ox o'qlari bo'yicha $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ kuchlanishlar bir o'q bo'yicha buklanish bo'lgan (1) va (2) ga o'xshash ifodalar quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\varepsilon_y(\sigma_z) = \sigma_y / E, \quad \varepsilon_x(\sigma_y) = -\mu\varepsilon_y(\sigma_y), \quad \varepsilon_x(\sigma_y) = -\mu\varepsilon_y(\sigma_y), \quad (3)$$

$$\varepsilon_z(\sigma_z) = \sigma_z / E, \quad \varepsilon_x(\sigma_z) = -\mu\varepsilon_z(\sigma_z), \quad \varepsilon_y(\sigma_x) = -\mu\varepsilon_z(\sigma_z). \quad (4)$$

Chiziqli-elastik material uchun urinma kuchlanishlar bo'lgan holda uchala ortogonal o'q bo'yicha bir vaqtda kuchlar ta'siri qo'yilganda superpozitsiya prinsipi (qo'yilishi) o'rinli bo'ladi:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x(\sigma_x) + \varepsilon_x(\sigma_y) + \varepsilon_x(\sigma_z),$$

$$\varepsilon_y = \varepsilon_y(\sigma_x) + \varepsilon_y(\sigma_y) + \varepsilon_y(\sigma_z),$$

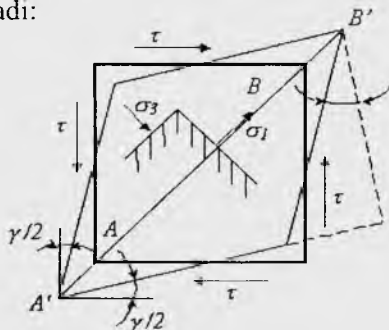
$$\varepsilon_z = \varepsilon_z(\sigma_x) + \varepsilon_z(\sigma_y) + \varepsilon_z(\sigma_z).$$

(1) – (4) formulalarni hisobga olsak:

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)],$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)],$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)].$$



23-rasm. Yassi siljish deformatsiyasi.

Urinma kuchlanishlar burchakli deformatsiyalarni yuzaga keltiradi, juda kichik deformatsiyalarda bu kuchlanishlar materialning chiziqli o'lchamlari o'zgarishiga, ya'ni chiziqli deformatsiyaga ta'sir qilmaydi. Shu sababli bu ixtiyoriy kuchlangan holatlar uchun ham o'rinli bo'lib, u Gukning umumlashgan qonunini ifodalaydi.

Urinma kuchlanish ε_{α} sababli γ burchakli deformatsiya $\tau_{\alpha 1}$ va $\tau_{\alpha 2}$ kuchlanishlar tufayli mos ravishda $\gamma_{\alpha 1}$ va $\gamma_{\alpha 2}$ deformatsiyalar yuzaga keladi. Chiziqli-elastik izotrop jism uchun tegishli urinma kuchlanishlar va burchakli deformatsiyalar orasida proporsional bog'lanishlar mavjud:

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy}, \quad \gamma_{xz} = \frac{1}{G} \tau_{xz}, \quad \gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz} \quad (6)$$

bu esa siljishdagi Guk qonunini ifodalaydi. Proporsionallik koeffitsienti σ esa siljish moduli deb ataladi. Muhimi, normal kuchlanish burchakli deformatsiyaga ta'sir etmaydi, chunki bu yerda kesmalar orasidagi burchak emas, balki ularning chiziqli o'lchamlari o'zgaradi (22-rasm).

Shuningdek, kuchlanishlar tenzorining birinchi invariantiga proporsional bo'lgan kuchlanish bilan deformatsiya tenzorining birinchi invariantiga mos keluvchi hajmiy deformatsiya o'rtasida ham chiziqli bog'lanish mavjud:

$$\theta = \sigma_0 / K. \quad (7)$$

Bundagi K proporsionallik koeffitsienti hajmiy elastiklik moduli deb ataladi.

(1) – (7) formulalarda materialning elastiklik xossalarini belgilovchi E , μ , G va K elastiklik xarakteristikalar mustaqil emas. Izotrop material uchun ikkita mustaqil elastiklik xarakteristikasi bo'lib, bu xarakteristikalar sifatida elastiklik moduli E va Puasson koeffitsienti μ tanlanadi. Siljish moduli G ni E va μ orqali ifodalash uchun urinma kuchlanishlar t ta'siridagi yassi siljish ta'sirini qarab chiqamiz (23-rasm). Soddashtirish maqsadida tomonlari a ga teng kvadrat elementidan foydalanamiz. Bosh kuchlanishlarni $\sigma = t$, $\sigma_3 = t$ hisoblaymiz. Bu kuchlanishlar boshlang'ich yuzaga $\pi/4$ burchak ostida joylashgan yuzacha bo'yicha ta'sir etadi. 23-rasmdan σ kuchlanish ta'siri yo'nalishidagi ε_1 chiziqli deformatsiya bilan burchak deformatsiya γ orasidagi bog'lanishni aniqlaymiz. ε_1 deformatsiyani xarakterlovchi rombning katta diagonalni quyidagiga teng:

$$A'B' = \sqrt{(a + atg\gamma)^2 + a^2}.$$

Kichik deformatsiyalar uchun $tg\gamma \approx \gamma$, $\sqrt{1+\gamma} \approx 1 + \gamma/2$ munosabatlarni hisobga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$A'B' = a\sqrt{2}(1 + \gamma/2).$$

Bu diagonal deformatsiyaga qadar $AB = a\sqrt{2}$ ga teng edi. U holda

$$\varepsilon_1 = \frac{A'B' - AB}{AB} = \frac{a\sqrt{2}(1 + \gamma/2) - a\sqrt{2}}{a\sqrt{2}} = \frac{\gamma}{2}$$

bo'lad. Gukning umumlashgan qonuni (5)dan

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \mu\sigma_3) = \frac{\tau(1+\mu)}{E}$$

burdan

$$\gamma = 2\tau(1+\mu) / E$$

Hosil qilingan formulani Gukning siljish qonuni (6) bilan solishtirib, quyidagini olamiz:

$$G = E / [2(1+\mu)].$$

Elastiklikka doir uchta tenglamani (5) qo'shib chiqamiz:

$$\theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = \frac{1-2\mu}{E} (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z).$$

Pirovardida quyidagini olamiz:

$$\theta = \frac{3(1-2\mu)}{E} \sigma_0. \quad (9)$$

Bu ifodani Gukning hajmiy qonuni (7) bilan taqqoslab, ushbu natijani olamiz:

$$K = E / [3(1-2\mu)].$$

Ushbu E , μ , G va K mexanik xarakteristikalar namunalarni turli yuklanishlarda sinash eksperimental ma'lumotlar qayta ishlab chiqilgandan so'ng topiladi. Bu hamma xarakteristikalar, fizik ma'nosiga ko'ra manfiy bo'lishi mumkin emas. Bundan tashqari, oxirgi ifodadan ko'rinadiki, izotrop material uchun Puasson koeffitsienti $1/2$ qiymatdan ortmaydi. Shunday qilib, izotrop material doimiylari uchun quyidagi cheklovlarni olamiz:

$$E > 0; G > 0, K > 0, 0 \leq \mu \leq 1/2.$$

μ ning $\mu > 1/2$ chegaraviy qiymati $K > \infty$ chegaraviy qiymatga olib keladi, bu esa siqilmaydigan material ($\sigma \neq 0$ da $\theta > 0$)ga mos keladi. Nihoyasida uni kuchlanish elastikligi (5) ifodasidan deformatsiya orqali ifodalaymiz. (5) munosabatlarning birinчисini

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x(1+\mu) - \mu(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)]$$

ko'rinishda yozamiz. (9) tenglikdan ifodalanib,

$$\varepsilon_x = \frac{1+\mu}{E} \sigma_x - \frac{\mu}{1-2\mu} \theta$$

ni hosil qilamiz, bundan

$$\varepsilon_x = \frac{E}{1+\mu} \varepsilon_x + \frac{\mu E}{(1+\mu)(1-2\mu)} \theta.$$

σ_x va σ_y lar uchun ham xuddi shunday munosabatlarni keltirib chiqarish mumkin. Natijada

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 2G\varepsilon_x + \lambda\theta, \\ \sigma_y &= 2G\varepsilon_y + \lambda\theta, \\ \sigma_z &= 2G\varepsilon_z + \lambda\theta.\end{aligned}\tag{10}$$

Bu yerda siljish modeli uchun (8) ifodadan foydalanildi. Bundan tashqari

$$\lambda = \frac{\mu E}{(1+\mu)(1-2\mu)} K - 2G / 3$$

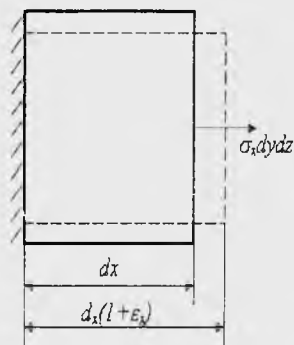
belgilash kiritilgan.

ELASTIK DEFORMATSIYANING POTENSIAL ENERGIYASI

Avval bir o'qli kuchlangan holat sharoitdagi elementar hajm $dV = dx dy dz$ ni qarab chiqamiz (22-rasm).

Fikran $x = 0$ yuzachani mahkamlab qo'yamiz (24-rasm). Uning qarama-qarshi tomonida joylashgan yuzachaga $\sigma_x dy dz$ kuch ta'sir etadi. Bu kuch ko'chishda εdx ish bajaradi. Kuchlanish noldan σ_x qiymatgacha ortganda unga mos deformatsiya qiymati Guk qonuniga binoan noldan ε_x qiymatgacha ortadi, ish esa 25-rasmdagi shtrixlangan yuzaga proporsional: $dA = 0,5\sigma_x \varepsilon_x dV$. Agar kinetik energiya va issiqlik, elektromagnit va boshqa hodisalar bilan bog'liq energiya yo'qolishlar hisobga olinmasa, energiyaning saqlanish qonuniga asosan, bajarilgan ish deformatsiya jarayonida to'planadigan potensial energiyaga aylanadi: $dA = dU = 0,5\sigma_x \varepsilon_x dV$. Bu yerda $\Phi = dU/dV$ kattalik deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi deb ataladi, u jismning birlik hajmida to'plangan potensial energiyani anglatadi. Bir o'qli kuchlangan holat uchun

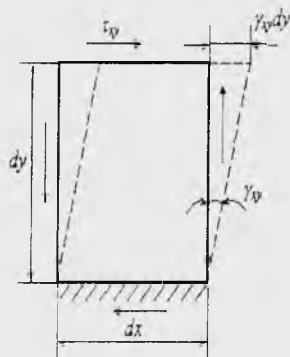
$$\Phi = 1/2\sigma_x \varepsilon_x.$$



24-rasm. Deformatsiya energiyasini hisoblash sxemasi.



25-rasm. Qarshilikning chiziqi qonuni $\sigma(\varepsilon)$.



26-rasm. Siljituvchi energiyani hisoblash sxemasi.

σ_x , σ_y va σ_z kuchlanishlar asosiy yuzachaga bir vaqtda ta'sir etgan holatda (ya'ni urinma kuchlanishlar bo'lmaganda) potentsial energiya $\sigma_x dydz$, $\sigma_y dx dz$, $\sigma_z dx dy$ kuchlarning mos ravishda $\varepsilon_x dx$, $\sigma_y dy$, $\sigma_z dz$ ko'chishlar bajarган ishlarini yig'indisiga teng. Solishtirma potentsial energiya esa quyidagiga teng bo'ladi:

$$\Phi = 1/2(\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \sigma_z \varepsilon_z).$$

5-rasmda tasvirlangan Oxy tekislikdagi sof siljish xususiy holida $\tau_{xy} dx dz$ kuch $\gamma_{xy} dy$ ko'chishda $\gamma_{xy} dy$ ish bajaradi. Bunga mos deformatsiya solishtirma potentsial energiyasi quyidagiga teng:

$$\Phi = 1/2 \tau_{xy} \gamma_{xy}.$$

Boshqa tekisliklardagi siljishlar uchun ham xuddi shunday munosabat o'rinli bo'ladi.

Kuchlangan-deformatsiyalangan holatning umumiy holatida

$$\Phi = 1/2(\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \sigma_z \varepsilon_z + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{xz} \gamma_{xz} + \tau_{yz} \gamma_{yz}). \quad (11)$$

ga ega bo'lamiz.

Agar deformatsiyalarni elastiklik munosabatlari (5) va (6) yordamida kuchlanishlar orqali ifodalasak, u holda tenzor komponentlari orqali yozilgan ekvivalent shakliga kelamiz:

$$\Phi = \frac{1}{2E}[\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - 2\mu(\sigma_x \sigma_x + \sigma_y \sigma_y + \sigma_z \sigma_z)] + \frac{1}{2G}(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2). \quad (12)$$

Kuchlanishlarni (6) va (10) munosabatlardan foydalanib, deformatsiyalar orqali ifodalab, Φ ning deformatsiyalar tenzori komponentlari ifodalangan yana bir shaklini olamiz:

$$\Phi_\varepsilon = G \left[\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_z^2 + \frac{\mu}{1-2\mu} \theta^2 + \frac{1}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{xz}^2 + \gamma_{yz}^2) \right].$$

Kuchlanishlar va deformatsiyalar tenzorini sharsimon tenzorlar va deviatorlarga ajratib, deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasi uchun yana bir ko'rinishni hosil qilamiz. Natijada (11)ni quyidagi shakllangan biriga keltirish mumkin:

$$\Phi = \frac{1}{2}(\sigma_0 \theta + \tau \gamma) = \frac{1}{2}(K \theta^2 + G \gamma^2) = \frac{1}{2} \left(\frac{\sigma_0^2}{K} + \frac{\tau^2}{G} \right). \quad (13)$$

Bu yerda τ – urinma kuchlanishlar intensivligi va γ – siljish deformatsiya intensivligi bo'lib, ular kuchlanishlar tenzori deviatorlari va deformatsiya tenzorining ikkinchi invariantlari $J_2(d\sigma)$ va $J_2(d\varepsilon)$ orqali ifodalanib, quyidagicha yoziladi:

$$\varepsilon^2 = -J_2(d\sigma), \quad \gamma^2 = -4J_2(d\varepsilon).$$

(13)dagi birinchi qo'shiluvchilar kuchlanishlar va deformatsiyalar

tenzori sharsimon tashkil etuvchilari ko'paytmasiga, ikkinchi qo'shiluvchilari esa deviator tashkil etuvchilarining ko'paytmasiga mos keladi. Sharsimon tenzor hajm o'zgarishini, deviator esa shakl o'zgarishini xarakterlaydi. shuning uchun (13) munosabatni solishtirma potentsial energiyaning ikki tashkil etuvchiga ajralishi kabi interpretatsiyalash mumkin: $\Phi = \Phi_0 + \Phi_1$, bunda Φ_0 kattalik jismning shakli o'zgarmagan holda hajmiy o'zgarishiga, Φ_1 esa hajmi o'zgarmagan holda shakl o'zgarishiga mos keladi. Birinchi tashkil etuvchilar tenzori orqali quyidagicha hisoblab topiladi:

$$\Phi_0 = \frac{1-2\mu}{\sigma E} (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)^2 \quad (14)$$

Shakl o'zgarishi solishtirma potentsial energiyasin urinma kuchlanishlar intensivligi orqali emas, balki $F \cdot F_0$ ayirma sifatida topish oson. (12)dan (14)ni ayirib, ba'zi o'zgartirishlardan so'ng quyidagini hosil qilamiz:

$$\Phi_0 = \frac{1+\mu}{3E} [\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - (\sigma_x\sigma_y + \sigma_x\sigma_z + \sigma_y\sigma_z)] + \frac{1}{2G} (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2).$$

KONSTRUKSIYA MATERIALLARINING MEXANIK XARAKTERISTIKALARI

Tayanch so'zlar va iboralar: elastik holat; plastik holat; proporsionallik, elastiklik, oquvchanlik, mustahkamlik chegaralari.

Materiallarning mexanik xarakteristikalari quyidagi omillar bilan aniqlanadi:

- * modda, uning tuzilishi va xossalari;
- * elementning konstruktiv xususiyatlari, ya'ni o'lchamlari, shakli, konsentratorlar mavjudligi, sirtining holati;
- * yuklanish sharoitlari: yuklanish temperaturasi, tezligi, takrorlanuvchanligi va boshq.

Konstruksiya materiallar buzilguncha deformatsiyalanish jarayonida o'zini turlicha tutadi. Plastiklik tabiati materialning shakli va o'lchamlarining katta o'zgarishlari bilan xarakterlanadi, bu holda buzilish paytiga kelganda ta'sir to'xtatilgandan keyin katta deformatsiyalanishlar yuzaga keladi. Bunday materiallar plastik materiallar deb ataladi. Mo'rt tabiatli materiallarda juda kichik deformatsiyalardayoq buzilish sodir bo'ladi, bunday xususiyatga ega bo'lgan materiallar mo'rt materiallar deyiladi. Biroq turli xil deformatsiyalanish holatida turgan konstruksiya materiallar bir sharoitning o'zida turli tabiatga ega bo'lib, qolgan sharoitlarda o'zini mo'rt material kabi tutadi. Shu sababli materiallarning asosiy makromexanik xarakteristikalari – elastiklik, plastiklik, qovushoqlik va boshqalarni ularning xossalari emas, balki materialning holati deb qarash to'g'ri bo'ladi.

Deformatsiyalanuvchi jismlarning mexanik holatlari

Elastik holatdagi jismlarda deformatsiya qaytuvchandir. Deformatsiya uchun sarflangan hamma energiya qayta yuklanishda qaytadi (energiya dissipatsiyasi mavjud emas). Istalgan qattiq jism uchun deformatsiya jarayoni elastik deformatsiyadan boshlanadi. Izotrop jism ikkita elastiklik doimiysi – elastiklik moduli E va Puasson koeffitsienti μ ga ega. Anizotrop jismlar uchun elastiklik doimiylari umumiy holda 21 ga teng. Asosiy elastiklik doimiylaridan ularning hosilaviy doimiylar: siljish moduli G , hajmiy deformatsiya moduli K va Lamé doimiysilarni olish mumkin.

Qovushoq qarshilik – u ma'lum ma'noda elastiklikka qarshi kattalik – qovushoq qarshilik kuchlari bilan muvozanatlangan tashqi kuchlar bajarigan ish to'liq issiqlik shaklida sochiladi. Qovushoq qarshilik qatlamlarning laminar siljishini quvvatlab turish uchun yoki ma'lum tezlik bilan oqishi uchun zarur bo'lgan urinma kuch kattaligi bilan aniqlanadi. Shuning uchun qovushoqlikni oqishga qarshilik deb ta'riflash mumkin.

Qovushoq qarshilik – u ma'lum ma'noda elastiklikka qarshi kattalik – qovushoq qarshilik kuchlari bilan muvozanatlangan tashqi kuchlar bajarigan ish to'liq issiqlik shaklida sochiladi. Qovushoq qarshilik qatlamlarning laminar siljishini quvvatlab turish uchun, yoki ma'lum tezlik bilan oqish uchun zarur bo'lgan urinma kuch kattaligi bilan aniqlanadi. Shuning uchun qovushoqlikni oqishga qarshilik deb ta'riflash mumkin.

Qovushoq-elastik deformatsiya haqidagi tasavvurlar qovushoqlik va elastiklik xossalari birlashtiruvchi modellar tabiati quyidagi ketma-ketlikda hosil qiladi: jism yuklanganda unda Guk qonuniga bo'ysinuvchi oniy elastik deformatsiya paydo bo'ladi; xuddi shu maksimal kuchlanishda Nyuton qonuniga bo'ysinuvchi qovushoq deformatsiya kuzatiladi.

Chiziqli qovushoq-elastiklik nazariyasida kuchlanishlar, deformatsiyalar va tezliklar orasidagi bog'lanishni ifodalovchi Maksvell va Foygtning reologik modeli keng tarqalgan:

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{1}{E} \frac{\partial \sigma}{\partial t} + \frac{\sigma}{\eta} \quad - \text{Maksvell modeli,}$$

$$\sigma = E\varepsilon + \eta \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} \quad - \text{Foygt modeli,}$$

bunda η – qovushoqlik koeffitsienti.

Plastik holatlar tashqi yuklanishlar olingandan so'ng qayd etiladigan qoldiq deformatsiyalar mavjudligi bilan xarakterlanadi. Plastik

deformatsiyada jism hajmi o'zgaraydi, hajm doimiyligi $\theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = 0$ ko'rmishda yoziladi (tajribalar hajm o'zgarishi 0,5% dan ortmaydi).

Kuchlanishlar tashkil etuvchilarning biriga proporsional ravishda o'zgaradigan holda plastik deformatsiya jarayonida asosiy deformatsiyalar yo'nalishi asosiy normal kuchlanishlar yo'nalishi bilan mos tushadi. maksimal siljishlar yo'nalishi esa maksimal urinma kuchlanishlar yo'nalishi bilan, kuchlanishlar deviatorining asosiy yo'nalishlari – deformatsiya deviatori asosiy yo'nalishlari bilan mos keladi.

Elastik-plastik deformatsiyada material tabiati modellaridan biri – Genk-Ilyushinning deformatsiya nazariyasiga asoslangan plastiklik modelidir, u quyidagicha ifodalanadi:

$$\varepsilon_x - \varepsilon = \varphi \frac{1+\mu}{E} (\sigma_x - \sigma),$$

$$\varepsilon_y - \varepsilon = \varphi \frac{1+\mu}{E} (\sigma_y - \sigma),$$

$$\varepsilon_z - \varepsilon = \varphi \frac{1+\mu}{E} (\sigma_z - \sigma),$$

$$1/2 \gamma_{xy} = \psi \frac{1+\mu}{E} \tau_{xy},$$

$$1/2 \gamma_{yz} = \psi \frac{1+\mu}{E} \tau_{yz},$$

$$1/2 \gamma_{xz} = \psi \frac{1+\mu}{E} \tau_{xz}.$$

Bu yerda

$$\varepsilon = 1/3(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) \text{ – o'rtacha deformatsiya,}$$

$$\varepsilon = 1/3(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \text{ – o'rtacha kuchlanish,}$$

ψ – o'lchamsiz koeffitsient bo'lib, plastiklik parametri deb ataladi (ko'paytuvchigacha aniqlikda u urinma kuchlanishlar intensivligiga mos keladi). Bu model $\psi = 1$ da elastik material tabiatini tavsiflaydi.

Yuqori elastik holat – polimerlar uchun xarakterlidir; bu holatning xususiyatlari shaklning katta o'zgaruvchanligi va hajm o'zgarmas saqlangan holda deformatsiyalanishdan iborat. Yuqori elastik holatdagi materiallarda ularning xossalari yuqurilish davomiyligiga va tezligiga, temperaturaga kuchli bog'liqligi kuzatiladi.

Buzilish holati – jism materialida yoriqlar intensiv rivojlanishi hisobiga material yaxlitligi va uzluksizligining buzilishi boshlanadi. Materialning buzilish va fizik jarayoni asosiy 2 bosqich – tarqoq buzilish bosqichi (mikroskopik yoriqlarning paydo bo'lishi va rivojlanishi) va asosiy yoriqning rivojlanish bosqichi ko'rinishida tasvirlanadi. Birinchi va ikkinchi buzilish bosqichlarining nisbiy davomiyligi materialning xossalriga, kuchlangan holat xarakteriga va yuklanish sharoitiga bog'liq bo'ladi.

KONSTRUKSIYA MATERIALLARINING ELASTIKLIK-PLASTIK DEFORMATSIYALANISH DIAGRAMMALARI

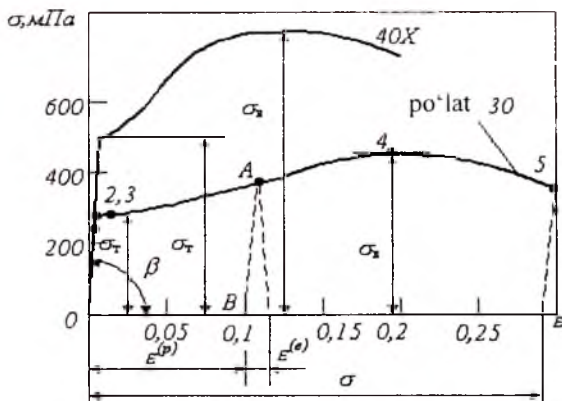
Konstruksion materiallarning mexanik xarakteristikalarini aniqlash uchun asosiy tajriba – bo‘ylama o‘q bo‘yicha yo‘nalgan markaziy kuch ta‘sirida prizma shaklidagi namunaning cho‘zilishiga doir tajriba hisoblanadi; bunda namunaning o‘rta qismida bir jinsli kuchlangan holat mavjud bo‘ladi. Sinov o‘tkazish shakli, namunaning o‘lchamlari va o‘tkazish metodikasi tegishli standartlar, masalan, GOST34643-81, GOST1497-73 orqali aniqlanadi. Sinov natijalari bo‘yicha $\sigma > f(\epsilon)$ ning $\sigma = p/F_u$ kuchlanishlar va $\epsilon = \Delta/l$ deformatsiyalar orasida bog‘lanish grafigi tuziladi, bu grafik deformatsiyalanish diagrammasi deb ataladi. Namunalarni cho‘zishga doir sinov tajribalari konstruksiya materiallarining ba‘zi umumiy xossalari – elastiklik va plastiklik xossalari namoyon qiladi. 1-rasmda po‘lat 30X va po‘lat 40X materialidan olingan namunalarni cho‘zilishidagi deformatsiyalarning egri chiziqlari (grafigi) ko‘rsatilgan.

Agar kuchlanishlar σ_{ChP} – chegaraviy proporsionallik (diagrammada 1 nuqta) qiymatidan ortib ketmasa va kuchlanish bilan deformatsiya orasidagi bog‘lanish chiziqi bo‘lsa, u holda Guk qonuni $\sigma = E\epsilon$ o‘rinli bo‘ladi, bunda E – materialning bo‘ylama elastiklik moduli. Elastiklik modulining o‘lchamligi – H/m^2 (Paskal). Deformatsiyalanish egri chizig‘ida $\sigma = f(E)$ elastiklik moduli E ning qiymati son jihatdan egri chiziq chiziq qismining og‘ish burchagi tangensiga teng: $E = tg\beta$. Shunday qilib, E kattalikni elastik qarshilik xarakteristikasi yoki deformatsiya ortishi bilan kuchlanish intensivligini ortish xarakteristikasi kabi qarash mumkin. E koeffitsientning fizik ma‘nosi namuna uzunligini ikki barobar orttirishi uchun zarur bo‘lgan kuchlanish sifatida ta‘riflash mumkin. Bunday ta‘rif sun‘iy ta‘riydir, chunki ko‘pgina qattiq jismlarda elastik cho‘zilish kattaligi kamdan-kam hollarda 1% ga etadi.

Sof elastik deformatsiyalar paydo bo‘lishining yuqori chegarasi hisoblangan kuchlanishlar diagrammadagi 2 nuqtaga mos keladi va elastiklik chegarasi σ_s deb ataladi.

Diagrammaning 3 nuqtasi shu bilan xarakterliki, kuchlanishlar $\sigma = \sigma_s$ (σ_s – oquvchanlik chegarasi)ga erishganda namunaning bundan keyingi uzayishi (kam uglerodli po‘latlar uchun) deyarli yuklanish ortmasdan sodir bo‘ladi. Bu hodisa oquvchanlik deb yuritiladi, diagrammadagi 3 nuqtaning o‘ngrog‘idagi soha esa oquvchanlik maydonchasi deb ataladi. Bunda namunaning silliqlangan sirti xiralashadi, namuna bo‘ylama o‘qiga nisbatan 45° burchak ostida joylashgan va maksimal urinma kuchlanishlar ta‘siri tekisligi yo‘nalishida joylashgan ortogonal chiziqli to‘r (Chernov–Lyuders chiziqlari) bilan qoplanadi.

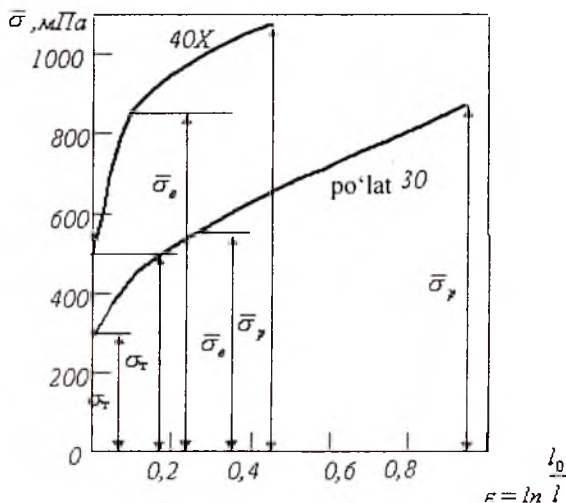
Ko‘pgina konstruksiya materiallarida oquvchanlik maydonchasi kam uglerodli po‘latnikidek yaqqol sezilmaydi. Bunday materiallar uchun shartli oquvchanlik chegarasi σ_s tushunchasi kiritiladi; bu $s\%$ ga to‘g‘ri keladigan qoldiq (plastik) deformatsiyaga mos kelgan kuchlanishdir. Odatda $s = 0,2\%$ qabul qilinadi.



27-rasm. Cho'zilish xarakteristik diagrammasi.

Oquvchanlik maydonchasidan s'ng deformatsiyani o'rttirish uchun cho'zuvchi kuchlar ortishi kerak. Material deformatsiyaga qarshilik ko'rsatish qobiliyatini namoyon qiladi; oquvchanlik maydonchasidan keyingi soha (4 nuqtagacha) muhtahkamlanish sohasi deb ataladi. 4 nuqta namuna bardosh bera oladigan maksimal yuklanishga mos keladi. Diagrammada 4 nuqtaga namuna ko'ndalang kesimining lokal kamayish boshi mos keladi, bu yerda asosan keyingi barcha plastik deformatsiya mujassamlashadi.

27-rasmda keltirilgan diagramma shartli ekanligi shundaki, hamma kuchlar F_0 ga – namunaning boshlang'ich ko'ndalang kesimiga nisbatan olinadi; haqiqatda esa cho'zilganda namunaning ko'ndalang kesim kichrayadi. Agar kuchlanishni aniqlashda ko'ndalang kesim yuzi qiymati hisobga olinsa, haqiqiy kuchlanishlar diagrammasini olamiz (28-rasm).



28-rasm. Haqiqiy kuchlanishlar diagrammasi.

Agar biror yuklanish momentida (27-rasm, A nuqta) yuklanishni to'xtatib, kuchlanish olib tashlansa, chiziqli qismiga parallel AB chiziq bo'yicha boradi. Bunda A nuqtadagi to'la deformatsiya

$$\varepsilon = \varepsilon^{(e)} + \varepsilon^{(p)}$$

ga teng bo'ladi, bunda $\varepsilon^{(e)} = \sigma/E$ – elastik deformatsiya, $\varepsilon^{(p)}$ – plastik (qoldiq) deformatsiya. Bu tenglama diagrammaning istalgan nuqtasi uchun o'rinli.

Material plastik deformatsiya sohasida ($\sigma > \sigma_s$) o'qi yo'nalishida bir xil ishorali ta'sir ostida bo'lgandan so'ng (masalan, cho'zilish) uning boshqa ishorali ta'sir (siqilishi) ostida bo'lganda plastik deformatsiyaga qarshiligi kamayadi. Bu hodisa Baushinger effekti deb ataladi.

Namunani cho'zganda uning uzunligi ortishi bilan bir qatorda ko'ndalang kesim o'lchamlari ham kamayadi, ya'ni elastiklik sohasida ko'ndalang yo'nalishda $\varepsilon' = -\mu\varepsilon$ bo'ladi, bunda ε – bo'ylama yo'nalishdagi deformatsiya, μ – Puason koeffitsienti. Izotrop materiallar uchun Puason koeffitsienti qiymati $0 < \mu \leq 0,5$ oraliqda bo'ladi.

1-jadval. Ba'zi materiallarning mexanik xarakteristikalari

Material	Xarakteristikasi				
	E , GPa	σ_s , MPa	σ_b , MPa	b , %	ψ , %
Po'lat St.3	200	240/240	450/-	26	50
Po'lat 15	200	210/210	350/-	28	55
Po'lat 45	200	340/340	610/-	24	45
Po'lat 30 XGSA	200	950/950	1200/-	13	50
Cho'yan SCh15-32	150	-	150/640	0,6	-
Mis	110	250/250	320/-	15	45
Dyural yuminiy	75	240/240	420/-	18	-
Delta-yog'och	20	-	250/160	-	-
Tekstolit	30	75/115	127/168	1,5	-

Izoh. Maxrajda siqilishdagi xarakterisikasi ko'rsatilgan.

Turli markazdagi po'lat uchun $E = 195 - 206$ GPa, $G = 79 - 89$ GPa, $\mu = 0,23 - 0,31$ aluminiy qotishmalari uchun $E = 69 - 71$ GPa, $G = 26 - 27$ GPa, $\mu = 0,30 - 0,33$. Ba'zi materiallarning elastiklik xossalari 1-jadvalda keltirilgan.

Materialning plastiklik xarakteristikasi – uzilishdagi nisbiy uzayishi va nisbiy qisqarishi hisoblanadi:

$$\delta = \frac{l_x - l_0}{l_0} 100\%$$

$$\psi = \frac{F_0 - F_x}{F_0} 100\%$$

bu yerda l_0 , F_0 – namunaning ishchi qismi uzunligi va deformatsiyaga qadar ko'ndalang kesim yuzi; l_k – namunaning uzilgandan keyingi ishchi qism uzunligi; F_k – namuna uzilgandan keyingi bo'ynining ko'ndalang kesim yuzi.

Uzilishda nisbiy uzayish qiymatiga qarab materiallar holati plastik va mo'rt holatlarga bo'linadi. Buzilish paytida δ yetarlicha katta ($\delta > 10\%$) qiymatga ega bo'lgan materiallar plastik materiallar; nisbiy uzayish qiymati $\delta < 3\%$ bo'lgan materiallar mo'rt materiallar qatoriga kiradi.

Materialning plastiklik xossalari quyidagi xarakteristika bo'yicha baholanishi mumkin.

IKBK zarbiy qovushoqlik – $KS = A/F$, bunda A – namunani zarb bilan buzishdagi sarflanadigan ish, J (yoki $N \cdot m$), F – namuna konsentratorining ko'ndalang kesim yuzi, m^2 (cm^2).

Namuna buzilishidagi deformatsiyalanish A ni cho'zilish diagrammasi $\sigma = f(\epsilon)$ bo'yicha aniqlash mumkin. Masalan, agar namunaning boshlang'ich uzunligi l_0 bo'lsa, P kuchning u ko'chishda bajarigan deformatsiya ishi:

$$A = \int_0^{u_x} P(u) du$$

bo'ladi, bunda u_x – buzilish paytidagi ko'chish. U holda $\sigma = (P/F_0) = f(\epsilon)$, va $\epsilon = u/l_0$ bog'lanishlardan

$$A = F_0 l_0 \int_0^{u_x/l_0} f(\epsilon) d\epsilon = F_0 l_0 A_1$$

ni topamiz, bu yerda $A_1 = \int_0^{u_x/l_0} f(\epsilon) d\epsilon$ – deformatsiyalanish deagrammasi-

ning yuzi (materialning birlik hajmga to'g'ri keluvchi deformatsiya ishi). Po'lat uchun $KS = 50 - 100 N \cdot m/cm^2$. Zarbiy qovushoqligi $KS < 30 N \cdot m/cm^2$ bo'lgan materiallarga kiradi.

Ba'zi plastik materiallar oquvchanlik maydonchasi sohasida «oquvchanlik tishi» deb ataluvchi alohida xususiyat (masalan, titan uchun) payqaladi; bunday materiallar uchun oquvchanlikning yuqori va quyi chegaralari (σ_{oq}^{yu} , σ_{oq}^{qu}) tushunchalari kiritiladi.

Materillarning siqilishidagi xossalarini eksperimental o'rganish namuna qiyshayib ketishidan saqlanishi uchun qisqa namunalarda bajariladi. Plastik materiallar uchun $\sigma = f(\epsilon)$ diagramma xakteri cho'zilishdagiga o'xshashdir.

Namuna siqilish deformatsiyasi jarayonida qisqaradi; bunda ko'ndalang kesim o'lchamlari ortadi. Yuklantiruvchi qurilmaning tayanch plitalar orasidagi ishqalanishlar tufayli namuna bo'chkasimon shaklni oladi. Bir qator plastik materiallar uchun cho'zilishdagi muvaqqat qarshilikka o'xshash kuchlanish mavjud emas, chunki namuna yalpoqlanadi.

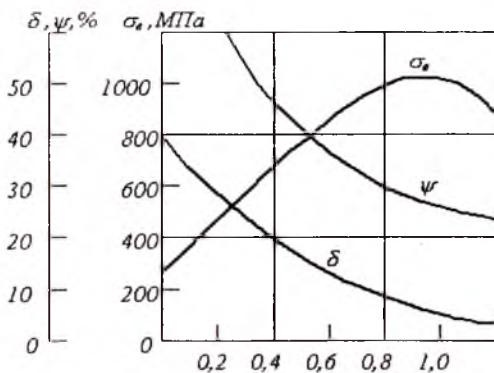
Mo'rt materiallar cho'zilish deformatsiyasiga qaraganda siqish deformatsiyasida yaxshi qarshilik ko'rsatish qobiliyatiga ega; bunday materiallar uchun siqilishdagi buzilish kuchlanishi cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasidan bir necha marta ortiq bo'ladi. Mo'rt materiallarning siqilishdagi buzilishi yoriqlar hosil bo'lishi hisobiga sodir bo'ladi.

KONSTRUKSIYA MATERIALLARINING MEXANIK XARAKTERISTIKALARIGA TURLI OMILLAR TA'SIRI

Tayanch so'zlar: siljuvchanlik, relaksatsiya, uzoq muddatli mustahkamlik.

Konstruksiya materiallarining mexanik xarakteristikalarining ularning kimyoviy tarkibiga, tashqi sharoitga va yuklanish shartlariga bog'lanishi xilma-xildir. Konstruksiya materiallarini ishlatish sharoitlari uchun xarakterli bo'lgan eng muhimlarini ko'rib o'tamiz.

Uglerod miqdoring ta'siri. Metallarga turli qo'shilmalar kiritilishi qotishmalar mustahkamligini ancha oshirishga imkon beradi. 29-rasmda konstruksiya materiali sifatida olingan po'lat tarkibiga kiradigan uglerod miqdori (foizi)ning mexanik hodisalariga ta'siri ko'rsatilgan.



29-rasm. Metall tarkibidagi uglerod miqdori (foiz)ning uning mexanik hodisalariga ta'siri.

Rasmdan ko'rinib turibdiki, uglerod miqdori ortgan sari muvaqqat qarshilik bir necha barobar ortadi; biroq bunda plastiklik xossalari ancha yomonlashadi, uzilish paytida nisbiy uzayish δ va nisbiy torayish ψ kamayadi.

Atrof-muhit temperaturasining ta'siri. Temperaturaning ortishi konstruksiya materiallarining siljuvchanlik va uzoq muddatli mustahkamlik kabi mexanik xarakteristikalariga katta ta'sir ko'rsatadi. Siljuvchanlik deb, doimiy yuklanish ta'sirida plastik (qoldiq) deformatsiyaning asta-sekin uzluksiz ortib borish hodisasiga aytiladi. Uzoq muddatli mustahkamlik deb, buzuvchi kuchlanishlarning (muvaqqat qarshilikning) ishlatish muddatiga bog'liqligi hodisasiga aytiladi. Siljuvchanlik va uzoq muddatli mustahkamlik xossalari uglerodli po'latda $T > 300^{\circ}\text{C}$ da, legirlangan po'latda $T > 350^{\circ}\text{C}$ da, aluminiy qotishmalarida $T > 100^{\circ}\text{C}$ paydo bo'ladi. Ba'zi materiallarda bu xususiyatlar odatdagi temperaturalarda ham namoyon bo'ladi. Siljuvchanlikni baholash o'lchovi bo'lib, siljuvchanlik chegarasi xizmat qiladi, u ma'lum vaqt oralig'ida plastik deformatsiya oldindan belgilangan qiymatga yetadigan kuchlanishdan iboratdir. Ba'zi hollar siljuvchanlik qarshiligi shu vaqt o'tishi davomida erishilgan deformatsiya tezligi miqdori bilan baholanadi. Siljuvchanlik chegarasini belgilashda deformatsiya kattaligi, sinov vaqti va temperaturasi ko'rsatib o'tiladi. Masalan, XN77TYR issiqbardosh qotishma uchun 700°C temperaturada 100 soat davomida va siljuvchanlik deformatsiyasi 0.2 % bo'lganda siljuvchanlik chegarasi 400 MPa ni tashkil etadi: $\sigma_{0.2/100}(700) = 400 \text{ MPa}$.

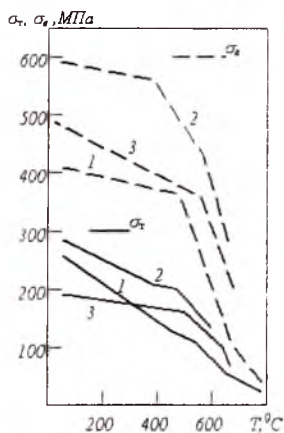
Siljuvchanlik kuchlanishlar relaksatsiyasi – vaqt o'tishi bilan deformatsiya o'zgarmagan holda o'z-o'zidan kuchlanishlar kamayishi bilan kuzatiladi. Temperatura kuchlanishi ortishi bilan kuchlanishlar relaksatsiya tezligi ortadi. Relaksatsiya tezligi o'lchovi bo'lib, relaksatsiya vaqti – kuchlanishi boshlang'ich qiymatiga nisbatan $\epsilon = 2,718$ marta kamayadigan vaqt oralig'i xizmat qiladi.

Yuqori temperaturalarda material mustahkamligi mustahkamlik davomiyligi chegarasi bilan baholanadi, bunda material berilgan vaqtdan oldin buzilmaydigan qiymat tushuniladi. Mustahkamlik davomiyligi chegarasini belgilashda yuklanish davomiyligi va sinov temperaturasi ko'rsatiladi. Masalan, XN77TYR qotishma uchun 700°C temperaturada va 1000 soat davomida mustahkamlik davomiyligi $\sigma_{\text{mu}100}(700) = 330 \text{ MPa}$ ga teng bo'ladi. Xuddi shu qotishma uchun 700°C da mustahkamligi va oquvchanlik mos ravishda: $\sigma_b = 830 \text{ MPa}$, $\sigma_{0.2} = 560 \text{ MPa}$ ga teng.

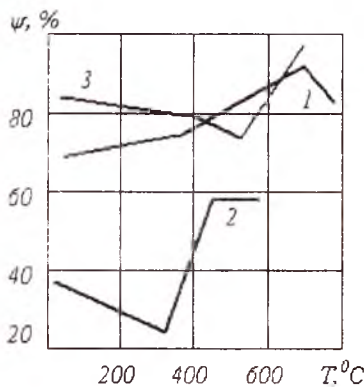
Materialning mustahkamligi va plastikligiga yuqori temperaturaning ta'siri 30 va 31-rasmlarda ko'rsatilgan, bunda 1–0,5% uglerod 2–0,40% uglerod; 3–xromli po'lat ustida o'tkazilgan tajriba o'rtacha natijalari keltirilgan.

Uglerodli po'latning mustahkamligi temperatura $650-700^{\circ}\text{C}$ gacha ortganda o'n marta ortadi. Alyuminiy qotishmalarida σ_b ning eng ko'p pasayishi kuzatiladi. Yuqori temperaturada tarkibida 70-80% nikel bo'lgan quy-ma issiqbardosh qotishmalarda σ_b ning qiymati eng katta bo'ladi. Tempe-

ratura ortganda oquvchanlik chegaras: σ_T ning pasayishi σ_b ning kamayishi kabi sodir bo'ladi. Uglerodli po'latlar uchun 300°C ga yaqin temperaturada plastiklik x ossalarining yomonlashishi (mo'rtlashuvi) xarakterlidir (31-rasmdagi 2 egri chiziq).



30-rasm. Temperaturaning elastiklikka ta'siri.



31-rasm. Temperaturaning plastiklikka ta'siri.

Elastiklik xossalariga temperaturaning ta'siri. Chiziqli kengayish

temperatura koeffitsienti $\alpha = \frac{1}{r} \frac{dr}{dT}$ bilan elastiklik moduli temperatura

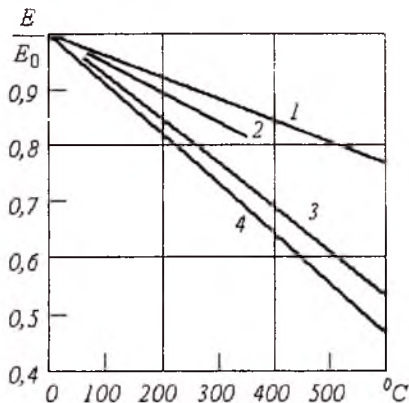
koeffitsienti $\eta = \frac{1}{E} \frac{dE}{dT}$ o'zaro

$$\eta = \alpha m = 0 \text{ yoki } (\eta / \alpha) = -m = \text{const}$$

munosabat orqali bog'langan, bu yerda r va m – kristall panjara parametrlarini xarakterlovchi doimiylar. 32-rasmda ba'zi konstruksiya materiallarining o'lichamsiz elastiklik moduli E/E_0 bilan temperatura o'rasidagi bog'lanish keltirilgan (E_0 – oddiy temperaturadagi elastiklik moduli): 1 – zanglamas po'lat; 2 – aluminiyli qotishmalar; 3 – uglerodli po'latlar; 4 – titanli qotishmalar.

Po'lat materiallar uchun sinov temperaturasi 25 dan 450°C gacha ortganda E va G elastiklik modullari 20–40% gacha kamayadi, bunda 300–400°C dan boshlab statik va dinamik sinovlarda aniqlangan modul qiymatlari orasida farq kuzatiladi.

Temperaturalarning kichik o'zgarishida (–50 dan +500°C gacha) elastiklik moduli o'zgarishi sezilarsiz bo'lib, uni hisobga olmaslik mumkin.



32-rasm. Elastiklik modulining temperaturaga bog'liqligi.

KONSTRUKSIYALAR ISHONCHLILIGI NAZARIYASINING ASOSIY TUSHUNCHALARI

Tayanch so'zlar: zaxira koeffitsienti, ehtimollik, bir jinslilik koeffitsienti, normativlar.

Ishonchlilik nazariyasi masalalarining qo'yilishi

GOST27.002-89 «Texnikada ishonchlilik. Atamalar va ta'riflar»ga muvofiq konstruksiyaning ishonchliligi uzoq vaqt davomida berilgan rejimida talab etilgan funksiyalarni bajara olish qobiliyatini saqlash xususiyatini anglatadi. Konstruksiyalar ishonchliligi nazariyasining asosiy tushunchalaridan biri chegaraviy holat tushunchasidir. Mustahkamlik sharti mohiyati bo'yicha ishonchli mustahkamlikni ta'minlash shartini anglatadi. Mashina va konstruksiyalarni ishlatish real shartlarining asosiy xususiyati atrof muhit bilan tasodifiy o'zaro ta'sir xarakterida bo'lishidir. Bu xususiyatning o'zaro namoyon bo'lishi shundaki, biz tashqi yuklanishlarning barcha turini va ularning ishlatish jarayonida uchraydigan miqdorini oldindan aniqlay olmaymiz. Bundan tashqari, noaniqliklar sababi materiallarning tasodifiy namoyon bo'ladigan xossalari ham bo'lishi mumkin. Masalan, mustahkamlik shartiga kiruvchi chegaraviy kuchlanish σ^* o'z tabiatiga ko'ra tasodifiy hisoblanadi. Uning qiymati ko'pgina omillarga: material markasiga, tayyorlash texnologiyasiga, detal yoki konstruksiyaning o'lchamlariga, ishlatish sharoitiga va boshqalarga bog'liq. Materiallarning mexanik xossalariidagi tasodifiy xarakter eksperimental ma'lumotlarda katta farq kelib chiqadigan sinovlarda yaqqol namoyon bo'ladi. Bu noaniqlik sababi

konstruksiyalarni tayyorlash jarayonidagi o'lichamlar farqli bo'lib chiqishiga ham bog'liq: amalda konstruksiya materiallarining geometrik parametrlarini mutlaqo aniq saqlab qolish mumkin emas, shuning uchun konstruksiyalar tayyorlashda ma'lum chetlashishlarga yo'l qo'yiladi.

Bir o'lovchi kuchlangan holatda

$$\sigma < \sigma^* \quad (1)$$

σ kuchlanish tashqi yuklanishlarga bog'liq bo'lib, ma'lum sharoitda anchagina katta qiymatga ega bo'ladi, chegaraviy qiymati (σ^*) esa juda kichik bo'lib qolishi mumkin. Shuning uchun bu tengsizlik buziladi. Agar vaqt o'tishi bilan kamdan-kam sodir bo'ladigan hodisa – mustahkamlik sharti buzilsa, u holda mustahkamlik sharti ishonchlilik nazariyasi nuqtayi-nazaridan talqin etish ehtimoligiga kelamiz. Ehtimollik deb muayyan ko'p takrorlanuvchi shartlardan ma'lum bir hodisaning sodir bo'lishini xarakterlovchi son qiymatiga aytiladi. Hodisaning ehtimolligi A ni tajriba natijalari asosida baholash mumkin. / hodisa tajribalar N yetarlicha ko'p bo'lsa, bu hodisaning ro'y berishi ehtimolligi

$$P(A) = \frac{N_A}{N}$$

ga teng deb hisoblash mumkin.

Ehtimollik, voqea ro'y berishining o'lovchi sifatida, $0 \leq P(A) \leq 1$ shartni qanoatlantiradi, bunda $P = 0$ mumkin bo'lmagan hodisaga, $P = 1$ esa sodir bo'lishi muqarrar bo'lgan hodisaga mos keladi.

(1) shart $P(\sigma < \sigma^*)$ ning bajarilishi bilan sodir bo'ladigan hodisaning ehtimolligi ishonchlilik nazariyasida to'xtamay ishlash ehtimolligi deb ataladi. Mustahkamlik sharti (1) o'rniga ushbu shart yoziladi:

$$P(\sigma < \sigma^*) = P^* \quad (2)$$

bu yerda P^* – ehtimollikning berilgan yetarlicha yuqori qiymati, u to'xtamay ishlash normativ ehtimolligi deb ataladi. Bunday holarda mustahkamlik sharti P^* ehtimollik bilan ta'minlangan deyiladi.

Hisoblangan yuklanishlar. Zaxira koeffitsienti

Mustahkamlik sharti (1) kuchlanishlar orqali yozilgan, ular esa konstruksiyaga qo'yilgan tashqi yuklanishlar orqali hisoblab topiladi. Aytaylik, tashqi yuklanishlar bitta S parametrgacha aniqlikda topilgan bo'lsin, kuchlanish σ esa bu parametr bilan

$$\sigma = f(S)$$

ko'rinishda bog'langan bo'lsin. U holda mustahkamlik sharti (1)ni tashqi yuklanishlar orqali

$$S = R \quad (3)$$

ko'rinishda yozish mumkin. Bu yerda R orqali yuklanishning chegaraviy qiymati, σ^* ni uning chegaraviy holatga keltiruvchi qiymati belgilangan:

$$\sigma^* = f(S).$$

Materialning xossalariga va yuklanish sharoitiga bog'liq bo'lgan R kattalik tayanch (eltuvchi) qobiliyati yoki qarshiligi deb ataladi.

S ning berilgan qiymatida

$$N = R/S$$

munosabat zaxira koeffitsienti deb ataladi. Bu koeffitsient chegaraviy holatga erishish uchun yuklanishni necha marta orttirish kerakligini anglatadi. Mustahkamlik sharti (2) o'rniga unga ekvivalent ushbu shartni yozish mumkin:

$$n > 1 \quad (4)$$

Agar materialning x ossasi va yuklanishi tasodifiy bo'lsa, u holda mustahkamlik sharti (3) va (4)lar o'z ma'nosini yo'qotadi, ularni (2) shakldagi ehtimollik shartlari bilan almashtirish kerak:

$$P(S < R) = P^* \text{ yoki } P(n > 1) = P^*.$$

Bunda ham zaxira koeffitsienti n tasodifiy bo'ladi.

Amalda material tasodifiy xossalari va tashqi yuklanishlarning tasodifiy xarakterini hisobga olgan holda mustahkamlikni hisoblash quyidagicha bajariladi. Yuklanishning biror xarakterli qiymati $[S]$ kiritiladi. Bu, yo'l qo'yilgan yoki normativ qiymat deb ataluvchi bu qiymatm

$$P(S < [S]) = [P_s] \quad (5)$$

shartdan topish mumkin, bu yerda $[P_s]$ – ta'minlanganlik deb ataluvchi ehtimollikning biror qiymati. Xuddi shunga o'xshash eltuvchi xususiyatning normativ qiymati $[R]$ kiritiladi:

$$P(R > [R]) = [P_r] \quad (6)$$

Ushbu

$$[n] = [R]/[S] \quad (7)$$

munosabat n normativ zaxira koeffitsienti deb ataladi. Bu koeffitsient konstruksiyalarni ko'p yil ishlatish tajribasidan kelib chiqib belgilanadi va konstruksiyaning har bir turi uchun normativ-texnik hujjatda keltiriladi.

$[S]$ va $[R]$ larning normativ qiymatlari sifatida quyidagi tasodifiy kattaliklarning o'rtacha qiymatini tanlash mumkin:

$$\langle S \rangle = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N S_j, \quad \langle R \rangle = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N R_j,$$

bu yerda S va R - ko'plab N ta tajribadan olingan tasodifiy kattaliklar qiymatlari. Biroq, amaldagi normativlarda, masalan qurilishda normativ qiymatlari o'rtacha qiymat bilan mos tushmaydi, bu tajriba ma'lumotlarining o'rtacha qiymatdan katta farqli bo'lishi bilan bog'liq. Yuklanish uchun bir muncha katta qiymat, eltuvchi xususiyat uchun kichikroq qiymat qabul qilinadi:

$$[S] = \chi_S < S >, \quad [R] = \chi_R < R >.$$

bu yerda $\chi_S < 1$ va $\chi_R < 1$ koeffitsientlar (5) va (6) tenglamalardan topiladi. Shunday qilib, zaxira normativ koeffitsienti (7) o'rtacha qiymat orqali quyidagicha hisoblab topiladi:

$$[n] = \frac{\langle R \rangle}{\langle S \rangle} \frac{\chi_R}{\chi_S}.$$

Tashqi yuklanishlar va qarshiliklarning tasodifiy xarakterini hisobga olib, mustahkamlik sharti (3)ni ushbu shartga almashtirish mumkin:

$$S_p < R_p,$$

bunda S_p - real ish sharoitida kamdan-kam uchraydigan yuklanishning yuqori qiymati, R_p - eltuvchi qobiliyatning kam uraydigan kichik qiymati. Bu qiymatlar hisob-kitob qiymatlari deb ataladi. Ular ushbu tenglamalardan topiladi:

$$p(S < S_p) = p^*, \quad (8)$$

$$p(R < R_p) = p^*. \quad (9)$$

Tenglamalarning o'ng qismida to'xtovsiz ishlash ehtimolligining normativ qiymatlari turibdi, ular 1ga yaqindir (0,95; 0,99; 0,999; ...).

Yuklanishlar va eltuvchi qobiliyatlarning hisob-kitob qiymatlarini shu kattaliklarning o'rtacha qiymatlari orqali quyidagicha ifodalash mumkin:

$$S_p = k_s \langle S \rangle, \quad R_p = k_o \langle R \rangle$$

bunda $k_s > 1$ va $k_o < 1$ koeffitsientlar (8) va (9) tenglamalarning yechimlaridan topiladi. Hisob qiymatlari tegishli normativ qiymatlar bilan

$$S_p = k_n [S], \quad R_p = k_o [R]$$

munosabat orqali bog'langan. Ushbu

$$k_n = k_s / \chi_s$$

koeffitsient bir jinslilik koeffitsienti deb ataladi (birdan kichik). Eltuvchi qobiliyatning tasodifiy xarakterini hisobga oluvchi boshqa koeffitsient

$$k_o = k_o / \chi_o$$

bir jinslilik koeffitsienti deb atalib, u birdan kichik.

Bu shartm ushbu tenglik bilan almashtirish mumkin:

$$S_p = R_p/m,$$

bunda $m > 1$ koeffitsient konstruksiyaning ish sharoitini, muhimlik darajasini hisobga oladi. (7) dagi belgilashlarni nazarga olgan holda zaxira normativ koeffitsienti uchun yuklanish va eltuvchi qobiliyat tasodifiy xossalarini va shuningdek, konstruksiyaning muhimlik darajasini o'z ichiga olgan quyidagi formulani olamiz:

$$[n] = mk_n/k_0.$$

Yo'l qo'yiladigan yuklanish va yo'l qo'yiladigan kuchlanishlar bo'yicha hisob kitob olib borish

Agar konstruksiya materialining mustahkamlik xossalaridagi tasodifiy sakrashlar hisobga olinmasa, hisob va normativ qiymatlar, shuningdek eltuvchi qobiliyatning o'rtacha qiymati R o'zaro mos tushadi.

$$R_p = [R] = \langle R \rangle = R$$

(7) tenglama esa normativ yoki yo'l qo'yiladigan yuklanish ifodasini normativ zaxira koeffitsienti orqali olishga imkon beradi:

$$[S] = R/[n]$$

Bunda eltuvchi qobiliyat parametri R kuchlanishning chegaraviy qiymati σ^* ga bog'liq bo'ladi.

Agar berilgan konstruksiyaga qayd qilingan notasodifiy yuklanish S ta'sir etayotgan bo'lsa, u holda

$$N_s = R/S$$

munosabat yuklanish bo'yicha zaxira koeffitsientini ifodalaydi. Bu holda mustahkamlik shartini quyidagi ko'rinishda yozish mumkin:

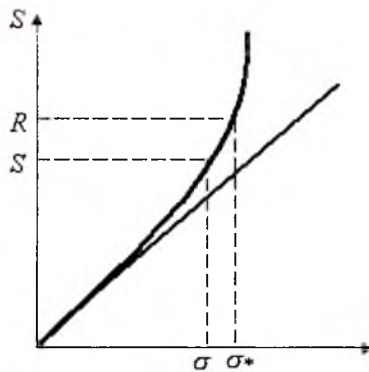
$$S < [S]$$

Mustahkamlik sharti o'rniga quyishlardan so'ng $n_s > [n]$, yuklanishlardan shu yuklanish yuzaga keltirgan kuchlanishlarga o'tish avval tavsiflangan munosabatlar yordamida amalga oshiriladi. Ushbu

$$n\sigma = \sigma^*/\sigma$$

munosabat kuchlanishlar bo'yicha zaxira koeffitsienti deyiladi. Yuklanishlar va kuchlanishlar bo'yicha zaxira koeffitsientlari orasidagi munosabatni olish mumkin:

$$n_{\sigma} = \frac{f(R)}{f(R/n_{\sigma})}$$



33-rasm. Zaxira koeffitsientlarining o'zgaruvchanligi.

Umumiy holda hosil qilingan zaxira koeffitsientlari o'zaro mos tushmaydi, bu 33-rasmdan ko'rinib turibdi. Bu koeffitsientlar faqat kuchlanishlar va yuklanish orasidagi bog'lanish chiziqi bo'lgandagina o'zaro teng bo'lishi mumkin. Bog'lanish chiziqi bo'lmasa, koeffitsient o'zining fizik ma'nosim yo'qotadi, bu chegaraviy holatga erishish uchun tashqi yuklanish parametri qiymatini ko'paytiriladigan son sifatida ma'noga ega. O'xshashligi bo'yicha yo'l qo'yiladigan kuchlanishni kiritish mumkin:

$$[\sigma] = \sigma^*/[n]$$

Yo'l qo'yiladigan kuchlanishlar bo'yicha hisoblashlar

$$\sigma < [\sigma]$$

bo'lib, umumiy holda yo'l qo'yiladigan yuklanishlar bo'yicha hisoblashdan farqli natijalarni bo'ladi. Bu natijalar faqat kuchlanishlar va yuklanish orasida chiziqi bog'lanish mavjud bo'lgandagina o'zgarmas tushadi.

Ta'kidlab o'tish kerakki, keltirilgan mulohazalar konstruksiyaning chegaraviy holatidan farqlash lozim bo'lgan nuqtadagi chegaraviy holat tushunchasiga taalluqlidir. Nuqtadagi chegaraviy holat konstruksiyaning eltuvchi qobiliyati yo'qolishini anglatmaydi. Konstruksiya yuklanish parametri S chegaraviy qiymat R^* ga erishganda chegaraviy qiymatga erishgan bo'lsin. U holda mustahkamlikning lokal shartini ushbu shart bilan almashtirish kerak:

$$S < R^*$$

Bu shartdan foydalanib hisoblangan ma'lumot konstruksiyaning chegaraviy holati bo'yicha hisoblashlar deb yuritiladi. Bunda materialning lokal mustahkamligi σ^* yoki R bilan xarakterlanuvchi mustahkamligidan farqli ravishda konstruksion mustahkamlik haqida gapiriladi. Konstruksion

mustahkamlik materialning mustahkamlik xossalaridan tashqari omillar ko'lamiga, konstruktiv shakliga, kuchlangan holat turiga, atrof-muhit bilan o'zaro ta'siriga va bir qator boshqa omillarga bog'liq.

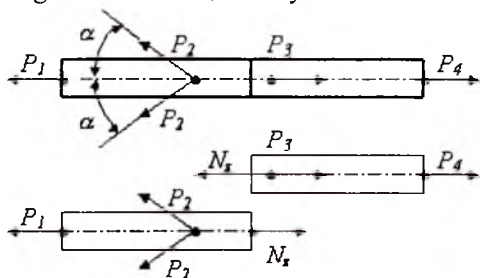
PRIZMATIK STERJENLARNING CHO'ZILISHI (SIQILISHI)

Tayanch so'zlar: mustahkamlik, ko'chish, cho'zish, kuchlanishlar zichligi (konsentratsiyasi), kuchlangan holat.

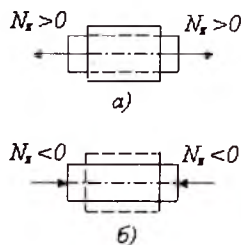
Prizmatik sterjenlarning cho'zish (siqish)dagi kuchlanish. Mustahkamlikni hisoblash

Sterjenlarning turli xil asosiy deformatsiyalarini o'rganishga o'tar ekanmiz, bunda biz to'g'ri o'qli, ya'ni prizmatik sterjenlarning o'q bo'yicha ko'ndalang kesimli o'zgarmas bo'lgan sterjenlarni qarash bilan cheklanamiz. Buni cho'zilish (siqilish) deformatsiyasidan boshlaymiz.

Eslatib o'tamizki, cho'zilish (siqilish) deganda sterjenning shunday deformatsiyasi tushuniladiki, bunda uning ko'ndalang kesimida faqat birgina kuch – bo'ylama N_x kuch ta'sir etadi. Bo'ylama kuch son jihatdan sterjen o'qining kesilgan qismlaridan biriga qo'yilgan kuch proektsiyali yig'indisiga teng (to'g'ri sterjen uchun u har bir kesimda O_x o'q bilan mos tushadi) bo'lgani uchun bir tomonga ta'sir etuvchi barcha tashqi kuchlar yo'nalishi sterjen o'qi bo'yicha yo'nalgan teng ta'sir etuvchi kuchga keltirilsa (34-rasm), bu mulohaza to'g'ri (o'rinli) bo'ladi. Sterjenning turli qismlariga (chap yoki o'ng) ta'sir etib, bo'ylama N_x kuchning o'zi turli yo'nalishda bo'lishi mumkin. N_x ning ishorasi u yuzaga keltirgan deformatsiyaning tabiatiga bog'liq. Bo'ylama kuch elementning cho'zilishiga sabab bo'lsa (35-a rasm), u musbat kuch, agar siqilishga sabab bo'lsa, manfiy kuch hisoblanadi (35-b rasm).



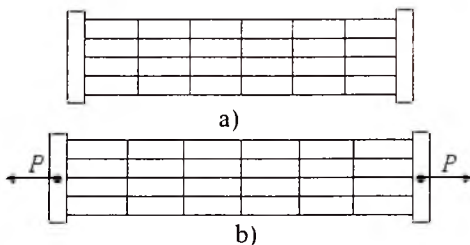
34-rasm. Hisoblash sxemasi.



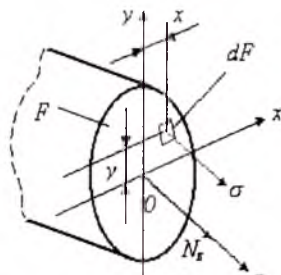
35-rasm. a) cho'zilish; b) siqilish.

Prizmatik sterjenning cho'zilish (siqilish) nazariyasining dastlabki shartlarini ta'riflash uchun tajribaga murojaat qilamiz. Biror yumshoq ma-

terial (masalan, rezina)dan tayyorlangan, yon sirtiga bo'ylama va ko'ndalang chiziqlar (36-a rasm) chizilgan sterjenni tasavvur qilaylik. Unga cho'zuvchi kuch ta'sir qilgandan keyin ham bu ortogonal chiziqlar sistemasi o'zgarmaydi (36-b rasm). Ko'ndalang chiziqlar sterjen sirtida ko'ndalang kesimlar izi bo'lgani, ular sterjen o'qiga to'g'ri va perpendikularligicha qolgani sababli, bu yassi kesimlar (Bernulli) gipotezasining bajarilishidan dalolat beradi. Bo'ylama tolalarning ko'ndalang o'zaro ta'siri mavjud emasligi haqidagi gipotezani hisobga olib, cho'zilish deformatsiyasi bo'ylama tolalarning bir o'qli cho'zilishi olib keladi va sterjenning ko'ndalang kesimida faqat normal kuchlanishlar paydo bo'ladi degan xulosaga kelamiz (37-rasm). Bo'ylama va ko'ndalang chiziqlarning ortogonaligi siljishlar yo'qligidan, demak, sterjenning ko'ndalang va bo'ylama kesimlarida urinma kuchlanishlarning yo'qligidan dalolat beradi.



36-rasm. Cho'zilgan sterjen modeli.



37-rasm. Kuchlanish va zo'riqish orasidagi bog'lanish.

U holda sterjenning F kesimli ko'ndalang kesimida ta'sir etuvchi ichki kuchlar proyeksiyalarining yig'indisiga teng bo'lgan N bo'ylama kuch quyidagiga teng bo'ladi (37-rasm).

$$N_z = \int F \int \sigma dF.$$

Bu munosabat statikaning muvozanat tenglamasi bo'lib, u bo'ylama kuch N_z bilan normal kuchlanish σ ni o'zaro bog'laydi, umumiy holda ular x va y koordinatalarning funksiyalari hisoblanadi va shuning uchun bitta statika tenglamasining bir o'zidan aniqlash mumkin emas. Shunday qilib, sterjenning sodda deformatsiyalanish (cho'zilish yoki siqilish) holaida ham kuchlanishlarni aniqlash masalasi statik aniqlash mumkin emas.

Bu masalani yechish uchun zarur bo'lgan qo'shimcha tenglama yassi kesimlar gipotezasidan kelib chiqadi. Sterjenning ko'ndalang kesimlari uning o'qiga perpendikular va yassiligicha qolib, deformatsiyalanish jarayonida o'q bo'yicha ilgarilanma ko'chadi (bu esa hamma bo'ylama tolalarning bir xil uzayishiga olib keladi), shuning uchun $\sigma = \text{const}$ tenglamaga kelamiz. bundan σ va ϵ lar bir qiymatli bog'langanligi sababli (chiziqli-elastik mate-

rial uchun bu $\sigma = \varepsilon E$ – Guk qonuni bo‘ladi ($\sigma = \text{const}$) kelib chiqadi.

Tenglamalarni birgalikda yechib, $N_z = \sigma F$ yoki

$$\sigma = N_z / F$$

ni hosil qilamiz. Shunday qilib, prizmatik sterjenni cho‘zish (siqish)da normal kuchlanish ko‘ndalang kesim bo‘yicha tekis taqsimlanadi, urinma kuchlanishlar esa mavjud bo‘lmaydi, bu esa yassi kesimlar gepotezisining natijasi hisoblanadi. Aytilganlar faqat prizmatik sterjenlar uchunгина yaroqlidir. Biroq muhandislik tajribasida undan ko‘ndalang kesimi o‘zgaruvchan bo‘lgan sterjenlardagi normal kuchlanishlarni taqribiy baholashda ham foydalaniladi. Bunda formuladagi xatolik uncha katta bo‘lmasligi kerak. Sterjenning ko‘ndalang kesim yuzi o‘q bo‘ylab yetarlicha sekin o‘zgarishi lozim.

Plastik (cho‘zilish va siqilishda bir xil ishlaydigan) materialdan tayyorlangan sterjen uchun cho‘zilishdagi (siqilishdagi) mustahkamlik sharti quyidagi ko‘rinishda bo‘ladi

$$\sigma = N_z / F \leq [\sigma], \quad (1)$$

bu yerda $[\sigma]$ – yo‘l qo‘yiladigan kuchlanish, (1) shartdagi σ kuchlanish moduli bo‘yicha yoziladi. Mo‘rt materialdan yasalgan sterjenlar uchun kuchlanish ishorasi muhim rol o‘ynaydi va mustahkamlik shartini cho‘zilishga alohida, siqilishga alohida ifodalashga to‘g‘ri keladi:

$$\begin{aligned} \sigma_p &= N_z / F \leq [\sigma_p], \\ |\sigma_c| &= |N_z| / F \leq [\sigma_c], \end{aligned}$$

bunda σ_p va σ_c – mos ravishda cho‘zilishi va siqilish kuchlanishlari, $[\sigma_p]$ va $[\sigma_c]$ lar esa ularga mos yo‘l qo‘yiladigan kuchlanishlar.

Muhandislik hisobi amaliyotida mustahkamlik shartlaridan kelib chiqib konstruktsiya materiallari mexanikasining asosiy uch massasi echiladi. Bu masalalar prizmatik sterjenning cho‘zilishi (siqilishi) holiga tatbiq etishda quyidagicha ta’riflanadi.

Mustahkamlikni tekshirish (nazorat hisobi). Bu hisob yuklanish (bizning holda $y N_z$), sterjenning kesimi F va uning materiali $[\sigma]$ berilgan hol uchun olib boriladi. Bunda ushbu mustahkamlik shartining bajarilishiga ishonch hosil qilish kerak:

$$\sigma = N_z / F \leq [\sigma].$$

Nazorat hisobi shundan iboratki, xuddi mustahkamlik zaxirasida koeffitsienti aniqlanadi va normativ zaxira koeffitsienti $[n]$ bilan taqqoslanadi:

$$n = \frac{\sigma^*}{\sigma} = \frac{\sigma^* F}{N_z} \geq [n],$$

bunda σ^* – chegaraviy (yoki havfli) kuchlanish, ya’ni konstruktsiya elemen-

tinging ishdan chiqishiga olib keluvchi kuchlanish (eslatamizki, masalan, plastik materialdan tayyorlangan sterjen uchun bu kuchlanish – oquvchanlik chegarasi S_T yoki shartli oquvchanlik chegarasi $\sigma_{0,2}$ hisoblanadi).

Kesim tanlash (loyiha hisobi). Bu hisobda berilgan yuklanish (N_z) da sterjenning berilgan materiali ($[\sigma]$ berilgan) uchun ko'ndalang kesim o'lchamlari (F) aniqlanadi. F ning eng kichik (minimal) qiymati (1) mustahkamlik shartida teng ishorasini qabul qilish bilan topshirish mumkin:

$$[F] = N_z / [\sigma].$$

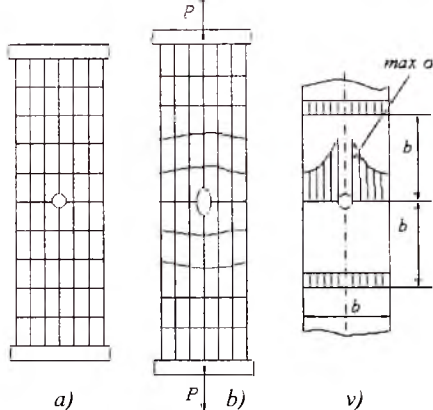
Yo'l qo'yiladigan yuklanish, ya'ni mustahkamlik sharti (1) bajariladigan, konstruktsiya elementi yo'li quyidagi formula (F va $[\sigma]$ lar berilgan) maksimal yuklanish:

$$[N] = [\sigma]F.$$

KUCHLANISHLAR ZICHLIGI HAQIDA TUSHUNCHA. SEN-VENAN PRINSIPI (QOIDASI)

Prizmatik sterjen uchun ham ko'ndalang qism bo'yicha kuchlanishlarning tekis taqsimoti sharti har doim ham bajarilavermaydi. Masalan, kesim atrofida kerjiklar, yo'nilmalar, tekshiklar, yoriqlar, kesim o'zgargan joylarda, shuningdek, mujassam kuchlarning ta'sir nuqtalarida va hokazo joylarda kuchlanishlarning tekis taqsimoti buziladi. Bu ko'rsatilgan joylarda kuchlanish taqsimotining buzilishi ko'ndalang kesim tekisligining o'zgarishi yoki ulardagi deplanatsiya sabab bo'ladi.

Bu hodisaning yumshoq materialdan yasalgan doiraviy teshikchasi bo'lgan va sirtiga bo'ylama va ko'ndalang kertiklar chiziladi (36-a rasm) tasma misolida tushuntiramiz. Teshik atrofida ko'ndalang kesimlar deplanatsiya kuzatiladi, u bo'ylama tolalarning notekis chizilishi sababli yuzaga keladi (36-b rasm). Bunda teshik yaqinidagi tolalar eng quyi cho'ziladi va mos ravishda maksimal kuchlanishi σ to'g'ri keladi. Kesiklar, yo'nilmalar, teshiklar atrofida, shuningdek, mahalliy mujassam kuchlar qo'yilgan joyda kuchlanishlar ortishi kuchlanishlarning zichlanishi deb ataladi. Kuchlanishlarning zichlanishi manbalari (kesiklar, teshiklar, yo'nilmalar va hokazo) kuchlanishlar konsentratorlari deyiladi.



36-rasm. Kuchlanishlar konsratsiyasi:

a) boshlang'ich holat; b) deformatsiyalangan holat.

Qarab chiqilgan yassi kesilmalar gipotezasiga asoslangan deformatsiyalangan jism mexanikasi metodlari bilan kuchlanishlar zichlanishi sohalaridagi kuchlanishlar taqsimoti haqidagi masalalarni echib bo'lmaydi. Bunday masalalar elastiklik nazariyasi metodlar yordamida egiladi yoki eksperimental o'rganiladi. Abonent hisob-kitoblar uchun kuchlanishlar konsratsiyasini nazariy koeffitsientini $2 \alpha_k$ deb ataluvchi kattalik kiritiladi. Bu kattalik maksimal σ va nominal σ_{nom} kuchlanishlar nisbatidan iborat bo'lib: $\alpha_k = \max \sigma / \sigma_{nom}$, bunda nominal kuchlanish kuchlanishlar konsratsiyasini hisobga olmasdan aniqlanadi. Teshikli tasma misolida $\sigma_{nom} = N / F_{nt}$; F_{nt} – teshik tufayli kamaygan ko'ndalang kesim yuzi. Shunday qilib α_k kattalik tuzatma koeffitsientlari rolini o'ynaydi. Biroq, elastiklik nazariya masalalarining aniq echimlari va tajribalar shuni ko'rsatadiki, kuchlanishlar zichligi keltirilgan kuchlanishlar tekis taqsimotidan og'ishlar konsentratortori kesimdan uzoqlashgan sari yo'qolib boradi va kesim kengligigacha masofadan boshlab kuchlanishlar taqsimoti deyarli tekis taqsimot deb hisoblash mumkin (36-d rasm) Bu xossa qattiq jism deformatsiyasi mexanikasining barcha bo'limlar keng qo'llanilib kelayotgan Sen-Venan qoidasining xususiy holi sifatida qaraladi.

DEFORMATSIYALAR VA KO'CHISHLARNI ANIQLASH

Sterjen deformatsiyalanganda uning uzunligi o'zgarish Δl (absolut bo'yлама deformatsiya yoki uzatish deyiladi) sterjenning boshlang'ich uzunligi juda kichik ($\Delta l \ll l$) bo'ladi deb sterjenning elastik deformatsiyasini aniqlaymiz. Nisbiy bo'yлама deformatsiya

$$\varepsilon = \Delta l / l$$

ga teng bo'ladi.

Guk qonuniga binoan bir o'qli cho'zilishi (siqilishi) uchun

$$\varepsilon = \sigma / E$$

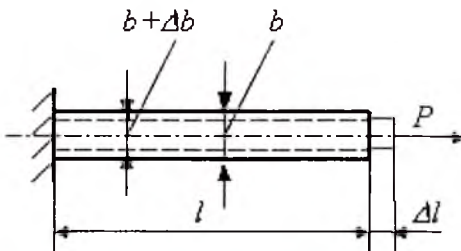
ekani, bu yerda E –sterjen materialining bo'ylama elastik modeli, normal kuchlanishi esa $\sigma = N/F$ (bizning holda $N=P$) formuladan aniqlanishini hisobga olib, absolut deformatsiya uchun

$$\Delta l = N/EF \quad (2)$$

ifodani hosil qilamiz.

EF ko'paytma sterjenda cho'zilganda (siqilganda) ko'ndalang kesim mustahkamligi deb aytiladi. Chunki cho'zilish F ga teskari proporsionaldir.

Sterjen cho'zilganda uning ko'ndalang qismi o'lchamlari qisqaradi (6-rasmga qarang.) siqilganda esa ortadi. Bu hodisa Puasson effekti deb ataladi.



37-rasm. Bo'ylama va ko'ndalang deformatsiyalar modeli.

Bo'ylama deformatsiyaga o'xshash ko'ndalang o'lchamlarning o'zgarish Δb ni (37-rasmda $\Delta b < 0$) absolut ko'ndalang deformatsiya deb, $\varepsilon' = \Delta b/b$ ni esa nisbiy ko'ndalang deformatsiya deb ataymiz. Nisbiy bo'ylama va ko'ndalang deformatsiyalar qarama-qarshi ishoralarga ega bo'lib, o'zaro μ koeffitsient orqali bog'langan, bunda μ koeffitsient materialga bog'liq doimiy kattalik va u ko'ndalang deformatsiya koeffitsient yoki Puasson koeffitsienti deb ataladi:

$$\varepsilon' = -\mu\varepsilon$$

Ma'lumki, izotrop material uchun $0 \leq \mu \leq 1/2$.

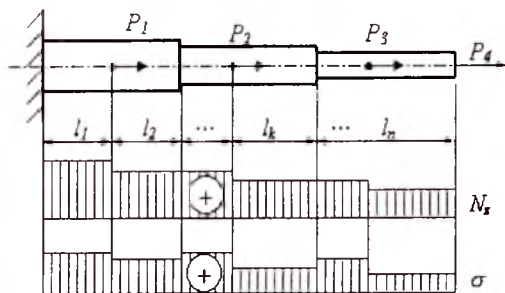
(2) formula sterjenning Δl uzayishiga taalluqli bo'lib, undan faqat ko'ndalang kesim mustahkamligi ham, bo'ylama kuch ham butun uzunligi bo'yicha o'zgarmaydigan hol ($EF = \text{const}$, $N = \text{const}$) uchun tatbiq etilishi mumkin. Sterjen uzunligining bosqichma-bosqich o'zgarishi EF va N lar doimiy bo'lgan bosqichlar uzunliklari yig'indisi sifatida aniqlash mumkin:

$$\Delta l = \sum_{k=1}^n \frac{N_{zk} l_k}{EF_k} = \sum_{k=1}^n \frac{\sigma_k l_k}{E_k}$$

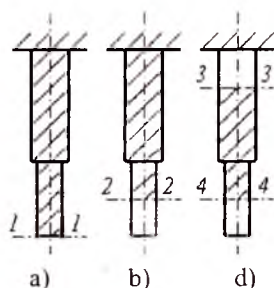
(bo'ylama elastiklik modulidagi k indeks sterjenning alohida qismlari turli materialdan tayyorlangan bo'lishi mumkin ekanini anglatadi). N_z va EF sterjenning l uzunligi bo'yicha uzluksiz o'zgaradigan va uni dz uzunlikdagi pog'onalar ichida doimiy deb hisoblash mumkin bo'lsa, yuqoridagi formulani umumlashtirib, quyidagini olamiz:

$$\Delta l = \int_0^l \frac{N_z dz}{EF}$$

Aniq integrallarni hisoblash uchun test sifatida ILOVAda ko'rsatilgan kirish testlari sistemasi T-5 dan foydalanishni tavsiya etamiz.



38-rasm. Pog'onali brus.



39-rasm. Ko'chishlar modeli.

Cho'zilishda (siqilishda) sterjenning bo'ylama elastik deformatsiyasi bilan uning kesimlarining bo'ylama ko'chishlari orasida bog'lanish mavjud. 39-rasmda shunday ko'chishlarning uch xil holi keltirilgan bo'lib, ko'rinib turibdiki, ko'ndalang kesimlar ko'chishi son jihatdan shtrix chiziqlar bilan ko'rsatilgan qismlarining uzayishiga teng.

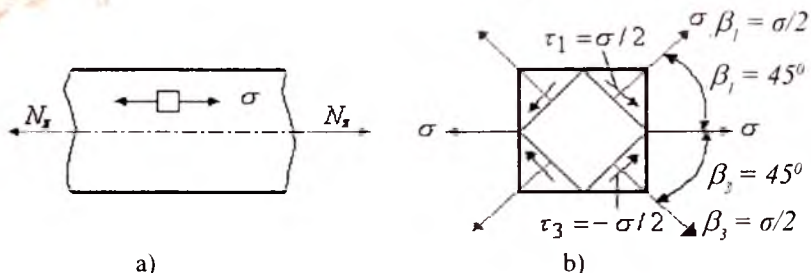
* bir uchi qo'zg'almas bo'lgan sterjenning 1-1 uchining kesim ko'chishi (39-a rasm) son jihatdan uning uzayishiga teng;

* oraliq kesim 2-2 ning ko'chishi (39-b rasm) son jihatdan qo'zg'almas uchi kesishi bilan qaralayotgan kesim oralig'ida joylashgan qism uzayishiga teng;

* 3-3 va 4-4 kesimlarning o'zaro ko'chishi son jihatdan shu kesimlar oralig'ida joylashgan qismining uzayishiga teng.

Cho'zilish (siqilish)da kuchlangan holat

Sterjen cho'zilgan (siqilgan)da kuchlangan holat bir o'qli hisoblanadi (40-a rasm). Urinma kuchlanishlar ko'ndalang va bo'ylama yuzalarda paydo bo'lmaydi, shuning uchun bu yuzachalar asosiy hisoblanadi. Bunda cho'zilishda $\sigma_1 = \sigma > 0$, siqilgan holda $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ va $\sigma_3 = \sigma = 0$.



40-rasm. Kuchlangan holat: a) boshlang'ich element; b) kuchlanishlar komponentasi.

Sterjenning o'qiga α burchak ostida og'ma joylashgan yuzalarda kuchlanishlar soddalashtirilgan yassi kuchlangan holat uchun yozilgan formulalar bo'yicha aniqlanadi:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma \cos^2 \alpha, \quad \tau_{\alpha} = 0,5 \sigma \sin^2 \alpha.$$

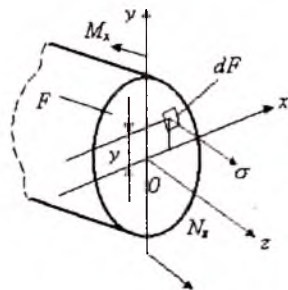
Ekstremal urinma kuchlanishlar τ_{13} (9-b rasm) ta'sir etuvchi yuzachalar, ma'lumki, boshlang'ich vaziyatiga nisbatan $\beta = \pm 45^{\circ}$ burchak ostida og'ma (τ_{α} ning formulasidan kelib chiqadi) va $\tau_{13} = \sigma/2$ ga teng bo'ladi.

Aynan ta'sir etuvchi τ ekstremal kuchlanish cho'zilish ro'y berayotgan kam uglerodli po'lat namunaning yon sirtida paydo bo'ladigan namuna sirtiga $\beta = \pm 45^{\circ}$ burchak ostida joylashgan sirpanish chiziqlariga sabab bo'ladi. Ekstremal t bilan birgalikda $\sigma_{13} = \sigma/2$ ga teng normal kuchlanishlar ham tavsif etadi.

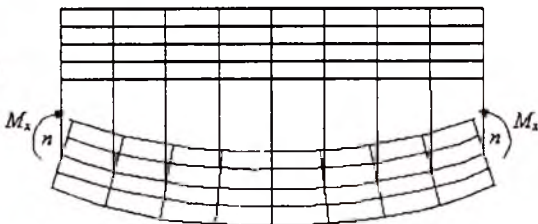
PRIZMATIK STERJENNING TO'G'RI SOF EGILISHI

Tayanch so'zlar: mustahkamlik, bikrlilik (qattiqlik) o'z momenti, qarshilikning o'q momenti.

To'g'ri sof egilishda sterjenning ko'ndalang kesimida faqat bitta kuch $-M_x$ moment paydo bo'ladi (41-rasm). $Q_y = dM_x/dz = 0$ bo'lgani sababli, $M_x = \text{const}$ va sterjenning uchlariga qo'yilgan kuchlar jufti ta'sir etganda to'g'ri sof egilish amalga oshishi mumkin. M_x eguvchi moment, ta'rifga ko'ra,



41-rasm. Ichki zo'riqish va kuchlanish orasidagi bog'lanish.



42-rasm. Sof egilish modeli.

Ox o'qqa nisbatan ichki kuchlar momentlari bilan normal kuchlanishlar yig'indisiga teng bo'lgani uchun uni ta'rifdan kelib chiqadigan statika tenglamasi

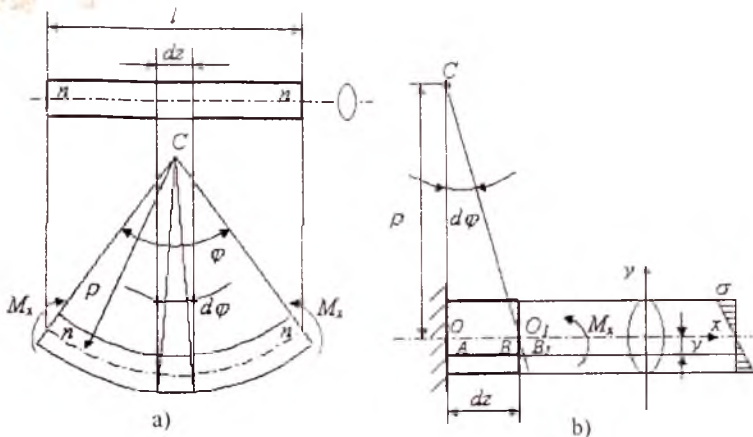
$$M_x = \int \int \sigma y dF$$

bog'lab turadi.

Prizmatik sterjenning to'g'ri sof egilishi nazariyasi elementlarini ta'riflaymiz. Buning uchun yon sirtiga bo'ylama va ko'ndalang kertik chiziqqlar chizilgan modulli materialdan yamalgan sterjen modelining deformatsiyalanishini tahlil qilib chiqamiz (42-rasm). Sterjen uchlariga qo'yilgan juft kuchlar ta'sirida egilganda ko'ndalang chiziqqlar egrilangan bo'ylama chiziqqlarga to'g'ri va perpendikularligicha qoladi, bu esa yassi kesimlar gipotezasining bajarilishi haqida xulosa chiqarishga imkon beradi. Bu masalani elastiklik nazariyasi usullari bilan echish gipoteza bo'lmay, aniq dalil – yassi kesimlar qonuniga aylanadi. Bo'ylama chiziqqlar orasidagi oraliqlarni o'lchab ko'rib, bo'ylama tolalarning siqilmasligi ($\sigma_x = \sigma_y = 0$) haqidagi gipotezaning o'rinli ekanligiga ishonch hosil qilamiz.

Sterjen deformatsiyalanguncha av undan keyin bo'ylama va ko'ndalang chiziqqlarning ortogonalligicha (yassi kesimlar qonuni ta'sirining akslanishi kabi) qolishi sterjenning bo'ylama va ko'ndalang kesimlarida siljishlar, urinma kuchlanishlarning yo'qligidan dalolat beradi.

Shunday qilib, prizmatik sterjenning to'g'ri sof egilishi bo'ylama tomonlarning σ kuchlanish ostida bir o'q bo'yicha cho'zilishi yoki siqilishi kabi qaraladi (bundan keyin «g» indeksni tushirib qoldiramiz). Bu holda tomonlarning bir qismi cho'zilish sohasida bo'ladi (42-rasmda – pastki tolalar), boshqa qismi esa siqilish sohasida (yuqorigi tolalar) joylashgan. Bu sohalar uzunligi o'zgarmaydigan, kuchlanishi nolga teng bo'lgan neytral qatlam ($n-n$) bilan ajralgan. Yuqoridagi taxminlarni hisobga olib va sterjen materiali chiziqli-elastik, ya'ni Guk qonuni bu holda $\sigma = \epsilon E$ bo'lishini nazarda tutib, neytral qatlam egriligi uchun $1/\rho$ (ρ – egrilik radiusi) va normal kuchlanishlar σ uchun formulalarni keltirib chiqarish mumkin. Dastlab, prizmatik sterjenning ko'ndalang kesimi o'zgaras va eguvchi moment $M_x = \text{const}$ ekani sterjenning butun uzunligi bo'yicha neytral qatlab egrilik radiusi doimiy bo'lishini (43-a rasm), neytral qatlam ($n-n$) boshqa tashqi aylana ichida bo'lishini ta'kidlab o'tamiz. Ko'ndalang kesimi Oy vertikal o'qqa nisbatan simmetrik bo'lgan ko'ndalang kesimli prizmatik sterjenning to'g'ri sof egilishi sharoitida (43-a rasm) holatini qarab chiqamiz. Bu shart oxirgi natijaga ta'sir ko'rsatmaydi (to'g'ri egilish mumkin bo'lishi uchun Oy o'q simmetriya o'qi bo'lgan bosh ko'ndalang kesim inertsia o'qi bilan mos tushish kerak). Ox o'qni holati oldindan ma'lum bo'lmagan neytral qatlam ustiga joylashtiramiz.



43-rasm. Brusning sof egilishidan lavha

a) hisob sxemasi

b) deformatsiya va kuchlanishlar

Sterjendan qirqib olingan dz uzunlikdagi elementni qarab chiqamiz. 43-b rasmda bu ko'rgazmali bo'lishi uchun proportsiyasi buzilgan masshtabda tasvirlangan. Bum elemnt nuqtalarining nisbiy siljishi bilan aniqlanuvchi deformatsiyasi qiziqtirgani sababli elementi uchlaridan birining kesimini qo'zg'almas deb hisoblash mumkin. Bunda $d\phi$ juda kichik bo'lganidan ko'ndalang kesimdagi nuqtalar shu $d\phi$ burchakka burilganda yoylar bo'yicha emas, tegishli urinmalar bo'yicha ko'chadi deb hisoblaymiz.

Neytral qatlamdan u masofada joylashgan bo'yлама tola AB ning nisbiy deformatsiyasini hisoblaymiz:

$$\varepsilon = BB_1 / AB = BB_1 / OO_1.$$

COO_1 va O_1BB_1 uchburchaklarning o'xshashligidan

$$BB_1 / OO_1 = O_1B / CO = y / \rho.$$

Bo'yлама deformatsiya ε neytral qatlamda uzoqlik masofasining chiziqli funksiyasidir, bu esa yassi kesimlar qonunining bevosita natijasi hisoblanadi:

$$\varepsilon = y / \rho. \quad (1)$$

AB tolni cho'zuvchi normal kuchlanish Guk qonuniga asosan

$$\sigma = E \frac{y}{\rho} \quad (2)$$

ga teng bo'ladi. Bu formuladan amalda foydalanib bo'lmaydi, chunki unda ikki noma'lum bor: neytral qatlam egriligi $1/\rho$ va u koordinata hisobi olib boriladigan Ox o'qning neytral holati noma'lum. Bu noma'lum kattaliklarni aniqlash uchun, statikaning muvozanat tenglamalaridan foydalanamiz. Birinchi bo'yлама kuchning nolga teng bo'lishlik shartni ifodalaydi

$$N_z = \iint_F \sigma dF = 0. \quad (3)$$

Bu tenglamani (2)ga qo'yib,

$$\frac{E}{\rho} \iint_F y dF = 0.$$

va $E/\rho \neq 0$ ni hisobga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\iint_F y dF = 0.$$

Bu tenglamaning chap qismidagi integral sterjenning ko'ndalang kesimining Ox neytral o'qqa nisbatan statik momentidan iborat bo'lib, u faqat markaziy o'qqa nisbatan nolga teng bo'lishi mumkin. Shuning uchun Ox neytral o'q sterjen ko'ndalang kesimining og'irlik markazidan o'tadi.

Statikaning ikkinchi tenglamasi neytral kuchlanishlarni eguvchi moment bilan bog'laydi (uni tashqi kuchlar orqali ifodalash mumkin, shuning uchun u berilgan kattalik deb hisoblanadi). Bog'lanish formulasiga kuchlanishlar ifodasini qo'yib, quyidagini olamiz:

$$\frac{E}{\rho} \iint_F y^2 dF = M_x$$

va $\iint_F y^2 dF = J_x$ (bunda $J_x - O_x$ o'qqa nisbatan bosh markaziy inertsiya

markazi)ni hisobga olib, neytral qatlam egriligi uchun ushbu formulani olamiz:

$$1/\rho = M_x/EJ_x \quad (4)$$

Neytral qatlam egriligi $1/\rho$ sterjenning to'g'ri sof egilishi uchun deformatsiya o'lchovi hisoblanadi. $1/\rho$ kattalik, EJ_x kattalik qancha katta bo'lsa, shuncha kichik bo'lib, bu kattalik egilishda ko'ndalang kesim bikrligi deb ataladi (cho'zilishdagi ko'ndalang kesim bikrligi EF ga o'xshash)

(4) ni (2) ga qo'yib, normal kuchlanishlar uchun hisoblash formulasini ushbu ko'rimishda hosil qilamiz:

$$\sigma = - \frac{M_x}{J_x} y. \quad (5)$$

bu formulani birinchi marta Sh.Kulon 1773-yilda keltirib chiqargan edi.

Eguvchi momenti M_x va normal kuchlanish σ ning ishoralarini moslash uchun (5) formulaning o'ng qismiga minus ishora qo'yiladi, chunki $M_x > 0$ da normal kuchlanish $\sigma_y > 0$ da siquvchi kuch bo'ladi. Biroq amaliy hisoblarda ishoralar qoidasiga e'tibor bermasdan kuchlanishlar moduli bo'yicha, ishorasi esa ma'nosiga qarab aniqlanadi. Prizmatik sterjen sof egilganda normal kuchlanishlar u koordinataning chiziqli funksiyasi bo'lib, neytral o'qdan eng uzoq joylashgan tolalarda eng katta qiymatga erishadi, ya'ni

$$\max = |\sigma| = \frac{M_x}{J_x} y_{\max} = \frac{M_x}{y_x / y_{\max}} = \frac{M_x}{W_x}.$$

Bu yerda $W_x = J_x / y_{\max}$ geometrik xarakteristika kiritilgan, uning birligi m^3 . U egilishdagi qarshilik momenti deb ataladi. Berilgan M_x da W_x qancha katta bo'lsa max σ kuchlanish qiymati shuncha kichik bo'lib, qarshilik momenti egilishidagi ko'ndalang kesim mustahkamligining geometrik xarakteristika hisoblanadi. To'g'ri burchakli ko'ndalang kesim uchun (44-a rasm). $J_x = dh^3/12$, $y_{\max} = h/2$ va $W_x = J_x / y_{\max} = bh^2/6$ bo'ladi. Shunga o'xshash aylana uchun (44, 45-rasmlar) ($J_x = \pi d^4/64$, $y_{\max} = d/2$) $W_x = \pi d^3/32$, doiraviy halqasimon kesim uchun (44-d rasm).

$$J_x = \frac{\pi D^4}{64} (1 - \beta^4), \quad \beta = d / D, \quad y_{\max} = D / 2.$$

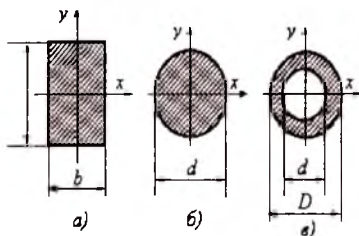
bo'lganda

$$W_x = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \beta^4)$$

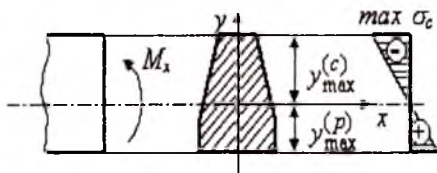
ni hosil qilamiz.

Shunday qilib, eguvchi momenti M_x bo'lgan kesimdagi maksimal normal kuchlanish ushbu formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\max |\sigma| = M_x / W_x \quad (9)$$



44-rasm. Ko'ndalang kesimlar konfiguratsiyalari.



45-rasm. Mo'rt materialning egilishi modeli.

Bu formuladan cho'zilish va siqilishda elastiklik sohasida birday ishlaydigan plastik materialdan yasalgan balkani hisob-kitob qilishda foydalanish mumkin. Bu holda kuchlanish ishorasi hech qanday rol o'ynamaydi, kuchlanishlar moduli bo'yicha hisoblanadi va shuning uchun prizmatik sterjen shaklidagi balkaning egilishidagi mustahkamligi sharti ushbu ko'rinishni oladi:

$$\max |\sigma| + \max M_x / W_x \leq [\sigma],$$

bu yerda $\max M_x$ – eguvchi momentning maksimal qiymati (epyrasi bo'yicha oson aniqlash mumkin), $[\sigma]$ – oddiy cho'zilish (siqilish)da yo'l qo'yiladigan kuchlanish. Eslatib o'tamizki, balkaning sof egilishi uning tolalarining cho'zilishi va siqilishiga olib keladi ($s = \text{const}$ bo'lgandagi prizmatik sterjenning cho'zilishi (siqilish) deformatsiyasida notekis cho'zilish (siqilish)dan farqli ravishda).

Mo'rt materiallardan tayyorlangan balkalarni hisoblashda cho'zuvchi eng katta $\max \sigma_p$ va siquvchi eng katta $\max |\sigma_c|$ kuchlanishlarni (45-rasm) bir-biridan farqlash kerak, bu kattaliklar ham bevosita moduli bo'yicha aniqlanadi va yo'l qo'yiladigan cho'zilishi $|\sigma_c|$ hamda siqilish $|\sigma_p|$ kuchlanishlari bilan taqqoslanadi. Mustahkamlik sharti bu hol uchun quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\max \sigma_p \frac{M_x}{J_x} y_{\max}^{(p)} \leq |\sigma_p|, \quad \max |\sigma_c| \frac{M_x}{J_x} y_{\max}^{(c)} \leq |\sigma_c|.$$

Tayanch iboralar: payvandlangan dvutavr balka, elastiklik egri chizig'ining tenglamasi, bukilishi, buralish burchagi, chegaraviy shartlar.

Qo'shma balkalar haqida tushuncha

Qo'shma balkalarning ishlashini ko'ndalang kesimi to'g'ri burchakli bo'lgan uch qatlamli balka misolida tasvirlaymiz. Agar qatlamlar o'zaro bog'lanmagan va ular orasida ishqalanish bo'lmasa, ularning har biri alohida neytral qatlamli balka kabi deformatsiyalanadi (46-a rasm). Bu balkalar orasidagi kuchlanish bukilishdagi bikrliklariga proporsional ravishda taqsimlanadi (bu misolda teng taqsimlanadi). Bu esa uchta mustaqil deformatsiyalanuvchi balkalarning inersiya momentlari va qarshiliklari qo'shilishi mumkin

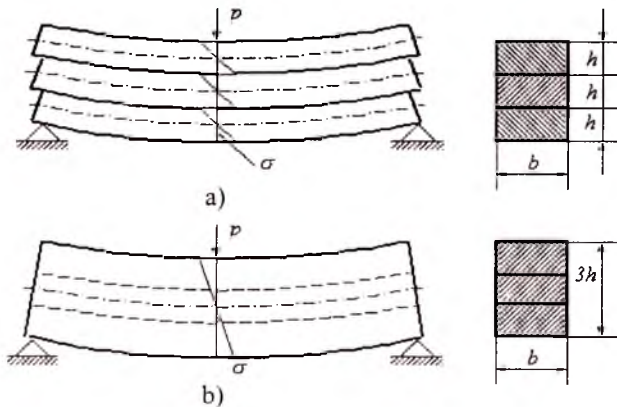
$$J_x = 3 \frac{bh^3}{12} = \frac{bh^3}{4}, \quad W_x = 3 \frac{bh^2}{2} = \frac{bh^2}{2}.$$

Agar balkalar bir-biriga payvandlab yoki boltlar bilan yoki boshqa usullarda mahkamlab qo'yilsa (46-b rasm), u holda balka kesimi monolit bo'lgan, inersiya momenti va qarshilik momenti

$$J_x = 3 \frac{b(3h)^3}{12} = 2,25 bh^3, \quad W_x = 3 \frac{b(3h)^2}{6} = 1,5 bh^2$$

ga teng bo'lgan yaxlit balka kabi ishlaydi.

Ko'rinib turibdiki, monolit kesimga o'tilganda balkaning qattiqligi to'qqiz barobar, mustahkamligi esa 3 barobar ortadi. Muhandislik amaliyotida payvandlangan dvutavr balkalar keng tarqalgan.



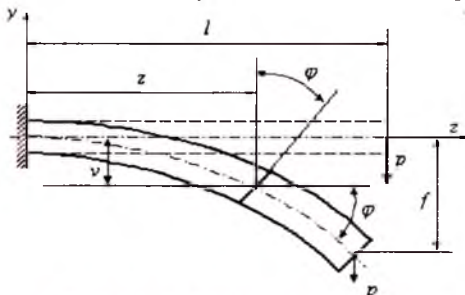
46-rasm. Qo'shma balkalarni hisoblash sxemasi: a) bog'lanmagan mustaqil konstruksiya; b) bog'langan konstruksiya.

Prizmatik sterjenning to'g'ri egilishi deferensial tenglamasi

Prizmatik sterjenning to'g'ri sof egilishdagi deformatsiya o'lchovi – neytral qatnam egriligi holi uchun ham xuddi shu fikrlardan foydalanib, muhandislik hisob-larda yetarlicha aniqlikda foydalanish mumkinligini ko'rsatish mumkin. Biroq amaliy maqsadlar uchun $1/\rho$ egrilikdan tashqari alohida ko'ndalang kesimlar og'irlik markazlarining vertikal siljishlari bukilishi, ba'zan esa shu kesimlarning burilish burchaklari ϕ ni aniqlash zarur bo'ladi (47-rasm). Yassi kesimlar gipotezasiga ko'ra kesimning burilish burchagi ϕ balkaning bukilgan o'qiga o'tkazilgan urinmaning og'ish burchagiga teng bo'lar ekan, u juda kichik bo'lgani uchun

$$\phi \approx \operatorname{tg} \phi = \frac{dv}{dz}$$

Bunda geometrik masala paydo bo'ladi: egrilik chizig'ining o'zgarish qonunini bilgan holda bukilish funksiyasi $v = v(z)$ uchun tenglama tuzing



47-rasm. Egilishdagi siljishlarni aniqlash sxemasi

Differensial geometriyadan ma'lum bo'lgan egri chiziqning to'g'ri bur-chakli dekart koordinatalaridagi ifodasidan foydalanamiz:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2v}{dz^2} \cdot \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dz}\right)^2\right]^{3/2}}$$

Biroq, amalda yetarlicha bikr balkalar ko'p ishlatiladi, ularda eng katta egilish f uzunligiga nisbatan juda kichik ($f/l \ll 1$), bukilish ifodasidan olingan birinchi tartibli hosila

$$\frac{dv}{dz} \approx f/l$$

bo'lgani uchun d maxrajda turgan $(dv/dz)/2 \ll 1$ kattalikni hisobga olinmasa, egrilik tenglamasi ancha soddalashadi:

$$1/\rho \approx d^2v/dz^2$$

U holda bu ifodani egri chiziq tenglamasiga va eguvchi moment ifodasi $1/\rho = M/EJ$ ga qo'yib, Oy o'qi yuqoriga yo'nalgan va $1/\rho$ bilan M lar ishora-sini moslab olib, balkaning to'g'ri egilishi differensial tenglamasiga kelami:

$$\frac{d^2 v}{dz^2} = \frac{M_x}{EJ_x}$$

bu tenglama elastiklik egri chizig'i differensial tenglamasi nomi bilan ma'lumdir.

Agar formulada egrilikning aniq ifodasi hisobga olinsa, u holda elastiklik egri chizig'ining aniq tenglamasi

$$\frac{d^2 v}{dz^2} = \frac{M_x}{EJ_x} \left[1 + \left(\frac{dv}{dz} \right)^2 \right]^{3/2}$$

bo'lib, u chiziqli bo'lmagan differensial tenglama hisoblanadi. Shuning uchun, balkaning kichik egilishlarini tavsiflovchi chiziqli differensial tenglamani, ba'zan elastik egri chiziqning chiziqilashtirilgan tenglamasi deb ataladi.

Tenglamaning yechimini uni ikki karra bo'laklab integrallash yo'li bilan topamiz. Birinchi integrallashda

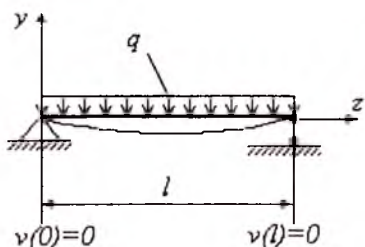
$$\frac{dv}{dz} = \int \frac{M_x}{EJ_x} dz + \tilde{N}$$

ni olamiz, ikkinchi integrallashda, $\Phi \approx \Phi = dv/dz$ ni hisobga olib, balkaning uzunligi bo'yicha ko'ndalang kesimlarning buzilish burchaklari o'zgarish qonuni kelib chiqadi. Qayta integrallash orqali bukilish funksiyasini hosil qilamiz:

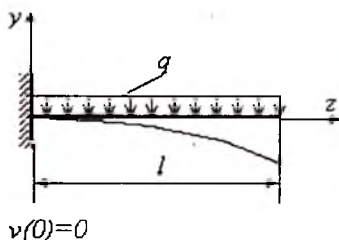
$$v(z) = \int dz \int \frac{M_x}{EJ_x} dz + Cz + D.$$

C va D integrallash doimiylarini chegaraviy shartlardan topamiz.

Yuqorida keltirilgan hamma tenglamalarda eguvchi moment funksiyasi M_x (2) ni ma'lum deb hisoblanib keldi, bu esa statik aniqlanishi mumkin bo'lgan balkalar uchungina mumkin bo'ladi. Statik aniqlanishi mumkin bo'lgan bir oraliqli (prolyotli) balkalarning oddiy namunalari va ularga mos chegaraviy shartlar 48-rasmda ko'rsatilgan. Bukilishi va kesimning burilish burchagiga qo'yiladigan shartlar 48-rasmda ko'rsatilgan. Buklanishi va kesimning burilish burchagiga qo'yiladigan shartlar kinematik chegaraviy shartlar deb ataladi. Ko'rinib turibdiki, shamir usulda qotirilgan balka uchun tayanchlardagi bukilishi $v(0) = v(l)$, konsol usulda qotirilgan balka uchun va qotirilgan joydagi kesimning burilish burchagi uchun



a)



b)

$$\left. \frac{dv}{dz} \right|_{z=0} = 0$$

48-rasm. Chegaraviy shartlarga misollar: a) ikki tayanchli; b) konsol balka.

Statik aniqlab bo'lmaydigan balkalarni hisoblashda differensial tenglamani tatbiq etib bo'lmaydi, chunki uning tarkibida tenglamani ikki karra integrallash natijasida paydo bo'lgan to'rtinchi tartibli noma'lum M_x eguvchi moment bor:

$$\frac{d^4 v}{dz^4} = \frac{q}{EJ_x}$$

Bu tenglamada q yuklanish ma'lum, shuning uchun uni

$$\frac{d^2 M_x}{dz^2} = q$$

ni hisobga olib topish mumkin.

Tenglamani integrallashda to'rtta chegaraviy shart (balkaning ikkala uchida ikkitadan) shu bilan bir qatorda kuchlarga oid chegaraviy shartlar deb ataluvchi – kuch kattaliklariga qo'yiladigan shartlar (eguvchi moment va ko'ngdalang kuch) qo'yilishi kerak, bular bukilishdan olingan hosila orqali ifodalanadi. Bu holda

$$M_x = EJ_x \frac{d^2 v}{dz^2}$$

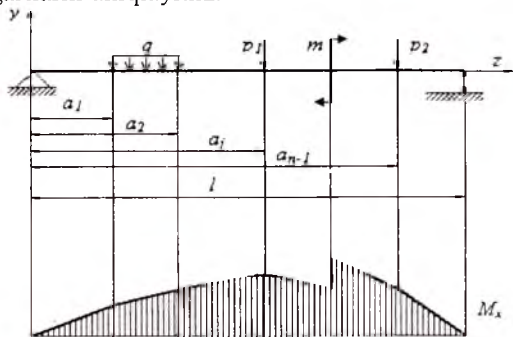
bo'lgani uchun $Q_y = dM_x/dz$ differensial munosabatni hisobga olib, quyidagini topamiz:

$$Q_y = EJ_x \frac{d^3 v}{dz^3}$$

Ikkinchi tartibli tenglamani integrallashga qaytamiz. Agar boshlang'ich tenglamaning o'ng qismi $f(z) = M/EJ_x$ bo'lib, turli analitik ifodaga ega bo'lgan, bir necha qismga ega bo'lsa, u holda integrallash murakkablashadi. 49-rasmدا n ta qismga ega bo'lgan M_x epyura keltirilgan. Har bir qismi uchun integrallashda ikkitadan doimiy son paydo bo'ladi, n ta qism uchun $2n$ ta doimiy sonni topishga to'g'ri keladi. Tayanchlardagi ikki chegaraviy shartga $2(n-1)$ uzluksiz va elastiklik egri chizig'ining silliqliqi chegaraviy shartlarini qo'shib; shu chegaralarda kesimlarning burilish burchaklarini dv/dz va bukilish tenglamalaridan v ni o'z ichiga qo'shni qismlar uchun

$$v(a_j - 0) = v(a_j + 0), \quad \frac{dv}{dz} \Big|_{a_j-0} = \frac{dv}{dz} \Big|_{a_j+0} \quad (j = 1, 2, \dots, n-1)$$

ni yozib, integrallash doimiylarini topish uchun zarur bo'lgan $2n$ ta chegaraviy gartlarni aniqlaymiz.



49-rasm. n burchakli balkani hisoblash sxemasi.

Ikkinchi tartibli differensial tenglamani yechish uchun ILOVAda keltirilgan T-6 kirish testlari sistemasidan foydalanishni tavsiya etamiz.

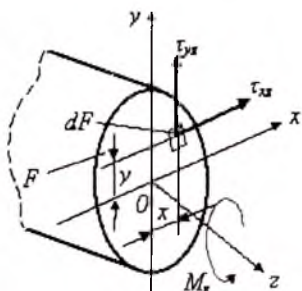
DOIRAVIY KO'NDALANG KESIMLI PRIZMATIK STERJENLARNING BURALISH KUCHLANISHI VA DEFORMATSIYASI

Tayanch so'z va iboralar: sof siljish, buralishda kesim bikrligi (qattiqli-gi), buralish burchagi, val, mustahkamlik, bikrlik.

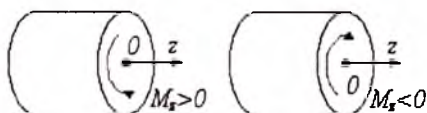
Buralish deb, deformatsiyaning shunday turiga aytiladiki, bunda sterjenning ko'ndalang kesimida birgina kuch – aylantiruvchi (buruvchi) moment M_x paydo bo'ladi. Ta'rifga ko'ra, aylantiruvchi moment sterjenning bo'ylama Oz o'qiga nisbatan ta'sir etuvchi ichki momentlar yig'indisiga teng. Oz o'qqa parallel bo'lgan normal kuchlar aylantiruvchi momentga hissa qo'shmaydi. Sterjenning ko'ndalang kesimi tekisligida yotgan kuchlar M_x (bu kuchlar intensivligi – urinma kuchlanishlar τ_{yz} va τ_{xz}) statikaning muvozanat tenglamalari ta'rifidan kelib chiqadi (50-rasm).

$$M_x = \int \int (\tau_{yz}x - \tau_{xz}y) dF.$$

Agar sterjenning uzatilgan qismi tomonidan qaraganda M_x soat strelkasi-ga qarshi yo'nalgan bo'lsa, uni musbat deb hisoblashga kelishib olamiz (51-rasmga qarang). Bu hodisa 50-rasmga tasvirlangan bo'lib, unda M_x buruvchi moment musbat bo'lgan hol ko'rsatilgan. Buruvchi (aylantiruvchi) moment son jihatdan sterjenning Oz o'qqa nisbatan kesilgan qismiga qo'yilgan tashqi kuchlar momentlari yig'indisiga teng.



50-rasm. Aylantiruvchi moment bilan urinma momentlar orasidagi bog'lanish.



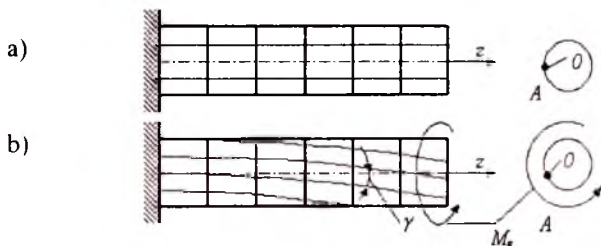
51-rasm. Musbat va manfiy aylantiruvchi momentlar tasviri.

Doiraviy ko'ndalang kesimli prizmatik sterjenlarning buralishini qarab chiqaylik. Sirtiga ortogonal kertik chiziqlar chizilgan elastik sterjen deformatsiyasini tekshirish sterjen buralish nazariysining dastlabki xulosalarini ta'riflashga imkon beradi:

1. Ko'ndalang kesimlar yassiligicha saqlanadi (Bernulli gipotezasi bajariladi);
2. Ko'ndalang kesimlar orasidagi masofalar o'zgarmaydi, binobarin $\epsilon_z = 0$;
3. Ko'ndalang kesimlar konturlari va u larning radiuslari deformatsiyalanmaydi. Demak, ko'ndalang kesimlar o'zini sterjenning Oz o'qiga nisba-

tan deformatsiyalanganida buriluvchi qattiq doiraviy plastinalar kabi tushadi. Bundan, plastina tekisligidagi har qanday deformatsiya nolga teng, shu bilan birga $\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon_z = 0$ degan xulosa kelib chiqadi.

4. Sterjen materiali Guk qonuniga bo'ysunadi. Gukning birlashgan qonunidan $\epsilon_x = \epsilon_y = \epsilon_z = 0$ ni hisobga olib, $\epsilon_z = \sigma_y = \sigma_x = 0$ ni olamiz. Bu esa sterjenning ko'ndalang kesimida faqat urinma kuchlanishlar τ paydo bo'ladi degan ma'noni anglatadi va urinma kuchlanishlarning juftlik qonuniga ko'ra bo'ylama kesimlarga qo'shma teng kuchlanish ta'sir etadi. Binobarin, sterjenning kuchlangan holati – sof siljishdan iborat.



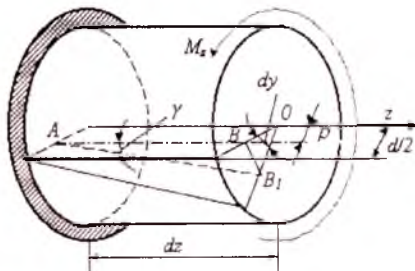
52-rasm. Buralish tasviri: a) boshlang'ich va b) deformatsiyalangan holatlar

Ko'ndalang kesim doiraviy bo'lgan prizmatik sterjen bo'lganda urinma kuchlanishlar formulasini keltirib chiqaramiz. Ko'rinib turibdiki, o'ng uchi kesimning qo'zg'almas qismiga nisbatan j burchakka chapdagi burilish (bu burchakni sterjenning burilish burchagi deb ataymiz) bo'ylama to'lalarning γ burchakka (siljish burchagi) burilishiga olib keladi, chunki γ ning qiymatiga mos ravishda modeldagi bo'ylama va ko'ndalang chiziqlar ortogonal to'ri ham shunchaga o'zgaradi.

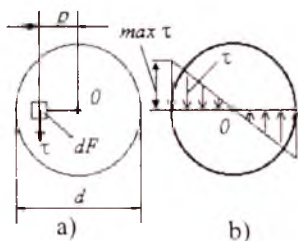
Sterjenning ikki qo'shni kesimi orasida dz uzunlikka teng elementi ajratib ilinadi va bizni shu elementning deformatsiyasi qiziqtirgani sababli chap tomondagi kesimni qo'zg'almas deb hisoblaymiz (53-rasm). O'ngdagi kesim $d\phi$ burchakka burilganda radiuslar deformatsiyalanmasligi haqidagi gipotezaga muvofiq AB tolaning o'ng uchi (element o'qidan qutb radiusi ρ qadar masofa joylashgan) BB_1 yoy bo'yicha ko'chadi va tolni

$$\gamma = BB_1 / AB = \frac{\rho d\phi}{dz}$$

siljish burchagiga buradi.



53-rasm. Urinma kuchlanishlarni aniqlash uchun hisob modeli.



54-rasm. Buralishda urinma kuchlanishi taqsimoti; a) σ va τ ortogonalligi; b) urinma kuchlanishlar epyurasi.

53- va 54-a rasmlarga muvofiq γ siljish va u bilan bog'langan urinma kuchlanish τ qutb radiusi ρ ga perpendikularidir. Sof siljish uchun ta'riflangan Guk qonunidan foydalanib τ ni aniqlaymiz:

$$\tau = G_j = G_p \frac{d\phi}{dz} \quad (1)$$

Bu yerda $d\phi/dz$ –sterjenning buralish burchagi, u hozircha noma'lum. Uni aniqlash uchun statika shartlariga murojaat qilamiz, buning uchun uni bizning holga qulay shaklda yozib olamiz (54-a rasm):

$$M_x \int_F \tau \rho dF \quad (2)$$

(1) ni (2)ga qo'yib va

$$\int_F \rho^2 dF = J_p$$

ekanini hisobga olib, quyidagini olamiz:

$$\frac{d\phi}{dz} = \frac{M_z}{GJ_p} \quad (3)$$

bu yerda J_p – ko'ndalang kesim qutbiy inersiya momenti (d diametrlil aylana uchun $J_p = \pi^4/32$).

(3) ni (1)ga qo'yib, doiraviy ko'ndalang kesimli prizmatik sterjen buralganda ta'sir etuvchi urinma kuchlanishlar ifodasini hosil qilamiz:

$$\tau = \frac{M_z}{J_p} \rho \quad (4)$$

(4) dan ko'rinib turibdiki, siljishlar va urinma kuchlanishlar sterjenning o'qigacha bo'lgan masofaga proporsional ekan.

Normal sof egilish kuchlanishi uchun va urinma buralish kuchlanishi ifodalarining tuzilish analogiyasiga (ularning o'xshashligiga) e'tibor bering.

Buralishda sterjen deformatsiyasining o'lchovi (3) formuladan aniqlandigan buralish burchak uzunligi hisoblanadi. DJ_p kattalik formulaning mahrajida (M_z u orqali ifodalanadi) DJ_p qancha katta bo'lsa, dy/dz shuncha kichik bo'ladi, bundagi DJ_p kattalik buralishdagi ko'ndalang kesim bikrligi deb ataladi.

(3) formuladan foydalanib dz uzunlikli elementning buralish burchagini aniqlash uchun

$$d\phi = \frac{M_z}{GJ_p} dz$$

l uzunlikli sterjenning to'la buralish burchagini topamiz:

$$\phi = \int_0^l \frac{M_z dz}{GJ_p} \quad (5)$$

Agar sterjen butun uzunligi bo'yicha M_z va DJ_p lar o'zgarmas bo'lgan holda

$$\phi = \frac{M_z l}{GJ_p}$$

ni olamiz, bu kattaliklar bo'laklab o'zgarimas bo'lsa, u holda

$$\varphi = \sum_{k=1}^n \frac{M_{zk} I_k}{(GJ_p)^k} \quad (6)$$

Eslatib o'tamizki, olingan formulalar tuzilishi jihatdan cho'zilish deformatsiyalarining formulalariga o'xshashdir.

Eng katta urinma kuchlanish sterjenning tashqi sirti yaqinida, ya'ni $\rho_{\max} = d/2$ da paydo bo'ladi:

$$\max r = \frac{M_z}{J_p} \rho_{\max} = \frac{M_z}{2J_p/d} = \frac{M_z}{W_p}$$

bu yerda W_p —buralishdagi qarshilik momenti yoki qarshilikning qutb momenti

$$W_p = \pi d^3 / 16$$

Maksimal urinma kuchlanishlar ifodasining mahrajida turgan qarshilikning qutb momenti ravshanki, kesimning geometrik xarakteristikasi hisoblanadi, sterjenning buralishdagi mustahkamlik sharti esa ushbu ko'rinishni oladi:

$$\max r = \frac{\max M_z}{W_p} \leq [\tau] \quad (7)$$

bunda $[\tau]$ —buralishda yo'l qo'yiladigan kuchlanish.

Tajribalari va masalaning yechimlari shuni ko'rsatdiki, elastiklik nazariyasida yaxlit doiraviy kesimli sterjen uchun avval ta'riflangan barcha gipotezalar halqasimon ko'ndalang kesimli sterjen uchun ham o'rinli bo'lib qoladi (55-rasm). Shuning uchun avval keltirib chiqarilgan hamma formulalar halqasimon kesimli sterjenni hisoblash uchun yaroqli bo'lib, farqi shundaki, bunda qutbiy inersiya momenti D va d diametrlidir doiralarning inersiya momentlari farqi sifatida aniqlanadi:

$$J_p = \pi D^4 / 32 - \pi d^4 / 32 = \frac{\pi D^4}{32} (1 - \beta^4),$$

bu yerda $\beta = d/D$, qarshilik momenti esa ushbu formula bo'yicha aniqlanadi:

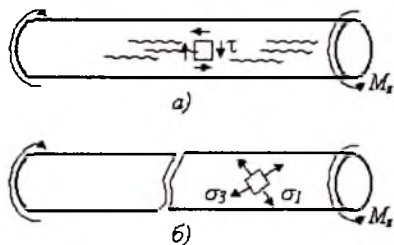
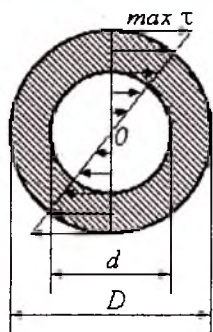
$$W_p = J_p / \rho_{\max} = J_p / 0,5D = \frac{\pi D^3}{16} (1 - \beta^4).$$

Radius bo'yicha urinma kuchlanishlarning o'zgarishi chiziqli xarakterini hisobga olgan holda (55-rasm) va shu bilan bog'liq materialdan yaxshi foydalanish, halqasimon kesimning buralish deformatsiyasi uchun eng samarali ekanini tan olish kerak. Trubaning nisbiy qalinligi qancha kichik bo'lsa, materialdan foydalanish koeffitsienti shuncha yuqori bo'ladi.

Avval aytib o'tilganidek, sterjen buralganda kuchlangan holat – sof siljishdan iborat bo'lib, yassi kuchlangan holatning xususiy holi hisoblanadi. Yassi ko'ndalang kesim bilan mos tushuvchi maydonchalarda va ularga juft bo'ylama kesimlarda ekstremal urinma kuchlanishlar max - mint paydo bo'lib, bosh (asosiy) kuchlanishlar $\sigma_{1,3} = \pm \tau$ sterjen o'qiga 45° burchak ostida og'ma maydonchalarga ta'sir etadi; asosiy kuchlanish $\sigma_2 = 0$ bo'ladi.

Buralishda kuchlangan holat xossalari sterjenlarning buzilish xarakterida o'z aksini topdi. Masalan, tolalar bo'yicha yorilmaydigan yog'och sterjen (g'o'la)ning buzilishi bo'ylama yorilishlar bilan boshlanadi (56-a rasm).

Mo'rt materialdan yasalgan (masalan, cho'yan) sterjenning buzilishi vint chiziq bo'yicha, yasovchisiga 45° burchak ostida, ya'ni asosiy kuchlanish σ_3 traektoriyasi bo'yicha boshlanadi (56-b rasm).



55-rasm. halqa kesim uchun kuchlanishlar taqsimoti.

56-rasm. Boshlang'ich urinma va bosh kuchlanishlar taqsimoti: a) yog'ochning buzilishi b) ...

Vallarni hisoblash

Valni mustahkamlik va bikrlilik bo'yicha hisoblab chiqaylik. Aylanuvchi val minutiga n aylanish qilib, quvvat manbaidan (masalan, yuritma) iste'molchiga (masalan, dasgoh) uzatadigan quvvat W (kVt) ma'lum bo'lsin. Val uzatadigan m momentni topish kerak, chunki shu momentni topish kerak, chunki shu momentga son jihatdan teng bo'lgan aylantiruvchi moment valni hisoblash uchun zarur.

Agar valning bir minutdagi aylanishlar soni n va burchak tezligi ω (s^{-1}) o'zgarmas bo'lsa, F esa valning berilgan t vaqt momentidagi burilish burchagi bo'lsa, u holda aylanma harakatda bajariladigan ish $A = mF$ bo'ladi. Val uzatadigan quvvat quyidagicha ifodadan aniqlanadi:

$$W = \frac{dA}{dt} = \frac{md\Phi}{dt} = m\omega$$

Bundan

$$m = W/\omega = 30/\pi(W/n) \text{ (kHM)}$$

bo'lib, unda $\omega = \pi d/30$ hisobga olingan.

Agar quvvat valga etakchi shkiv orqali uzatilib, iste'molchilarga bir necha yetaklanuvchi shkivlar orqali tarqatilayotgan bo'lsa, mos ravishda shkivlardagi momentlar aniqlanadi, so'ngra aylantiruvchi momentlar epyurasi quriladi. Val mustahkamligi va bikrligi $\max M$ bo'yicha hisoblanadi.

Mustahkamlik sharti bo'yicha valning diametrini aniqlash. Val buralganda mustahkamlik sharti (7) ko'rinishda bo'ladi, bunda yo'l qo'yiladigan kuchlanish $[\tau]$ kuchlanishlar quyuqligi (masalan, ishonchli o'yiqchalar), yuk-

lanishning o'zgaruvchan xarakteri va buralish bilan birga valning egilishi mavjudligini hisobga olish zarurati tufayli odatdagi statik hisobdagi yo'l qo'yiladigan kuchlanishlarga nisbatan pastroq qiymatda qabul qilinadi.

Talab etiladigan qiymat $W_p = d^3/16$ ni (7) shartdan tenglik ishorasini qo'yib topish mumkin:

$$W_p = \max M_z / [\tau]$$

bundan doiraviy kesimli val diametri uchun ushbu formulani olamiz:

$$d = [16 \max M_z / \pi [\tau]]^{1/3}$$

Bikrlik shartidan valning diametrini aniqlash

Bikrlik sharti valning buralish burchagi uzunligi $\theta = d\phi/dz$ ga cheklov qo'yishdan iborat, chunki yetarlicha bikrlik (qattiqlik)ga ega bo'lmagan vallar uzluksiz turg'un quvvat uzatilishini ta'minlamaydi va kuchli tebranishga uchrashi mumkin:

$$\max \theta = \frac{\max M_z}{GJ_p} \leq [\theta].$$

U holda $J_p = \pi d^4/32$ ekanini hisobga olib, bikrlik shartidan val diametrini aniqlash formulasini topamiz:

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \max M_z}{\pi G [\theta]}}$$

Halqasimon ko'ndalang kesimli val uchun ham shunga o'xshash hisoblashlar olib boriladi.

DEFORMATSIYANING MURAKKAB TURLARI

Tayanch so'zlar: qiya egilish, ichki siqilish-cho'zilish, mustahkamlik shartlari.

Kuchlar ta'sirining mustaqillik prinsipi va uning qo'llanilish chegaralari

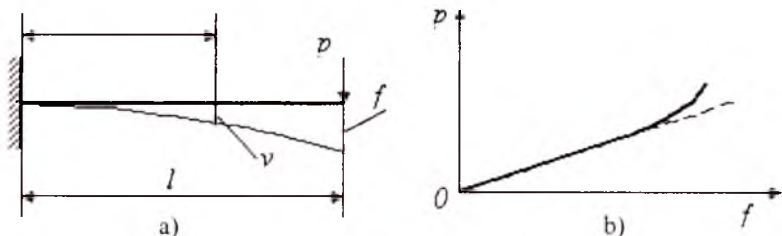
Sterjenning ko'ndalang kesimida ikki va undan ortiq kuchlar mavjud bo'lganda bu deformatsiya murakkab deformatsiya hisoblanadi. Murakkab deformatsiyani, agar kuchlar ta'sirining mustaqillik prinsipini tatbiq qilish mumkin bo'lsa (deformatsiyalanuvchi qattiq jism mexanikasida qo'llaniladigan superpozitsiya yoki qo'shish printsipining xususiy holi), avval o'rganilgan (cho'zilish, egilish, buralish) soddadeformatsiyalar yig'indisi kabi qarash mumkin.

Kuchlar ta'sirining mustaqillik prinsipi ta'rifini eslaylik: kuchlar guruhi (sistemi) hosil qilgan kuchlanish (deformatsiya) har bir kuchning hosil qilgan kuchlanishlari (deformatsiyalari) yig'indisiga teng. Mustaqillik prinsipi, funksiya va argument chiziqli bog'langan hol uchun o'rinlidir. Agar:

– konstruksiyaning biror qismidagi kuchlanish kuchlarning biridan yoki kuchlar guruhidagi kuchlar proporsionallik chegarasi σ_{pr} dan ortiq;

– deformatsiyalar yoki ko‘chishlar va yuklanish orasidagi chiziqli bog‘lanish buzilsa, materiallar va konstruksiyalar mexanikasi masalalarida bu prinsipdan foydalanib bo‘lmaydi.

Masalan, sterjen egilishining differensial tenglamasi chiziqli bo‘lmagan tenglama hisoblanadi va undan kelib chiqadigan konsol balkaning f egilishi bilan P yuklanish orasidagi bog‘lanish (57-a rasm) ham chiziqli emas (1-b rasm). Biroq, agar balka egilishi unchalik katta bo‘lmasa ($f \ll l$) va $(dv/dz)^2 \ll 1$ bo‘lsa (chunki $dv/dz \sim f/l$), u holda egilish differensial tenglamasi chiziqli tenglamaga aylanadi (57-b rasmdan shu tenglama bilan tasvirlangan R ning f ga bog‘lanishning boshlang‘ich qismi chiziqli ekani ko‘rinib turibdi).



57-rasm. Balkaning egilish modeli: a) hisoblash sxemasi; b) chiziqli va chiziqli bo‘lmagan qarshiliklar.

Prizmatik sterjenning egri bukilishi

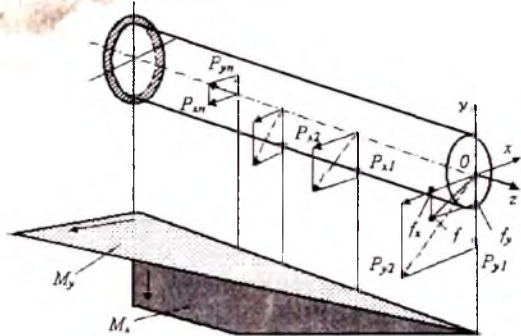
Ma‘lumki, egri (qiyshiq) bukilish hodisasi unga sabab bo‘luvchi kuchlar asosiy inersiya tekisligida yotmagan vaziyatlarda o‘rinli bo‘lishi mumkin. Biroq, agar tashqi kuchlarni inersiyaning asosiy o‘qlari Ox va Oy bo‘yicha yoyib chiqilsa, ikkita kuchlar sistemasini olamiz: P_x, P_y, \dots, P_n va P'_x, P'_y, \dots, P'_n , ulardan har biri eguvchi M_x va M_y moment bilan to‘g‘ri egilishni yuzaga keltiradi (58-rasm). Kuchlar ta‘sirining mustaqillik prinsipini qo‘llab, σ normal kuchlanishlarni (59-rasm) M_x va M_y dan hosil bo‘lgan kuchlanishlarning algebraik yig‘indisi kabi aniqlaymiz:

$$\sigma = \sigma_{M_x} + \sigma_{M_y} = \pm \frac{M_x}{J_x} y \pm \frac{M_y}{J_y} x.$$

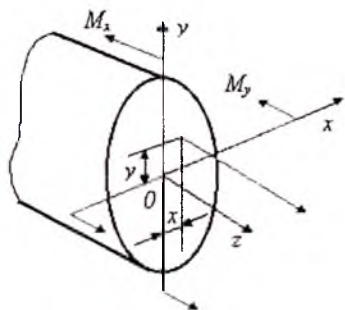
Ishoralar qoidasi bilan chalg‘imaslik maqsadida qo‘shiluvchilarni moduli bo‘yicha aniqlab, ishoralar ma‘nosiga ko‘ra qo‘yiladi. Balkaning egilishlarini hamma to‘g‘ri egilishlar yig‘indisi sifatida aniqlaymiz (58-rasm):

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}.$$

Shunday qilib, kuchlar ta‘siri mustaqillik prinsiplaridan foydalanib egri bukilishni hisoblash amali kuchlanishlar algebraik yig‘indisi va bukilishlar geometrik yig‘indisi sifatida ikki to‘g‘ri bukilish hisobiga keltiriladi.



58-rasm. Brusning egri bukilishini hisoblash modeli



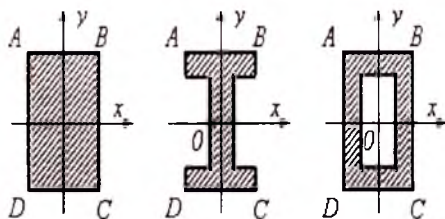
59-rasm. Normal kuchlanish bilan ichki eguvchi momentlar orasidagi bog'lanish

Ikki simmetriya o'qi bo'lgan va moduli bo'yicha teng chiziqli burchak nuqtaga ega hamda maksimal bir ismli koordinatali: $|x_A| = x_B = x_C = |x_D| = x_{\max}$ va $|y_A| = y_B = y_C = |y_D| = y_{\max}$ kuchlanish bu nuqtalarda quyidagiga teng bo'ladi:

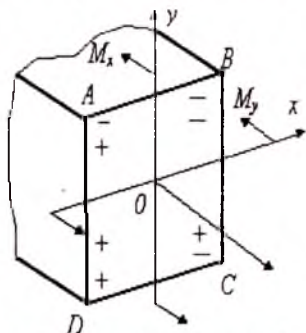
$$\sigma_{A,B,C,D} = \pm \frac{M_x}{J_x} y_{\max} \pm \frac{M_y}{J_y} x_{\max} = \pm \frac{M_x}{W_x} \pm \frac{M_y}{W_y}$$

Bu ifodadagi qo'shiluvchilarni moduli bo'yicha aniqlash, ishoralarni esa mazmuniga qarab qo'yish tavsiya etiladi. Masalan, 61-rasmda yuqori qismlardagi «+» va «-» ishoralar M_x dan hosil bo'lgan kuchlanishlarga, pastki qatordagi ishoralar esa M_y dan hosil bo'lgan kuchlanishlarga mos keladi, demak, bu nuqtalardagi kuchlanishlar quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_A = -\frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y}, \quad \sigma_B = -\frac{M_x}{W_x} - \frac{M_y}{W_y}, \quad \sigma_C = \frac{M_x}{W_x} - \frac{M_y}{W_y}, \quad \sigma_D = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y}$$



60-rasm. Kesimlarning simmetrik variantlari.



61-rasm. Momentlar ta'siri bo'yicha ishoralarni qo'yish.

Ko'rsatib o'tilgan turdagi kesimlarga ega bo'lgan plastik materialdan tayyorlangan balkalar uchun mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\max \sigma = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq |\sigma|.$$

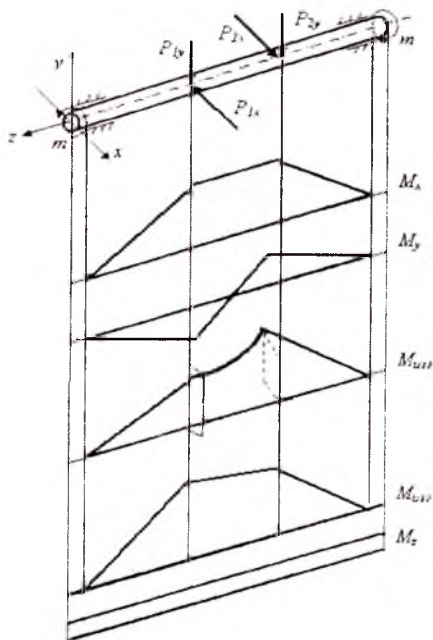
Qolgan holatlarda $\max \sigma$ ni (yoki $\max dp$ va mo'rt material uchun $\max |\sigma_y|$) aniqlash uchun umumiy formuladan gumonsiralgan hamma nuqtalardagi kuchlanishlarni tekshirish zarur.

Bundan boshqacha yo'l ham mavjud: $\sigma = 0$ deb, neytral chiziq tenglamasini olamiz. Ko'ndalang kesim nuqtalaridagi kuchlanishlar neytral chiziqqacha bo'lgan masofaga proporsional bo'lgani sababli, $\max \sigma$ undan uzoqroq masofada joylashgan nuqtalarda paydo bo'ladi.

PRIZMATIK STERJENDA EGILISH VA BURALISHNING QO'SHILISHI

Tayanch so'zlar: val, ekvivalent moment, ekvivalent kuchlanishlar, mustahkamlik.

Sterjenning biz tekshirayotgan deformatsiyalanish turini doiraviy (halqasi-mon) ko'ndalang kesimli valga egilish va buralish deformatsiyalanishi misolida qarab chiqamiz, (62-rasm).



62-rasm. Bukilgan va buralgan valni hisoblash sxemasi

Hisoblash tartibini belgilab olamiz:

1. Hamma tashqi kuchlarni tashkil etuvchilarga ajratamiz:

$$P_x, P_{2x}, \dots, P_{nx} \text{ va } P_y, P_{2y}, \dots, P_{ny}.$$

2. Shu kuchlar guruhidan hosil bo'lgan eguvchi momentlar (M_x va M_y) epyurasini tuzamiz.

Doiraviy va halqasimon ko'ndalang kesimlar uchun barcha markaziy o'qlar asosiy hisoblanadi, shu sababli valda qiya bukilish umuman bo'lishi mumkin emas. Demak, har qaysi kesimda ikki M_x va M_y eguvchi momentlar bo'lishi ma'noga ega emas, ularni natijaviy eguvchi momentga almashtirish maqsadga muvofiqdir:

$$M_{eg} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

Bu moment M_{eg} ga perpendikular $p-p$ neytral o'qqa nisbatan o'z ta'sir tekisligida to'g'ri egilishni yuzaga keltiradi. Yig'indi (natijaviy) moment epyurasi fazoviy tuzilishda bo'lib, tahlil uchun noqulay hisoblanadi. Doirada barcha yo'nalishlar mustahkamlik nuqtayi nazaridan teng kuchli bo'lgani sababli M_{eg} epyurasini qurishda hamma ordinalarni (masalan, vertikal ordinata) bitta tekislikda joylashtirishga intiliniladi. Bu epyuraning markaziy qismi chiziqli emasligiga e'tibor qaratamiz.

3. Burovchi moment M_z ning epyurasi quriladi.

Neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan k va k' nuqtalarda egilish kuchlanishi eng katta bo'ladi (63-rasm).

$$\sigma = M_{eg} / W_{eg}$$

bunda W_{eg} – egilishda qarshilik momenti.

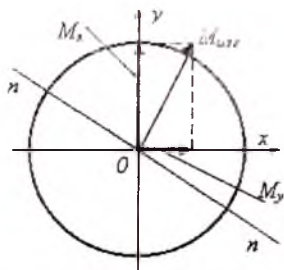
64-rasmdan kuchlangan holat soddalashtirilgan yassi (bir o'qli cho'zilish va sof siljishning qo'shilgan holati) ekani ko'rinib turibdi. Agar val plastik materialdan tayyorlangan bo'lsa, uning mustahkamligi oquvchanlik mezonlaridan biri orqali baholanishi krak. Masalan, Tresk-Sen-Venan mezonini bo'yicha:

$$\sigma_{ckv} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(M_{eg} / W_{eg})^2 + 4(M_z / W_p)^2}.$$

$W_p = 2W_{eg}$ ekanidan ekvivalent kuchlanishlar uchun quyidagini olamiz:

$$\sigma_{ckv} = \sqrt{M_{eg}^2 / M_z^2} / W_{eg} = M_{eg} / W_{eg}.$$

bu yerda $M_{ckv} = \sqrt{M_{eg}^2 + M_z^2}$ – ekvivalent moment bo'lib, bu kattalik kiritilishi bilan egilishi va buralishi bir vaqtda ta'sir etib turgan valni hisoblash ekvivalent egilishni hisoblashga keltiriladi.



63-rasm. Natijalovchi eguvchi momentni vaqtda sodir shakllantirish.

Xuddi shunga eʼtiborlash M_{ekv} Guber-Mizes mezonlari boʻyicha

$$M_{ekv} = \sqrt{M_{eg}^2 + \frac{3}{4}M_z^2}$$

U holda plastik materialdan tayyorlangan val uchun mustahkamlik shartini quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma_{ekv} = M_{ekv} / M_{eg} \leq |\sigma_p|,$$

bu yerda M_{ekv} moʻrt material buzilishining mezonlaridan biriga moslab yozilishi kerak. Masalan, Mor mezonini boʻyicha:

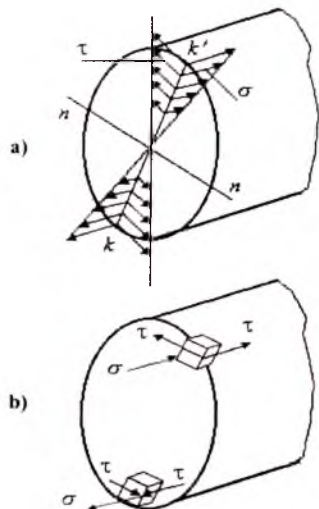
$$M_{ekv} = \frac{1-m}{2} M_{ekv} + \frac{1+m}{2} = \sqrt{M_{eg}^2 + M_z^2}$$

bunda

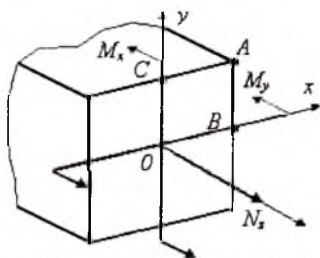
$$m = |\sigma_p| / |\sigma_c|.$$

Toʻgʻri burchakli koʻndalang kesimli sterjenda egilish, choʻzilish va buralish bir vaqtda sodir boʻlganda hisoblash xususiyatlariga eʼtibor qarayotganimiz (65-rasm). Bu yerda havfli nuqtani aniqlash uchun A nuqtada choʻzilish bilan qiya egilish kuchlanishlari B va C nuqtalardagi ekvivalent kuchlanishlar bilan qiyoslanishi kerak.

Hosil qilingan munosabatlar sizning kurs ishlarigizda, konstruksiyalash asoslari boʻyicha uzatuvchi vallarning mustahkamlik va birkliklarini hisoblashda zarur boʻladi.



64-rasm. Valning kuchlangan holati:
a) kuchlanishlar epyurasi;
b) kuchlanishlar taqsimoti



65-rasm. Buralish, choʻzilish va egilish bir boʻlganda kuchlanishlarni hisoblash modeli.

TAYANCH SO‘ZLAR

1. Kirish va asosiy tushunchalar.

Tayanch so‘zlar: mustahkamlik, qattqlik, chidamlilik, ishonchlilik. deformatsiya, resurs, ishlaymay qolish.

2. Ichki zo‘riqlashlarni aniqlash uchun kesimlar usuli.

Tayanch so‘zlar: tashqi kuchlar, ichki zo‘riqlashlar (kuch omillari), kuzatuvchi koordinatalar sistemasi, normal kuch, ichki aylantiruvchi va bukuvchi kuch momentlari, ko‘ndalang kuch.

3. Cho‘zilish-siqilish va buralishdagi ichki zo‘riqlashlar epyuralari.

Tayanch so‘zlar: normal kesim, normal kuch, ichki burovchi moment, cho‘zilish va siqilishda ichki zo‘riqlash epyuralari.

4. To‘g‘ri egilishdagi ichki zo‘riqlashlar epyurasi.

Tayanch so‘z va iboralar: ko‘ndalang kuch, ichki eguvchi moment.

5. Deformatsiyalar va kuchlanishlar haqida tushuncha.

Tayanch so‘z va iboralar: normal va urinma kuchlanishlar, chiziqli va burchakli deformatsiyalar, kuchlanishlar tenzori.

6. Kuchlanishlar tenzorining xossalari. Asosiy kuchlanishlar.

Tayanch so‘z va iboralar: sharsimon kuchlanishlar tenzori, invariantlik, xarakteristik tenglamalar, deviator.

7. Yassi kuchlangan holat.

Tayanch so‘z va iboralar: ekstremal kuchlanishlar, deformatsiya tenzori.

8. Elastiklik va plastiklik. Guk qonuni.

Tayanch so‘zlar va iboralar: elastiklik, plastiklik, buzilish, Puasson koeffitsienti, Yung moduli, siljish moduli, deformatsiya energiyasi.

9. Konstruksiya materiallarining mexanik xarakteristikasi.

Tayanch so‘zlar va iboralar: elastik holat; plastik holat; proporsionallik, elastiklik, oquvchanlik, mustahkamlik chegaralari.

10. Turli omillarning konstruksiya materiallarining mexanik xarakteristikasiga ta’siri.

Tayanch so‘zlar: siljuvchanlik, relaksatsiya, uzoq muddatli mustahkamlik.

11. Konstruktiviyalar ishonchliligi nazariyasining asosiy tushunchalari.

Tayanch so‘zlar: zaxira koeffitsienti, ehtimollik, bir jinslilik koeffitsienti, normativlar.

12. Prizmatik sterjenlarning cho‘zilishi (siqilishi).

Tayanch so‘zlar: mustahkamlik, ko‘chish, cho‘zish, kuchlanishlar zichligi (konsentratsiyasi), kuchlangan holat.

13. Prizma shaklidagi sterjenlarni ko'ndalang to'g'ri bukish.

Tayanch so'zlar: mustahkamlik, bikrlilik (qattqlik) o'z momenti, qarshilikning o'q momenti.

14. Tuzilma balkalar va egilishda siljishlar.

Tayanch iboralar: payvandlangan dvutavr balka, elastiklik egri chizig'ining tenglamasi, bukilishi, buralish burchagi, chegaraviy shartlar.

15. Davriy ko'ndalang kesimli prizmatik sterjenlarning buralishdagi kuchlanishi va deformatsiyasi.

Tayanch so'z va iboralar: sof siljish, buralishda kesim bikrligi (qattqligi), buralish burchagi, val, mustahkamlik, bikrlilik.

16. Deformatsiyaning murakkab shakllari.

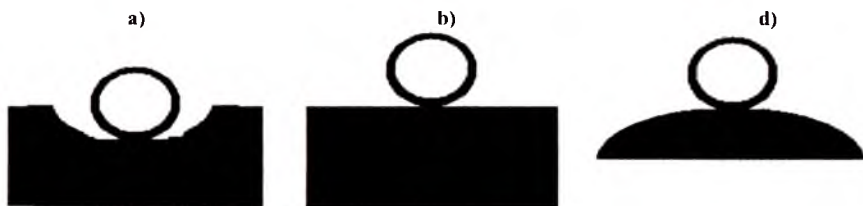
Tayanch so'zlar: qiya egilish, ichki siqilish-cho'zilish, mustahkamlik shartlari.

17. Prizmatik sterjenda egilish va buralishning bir vaqtda sodir bo'lishi.

Tayanch so'zlar: val, ekvivalent moment, ekvivalent kuchlanishlar, mustahkamlik.

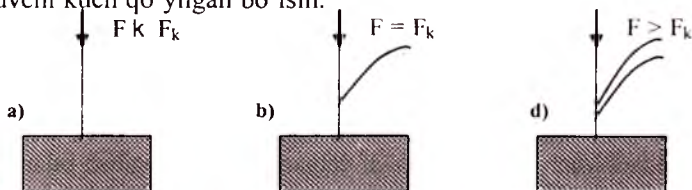
SIQILGAN STERJENLARNING USTUVORLIGINI HISOBLASH

Qattiq jismlarning muvozanat holati uch xil bo'ladi: ustuvor, befarq va noustuvor.



66-rasm. Jismlarning a) ustuvor; b) bevarq; d) noustuvor muvozanat holatlatlari.

To'g'ri chiziqli uzun va ingichka sterjen ko'ndalang kesimning markaziga siquvchi kuch qo'yilgan bo'lsin.



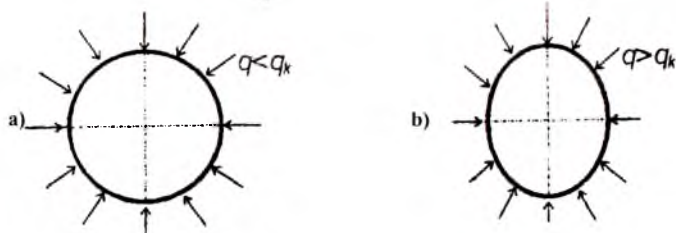
67-rasm. Sterjenlarda a) ustuvor; b) bevarq; d) noustuvor muvozanat holatlatlari.

Agar sterjenning ko'ndalang kuchi bilan yon tomonga turtib yuborsak, u o'zining ilgari to'g'ri chiziqli muvozanat holatiga darhol qaytadi. Demak, sterjenning to'g'ri chiziqli muvozanat holati hali ustuvordir.

Agar siquvchi kuchni sekin-asta oshira borsak, uning to'g'ri chiziqli muvozanat holatiga qaytish muddati kamaya boradi. Siquvchi kuchni yana oshirsak, uning biror qiymatini topamizki, ko'ndalang kuch bilan turtib egilgan sterjen o'zining avvalgi to'g'ri chiziqli muvozanat holatiga qaytmadan yangi egri chiziqli shaklga kiradi va uning bu shakli ustuvor bo'lib qoladi. Siquvchi kuchni endi orttirib bo'lmaydi va mabodo endi ozgina orttirilsa ham sterjen butunlay egilib ustuvorligini yo'qotadi.

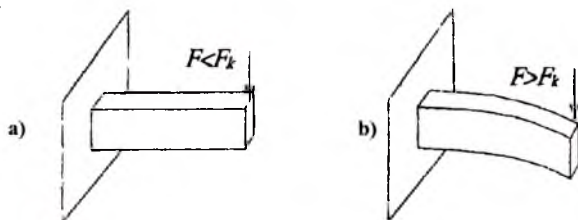
Shunday qilib sterjenning hali to'g'ri chiziqli muvozanat holatlari ustuvor bo'lgan vaqtga to'g'ri kelgan siquvchi kuch kritik kuch deyiladi.

Siquvchi kuch kritik kuchga yetmaganda sterjen faqat sof siqilishga va kritik qiymatga ortganidan keyin sterjen siqilish bilan egilishga qarshilik ko'rsatadi.



68-rasm. Halqalarda a) siquvchi kuch kritik kuchga etmaganda; b) kuch kritik qiymatdan ortganidagi shakl o'zgarishi.

Bu halqa ham kritik kuchdan keyin siqilish bilan egilishga qarshilik ko'rsatadi.



69-rasm. Sterjenlarda

a) tashqi kuch kritik kuchdan kichik; b) tashqi kuch kritik kuchdan katta.

To'g'ri va tekis egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'g'ri to'rtburchak kesimli yupqa konsol kuch kritik qiymatga yetgandan keyin egilish bilan buralishga qarshilik ko'rsatadi.

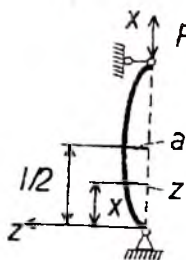
Demak, sterjenga qo'yilgan kritik kuch siquvchi kuchdan bir necha marta kichik bo'lishi kerak.

Siqilgan sterjenlar xavfsiz ishlashi uchun albatta ruxsat etilgan kuch kritik kuchdan ancha kichik bo'lishi kerak: $[F] = F_k/n_y$, bunda n_y – ustuvorlikning zaxira koeffitsienti.

Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi

Markaziy siqilgan va egiluvchi sterjenlarning kritik kuchini topish masalasini birinchi marta L.Eyler nazariy hal qilgan.

Ikki uchi bilan sharnir yordamida mahkamlangan sterjenni olamiz. Bu sterjen markaziy qo'yilgan F kuch bilan siqilgan va bu kuch ta'siridan sterjen o'zining kichik bikrlik tekisligida juda ham oz egilgan bo'lsin. Bu holda siquvchi F kuch o'zining kritik qiymatiga yetgan bo'ladi, shu tufayli sterjen egri chiziqli muvozanat holatida yotadi.



Shunday qilib, sterjen deformatsiyalanadigan holatni tekshiramiz. Pastki sharnirli tayanchdan x masofada turgan nuqta (kesim) uchun quyidagi tenglamani yozish mumkin

$$M = P_k \cdot z. \quad (1)$$

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

$$EJyz'' = -M. \quad (2)$$

Shaklda tanlangan koordinatalar sistemasiga asosan (2) formulaning o'ng tomoniga minus ishorasining J_y o'rniga J_{\min} ni olish kerak, chunki bo'ylama egilishda sterjenlar hamma vaqt kichik birlik tekisligida egiladi. Demak, (1) ni (2) tenglamaga qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

$$EJyz'' = -P_k \cdot z. \quad (3)$$

Agar ushbu

$$K_2 = P_k / EJ_{\min} \quad (4)$$

belgilashni qabul qilsak, (3) tenglama quyidagicha yozish mumkin:

$$z'' = K^2 \cdot z = 0.$$

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

$$z = C_1 \cdot \sin Kx + C_2 \cdot \cos Kx \quad (5)$$

Bu ifodaga kirgan ixtiyoriy o'zgarmas S_1 va S_2 larni sterjen uchlarning mahkamlanish shartlaridan aniqlaymiz:

$$x = 0 \text{ bo'lganda} \quad z = C_1 \cdot 0 + C_2 = 0; \quad (6)$$

$$x = 1 \text{ bo'lsa,} \quad z = C_1 \cdot \sin K_1 + C_2 \cdot \cos K_1 = 0. \quad (7)$$

(6) ning birinchi tenglamasidan $S_2 = 0$ hosil bo'ladi va tenglama quyidagi ko'rinishga keladi:

$$z = C_1 \cdot \sin Kz. \quad (8)$$

(6) ning ikkinchi tenglamasidan $C_1 \cdot \sin K_1 = 0$ hosil bo'ladi. Bu tenglamada ikki hol bo'lishi mumkin $C_1 = 0$ yoki $\sin K_1 = 0$.

Birinchi holda (7) ga asosan $z = 0$ bo'lib sterjenning to'g'ri chiziqli muvozanat holiga to'g'ri keladi. Bu esa masalaning qo'yilishiga ziddir. Demak, sterjenning egilgan shakli muvozanatiga to'g'ri kelgan hol quyidagicha ifodalanadi: Bunday sterjenning kritik holatiga xos bo'lgan shartlar kelib chiqadi.

$$K_1 + n\pi \text{ yoki } K = n\pi/I \quad (n = 1, 2, 3\dots) \quad (9)$$

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

$$P_k = EJ_{\min} \cdot K^2(n^2\pi^2/F) EJ_{\min} \quad (10)$$

Agar $n = 1$ bo'lsa, kritik kuchning qiymati barcha kritik kuchlar orasidan eng kichik bo'lib, bu amaliy ahamiyatga ega. Bu holda sterjenning elastik chizig'i tenglamasi (9) ga asosan shunday yoziladi.

$$z = C_1 \cdot \sin(\pi/l) \cdot x. \quad (11)$$

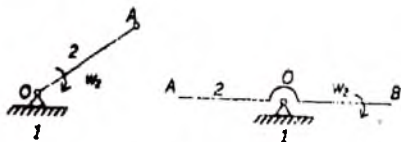
$$F_k = (\pi^2 EJ_{\min})/l^2. \quad (12)$$

MASHINA VA MEXANIZMLAR NAZARIYASI

Mexanizmlarning asosiy turlari

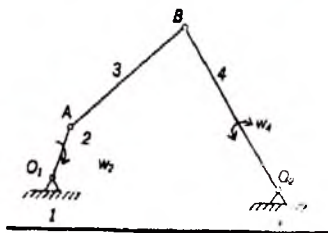
Mashinasozlikda ishlatiladigan mexanizmlarning konstruksiyasiga qarab quyidagi guruhlarga bo'lish mumkin:

1. Richagli mexanizmlar;
2. Kulachokli mexanizmlar;
3. Shesternali (tishli g'ildirakli) mexanizmlar;
4. Vintli va pog'onali mexanizmlar;
5. Friksional mexanizmlar;
6. Egiluvchan zvenoli mexanizmlar;
7. Gidravlik va pnevmatik mexanizmlar;
8. Elektr mexanizmlar.



Richagli mexanizmlar

- 1-qo'zg'almas zveno.
- 2-qo'zg'aluvchi zveno.



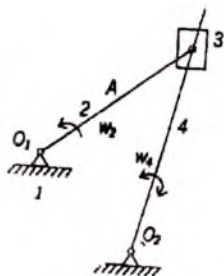
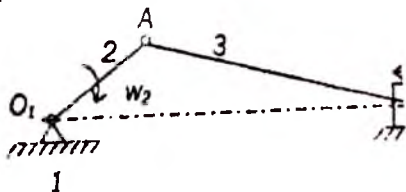
Ikki zvenoli mexanizmlar

- 1-qo'zg'almas zveno.
- 2-tirsakli val (krivoship).
- 3-shatun.
- 4-koromislo.

To'rt zvenoli mexanizmlar

Sharnirli to'rt zvenoli mexanizmda koromislo o'miga polzun o'rnatib, u qo'zg'almas yo'naltiruvchi bo'lib harakatga keltirilsa, u holda bu mexanizm krivoshilshatunli mexanizmga aylanadi.

- 1-qo'zg'almas zveno.
- 2-tirsakli val (krivoship)
- 3-shatun.
- 4-polzun.

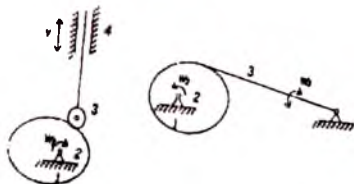


Kulisali mexanizmlar

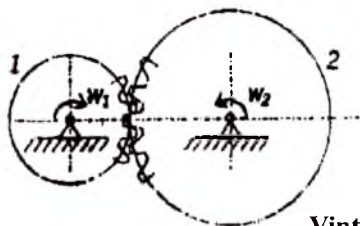
- 1-qo'zg'almas zveno.
- 2-tirsakli val (krivoship).
- 3-tosh.
- 4-kulisa.

Kulochokli mexanizmlar

- 1-qo'zg'almas zveno.
- 2-kulochak.
- 3-rolik.
- 4-turtgich.



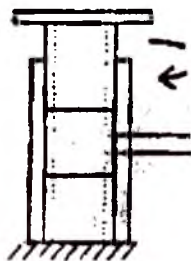
Tishli g'ildirakli mexanizmlar



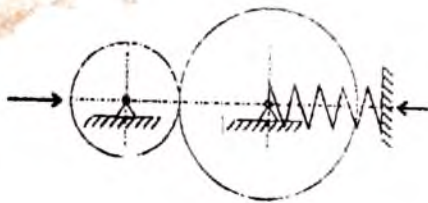
- 1-shisternya.
- 2-g'ildirak.

Vintli mexanizmlar

Domkrat misol bo'la oladi.



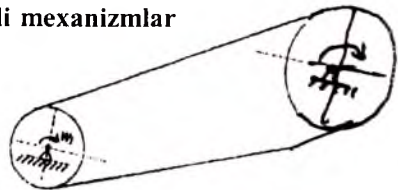
Friksion mexanizmlar



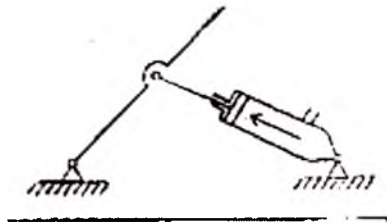
Ishqalanish kuchlari yordami bilan harakatga keluvchi yoki to'xtatiluvchi mexanizm friksion mexanizm deb ataladi.

Egiluvchan zvenoli mexanizmlar

Tasmali uzatmalar;
Zanjirli uzatmalar.



Gidravlik va pnevmatik mexanizmlar



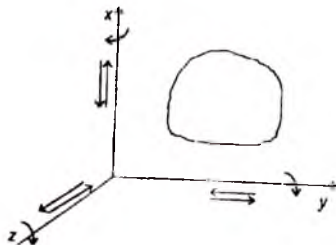
Mexanizmlar strukturasi (tuzilishi)

Mezanizmlar zvenolardan tashkil topadi. Zveno bir yoki bir nechta zvenodan tuzilgan bo'ladi. Detal yaxlit qattiq jism. Mashinaning bir xil materialdan tayyorlagan va ayrim bo'laklarga ajratmaydigan yaxlit qismlar detal deyiladi.

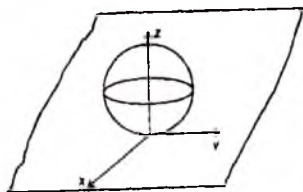
Kinematik juftlar

Kinematik juft deb ikkita zvenoni bir-biri bilan harakat qila oladigan qilib biriktirilishiga aytiladi.

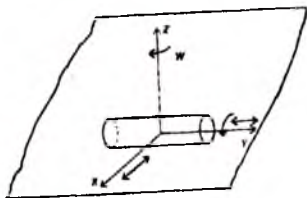
Fazoda harakat qilayotgan har qanday qattiq jismning erkinlik darajasi 6 ta bo'lib, ulardan uchta x, y, z o'qlari bo'lib, ilgari lanma harakatdan, uchta esa shu o'qlar atrofida aylanna harakatdan iborat.



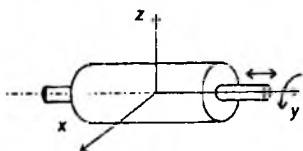
Kinematik juftlar beshta sinfga bo'linadi: $C = 6 - H$,
bu yerda: C —bog'lanishlar soni; N —erkinlik darajasi.



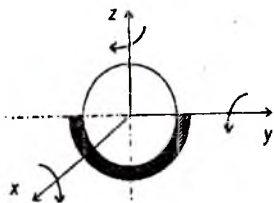
1-sinfga tegishli kinematik juft;
 $C = 6 - 5 = 1$.



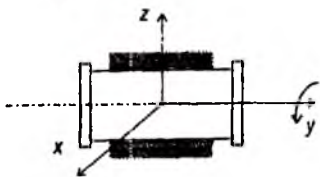
2-sinfga tegishli kinematik juft;
 $C = 6 - 4 = 2$.



3-sinfga tegishli kinematik juft;
 $C = 6 - 3 = 3$.



4-sinfga tegishli kinematik juft;
 $C = 6 - 2 = 4$.



5-sinfga tegishli kinematik juft;
 $C = 6 - 1 = 5$.

Kinematik juft elementlari bir-biriga tekislik yoki sirt orqali tegishib tursa, bunday juft quyi kinematik juft deb, agar elementlarni nuqta yoki chiziq orqali tegishib tursa, bunday juft oliy kinematik juft deyiladi:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - 1P_1$$

Mexanizmlarni harakatchanlik (qo'zg'aluvchanlik) darajasi

Bir necha zvenoning kinematik juftlar vositasi bilan birikishidan (bog'lanishidan) hosil bo'lgan qo'zg'aluvchi sistema kinematik zanjir deb ataladi.

Mexanizmدا p ta zveno bor, 6 ta harakatchanlikka ega bo'ladi. Fazoviy mexanizmning harakatchanlik darajasi:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - 1P_1$$

W —bir zvenoli qo'zg'almas bo'lgan zanjirning qo'zg'aluvchanlik (harakatchanlik) darajasi.

n —kinematik zanjirdagi qo'zg'aluvchan (harakatchan) zvenolar soni.

P_5 —kinematik zanjirdagi 5-sinfga tegishli kinematik juftlar soni (ularning har biriga 5 tadan erkinlik darajasini yo'qotadi).

P_4 – kinematik zanjir tarkibida 4-sinfga tegishli kinematik juftlar soni (ularning har biriga 4 tadan bog‘lanish qo‘yilgan).

P_3 – kinematik zanjir tarkibidagi 3-sinfga tegishli kinematik juftlar soni (ularning har biriga 3 tadan bog‘lanish qo‘yilgan).

P_2 – kinematik zanjir tarkibidagi 2-sinfga tegishli kinematik juftlar soni (ularning har biriga 2 tadan bog‘lanish qo‘yilgan).

P_1 – kinematik zanjir tarkibidagi 1-sinfga tegishli kinematik juftlar soni (ularning har biriga 1 tadan bog‘lanish qo‘yilgan).

Bu formula bir zvenosi qo‘zg‘almas bo‘lgan kinematik zanjirning umumiy holdagi qo‘zg‘aluvchanlik formulasi yoki struktura formulasi deb ataladi. Somov–Malishev formulasi ham deyiladi.

Tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlarning tuzilish formulasi (akad. Chebishev formulasi).

Kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi qo‘zg‘almas biror zvenoga nisbatan bir yoki bir necha zveno muayyan tartibda x tartibli harakatlangan vaqtda zanjirning qolgan zvenolari ma‘lum tartibli harakat qilsa, bunday kinematik zanjir *mexanizm* deyiladi.

$$W = 3n - 2P_5 - 1P_4,$$

W –tekis mexanizmnining qo‘zg‘aluvchanlik darajasi.

n –tekis mexanizm tarkibidagi qo‘zg‘aluvchi zvenolar soni.

P_5 –5-sinfga tegishli (tekislikdagi 2-sinfga tegishli) kinematik juftlar soni.

P_4 –4-sinfga tegishli (tekislikdagi 1-sinfga tegishli) kinematik juftlar soni.

Misol.

$$W = 3n - 2P_5 - 1P_4,$$

$$n = 1; P_5 = 1; P_4 = 0,$$

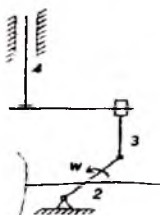
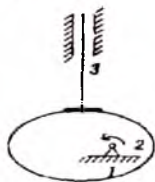
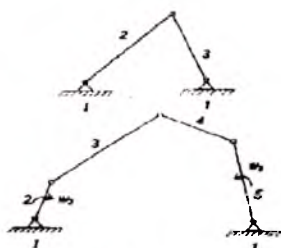
$$W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1.$$

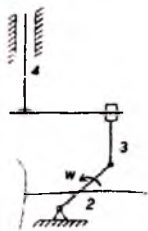
Bu mexanizmnining qo‘zg‘aluvchanlik darajasi 1 ga teng.

$$n = 3; P_5 = 4; P_4 = 0, \quad W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1;$$

$$n = 2; P_5 = 3; P_4 = 0, \quad W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0,$$

demak, bu mexanizm emas, harakat bo‘lmaydi. Ya‘ni ferma, birk sistema.





$$n = 4; P_5 = 5; P_4 = 0, \quad W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 = 2.$$

$$n = 2; P_5 = 2; P_4 = 1, \quad W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

Bu darajasi 1 ga teng bo'lgan kulachokli mexanizmdir va unga ekvivalent krivoship – shatunli mexanizmdir.

MASHINA DETALLARINING ISHLASH LAYOQATI VA UNI TA'MINLASH

Loyihalalanayotgan detal, birinchidan, ma'lum vaqt davomida o'z mustahkamligini to'la saqlaydigan, ortiqcha ta'mir talab qilmaydigan bo'lishi, ikkinchidan, to'g'ri ishlashi, uchinchidan, mashinadan foydalanishda odam uchun xavf tug'dirmaydigan bo'lishi, to'rtinchidan, tayyorlash texnologik nuqtayi nazardan qulay va tejamli, ya'ni mustahkamligi saqlangani holda o'lchamlari kichik, imkoni boricha yengil va arzon turishi lozim.

Detalning ishlash layoqatini aniqlaydigan asosiy belgilar quyidagilardan iborat: mustahkamlik, bikrlilik, issiqbardoshlik, yeyilishga va titrashga chidamlilik.

Detalning ishlash layoqatini qaysi belgiga qarab aniqlash lozimligi shu detalning ishlash sharoitiga bog'liq. Masalan: sirpanish podshipnigining ishlash layoqatini aniqlash uchun asosiy belgi yeyilishga chidamlilik bo'lsa, boltlar uchun mustahkamlik, vallar uchun esa bikrlilik, mustahkamlik va titrashga chidamlilikdir.

Mustahkamlik. Ishlash sharoitida yetarli deformatsiyalanishi me'yorida bo'lgan holda sinmay va benuqson ishlay olish xususiyati uchun mustahkamligi deyiladi.

Yangi detallarni loyihalashga, a vvalo, ularning mustahkam bo'lishini ta'minlash zarur. Detalning mustahkamligini ta'minlash uchun unga ta'sir etayotgan kuch yoki momentdan havfli qism yoki yuzida hosil bo'ladigan kuchlanishni topish va uni ruxsat etilgan qiymati bilan solishtirish lozim. Agar hisoblash natijasi topilgan kuchlanishning qiymati ruxsat etilgan qiymatidan kichik yoki unga teng bo'lsa, detalning mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi. Mustahkamlik shartini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\sigma \leq \sigma_r / n \leq [\sigma].$$

$[\sigma]$ —ruxsat etilgan kuchlanish; σ_r —chegaraviy kuchlanish; p —zaxira koefitsienti.

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3,$$

n_1 —detalga ta'sir etuvchi kuch va momentlarning haqiqiy qiymatlari bilan

hisoblash uchun qabul qilingan qiymatlar orasidagi farqni hisobga oluvchi koeffitsient.

n_2 – materialning bir jinsliligini, detal tayyorlash texnologiyasi buzilgan taqdirda material mexanika xossalariining normativda ko'rsatilgandan farq qilishini hisobga oluvchi koeffitsient.

Mashinasozlikda o'rtacha $n = 1,5 - 3$ gacha olinadi.

Bikrlik. Ba'zi detallar, ayniqsa, kuch ta'sirida ishlaydigan detallar uchun mustahkamlikning o'zi yetarli bo'lmaydi. Masalan: ma'lum kuch va moment ta'sirida aylanayotgan val mustahkam bo'lishiga qaramay, ruxsat etilganidan ortiq egilishi mumkin. Bunday val ishlamasligi kerak. Chunki valga o'rnatilgan detallar, masalan, tishli g'ildiraklar orasidagi masofa chegaralangan bo'ladi. Valning ruxsat etilganidan ortiq egilishi bu detallarning mo'ljaldagidan ilgari ishdan chiqishiga sabab bo'ladi. Shuning uchun bunday detallarning mustahkamligidan tashqari bikrligini ham ta'minlash lozim. Buning uchun detallarning qaysi joyi ko'proq egilishi mumkin bo'lsa, o'sha yerdagi deformatsiyaning qiymati ko'proq aniqlanadi va ruxsat etilgan qiymati bilan taqqoslanadi.

Ba'zi detallarning haddan tashqari bikr bo'lishi ularning chidamliligiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Masalan, po'latdan tayyorlangan tishli g'ildirak tishlarining ortiq darajada bikr bo'lishi tishlash vaqtida dinamik kuchlarning paydo bo'lishiga va shovqinning kuchayishiga olib keladi. Demak, zarur hollarda detallarning ma'lum darajada bukiluvchan bo'lishi talab etiladi.

Titrashga chidamlilik. Mashinalar ishlash tezligining tabora oshirilishi va detallar og'irligining kamaytirilishi har xil titrashlarning paydo bo'lishi uchun imkoniyat tug'dirmoqda. Ma'lumki, titrashlar mashinaning ishlashiga salbiy ta'sir ko'rsatib, detallarning toliqishi oqibatida ishdan chiqishini tezlashtiradi. Bu borada rezonans hodisasi, ayniqsa havflidir. Odatda, detallarning titrashiga chidamliligini ta'minlash uchun rezonans hodisasini keltirib chiqaradigan omillarini yo'qotish kerak. Ma'lumki, rezonans hodisasi detallarning o'zida hosil bo'ladigan xususiy tebranish chastotasi tashqi kuch ta'sirida bo'ladigan tebranish chastotasi bilan bir xil bo'lib qolganda ro'y beradi. Shuning uchun, bu ikki chastotani hisoblab, bir-biriga teng bo'lib qolmasligini ta'minlash kerak. Bundan tashqari mashinalarda titrash hodisasini kamaytirish uchun titroq so'ndirgichlardan, ya'ni maxsus elastik elementlardan ham foydalaniladi.

Issiqlikka chidamlilik. Mashinalarning bir-biriga ishqalanib ishlovchi detallarda temperaturaning ma'lum darajada oshib ketishi shu detallarning ishiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Shuning uchun bunday mashinalarni loyihalashda ularda hosil bo'ladigan issiqlikning me'yorida ortib ketmasligi, ya'ni $Q \leq Q_1$ bo'lishiga erishmoq zarur.

Q – mashinada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori.

Q_1 – mashinadan tashqariga tarqaluvchi issiqlik miqdori.

Yeyilishga chidamlilik. Ishlash vaqtida ishqalanuvchi detallarning ishlash davri yeyilish darajasiga qarab belgilanadi. Yeyilish natijasida detallarning

o'ldamlari o'zgaradi, bu esa o'z navbatida eyilgan detallarning notekis ishlashiga sabab bo'ladi. Metall kesish stanogining detallari eyilganda esa, bu stanokda tayyorlangan mahsulot notekis chiqadi. Shuning uchun detallarning yeyilishi ma'lum darajaga yetganda uni almashtirish kerak. Detailning tez yoki sekin eyilishini uning ishlash sharoiti, moylanish darajasi, kontakt kuchlanishning qiymati va boshqalarga bog'liq, yeyilishga chidamlilikni ta'minlovchi shart quyidagicha:

$$P \leq [P], \quad \rho v \leq [\rho v],$$

[R] – ruxsat etilgan solishtirma bosim,

r – solishtirma bosim,

v – ishqalanish tezligi.

So'nggi yillarda mashinalarni ishonchli ishlaydigan bo'lishiga katta e'tibor berilmoqda. Mashinalarning qanchalik ishonchli ishlashi esa, ularni to'xtab qolmay ishlash darajasiga qarab beriladi. Masalan, dvigatelni ishga tushirish uchun 100 marta harakat qilganda, u 95 marta ishlab ketsa, bu mashinaning ishonchlilik koeffitsienti 0,95 bo'ladi. Hozirgi vaqtda injener-konstruktorlarning asosiy vazifalaridan biri – loyihalananayotgan mashinani mo'ljallangan vaqt davomida benuqson ishlashiga erishishdan iborat.

Tishli g'ildiraklar tayyorlashda ishlatiladigan materiallar

Tishli g'ildiraklar asosan po'lat, cho'yan, rangli metallar va plastmassalardan tayyorlanadi.

Masalan, 40, 45, 50, 50 G, 40 X, 40 XN, 30 XGS va boshqa markali po'latlardan tayyorlanadi.

O'ldamlari kichik bo'lgan, og'ir nagruzka tushadigan g'ildirak tishlarining sirtqi qatlami turli usullar bilan to'planib, qattiqligi $NSR \approx 45-55$ ga yetkaziladi. Zarb bilan ta'sir etadigan va yo'nalishi yoki tezligi o'zgarib turadigan kuch ta'sirida ishlaydigan uzatmalarning g'ildiraklari 15 X, 20 X, 18 XGT markali po'latlarda tayyorlangani ma'qul.

Sekin va bir tekis ishlaydigan, o'rtacha nagruzka ta'sir etadigan uzatmalarning g'ildiraklari turli cho'yanlardan: S4 28-48, S4 32-52, S4 35-56, V4 45-5, V4 40-10 dan tayyorlanadi.

So'nggi yillarda kam va o'rtacha nagruzka bilan ishlaydigan g'ildiraklar polimer detallardan tayyorlanmoqda. Bularga fizik, kimyoviy, mexanik va texnologik xossalar har xil bo'lgan plastmassalar kiradi. Bunday plastmassalar 2 turga bo'linadi: termoreaktiv va termoplastik.

Termoreaktiv materiallarning tishli g'ildiraklar uchun ko'proq ishlatiladiganlari – tekstolit, DSP, voloknitlardir.

Termoplastik materiallardan tishli g'ildiraklar tayyorlash uchun turli poliamidlar, kaprolonlar, poliurenat, poliformaldegit, polikarbonat, polipropilen, polietilen, ftoroplast va boshqalar ishlatiladi.

UZATMALAR

Umumiy tushunchalar

Energiya manbai bilan mashinalarning ish bajaruvchi qismi oralig'ida joylashib, ularni o'zaro bog'lovchi hamda harakatini talab qilinganidek boshqarishga imkon beruvchi mexanizmlar *uzatmalar* deb ataladi.

Mashinasozlikda mexanikaviy, elektrik, pnevmatik va gidravlik uzatmalardan foydalaniladi.

Mexanik uzatmalar 2 turga bo'linadi:

1. Ishqalanish hisobiga ishlaydigan uzatmalar (friksion va tasmali uzatmalar).

2. Tishlanish hisobiga ishlaydigan uzatmalar (tishli, chervyakli va zanjirli uzatmalar). silindrik va konussimon g'ildirakli, planetar to'liqsimon.

Uzatmalarning foydali ish koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta = N_2/N_1 \text{ yoki } \eta = 1 - N_u/N_1$$

N_1 –harakatni etakchi valdan etaklovchi valga uzatishda zarurli qarshiliklar mavjudligi natijasida isrof bo'lgan quvvat.

Uzatish soni quyidagicha ifodalanadi: $u = n_1/n_2 = w_1/w_2$.

Vallardagi burovchi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$T_1 = N_1/w_1, \text{ N} \cdot \text{m}.$$

N_1 –quvvat, W hisobida;

w_1 –tezlik, rad/s;

$$T_1 = 9550N_1/n_1, \text{ N} \cdot \text{m},$$

N_1 – quvvat, kVt hisobida;

p_1 – aylanish chastotasi min^{-1} ;

$$T_2/T_1 = N_1n_2/N_2n_1 = \eta u,$$

$$u = T_2/(T_1 \cdot \eta).$$

TISHLI UZATMALAR

Umumiy ma'lumotlar

Harakatni bir valdan ikkinchi valga tishli g'ildiraklar vositasida uzatish mexanizmi *tishli uzatma* deyiladi. Tishli g'ildiraklar diametri 1 mm dan bir necha mm ga yetadi. Vallarning o'qlarini bir-biriga nisbatan joylashuviga qarab, tishli uzatmalar quyidagi turlarga bo'linadi:

– val o'qlari o'zaro parallel silindrik g'ildirakli;

– val o'qlari o'zaro kesishuvchi konussimon g'ildirakli;

– vallarning o'qlari ayqash vintsimon g'ildirakli va dipoit konussimon g'ildirakli.

– chervyakli uzatmalar.

Tishlarning g'ildirak sirtida joylashuviga qarab to'g'ri tishli, qiya tishli, aylanaviy tishli g'ildirak deb ataladi.

Tish profilining shakliga ko'ra evolventa yoyilmasi va sikloida bo'yicha ilashadigan turlarga bo'linadi.

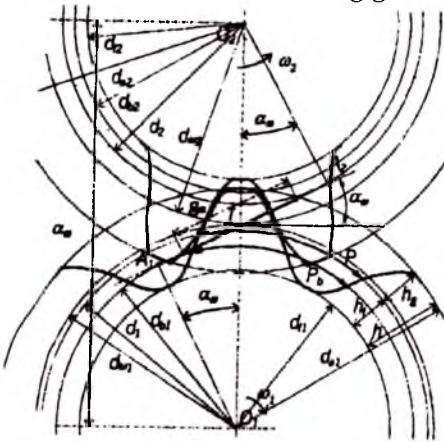
Tishli uzatmalarning afzalliklari:

- tezlik 150 m/s, quvvat bir necha ming, uzatish soni bir necha yuzga yetadi.
- sirtqi o'lchamlari nisbatan kichik;
- tayanchga uncha katta kuch tushmaydi;
- FIK yuqori (0,97–0,98);
- uzatish soniga sirpanish hodisasi ta'sir etmaydi;
- ishlashi ishonchli, chidamliligi katta;
- xilma-xil materiallardan foydalanish mumkin.

Tishli uzatmalarning kamchiligi:

- tayyorlanishi nisbatan murakkab;
- ishlayotgan vaqtda, ayniqsa, katta tezlikda shovqin chiqadi;
- zarb bilan ta'sir etuvchi kuchlarning zarari seziladi.

Uzatmaning geometriyasi va kinematikasi



d^1 va d^2 – shesternya va g'ildirak bo'lish aylanalari diametri;

d^{w1} va d^{w2} – shesternya va g'ildirak boshlang'ich aylanalari diametri;

P_r – tishlari aylana qadami;

h – tishning balandligi;

h_a – tish kallagining balandligi;

h_f – tish oyog'ining balandligi;

d_{a1} va d_{a2} – tishlarning uchidan o'tgan aylanalar diametri;

d_{f1} va d_{f2} – tishlarning tubidan o'tgan aylanalari diametri;

a_w – markazlararo masofa;

d_1 va d_2 – asosiy aylanalar diametri;

P – ilashish qutbi;

α_w – ilashish burchagi;

$A_1 A_2$ – ilashish chizig'i.

Tish elementlarining geometrik o'lchamlarini aniqlash uchun bo'lish aylana siqilish asos qilib olinadi.

$$\pi d = zP_t, \quad d = P_t/z\pi.$$

Ilashish moduli: $m = Pt/\pi$

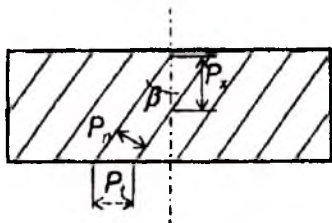
Demak, $d = mz$

Markazlararo masofa:

$$a_w = d_1/2 + d_2/2 = mz_1/2 + mz_2/2 = 0,5m(z_1 + z_2) = 0,5mz_\Sigma$$

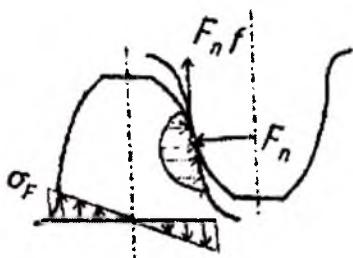
Qiya tishli g'ildirak geometriyasining o'ziga xos xususiyatlari

Uzatmadagi aylana tezlik 6 m/s bo'lganda qiya tishli g'ildirakdan foydalaniladi. Qiya tishli g'ildiraklarda qadamni qaysi kesim bo'yicha o'lchanganligiga qarab uch xil modul bilan ifodalanadi.



- R_p – normal qadam va modul;
- R_x – g'ildirak o'qiga parallel kesim bo'yicha o'lchangan qadam va modul;
- R_t – g'ildirak o'qiga tik kesim bilan o'lchangan qadam va modul;

Tishli uzatmalarning ishlash qobiliyati va ularning yemirilishi



Ilashishdagi bo'lgan tishlarga asosan ikkita kuch ta'sir etadi: biri ilashish chizig'ini bo'ylab, tishlarning evolventa sirtlariga tik yo'nalgan F_p kuch:

$$F_n = 2T_1/d_{b1}$$

Ikkinchisi tishlar orasida sirpanish hodisasidan ro'y berishidan hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi $P = F_n \cdot f$.

Bu kuchlardan kontakt kuchlanish σ_H va eguvchi kuchlanish σ_F hosil bo'ladi. Tish sirti quyidagicha hollarda yemirilishi mumkin:

1. Toliqishi oqibatida uvalanib ketadi.
 2. Obraziv zarrachalari ta'sirida yemirilib ketadi.
 3. Katta nagruzkada ishlayotganda bir g'ildirak tishi sirtining ikkinchi g'ildirak sirtiga yopishib qolishi.
 4. Plastik deformatsiyalash oqibatida siljishi;
- Tashvish ishlangan tishlar sirtqi qattiq qatlamlarning ko'chib ketish hollari.

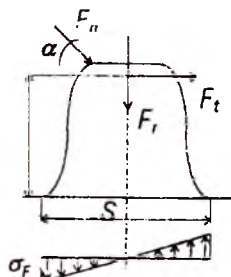
To'g'ri tishli silindrik g'ildirak tishlarini eguvchi va kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

$$F_t = 2T_1/d_1, \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad F_n = F_t / \cos \alpha.$$

Tishlar eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda kuch tish uchiga qo'yiladi deb faraz qilinadi.

Hisobiy eguvchi kuchlanish:

$$\sigma_F = Y_F W_{F_t} / m \leq \sigma_F P \quad W_{F_t} = (F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha}) / bw,$$



$W_{F\beta}$ – solishtirma aylana kuchining hisobiy qiymati, H/mm .
 $K_{F\beta}$ – egilishda nagruzkaning notekis koeffitsienti, val tayanchning deformatsiyalanishi tufayli nagruzkaning tish uzunligi bo'yab taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffitsient;
 K_{Fv} – egilishda nagruzkaning dinamik koeffitsienti;
 $K_{F\alpha}$ – nagruzkaning tishlararo taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffitsient;

oluvchi koeffitsient;

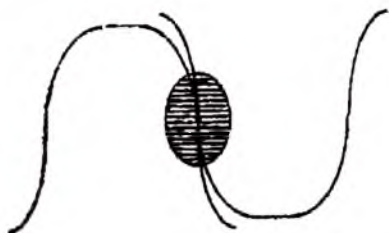
b_w – tish uzunligi (yoki to'g'ri tishli g'ildiraklar uchun g'ildirakning eni);

Y_F – tish shaklining koeffitsienti;

m – ilashish moduli;

σ_{Fp} – eguvchi kuchlanish bo'yicha chidamlikka hisoblashdagi ruxsat etilgan kuchlanish, MPa.

Qiya tishli silindrik uzatmani eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash



$$\sigma_F = Y_F Y_E Y_{\beta} W_{F_t} / M \leq \sigma_{FP}$$

$Y_{\beta} \approx \cos \beta$ – tishlarning qiyaligini e'tiborga oluvchi koeffitsient;

Y_E – tishlarning qoplanishini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

To'g'ri tishli silindrik tishlarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Ikki silindr orasidagi kontakt kuchlanishining qiymatini birinchi bo'lib G.Gers topgan.

Kontakt kuchlanishining hisobiy qiymati

Z_v – ilashishda bo‘lgan tish sirtlarining shaklini e‘tiborga oluvchi koef-fitsient;

Z_m – ilashishda hosil bo‘lgan g‘ildirak materiallarining mexanikaviy xos-salarini...

Z_ϵ – e‘tiborga oluvchi koeffitsient;

kontakt chizig‘ining umumi uzunligini e‘tiborga oluvchi koeffitsient;

d_{wi} – shesternya boshlang‘ich aylana diametri;

i – uzatish soni.

(1) formuladagi w_{Hl} ni F_t bilan, T_1 ni T_2/u bilan, dw_1 ni $2aw(u \pm 1)$ bilan almashtirib, $\psi_{ha} = a_w$ ekanligini e‘tiborga olib

$$\sqrt[3]{(z_1 z_m z_\epsilon)^2 0,5 K_{iv} \cdot K_{i\alpha}} = K_a$$

deb belgilab, aossiy formulani a_w ga nisbatan echsak, quyidagi kelib chiqadi:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{T_2 K_{i\beta} / u_2 \cdot \sigma_{i\beta}^2 \psi_{ba}};$$

K_a ning qiymati jadvaldan olinadi.

$K_{H\beta}$ – nagruzkaning g‘ildirak eni bo‘ylab taqsimlanishini e‘tiborga olu-vchi koeffitsient.

$\psi_{ba} = 2\Psi_{hd}/(u+1)$ – g‘ildirak enining markazlararo masofa bo‘yicha koef-fitsient;

$\Psi_{hd} = 2\Psi_{hd}/(u+1)$ – g‘ildirak enining diametriga nisbatini ifodalovchi ko-effitsient. $a_w = 0,5 m (z_1 + z_2)$ bo‘lishi shart.

Tishlarning Yemirilishi va sinishi

Tishlarning sinishi

Tishlarning sinishiga 2 xil sabab bo‘lishi mumkin.

1. O‘ta nagruzka bo‘lishi. Bunda tish hosil bo‘lgan kuchlanish material uchun ruxsat etilgan mustahkamlik chegarasidan ortib ketadi.

2. O‘zgaruvchan kuchlanishning uzoq vaqt davomida ta‘sir etishi. Bunday hollarda tish tubiga yaqin joyda materialning toliqishidan darz paydo bo‘ladi. Bu darz bora-bora kattalashib tishning sinishiga olib keladi.

Tishlarni sinishdan saqlash uchun modulni kattalashtirish, tishlarni kor-reksiyalash, termik ishlash va tish qirralariga tushadigan nagruzkani kamayti-rish tavsiya etiladi.

Tish sirtining yemirilishi

1. Tishlar sirtining toliqish oqibatida uvalanib ketishi. Tishlarni tayy-orlashda yo‘l qo‘yilgan noaniqliklar tufayli tishlar sirtning ma‘lum nuqtalarida hosil bo‘ladigan kuchlanishlar konsentratsiyasi ta‘sirida sodir bo‘ladi.

2. Tishlar sirtining emirilishi. Tishlarning sirti 3 xil sharoitda – abraziv zarrachalar muhitida, tishlarning bir-biriga moslashish davrida, nagruzkani yurgizish va to'xtatish vaqtida yeyilishi mumkin. Masalan, kranlarda, shahar transporti.

3. Tishlar sirtining yulinishi. Bunday hodisa asosan katta tezlik va nagruzka bilan ishlaydigan uzatmalarda uchraydi. Bunday uzatmalarda tishlarda temperatura ko'tariladi. Tishlar sirtining ayrim joylarida moy qatlamlari uzilib, metallar bevosita tushadi.

4. Plastik siljish. Yemirilishning bu xili yumshoq po'latdan yasalgan, tezligi sekin, lekin katta nagruzka bilan ishlaydigan uzatmalarda uchraydi. Bunday hollarda tish sirtiga tushadigan kuch me'yoridan katta ishqalanish kuchi hosil qiladi va yumshoq po'latdan deformatsiyalab, oquvchanlik darajasiga olib boradi, oqibatda metall ishqalanish kuchi yo'nalgan tomonga qarab sidiriladi. Tish materialining qattiqligini oshirish bilan yemirilishi oldi olinadi.

5. Tishni termik ishlash yo'li bilan qattiqlashtirishgan sirtqi qatlamning ko'chib chiqishi. Bu hodisa, asosan sifatsiz termik ishlangan g'ildiraklarda ro'y beradi.

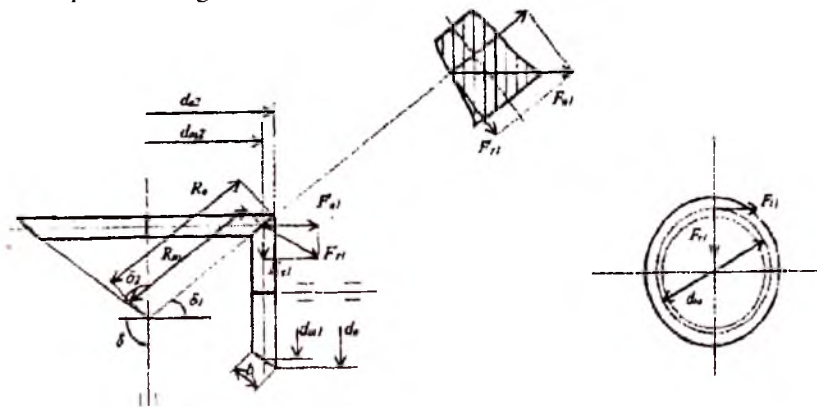
KONUSSIONON G'ILDIRAKLI UZATMALAR

Vallarning geometrik o'qlari ixtiyoriy δ burchak bilan kesishgan hollarda konussimon g'ildiraklardan foydalaniladi. Ko'pincha $\delta = 90^\circ$. Val o'qlarining o'zaro kesishuvi ularni tayanchlarga joylashtirishni qiyinlashtiradi va g'ildiraklarning biri faqat bir tomondan joylashgan tayanchlarga o'rnatiladi. Bu hol uzatmaning ishlashida tishlarga ta'sir etuvchi kuchlarning notekis taqsimlanishiga, bu esa qo'shimcha dinamik kuchlarning paydo bo'lishiga sabab bo'ladi. Bundan tashqari, konussimon uzatmalarda val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchning qiymati katta bo'lib, bu hol tayanchlarning tuzilishini murakkablashtiradi.

Uzatmani uzatish soni quyidagiga teng bo'ladi:

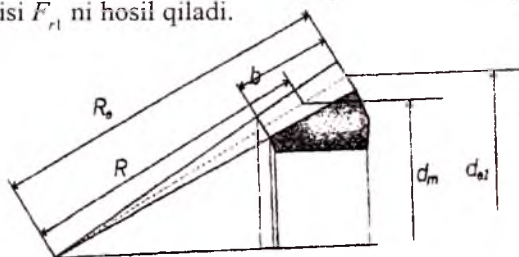
$$u = w_1 / w_2 = r_1 / r_2 = d_2 / d_1 = z_2 / z_1 = \sin \delta_2 / \sin \delta_1.$$

O'qlar orasidagi burchak 90° bo'lsa,



Uzatmaning vallariga aylana F_i kuch, radial F_r kuch va val o'qi bo'ylab yo'nalgan F_a kuch ta'sir etadi. Umumiy F_n kuch yo'nalishiga tik ta'sir etadi.

Bu kuch tashkil etuvchilarga ajratilsa, biri aylana kuch F_i ni, ikkinchisi F_r va F_a ning umumiy ta'sir etuvchisi F_{r1} ni hosil qiladi.



$$d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2;$$

$$m_{te} = m_{tm} R / (R_c - 0,5b_w);$$

$$R_c = d_{e1} / 2 \sin \delta_1 = d_{e2} / 2 \sin \delta_2; d_{m1} = (R_c - 0,5b_w) d_{e1} / R_c;$$

R_c – konus yasovchisining uzunligi;

d_{e1} va d_{e2} – shesternya va g'ildirak bo'lish aylanalari diametri;

m_{te} – ishning sirtqi (keng) tomondan aniqlangan modul;

m_{tm} – o'rta diametr bo'ylab aniqlangan modul.

To'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalarni eguvchi va kontakt kuchlanishi bo'yicha hisoblash

W_{Ft} – hisobiy solishtirma aylana kuch;

Y_F – tish shaklining koeffitsienti;

0,85 – konussimon g'ildiraklarning yuklanish qobiliyati silindrik g'ildiraklarnikiga qaraganda kamligini e'tiborga oluvchi koeffitsient;

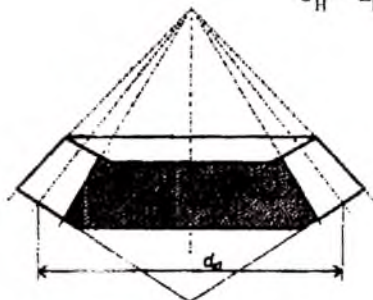
m_{tm} – tishning o'rta kesimi bo'ylab olingan modul;

Y_F ning qiymati ekvivalent g'ildirakning tishlari soniga qarab olinadi.

Φ_1 – qo'shimcha konusning burchagi.

Kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblaymiz:

$$\sigma_H = z_H z_m z_e \sqrt{W_{it} \sqrt{u^2 + 1} / 0,85 d_{m1}} \cdot u \leq \sigma_{HP}$$



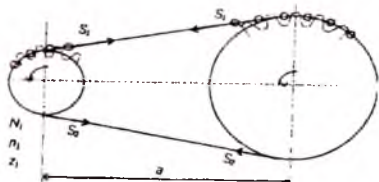
K_R – yordamchi koeffitsient jadvaldan olinadi;

$K_{H\beta}$ – konussimon g'ildirak eni bo'ylab yuklanishning taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffitsient, grafikdan olinadi;

ψ_{hc} – g'ildirak enining konuslik masofasiga nisbatan ifodalovchi koeffitsient;

d_{e1} va d_{e2} ning miqdori topilgandan keyin R_c ning qiymati tekshirib ko'riladi.

ZANJIRLI UZATMALAR



Zanjirli uzatma ikkita tishli g'ildirak (yulduzcha) va zanjirdan tuzilgan bo'ladi.

Mashinasozlikda zanjirli uzatmalar yuritma, yuk tashish va tortish mexanizmlarida ishlatiladi.

Yuk tashishda ishlatiladigan zanjirning qadami $t = 15-140 \text{ mm}$.

Tortish uchun mo'ljallangan zanjirlar, elevator, konveyer va eskalatorlarda ishlatiladi. Bunday zanjirning qadami $t = 60-1250 \text{ mm}$.

Mashina detallari kursida asosan stanoklarda, qishloq xo'jaligi mashinalarida keng tarqalgan va harakatga keltiruvchi mexanizm sifatida ishlatiladigan zanjirli uzatmalar o'rganiladi.

Zanjirli uzatmalar zanjirning turiga qarab vtulkali, vtulka-rolikli va tishli xillarga bo'linadi, zanjirlarning soniga qarab esa bir qatorli yoki bir necha qatorli bo'ladi.

Zanjirli uzatmalarning afzalliklari:

1. Harakatni nisbatan uzoq masofaga uzata oladi, vallar orasida masofa 5 m ga yetadi.

2. FIK yuqori.

3. Vallarga tushadigan kuch tasmali uzatmalarga qaraganda kichik.

4. Sirpanish hodisasi ro'y bermaydi, uzatish soni o'zgarmas.

Zanjirli uzatmalarning kamchiliklari:

1. Tannarxi yuqori.

2. Yulduzchalarni tayyorlash murakkab.

3. E'tibor bilan qarab turishni va sinchiklab montaj qilishni talab etadi.

4. Zanjir elementlarining yeyilishi zvenolar uzunligining ortishiga va qo'shimcha kuchlar paydo bo'lib, uzatma notekis ishlashiga olib keladi.

Uzatmaning quvvati:

Zanjirli uzatmalar quvvati 100 kWt bo'lgan vallar orasida ishlatiladi. Bundan yuqori quvvatli tishli uzatmaga nisbatan tannarxi qiymat bo'ladi.

Uzatmaning tezligi:

z -yulduzchali tishlar soni;

t -zanjirning qadami;

n -yulduzchani aylantirish chastotasi, ming;

$v = 10$ m/s gacha, $N = Ft \cdot v/1000$, kWt = 500 mm⁻¹ gacha bo'ladi, ayrim hollarda esa 3500 min⁻¹ gacha bo'ladi.

Uzatmaning aylantirish soni: $u = n_1/n_2 = z_2/z_1$, $u = 10$ gacha.

Zanjirli uzatmaning FIK: $h = 0,96 - 0,98$.

Markazlararo masofa: $a_{\text{min}} = D_{T_1} D_{T_2}/2 + (30-50)$ mm

D_{T_1} va D_{T_2} - yulduzchalarning sirtqi diametrlari.

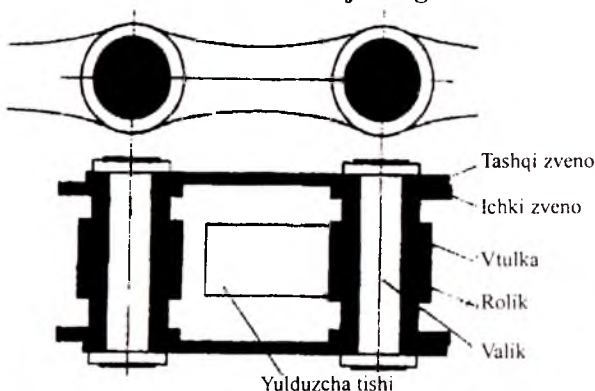
Zanjirning chidamliligini ta'minlash uchun qilib olish tavsiya etiladi.

Zanjirning uzunligi: $L_t = 2a/t + (z_1 + z_2)/2 + ((z_1 - z_2)/2\pi)^2 = t/\alpha$ mm.

L_t qarab a ning qiymati qaytadan aniqlanadi.

$$a = t / 4 \left[L_t - (z_1 + z_2) / 2 + \sqrt{L_t - (z_1 + z_2) / 2 - 8((z_2 - z_1) / 2\pi)^2} \right]$$

Vtulka-rolikli zanjirning tuzilishi



Uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar.

S_1 - zanjirning yetaklovchi tarmog'idagi kuch;

S_2 - zanjirning yetaklanuvchi tarmog'idagi kuch;

Markazdan qochma kuch ta'siridan hosil bo'ladigan kuch: $Sv = qv^2$

q - 1 metr zanjirning massasi, kg/m;

v - aylana tezlik, m/s.

Zanjirli uzatmada zanjirning o'z og'irligidan uning tarmog'ida hosil bo'ladigan kuch taranglik kuchi deyiladi.

$$s_0 = K_f a q g.$$

g – og'irlik kuchining tezlanishi, m/s^2 ;

a – markazlararo masofa;

K_f – solqilik koeffitsienti (gorizontal tekislikka nisbatan joylashuv va solqilikka bog'liq);

$K_f = 6$ – bo'lsa, uzatma gorizontal,

$K_f = 3$ – bo'lsa, gorizontga nisbatan 40° burchak ostida,

$K_f = 1$ – bo'lsa, vertikal joylashgan bo'ladi.

Uzatmadagi vallarga tushadigan kuch zanjirning og'irligi hisobiga aylana kuchdan biroz kattaroq bo'ladi.

$$F_b = K_b F_t.$$

K_b – valning nagruzka koeffitsienti.

$K_b = 1,05$ bo'lsa, uzatma gorizontga nisbatan 40° dan ortiq burchak ostida.

$K_b = 1,15$ bo'lsa, gorizontga nisbatan 40° dan burchak ostida joylashgan bo'ladi.

Zanjir tarmoqlarining xususiy tebranish chastotasi.

$$f_0 = 1 / 2L \sqrt{s / q} \approx 1 / 2a \sqrt{s_1 / q}, \quad c^{-1}$$

$L = a$ – zanjirning erkin tebranadigan qismi uzunligi, m ;

$S = s_1$ – taranglik kuchi, N ;

q – 1 metr zanjirning massasi kg/m .

Majburiy tebranishlar chastotasi zanjirning yulduzcha bilan ilashishga kirishganda hosil bo'ladigan urinishlar chastotasiga, ya'ni $n_1 z_1 / 60$ ga teng.

Bu ikki chastota qiymatini o'zaro tenglab, rezonans hodisasi sodir bo'ladigan aylanishlar sonini topish mumkin.

$$n_0 = 60 f_0 / z_1 = 30 / z_1 a \sqrt{s_1 / q}, \quad min^{-1}$$

Ishlayotgan uzatmada rezonans hodisasi ro'y bermasligi uchun yulduzchalarning haqiqiy aylanish chastotasi $n_0, 2n_0, 3n_0, \dots$ ga teng bo'lib qolmasligi kerak.

Zanjirli uzatmalarning amaliy hisobi

Hisobiy quvvatga qarab jadvaldan zanjir tanlanadi.

$$N_k = N_1 \cdot K_c \cdot K_z \cdot K_n$$

$$N_1 = F_t \cdot v / 1000 \text{ kVt}; \quad F_t = ([P_0] \cdot d \cdot B / K_c)$$

$$K_c = K_d \cdot K_N \cdot K_S \cdot K_a \cdot K_T \cdot K_{ref}$$

K_c – Eksploatatsiya koeffitsienti;

K_d – Nagruzkaning dinamik taʼsirini hisobga oluvchi koeffitsient;
 K_n – uzatmaning gorizontal tekislikka nisbatan joylashuvini hisobga oluvchi koeffitsient;

K_m – moylashni hisobga oluvchi koeffitsient;

K_a – markazlararo masofani hisobga oluvchi koeffitsient;

K_f – zanjir tarangligini sozlash usulini eʼtiborga oluvchi koeffitsient;

K_{rei} – ish rejasini eʼtiborga oluvchi koeffitsient;

$K_z = z_{ol}/z_1$ – yulduzcha tishlarini hisobga oluvchi koeffitsient;

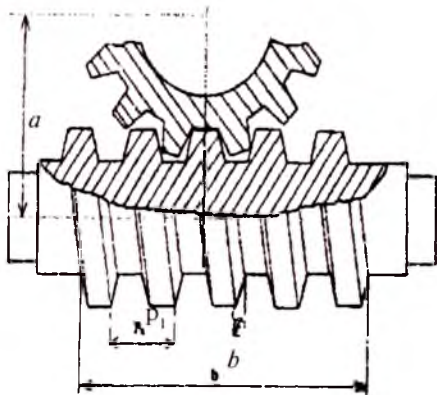
$K_n = n_{ol}/n_1$ – aylanishlar chastotasini hisobga oluvchi koeffitsient;

z_{ol} – jadval tuzish uchun asos qilib olingan uzatmadagi kichik yulduzchani hisobga oluvchi tishlar soni. $z_{ol} = 25$ deb qabul qilingan;

z_{ol} – shu yulduzchani aylanish chastotasi, jadvalda keltirilgan aylanishlar chastotasining qaysi biri hisoblanayotgan uzatmadagi n_1 ga yaqin boʻlsa shu nisbi qabul qilinadi.

CHERVYAKLI UZATMALAR

Umumiy maʼlumotlar



Chervyakli uzatmalar vallarining oʻqlari ayqash boʻlgan hollarda ishlatiladi. Chervyakli uzatmaning ishlash prinsipi vintli juftning ishlash prinsipi kabidir. Chervyakli uzatmalarning **afzalliklari**:

1. Tuzilishi oddiy, oʻzi ixcham boʻlib, bir pogʻonani oʻzida uzatish soni katta.

2. Ravon va shovqinsiz ishlaydi.

3. Oʻzi tormozlanadigan qilib tayyorlash mumkin.

4. Ishonchli ishlaydi.

Kamchiliklari:

1. FIK nisbatan kichik.

2. Gʻildirak tishlari tez yoyiladi.

3. Gʻildirak uchun qimmatbaho metall (bronza) ishlatiladi.

Chervyakli uzatmalar *chervyak tanasining tuzilishiga* qarab: silindrik va globoidal;

Chervyak *oʻramlarining soniga* qarab: arximed, evolventa, konvolyuta shaklida;

Chervyakning gʻildirakka nisbatan egallagan oʻrniga qarab: chervyagi pastda, yonida, tepada joylashgan turlarga boʻlinadi.

Agar chervyak o'z o'qiga tik tekislik bilan kesilganda hosil bo'lgan shaklining izi Arximed spiraliga o'xshasa, bu chervyak Arximed chervyagi deb, agar hosil bo'lgan iz evolventga o'xshash bo'lsa, evolventaviy chervyak deb ataladi. Hosil bo'lgan shaklning izi qisqartirilgan yoki cho'zilgan evolventga o'xshash bo'lsa, bunday chervyak konvolyutaviy chervyak deyiladi.

Arximed chervyagi o'zi o'qi bo'ylab o'tadigan tekislik bilan kesilsa, o'ram profili (ko'ndalang kesimi) teng yonli trapetsiya evolventaviy chervyak uning asosiy aylanasiga urinma tekislik bilan kesilganda va konvolyutaviy chervyak o'ram yo'nalishiga tik tekislik bilan kesilganda hosil bo'ladi.

Uzatmaning geometriyasi va kinematikasi

Chervyakli uzatmalarda ham tishli uzatmalardagidek boshlang'ich bo'lish, ichki va tashqi diametrlar uzatmaning asosiy geometrik parametrlaridir. Ilashmaning qadami sifatida P , modul sifatida esa shu P qadamning p ga nisbati olinadi.

Kirimlar soni $z_{1,2}$

$\alpha = 20^\circ$ o'q bo'ylab o'tkazilgan kesimdagi profil burchagi;

$m = P / \pi$ - o'q bo'yicha aniqlangan modul;

$q = d_1 / m$ - chervyakning nisbiy diametri;

$d_1 = qm$ - bo'lish diametri;

$d_{d1} = d_1 + 2m$ - sirtqi diametr;

$d_{d2} = d_2 - 2,4m$ - ichki diametr;

Markazlararo masofa: $\alpha_w = 0,5(q + z_2)$.

$2\delta = 100^\circ$; $xz \geq 28$; $u \neq d_2 / d_1$; $u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1$

Aylana tezlik: $v_1 = \pi d_1 n_1 / 60 \times 1000$.

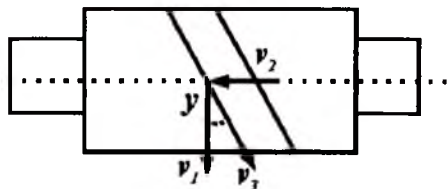
Sirpanish tezligi: $v_s = v_1 / \cos\gamma$

γ - chervyak vint c hizig'ining ko'tarilish burchagi.

Uzatmaning FIK

$\eta = \text{tg}\gamma / \text{tg}(\gamma + \rho)$

ρ - ishqalanish burchagi.



Chervyakli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar

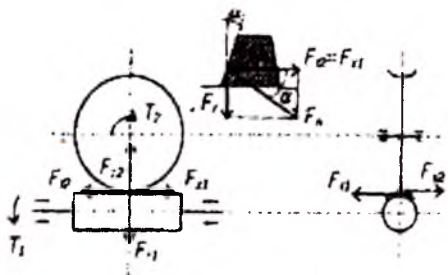
Ishlayotgan uzatmaning chervyak va g'ildiragida aylana, radial va o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar paydo bo'ladi. Chervyakdagi aylana kuch miqdori jihatidan g'ildiragdagi o'q bo'ylab yo'nalgan kuchga teng bo'ladi:

$$F_{u1} = 2T_1 / d_1 = F_{x2}$$

Uzatmada radial kuch:

$$F_r = F_{x2} \times \text{tg}\alpha$$

Momentlar: $T_2 = T_1 \times u \times n$



Uzatmani kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

$$\sigma_H = 170 / (z_2 / q) \sqrt{(z_2 / q + 1 / a_w)^3 T 2 K_H} \leq \sigma_{Hp}, \quad \text{MPa}$$

$$a_w = (z_2 / q + 1) \sqrt[3]{(z_2 / q + 1 / a_w)^3 T 2 K_H} \leq \sigma_{Hp}, \quad \text{mm}$$

Bu yerda T_2 – g'ildirakdagi burovchi moment, N/mm ;

K_n – yuklanish koeffitsienti ($K_n = K_v, K = 1, 1 \dots 1,4$).

Uzatmani eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash

$$\sigma_F = 0,7 Y_F W_{F1} / M_n \leq \sigma_{Fp}$$

W_{F1} – g'ildirak tishiga ta'sir etayotgan solishtirma kuchning hisobiy qiymati; $W_{F1} = F_{t2} K_f / b_2$

K_f – yuklanish koeffitsienti (1,1–1,4);

m – normal modul; $m_n = m \cos \gamma$

Y_F – tish shaklining koeffitsienti;

Y_F ning qiymati tishlarning keltirilgan soni z_v ga qarab olinadi. $z_v = z_2 / \cos^2 \gamma$

Uzatmaning qizishini tekshirish

Uzatmada har sekundda hosil bo'ladigan issiqlik miqdori.

N_1 – uzatiladigan quvvat, W ,

n – uzatmaning FIK.

Uzatmada hosil bo'ladigan issiqlikning bir qismi uzatmaning korpusi havo bilan sovitish orqali olib keltiriladi. Olib keltiriladigan issiqlik miqdori Q_1

$$Q_1 = K_f (t_1 - t_0) \cdot s$$

s – havo bilan sovitiladigan yuza, m^2 ;

t_1 – reduktor ichining yoki moyning temperaturasi, $^{\circ}S$;

t_0 – atrof-muhitning (havoning) temperaturasi, $^{\circ}S$;

K_f – issiqlik chiqarish koeffitsienti, $Vt. ^{\circ}S/m^2$;

K_f – 8–10 ventilyatsiya qilinmaydigan yopiq xonalar uchun;

K_f – 13–18 shamollatib turiladigan xonalar uchun.

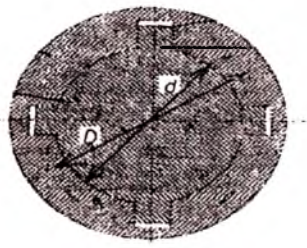
SHLITSLI BIRIKMA

Ularning afzalligi valda yaxshi markazlanadi, zarbiy nagruzkaga mustahkamligi yuqori, ortiq nagruzkaga chidaydi.

To'rtburchak, evolventa va uchburchak profilli, bo'ladi.

r_{or} – o'rtacha radius;

F – shlits yon yukning hisobiy yuzi;



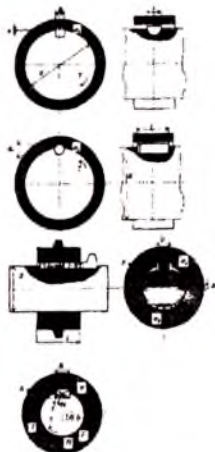
Z – shlitslar soni;

ψ – nagruzkaning shlitslar orasida bir tekis taqsimlanmasligini hisobga oluvchi koeffitsient (0,7,0,8).

Shlitslarning sirti termik ishlanmagan bo'lsa $[\sigma_{cz}] = 60-100$

MPa. Shlitslarning sirti termik ishlangan bo'lsa $[\sigma_{cz}] = 100-140$ MPa.

Segmentsimon shponkalar



$$\sigma_{cz} = 2T / \text{aid} < [\sigma_{cz}]$$

Valning diametiri kichik va T kichik bo'lgan hollarda ishlatiladi.

Silindirik shponkalar: $\sigma_{cz} = 4T / d_{sh} l d < [\sigma_{cz}]$.

Ponasimon shponkalar: $\sigma_{cz} = 2T / bl (fd + b/6) < [\sigma_{cz}]$
 $[\sigma_{cz}] = 80-100$ MPa.

f – ishqalanish koeffitsienti (0,13 – 0,18)

σ_1 va σ_2 – N kuch bilan almashtirilgan;

F – ishqalanish kuchi.

Shuning uchun sirib tortishda o'q, bo'ylab ta'sir etadigan cho'zuvchi F_T kuchning qiymati:

$$F_T = T_K / 0.15d$$

T_K – kluchga qo'yilgan moment;

d – bolt sterjenining diametiri.

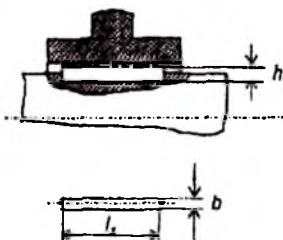
Shponkali va shlitsli birikmalar

Aylanuvchi detallarni val yoki o'qqa birgalikda aylanadigan qilib mahkam o'rnatish uchun har xil shponkalardan foydalaniladi.

Prizmatik, segmensimon, silindirik shponkalar.

Ular prizmatik, segmensimon, silindirik va ponasimon turlarga bo'linadi.

Prizmatik shponkalar



$$\Sigma_{cz} = 4T / hl \quad d < [\sigma_{cz}]$$

$$\sigma_{cz} \quad \tau = 2T / bl \quad d < [\tau]$$

$$\tau = F / (\pi d_2 KH) < [\sigma_{cz}]$$

$K = ab/s$ yoki $K = S1/s$ – rezbaning turini hisobga oluvchi koeffitsient, uchburchak rofilli rezbalar uchun: $K = 0,8$.

N – gayka balandligi.

Nagruzka turlicha ta'sir etuvchi bolt sterjenining mustahkamligini hisoblash.

1. Bolt zazor bilan o'rnatilgan holda F kuch boltning sterjeniga to'ridan-to'g'ri ta'sir etmaydi. Boltning sterjeni asosan taranglik kuchi ta'sirida cho'ziladi.

$$\sigma_{ekv} = 1,3 \cdot F_1 \cdot 4/pd_2 < [\sigma].$$

$$F_1 = KF/f.$$

K – ehtiyotlik koeffitsienti (1,3,2);

f – detallar tutashgan joydagi ishqalanish koeffitsienti.

2. Bolt zazorsiz o'rnatiladi.

$$\tau = 4F/ip \cdot d^2 < [\tau],$$

bu yerda, i – kuch ta'sirida kesilishi mumkin bo'lgan kesimlar soni.

$$\tau = 4F/ip \cdot d^2 < [\tau],$$

3. Agar boltning sterjeniga faqat cho'zuvchi kuch ta'sir etsa (masalan, kran ilgagi), uning rezbali qismi tashqi F kuch ta'siridan cho'zilishiga hisobiy diametri bo'yicha tekshiriladi.

$$\sigma = 4F/pd^2 < [\sigma],$$

$$d_x = 4F/p[\sigma],$$

d_x – $d-0,94 s$

d_x – GOST dan olinadi;

d – rezbaning tashqi diametri;

s – qadami;

4. Bolt sirib tortilgan, Bunga germetik yopish uchun ishlatiladigan qopqoqlar bolti misol bo'la oladi.

$$\sigma_{ekv} = 1,3 \cdot F_1 \cdot 4F/pd_x^2 < [\sigma]$$

Bu yerda: 1,3 – burovchi T_F moment ta'sirida hosil bo'ladigan kuchlanishni hisobga oluvchi son.

Kichik diametrli boltlarning katta kuch bilan sirib tortish mumkin emas, sterjeni uzilib ketadi.

Masalan, sterjenning diametri 6 mm bo'lgan boltni sirib tortishda kluchga 45 N kuch qo'yilsa bas, u uzilib ketadi.

Ichki va sirtqi rezbalar bo'ladi. Metrik rezbada $\alpha = 60^\circ$ dyumli rezbada $\alpha = 55^\circ$ (1 dyum = 25,4 mm).

d – rezbaning tashqi diametri;

d_1 – rezbaning ichki diametri;

d_2 – rezbaning o'rta diametri;

s – rezbaning qadami;

b – rezbaning ko'tarilish burchagi;

t – rezba nuli (bir marta to'la aylangan vintning o'q bo'ylab siljigan masofasi).

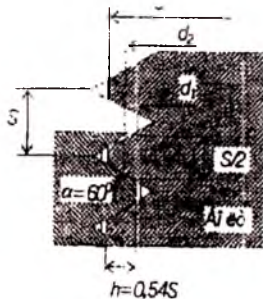
$$\operatorname{tg}\beta = t/pd_2$$

Birikma hosil qilishda rezkali detallarda bolt, vint, shpilka va gaykalar ishlatiladi. Sterjenning ikki uchi rezkali qilib yasalgan bo'lsa u shpilka deb ataladi.

Rezbaning mustahkamligini hisoblash

Rezkali birikmalarda o'q bo'ylab yo'nalgan va vint sterjenini chizadigan kuch rezbaning hamma o'ramlariga ham xuddi bir xilda ta'sir etavermaydi. Rezbaning kuch ta'sir etayotgan tomonidan birinchi o'ramida boshka o'ramlardagiga qaraganda kattaroq kuchlanish hosil bo'ladi. Buning sabablaridan biri o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuchdan vintdagi rezbaning bir tomoniga, gaykadagi rezbaning esa qarama-qarshi tomonga deformatsiyalanishidir.

Masalan, 6 hramli gaykaning birinchi hrami ta'sir etayotgan kuchning 52% ini, 2-hrami – 25%, 3-hrami – 12%, oxirgi hrami – 2% qabul qiladi.

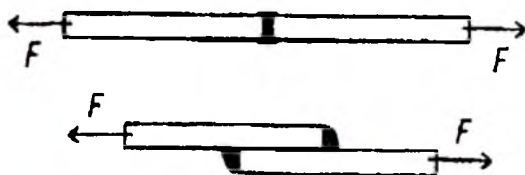


Rezbaning ezilishini hisoblash

$$\sigma_{ez} = F / (z p d_2 \cdot h) < [\sigma_{ez}]$$

$z = H/s$ balanddigi N bo'lgan reykadagi rezba o'ramlari soni. Rezbaning kesilishi:

Payvand birikmalar



Elektr payvandlash, gaz alangasida payvandlash, detalni uchma-uch, ustma-ust payvandlash mumkin.

Uchma-uch birikmani hisoblash.

$$\sigma = F/L_s < [\sigma]$$

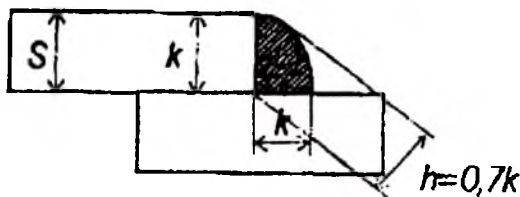
l—chok uzunligi;

s—list qalinligi.

Elektr payvandlash, gaz alangasida payvandlash, detalni uchma-uch, ustma-ust payvandlash mumkin.

Ustma-ust birikmani hisoblash

Burchakli chok.



$$\tau = F / (2l \cdot 0,7K) < [\tau]$$

Agar moment ta'sir qilsa:

$$t = M / W_p; W_p = 0,7 K l b$$

Kontaktlab payvandlashda: $\tau = F / l b < [\tau]$

Plastmassa payvand birikmalar quyidagicha hisoblanadi.

Uchma-uch choklar uchun $F = l s [\sigma_p] \cdot j$ $j = 0,7-0,75$

ustma-ust choklar uchun $F = 0,7 K l [s_{silj}] \cdot j = 0,65$

j – choklarning mustahkamlik koeffitsienti.

Rezbali birikmalar

Rezbalar uchburchak, turtburchak, trapetsiya va doiraviy profilli bo'lishi mumkin. Rezbalar bir kirimli, ikki kirimli, uch kirimli va h.k. bo'ladi. Rezbalar silindrik yoki konussimon sirtida bo'lishi mumkin. Agar rezbaning o'lchamlari (mm) hisobida ifodalansa, bunday rezba metrik rezba deb ataladi.

Birikmalar

Detallardan uzellar, uzellardan esa mashinalar birikmalar vositasida yig'iladi.

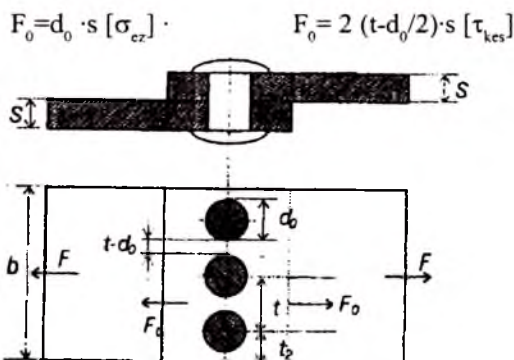
Birikmalar ajralmaydigan va ajraladigan turlarga bo'linadi. Ajralmaydigan turiga parchin mixli va payvand birikmalar kiradi. Ajraladigan turiga shponkali, shlidli, shlits va boltli birikmalar kiradi.

Parchin mixli birikmalar va ularni hisoblash

Cho'zuvchi kuch ta'siridagi chokni hisoblash. Chokdagi parchin mixlar soni n bilan, bitta parchin mixga ta'sir etuvchi $F_0 = F/n$ bilan belgilasak, chokning mustahkamligi quyidagicha bo'ladi:

$$P_0 = \pi d_0^2 \cdot [\tau_{kesj}]$$

$$F_0 = (t-d_0) \cdot s [\sigma_{\text{cho'z}}],$$



bu yerda: $[\tau_{\text{kes}}]$ – listning chetki qismi uchun kesuvchi ruhsat etilgan kuchlanish.

Amaliy hisoblashda $d_0 = (1,8 \cdot 2,2) \cdot s$ $t = (3,5) \cdot d$ olinadi.
Eguvchi moment ta'sir etuvchi chokni hisoblash.

$$F_1 = M \cdot l_i \Sigma l_i^2.$$

Dumalash podshipniklarini tanlash

Podshipniklarni dinamikaviy va yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlash uchun dimikaviy yuk ko'taruvchanlikning hisobi topilib, jadvaldagi qiymatiga taqqoslanadi va u yerdan mos kelgan podshipnik tanlanadi.

$$S_x < C;$$

$$S_x = p L L = 60 p L h / 10^6$$

S_x – dinamik yuk ko'taruvchanlikning hisobiy qiymati, N;

S – dinamik yuk ko'taruvchanlikning jadvaldagi qiymati, N;

R – ildiz ko'rsatkichi $R=3$ sharikli podshipnik uchun, $R=3,33$ rolikli podshipnik uchun;

L – mln. aylanishlar hisobida ifodalanadigan xizmat muddati;

LH – soat hisobida ifodalanadigan xizmat muddati.

R – ekvivalent dinamikaviy nagruzka, N .

Sharikli radial va radial-tirak podshipniklar uchun

$$P = (xvF_r + yF_d) K_b K_i.$$

- x – radial nagruzka koeffitsienti;
- u – o‘q bo‘ylab yo‘nalgan nagruzka koeffitsienti;
- v – halkalarning qaysi biri aylanuvchi ekanligiga bog‘liq koeffitsient;
- v ~ 1 ichki halqa aylanadi;
- v = 1,2 sirtqi halqa aylanadi.

F_a – radial nafuzka, N;

K_t^a – temperatura koeffitsienti;

F_r – o‘q bo‘ylab yo‘nalgan nagruzka;

K_b^a – nafuzka xarakterining podshipnik xizmt muddatiga ta‘sirini e‘tiborga oluvchi xavfsizlik koeffitsienti.

PODSHIPNIKLAR

Podshipniklar *sirpanish* va *dumalash* podshipniklariga bo‘linadi.

Sirpanish podshipniklari

Sirpanish podshipniklarining afzalliklari:

1. Katta (1000 min⁻¹ gacha) chastota bilap ishlash hollarida k o‘pga chidaydi.

2. Vallarni talab qilingan darajada aniq yo‘nalishda o‘rnatish imkonini beradi.

3. Ajraladigan qilib tayyorlangani uchun uni valning istalgan qismiga o‘rnatish mumkin. Bu hol ayniqsa tirsakli vallar uchun qo‘l keladi.

4. Zarb bilan ta‘sir qiladigan kuchlar mavjud bo‘lgan hollarda podshipnikdagi moy qatlami bu kuchlarning salbiy ta‘sirini kamaytiradi.

5. Agressiv muhitli sharoitda (masalan suvda) ishlay oladi.

6. Diametri katta (1 m dan ortiq) vallarda ishlashi mumkin. Sirpanish podshipnigini shartli hisoblash.

R – solishtirma bosim;

R – podshipnikka ta‘sir etayotga radikal kuch, N;

l – podshipnikning uzunligi, m;

d – tsapfaning diametri, m;

[r] – solishtirma bosimning ruhsat etilgan qiymati, MPa.

Po‘lat bronza ustida sirpanganda 5–8 MPa.

Pulat cho‘yan ustida sirpanganda 2–3 MPa.

Dumalash podshipniklari

Ma‘lumki, sirpanish podshipniklarining asosiy kamchiliklaridan biri ishqalanish koeffitsientining kattaligidir. Dumalash podshipniklarida ishqalanish koeffitsienti juda kichik.

Dumalash podshipniklarining asosiy turlari:

1. Sharikli.

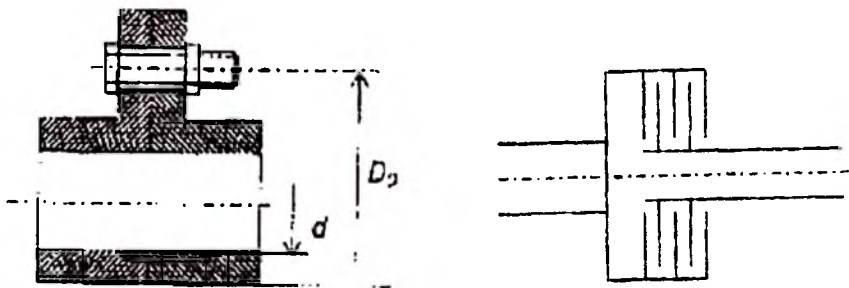
2. Sharikli-sferik.

FRIKSION MUFTALAR

Boshqariladigan ulovchi muftalar sifatida friktsion muftalardan ko'proq foydalaniladi. Chunki bu muftalar vositasida etakchi valning harakatini to'xtatmay uni etaklovchi val bilan ulash oson.

Ishqalanish sirtining tez eyilishi friktsion muftalarning asosiy kamchiligidir. Ish sirtining shaklini ko'rsa diskli, konussimon va kolodkali, lentali bo'ladi.

Diskli muftalar. Ishqalanish sirtlari 2 ta yarim muftadan iborat. Ya'ni muftalardan biri val qo'zg'almaydigan qilib o'rnatiladi, ikkinchisi esa val o'qi bo'ylab bemalol suriladi. Suriladigan yarim mufta qo'zg'almas yarim muftaga Q kuch bilan siqiladi. Bunda hosil bo'ladigan ishqalanish kuchining momenti quyidagicha:



$$M_u = Qf R_{o,p} = T$$

$$M_u = Qf R_{o,p} = T$$

bu yerda: $R_{o,p}$ - disklar ish sirtining o'rtacha radiusi. $R_{o,r} = D_1 + D_2/4$ Q ning burovchi momentni uzata olish uchun talab ztiladigan ³iymati ³uyidagicha:

$$Q = TK/fR_{o,p}$$

K - ish rejimini disobga oluvchi koeffitsient.

Q ning kamayishi uchun ko'p diskli friktsion muftalar ishlatiladi.

$KT = Qfz R_{o,r}$ yoki $Q = KT/(fz R_{o,r})$ z - ishqalanadigan sirtlar juftlari soni; $z = n-1$; n - disklar soni;

$$Q < \pi/4 (D_1^2 - D_2^2) [P]$$

$[R]$ - ruhsat etilgan bosim, jadvalda beriladi.

$$\sigma_{ez} = T/r_{o,r} Fz\psi < [[\sigma_{ez}]]$$

ψ_σ va ψ_τ - kuchlanishlar sikli o'zgarmas qismining mustahkamlikka ta'sirini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

σ_a va τ_a - kuchlanishlar siklining o'zgaruvchan qismi;

σ_m va τ_m - kuchlanishlar siklining o'zgarmas qismi;

$$\sigma_m = 0 \quad \sigma_a = \sigma_{eg} = M_y/0.1d^3$$

$$\tau_m = \tau_a = \tau/2 = T/2e0.2d^3$$

$\sigma-1$ va $\tau-1$ - chegaraviy kuchlanish, materialga qarab jadvaldan olinadi;

$$\sigma-1 = (0,4-0,5)\sigma_b$$

$$\tau-1 = (0,2-0,3) \sigma_b$$

ϵ_m – diametri xar xil bo'lgan vallardagi chidamlilik chegarasini har xil bo'lishini hisobga oluvchi koeffitsient (grafikdan olinadi);

ϵ_n – detal sirtining tozalik darajasining chidamlilik chegarasiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient (grafikdan olinadi);

K_σ va K_τ – kuchlanishlar konsentratsiyasini hisobga oluvchi koeffitsient (jadvaldan olinadi).

Muftalar

Muftalar va truba va shu kabi detallarning uchlarini bir-biriga ulash uchun ishlatiladi:

1. Doimiy biriktirilgan muftalar.
 2. Boshkariladigan ulovchi muftalar.
 3. O'z-o'zini boshqaruvchi (avtomatik) muftalar.
 1. a) vtulka ko'rinishli i mufta;
 - b) flanetsli mufta;
 - d) tishli mufta;
 - e) vtulka barmokli mufta.
 2. a) kulachokli mufta;
 - b) tishli mufta;
 - d) friksion mufta (diskli va konussimoshsh);
3. a) saqlagich muftalar;
 - b) markazdan qochma muftalar.

Muftalar vallarning diametri va hisobiy burovchi momentga qarab tanlanadi.

$$T_p = K T_{nom} < [T]$$

K – ekspluatatsiya koeffitsienti ($K=1,25-3,5$).

Flanetsli mufta: $\tau = 4F / \pi e d^2 < [\tau]$

F_1 – aylana kuch, 1 ta boltlar tushayotganda:

$$F_1 = 2T_p / D_0 Z_1$$

D_0 - boltlar qo'yilgan diametr;

z_1 - boltlar soni.

VALLAR VA ULARNI HISOBLASH

Val bilan o'q-tishli g'ildirak, shkv va shu kabi aylanuvchi qismlarni o'rnatish uchun ishlatiladigan asosiy detallar.

Val bilan o'qning tuzilishi bir xil bo'lsada ishlash sharoiti har xil. Yuk faqat egiluvchi kuchlanish ta'sirida, val esa eguvchi kuchlanish bilan bir vaqtda burovchi momentdan hosil bo'ladigan kuchlanish ta'sirida ishlaydi. Vallarni eguvchi moment M va burovchi moment T ta'siriga chidamliligi, bikrligiga hamda vibratsiyadoshligi hisoblanadi.

Vallarni hisoblashning tahminiy usuli

1. Ma'lum aylanish chastotasi hamda quvvat asosida valning tahminiy diametri aniqlanadi. Buning uchun faqat burovchi moment ta'siridagi valning mustahkamlik shartidan foydalaniladi.

$$T = W_p [\tau]$$

$W_p = 0,2 d^3$ – val kundalang kesimining polyar qarshilik momenti.

$$d = \sqrt[3]{T \cdot 10^3 / 0,2 \cdot [\tau]}$$

$$T = 9550 N/n, \text{ H\ae m,}$$

bu yerda: N – kW,

Reduktor vallari uchun d – (150–170)

Vallarning mustahkamligini hisoblashning aniq usuli

Bu usulga ko'ra valning xavfli kesimi uchun ehtiyot koeffitsienti aniqlanib, ruhsat etilgan qiymati bilan solishtiriladi.

$$n = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 n_\tau^2} \geq [n] \geq 1.5$$

$n_\sigma = \sigma - 1 / ((\sigma_a K_\sigma / \epsilon_m \epsilon_n) + \psi_\sigma \sigma_m)$ egilish bo'yicha aniqlangan ehtiyot koeffitsienti;

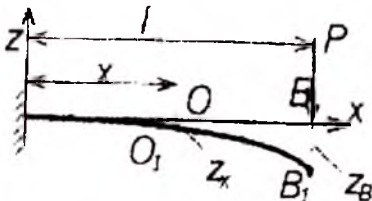
$n_\tau = \tau - 1 / ((\tau_a K_\tau / \epsilon_m \epsilon_n) + \psi_\tau \sigma_m)$ buralish bo'yicha aniqlangan ehtiyot koeffitsienti;

Egilishda deformatsiyani aniqlash.

Balkalarning salqiligi va kesimlarning aylanish burchagi

Shaklda bir uchi bilan mahkamlangan va erkin uchiga R kuch qo'yilgan balkaning egilgan o'qi kattalashtirib ko'rsatilsin.

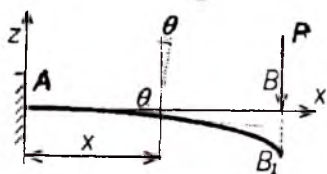
Balkaning mahkamlangan uchidan x masofada turgan ko'ndalang kesimning og'irlik markazi O vertikal chiziq bo'yicha O_1 nuqtaga, B esa B_1 nuqtaga ko'chadi.



Balkaning ko'ndalang kesimida og'irlik markazining balka o'qiga tik yo'nalishda ko'chishi balkaning shu kesimdagi salqiligi deyiladi. Salqillikni z xarfi bilan belgilaymiz. Balka egilganda uning tekis ko'ndalang kesim yuzasi tekisligicha qolib, faqat avvalgi holatiga nisbatan aylanadi. Har bir kesimning aylanish burchagi deyiladi.

Bu θ burchak shu nuqtadan balkaning egilgan o'qiga o'tkazilgan urinmaning absissa o'qi bilan tuzgan burchagiga tengdir.

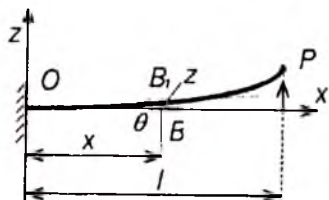
Koordinatalar boshini balkaning chap uchiga qo'yib absissa o'qiga o'ng tomonga balka o'qi bo'ylab yo'naltiramiz. Bu holda balka egilgan o'qining tenglamasi quyidagicha ifodalanadi.



$$z = f(x) \quad (1)$$

Matematikadan ma'lumki $z = f(x)$ e gri chiziqqa o'tkazilgan urinmaning abstsissalar o'qi Bilan hosil qilgan burchagi quyidagicha:

$$tg\theta = dz/dx \quad (2)$$



Amalda balkaning salqiligi uning uzunligiga nisbatan juda kichik miqdor bo'lganligidan odatda 1° dan katta bo'lmaydi. Ya'ni $tg\theta = \theta$ deb olish mumkin.

$$\theta = dz/dx = z' \quad (3)$$

ya'ni, kesimning aylanish burchagi shu kesimdagi salqilikdan x bo'yicha olingan hosilaga teng.

Sof egilishini eguvchi moment orqali ifodalaymiz:

$$z'' = \ddot{a}M_x/EJ_y \quad (4)$$

Avvalgi differensial bo'lanishlarni solishtirsak:

$$\theta = z''$$

$$\ddot{a}M = EJ_y z''$$

$$Q = dM_x/dx = (EJ_y z'')' \quad (5)$$

$$-q = dQ/dx = d^2M_x/dx^2 = (EJ_y z'')$$

(4) formuladan salqilik tenglamasi (1) ni chiqarish uchun uni ikki marta integrallash lozim. Eguvchi moment M_x abstsissa x ning funksiyasidir, shuning uchun (4) ni integrallaymiz:

$$EJ_y z' = \int M_x dx + C$$

Yana bir bor integrallaymiz:

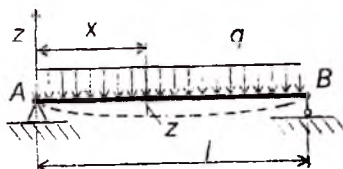
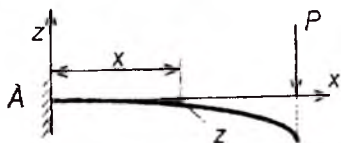
$$EJ_y z = \int dx \int M_x dx + C_x + D$$

Shunday qilib, kesimning aylanish burchagi uchun:

$$z = 1/EJ_y = \int dx \int M_x dx + C_x + D$$

Bu yerda ixtiyoriy o'zgarmas C va D sonlarning qiymatlari balka uchlarining tiralish shartlaridan, ya'ni masalaning chegara shartidan foydalanib topiladi.

$$x = 0 \text{ da } z = 0 \quad x = l \text{ da } 2v = 0$$



Universal formula

Agar balka ikkita uchastkadan iborat bo'lsa, ikkita differensial tenglama tuzish kerak, ixtiyoriy o'zgarmas sonlarni topish uchun esa to'rtta algebraik tenglamalar sistemasini birgalikda yechish kerak.

Agar balka n uchastkadan iborat bo'lsa, u holda $2n$ ta ixtiyoriy o'zgarmas son hosil bo'ladi, ularni topish uchun esa $2n$ ta algebraik tenglamani birgalikda echishga to'g'ri keladi. Bu esa ko'p mehnat talab qiladi. Maxsus yo'llarni tatbiq qilib, ixtiyoriy o'zgarmaslarning sonini uchastkalar soni qancha bo'lishiga qaramay ikkitagi keltirish mumkin. Bu yo'llar quyidagilardan iborat:

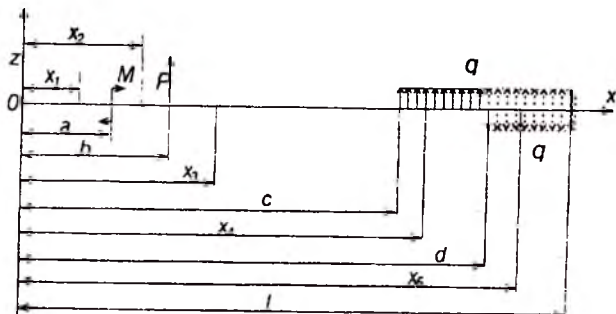
1. Barcha uchastkalarining eguvchi moment tenglamalarini kesimning bir tomonidan, ya'ni koordinatalar boshi bilan tegishli kesim orasida joylashgan tashqi kuchlardan tuzamiz.

2. Eguvchi moment tenglamasiga kirgan qavslar ichidagi hadlarni integrallashda qavslarni ochmaymiz.

3. Agar balkaga juft kuch ta'siri qo'yilgan bo'lsa, eguvchi moment tenglamasiga kirgan bu juft kuch hadini $(x-a)^0$ binomiga ko'paytiramiz, chunki bu binom 1-ga teng bo'lgani uchun juft kuch qiymatiga halal bermaydi.

4. Agar tekis yoyilgan yuk balkaning oxirgi uchiga yetmagan bo'lsa, uni balkaning oxirigacha davom ettiramiz.

Bu holda balkaning muvozanatini buzmaslik uchun balkaga davom ettirilgan yoyilgan yuk intensivligi q ga teng va unga teskari yo'nalgan q yukni tegishli masofaga qo'yamiz.



Endi shaklda ko'rsatilgan balkaning hamma uchastkalari uchun yuqorida aytilganlarni e'tiborga olib, eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz:

$$1\text{-uchastka uchun } M_1=0$$

$$2\text{-uchastka uchun } M_2=M(x_2-a)^0$$

$$3\text{-uchastka uchun } M_3=M(x_3-a)^0+P(x_3-b)$$

$$4\text{-uchastka uchun } M_4=M(x_4-a)^0+P(x_4-b)+q(x_4-c)^2/2$$

$$5\text{-uchastka uchun } M_5=M(x_5-a)^0+P(x_5-b)+q(x_5-c)^2/2-q(x_5-d)^2/2$$

Endi 5 ta uchastka uchun differensial tenglamalarni (4) formulaga asoslanib tuzamiz.

$$1\text{-uchastka uchun } EJz_1''=0$$

$$2\text{-uchastka uchun } EJz_2''=M(x_2-a)^0$$

$$3\text{-uchastka uchun } EJz_3''=M(x_3-a)^0+P(x_3-b)$$

$$4\text{-uchastka uchun } EJz_4''=M(x_4-a)^0+P(x_4-b)+q(x_4-c)^2/2$$

$$5\text{-uchastka uchun } EJz_5''=M(x_5-a)^0+P(x_5-b)+q(x_5-c)^2/2-q(x_5-d)^2/2$$

Bu tenglamalarning har birini integrallaymiz.

$$1\text{-uchastka uchun } EJz_1=EJ\theta_1=c_1$$

$$2\text{-uchastka uchun } EJz_2=EJ\theta_2=M(x_2-a)+c_2$$

$$3\text{-uchastka uchun } EJz_3=EJ\theta_3=M(x_3-a)+P(x_3-b)^2/2+c_3$$

$$4\text{-uchastka uchun } EJz_4=EJ\theta_4=M(x_4-a)+P(x_4-b)^2/2+q(x_4-c)^3/6+c_4$$

$$5\text{-uchastka uchun } EJz_5=EJ\theta_5=M(x_5-a)+P(x_5-b)^2/2+q(x_5-c)^3/6-q(x_5-d)^3/6+c_5$$

Bular har qaysi uchastka kesimining aylanish burchak tenglamalaridir.

Yana bir marta integrallab salqilik tenglamalarini hosil qilamiz.

$$1\text{-uchastka uchun } EJz_1=C_1x_1+D_1$$

$$2\text{-uchastka uchun } EJz_2=M(x_2-a)^2/2+C_2x_2+D_2$$

$$3\text{-uchastka uchun } EJz_3=M(x_3-a)^2/2+P(x_3-b)^3/6+C_3x_3$$

$$4\text{-uchastka uchun } EJz_4=M(x_4-a)^2/2+P(x_4-b)^3/6+q(x_4-c)^4/24+C_4x_4+D_4$$

$$5\text{-uchastka uchun } EJz_5=M(x_5-a)^2/2+P(x_5-b)^3/6+q(x_5-c)^4/24-q(x_5-d)^4/24+c_5x_5+d_5$$

Integrallasdan hosil bo'lgan o'nta ixtiyoriy o'zgarmas soni topish uchun quyidagi shartlardan foydalanamiz.

1. $x_1 = x_2 = a$ bo'lganda $z_1 = z_2$ va $z_1'' = z_2''$

2. $x_2 = x_3 = b$ bo'lganda $z_2 = z_3$ va $z_2'' = z_3''$

3. $a_3 - x_4 = c$ bo'lganda $z_3 = z_4$ va $z_3'' = z_4''$

4. $x_4 = x_5 = b$ bo'lganda $z_4 = z_5$ va $z_4'' = z_5''$

Bu shartlarni yuqoridagi tenglamalarga qo'yib quyidagilarni topamiz:

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C_5 \quad D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D_5$$

Shunday qilib, o'nta ixtiyoriy o'zgarmas son o'miga faqat ikkita ixtiyoriy o'zgarmas son C va D qoladi. Bu ikkita o'zgarmas soni quyidagi mulohazalar yordamida aniqlaymiz. Balka koordinatalar boshida boshlang'ich aylanish burchagi θ_0 va boshlang'ich salqillik f_0 ga ega bo'lsin deyaylik. U holda birinchi uchastka tenglamalaridan $x=0$ uchun ushbu ifodalarni olamiz:

$$EJ_1 \theta_0 = C_1$$

$$EJ_1 f_0 = D_1$$

Grek alifbosi

A, α – alfa
 B, β – beta
 Γ, γ – gamma
 Δ, δ – delta
 E, ϵ – epsilon
 Z, ζ – dzeta
 H, η – eta
 Θ, θ – teta
 I, ι – yota
 K, κ – kappa
 Λ, λ – lambda
 M, μ – mi
 N, ν – ni
 X, χ – ksi
 O, \omicron – omikron
 Π, π – pi
 P, ρ – ro
 Σ, σ – sigma
 T, τ – tau
 ρ, υ – ipsilon
 Φ, ϕ – fi
 X, χ – xi
 Ψ, ψ – psi
 Ω, ω – omega

Lotin alifbosi

A, a – a
 B, b – be
 C, c – se
 D, d – de
 E, e – e
 F, f – ef
 G, g – ge
 H, h – ash
 I, i – i
 J, j – yot
 K, k – ka
 L, l – el
 M, m – em
 N, n – en
 O, o – o
 P, p – pe
 Q, q – ku
 R, r – er
 S, s – es
 T, t – te
 U, u – u
 Y, y – ve
 W, w – dubl-ve
 X, x – iks
 Y, y – igrik
 Z, z – zet

SI birliklar sistemasidagi mexanik kattaliklar va birliklar

Kattalikning nomi	O'lchamligi	Belgilanishi		Nomi
		ruscha	halqaro	
Uzunlik	m	м	m	metr
Massa	kg	кг	kg	kilogramm
Vaqt	s	с	s	sekund
Yuz	m ²	–	–	kvadrat metr
Hajm	m ³	–	–	kub metr
Yassi burchak	–	рад	rad	radian
Fazoviy burchak	–	стер	sr	steradian
Chiziqli tezlik	m · s ⁻¹	–	–	–
Burchak tezlik	s ⁻¹	–	–	–
Chiziqli tezlanish	m · s ⁻²	–	–	–
Burchak tezlanish	s ⁻²	–	–	–
Kuch	m · kg · s ⁻²	Н	N	nyuton
Olirlik	m · kg · s ⁻²	Н	N	nyuton
Solishtirma og'irlik	m ⁻² · kg · s ⁻²	–	–	–
Zichlik	m ⁻³ · kg	–	–	–
Kuch impulsi	m · kg · s ⁻¹	–	–	–
Harakat miqdori	m · kg · s ⁻¹	–	–	–
Kuch momenti	m ² · kg · s ⁻²	–	–	–
Bosim	m ⁻¹ · kg · s ⁻²	Па	Pa	paskal
Ish	m ² · kg · s ⁻²	Ж	J	joul
Energiya	m ² · kg · s ⁻²	Ж	J	joul
Quvvat	m ² · kg · s ⁻³	Вт	W	vatt
Inersiya momenti	m ² · kg	–	–	–
Bo'ylama cho'zilish koeffitsienti	m · kg ⁻¹ · s ⁻²	–	–	–
Ko'ndalang cho'zilish koeffitsienti	m · kg ⁻¹ · s ⁻²	–	–	–
Yung moduli	m ⁻¹ · kg · s ⁻²	–	–	–
Siljish moduli	m ⁻¹ · kg · s ⁻²	–	–	–
Tebranish davri s	–	с	–	–
Tebranish chastotasi	s ⁻¹	Гц	Hz	gers
Burchak chastota	s ⁻¹	–	–	–

Karrali va ulushli birliklar

Asosiy birlikka old qo'shimcha	Asosiy birlikka nisbati	Qisqacha belgilanishi		Asosiy birlikka old qo'shimcha	Asosiy birlikka nisbati	Qisqacha belgilanishi	
		ruscha	lotincha			ruscha	lotincha
Piko.....	10^{-12}	п	p	Deka.....	10	Да	Da
Nano.....	10^{-9}	н	n	Gekto.....	10^2	Г	G
Mikro.....	10^{-6}	мк	μ	Kilo.....	10^3	к	k
Milli.....	10^{-3}	м	m	Mega.....	10^6	М	M
Santi.....	10^{-2}	с	s	Giga.....	10^9	Га	Ga
Detsi.....	10^{-1}	д	d	Tera.....	10^{12}	Т	T

MUNDARIJA

So'zboshi	3
Kirish va asosiy tushunchalar	5
Ichki zo'riqishlarni aniqlash uchun kesimlar usuli	8
Cho'zilish-siqilish va buralishdagi ichki zo'riqishlar epyuralari	12
To'g'ri egilishdagi ichki zo'riqishlar epyuralari	15
Deformatsiyalar va kuchlanishlar haqida tushuncha	22
Kuchlanishlar tenzorining xossalari. Bosh kuchlanishlar	26
Yassi kuchlangan holat	31
Elastiklik va plastiklik. Guk qonuni	36
Konstruksiya materiallarining mexanik xarakteristikasi	43
Konstruksiya materiallarining mexanik xarakteristikalariga turli omillar ta'siri	50
Konstruksiya ishonchliligi nazariyasining asosiy tushunchalari	53
Prizmatik sterjenlarning cho'zilishi (siqilishi)	59
Prizmatik sterjenning to'g'ri sof egilishi	66
Tuzilma balkalar va egilishdagi siljishlar	71
Doiraviy ko'ndalang kesimli prizmatik sterjenlarning buralish kuchlanishi va deformatsiyasi	75
Deformatsiyaning murakkab turlari	80
Prizmatik sterjenda egilish va buralishning qo'shilishi	83
Siqilgan sterjenlarning ustuvorligini hisoblash	87
Mashina va mexanizmlar nazariyasi	90
Mashina detallarining ishlash layoqati va uni ta'minlash	95
Uzatmalar	98
Konussimon g'ildirakli uzatmalar	103
Zanjirli uzatmalar	105
Chervyakli uzatmalar	108
Shlitsli birikma	110
Podshipniklar	116
Friksion muftalar	117
Vallar va ularni hisoblash	118
Ilova	124

S. Z. G'ULOMITDINOV, Z. SH. AFZALOV

**AMALIY
MEXANIKA**

Nashr uchun mas'ul *N. Islomov*
Muharrir *A. Bahromov*
Dizayner *M. Abzalova*
Musahhih *J. Abzalov, Sh. Abzalov*
Sahifalovchi *Z. Boltayev*

Terishga berildi 01. 06. 2006. Bosishga ruxsat etildi. 27. 07. 2006.
Ofset usulida chop etildi. Qog'oz formati 60x84 $\frac{1}{16}$.
Shartli bosma tabog'i 8,0. Nashr bosma tabog'i 10,0.
Adadi 1000 nusxa. Buyurtma № 37.
Bahosi shartnoma asosida.

MCHJ «Marifat Print» bosmaxonasida chop etildi.
Manzil: Toshkent sh., Chilonzor tumani,
So'galli Ota ko'chasi, 7^a-uy.



Sadriddin Zahritdinovich G'ulomitdinov

***Texnika fanlari doktori, professor.
70ga yaqin ilmiy asarlari mavjud.
Metall polimer va metall ishlovchi
qoplamalar hamda ishqalanish
masalalari bo'yicha shug'ullangan.
Qator rahbar lavozimlarda ishlagan.***



Zokir Shokirovich Afzalov

***Texnika fanlari doktori, professor,
O'zbekistonda xizmat ko'rsatgan
ixtirochi va takomillashtiruvchi, ma-
shinasozlik texnologiyasiga oid 200ga
yaqin ilmiy asarlari bor. Kosmos bi-
lan shug'ullangan, Tunis, Marokash,
Liviya, Hindiston, Turkiya, Saudiya
Arabistoni va Xitoy mamlakatlarida
bo'lgan.***