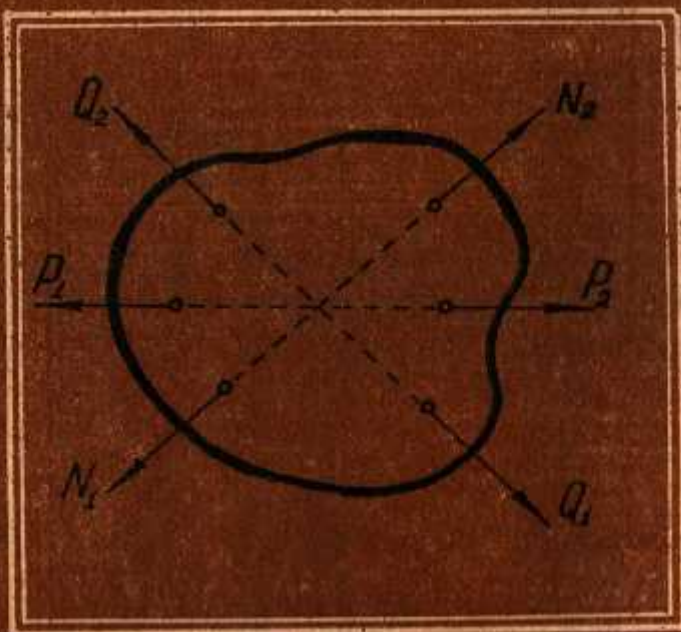


М. С. МОВНИН,
А. Б. ИЗРАЕЛИТ,
А. Г. РУБАШКИН

ТЕХНИКАВИЙ МЕХАНИКА АСОСЛАРИ



М. С. МОВНИН, А. Б. ИЗРАЕЛИТ,
А. Г. РУБАШКИН

ТЕХНИКАВИЙ МЕХАНИКА АСОСЛАРИ

*СССР Олий ва махсус ўрта таълим министр-
лиги техникумларнинг машинасозлик ихти-
сослигидан бошқа ихтисославлари учун дарс-
лик сифатида ружсат этган*

РУСЧА БИРИНЧИ НАШРИДАН ТАРЖИМА

*Русча нашри техника фанлари доктори проф,
М. С. МОВНИН тахрири остида*

Мовнин М. С. ва бошқ.

Техникавий механика асослари;
Техникумларнинг машинасоз-
лик ихтисослигидан бошқа их-
тисосликлари учун дарслик
М. С. Мовнин, А. Б. Израелиг,
А. Г. Рубашкин; Русча нашри
М. С. Мовнин таҳр. остида.—
Русча 1—нашр. тарж. —Т.:
Ўқитувчи, 1983. —288 б.

1. 2 Автордош.

Мовнин М. С. и др. Основы тех-
нической механики. Учебник для
техникумов.

ББК 30. 12
605

Дарсликда техникавий механиканинг элементар асослари қисқача баён этилган. Формулаларнинг назарий тузиллиши ва ҳақиқатда чиқарилиши олий математика аппаратларидан фойдаланилмасдан, кўриб чиқилган ҳодисаларнинг яққаллиги ва физикавий ҳодисанинг очиқ берилишини таъминлайдиган ягона методик система асосида берилган. Курснинг барча бўлимлари бўйича нисозлар ҳақиқатда бўлиб, улар ўқувчиларнинг ўй топшириқларини бажаришларида қўлланма бўлиб хизмат қилиши мумкин.

Дарсликдан технологик техникумларнинг кечки ва сиртки бўлим ўқувчилари ҳам фойдаланишлари мумкин.

©.Ўқитувчи* нашриёти, русчадан таржима, 1983

М 2105000000—198
353(04)—83 182—81

СЎЗ БОШИ

„Техникавий механика асослари“ предмети энг муҳим умумтехникавий билимлар комплексидан иборат бўлиб, тўрт бўлимни: статика; материаллар қаршилиги асослари; кинематика ва динамика элементлари; механизм ва машиналарнинг деталлари бўлимларини ўз ичига олади.

Техникавий механика методлари ва усулларининг актив ўзлаштирилиши асосида амалий масалалар қўйиш ва ечиш малакалари ҳосил қилинади. Махсус фанларни ўрганиш учун асос бўлган техникавий механиканинг айниқса муҳим аҳамиятга эга эканлигига сабаб ҳам ана шу. Иккинчи томондан, техникавий механикада кўриб чиқилган ҳодисалар диалектик материализм қонунларини тушунишга ёрдам беради. Шу муносабат билан техникавий механикани ўрганиш ўқувчиларда илгор дунёқараш ҳосил қилишга ва уларнинг умумий маданиятини оширишга сабаб бўлади.

„Техникавий механика асослари“ предметидан ёзилган ушбу дарслик махсус ўрта ўқув юртларининг машинасозлик ихтисослигидан бошқа ихтисосликлари учун мўлжалланган. У СССР Олий ва махсус ўрта таълим министрлиги тасдиқлаган программа асосида ёзилди.

Дарсликда ўқув материалининг баён қилиниш характери зарурат туғилганда бўлимларни ўрганиш тартибини ўзгартиришга имкон беради. Масалан, статика ўрганилгандан кейин кинематика ва динамика элементларини ўрганишга ўтиш мумкин. Аммо авторлар техникавий механика бўлимларини дарсликда қабул қилинган тартибда ўрганишни маъқул кўрадилар.

Асосий ўқув материални баён қилишнинг анъанаси сақлангани ҳолда дарсликка программалаштирилган ўқитишнинг баъзи элементлари ҳам киритилган.

Дарсликнинг биричи уч бўлимнинг мантиқан

яқуланган ҳар қайси темасидан кейин ўқувчиларнинг мустақил ишлашларини ташкил этишга мўлжалланган машқлар келтирилади. Саволларга ва машқларга китоб охирида жавоблар ҳамда консултациялар берилган бўлиб, улар жавобларнинг тўғрилигини ва машқларнинг тўғри бажарилганлигини текширишга, йўл қўйилган хатоларнинг сабабини аниқлашга имкон беради.

Дарсликнинг тўртинчи — механизм ва машиналарнинг деталлари бўлимида асосий машина элементларини ҳисоблаш ва конструкциялаш юзасидан батафсил ишлаб чиқилган мисоллар келтирилган. Типавий мисоллар предметнинг қолган бошқа бўлимлари учун ҳам келтирилган бўлиб, улар кечки ва сиртқи бўлим ўқувчиларига уй топшириқларини бажаришда ёрдам бериши мумкин.

Ҳамма масалалар аввал алгебраик формада етилган бўлиб, кейин уларга сон қийматлар қўйиб чиқилган.

Китобнинг охирида мустақил ечиш учун масалалар келтирилган. Бу масалалар шу тарзда танланганки, ўқувчилар бу масалаларни ечишларида энг муҳим назарий қонун-қоидаларни такрорлай ва мустаҳкамлай олишлари мумкин.

Дарликда Халқаро бирликлар системаси (СИ) дан фойдаланилган. Аммо техникавий система (МКГСС) дан ҳам ҳанузгача кенг фойдаланилаётганлигини ҳисобга олиб, авторлар баъзи ҳолларда шу система бирликларидан фойдаландилар. Бундан ташқари, барча бўлимларда, керак бўлган жойларда Халқаро ва техникавий система бирликлари орасидаги нисбатлар ҳам кўрсатилган.

Авторлар ушбу дарсликдан фойдаланувчиларнинг, айниқса, техникум ўқитувчиларининг ҳамма мулоҳазаларига зўр эътибор билан қарайдилар.

Биринчи бўлим

СТАТИКА

1 БОБ. СТАТИКАНИНГ АСОСИЙ ТУШУНЧАЛАРИ ВА ТАЪРИФЛАРИ

1-§. Механикавий ҳаракат. Мувозанат

Механикада моддий жисмларнинг ўзаро таъсирлашиш ва ҳаракатланиш қонунлари ўрганилади.

Жисмлар ёки нуқталарнинг фазодаги вазиятларининг вақт ўтиши билан ўзгариши механикавий ҳаракат деб аталади.

Ҳаракатнинг хусусий ҳоли тинч ҳолатдир. Тинчлик ҳамма вақт нисбий характерга эга, чунки тинч турган жисм бошқа жисмга нисбатан қўзғалмас деб қаралади, ҳолбуки бу бошқа жисм фазода ҳаракатланиши мумкин. Абсолют қўзғалмас жисмлар табиатда йўқ ва бўлмайдн ҳам. Масалан, биз машина станиниси ёки иншоот пойдевори тинч турибди деб гапирамиз. Улар ҳақиқатан ҳам Ерга нисбатан қўзғалмас, лекин у Ер билан бирга Қуёш атрофида мураккаб ҳаракат қилади.

Статикада турли кучлар системаси таъсиридаги нуқта ва жисмларнинг мувозанати, шуниингдек, кучларни ўзгартириш масалалари текширилади. Пировард натижада статикада ҳар қандай кучлар системаси таъсиридаги мувозанатга оид масалаларни ечиш учун босғанишлар ҳосил қилинади.

2-§. Моддий нуқта. Абсолют қаттиқ ва деформацияланадиган жисмлар

Статиканинг асосий тушунчалари фанга инсоннинг кўп асрлик амалий фаолияти натижаси сифатида кириб келди. Улар табиат ҳодисалари устида ўтказилган тажрибалар ва кузатишлар билан тасдиқланди.

Жисмни моддий нуқта деб қараш, яъни жисмнинг ўлчамлари кўриб чиқилмаётган масалада аҳамиятга эга бўлмаган ҳолда уни жисмининг ҳамма массаси тўлланган геометрик нуқта деб тасаввур этиши мумкин. Масалан, планеталар ва йўлдошлар ҳаракатини ўрганишда улар моддий нуқта деб ҳисобланади, чунки планеталар ва йўлдошларнинг ўлчамлари орбиталарнинг ўлчамларига нисбатан ҳисобга олмаса бўладиган даражада кичикдир.

Иккинчи томондан, планетанинг (масалан, Ернинг) ўқ атрофидаги ҳаракатлиниши ўрганилар экан, уни моддий нуқта деб ҳисоблаб бўлмайди. Жисмнинг ҳамма нуқталари айнан ҳаракатланаётган ҳамма ҳолларда уни моддий нуқта деб қараш мумкин.

Ҳаракатлари ҳамда вазиятлари узаро боғлиқ бўлган моддий нуқталар тўплами система деб аталади. Бу таърифдан кўриниб турибдики, ҳар қандай физикавий жисмни моддий нуқталар системаси деб қараш мумкин.

Жисмларнинг мувозанатини текширишда улар *абсолют қаттиқ* (ёки абсолют бикр) деб ҳисобланади, яъни ҳеч қандай ташқи таъсир уларнинг ўлчамлари ва шаклларини ўзгартирмайди ҳамда жисмнинг ҳар қандай икки нуқтаси орасидаги масофа ҳамма вақт ўзгармас қолади, деб фараз қилинади. Ҳақиқатда эса ҳамма жисмлар бошқа жисмларнинг куч билан таъсир этиши натижасида ўзининг ўлчами ёки шаклини ўзгартиради.

Кўпгина ҳолларда машиналар, аппаратлар ва иншоотларни ҳосил қилган жисмлар (деталлар) нинг деформациялари жуда кичик бўлиб, бу объектларнинг ҳаракати ва мувозанатини ўрганишда уларни ҳисобга олмас ҳам бўлади.

3-§. Куч — вектор. Кучлар системаси. Кучларнинг эквивалентлиги.

Механикага куч тушунчаси киритилади. Бу тушунчанинг физикавий моҳияти ҳар бир одамга безосита тажрибадан маълум.

Абсолют қаттиқ жисмлар ўзаро таъсирлашиши мумкин, бунинг натижасида уларнинг ҳаракатлиниши характери ўзгаради. Куч шу ўзаро таъсирлашишнинг ўлчови ҳисобланади. Масалан, планеталар ва Қуёшнинг ўзаро таъсирлашиши тортишиш кучлари билан белгиланади.

Куч вектори кесма билан тасвирланиб, унинг учига стрелка қўйилади. Стрелканинг йўналиши векторнинг йўналишини, кесманинг узунлиги танланган масштабда векторнинг ўлчанган катталигини кўрсатади. Вектор, одатда, устига стрелка қўйилган

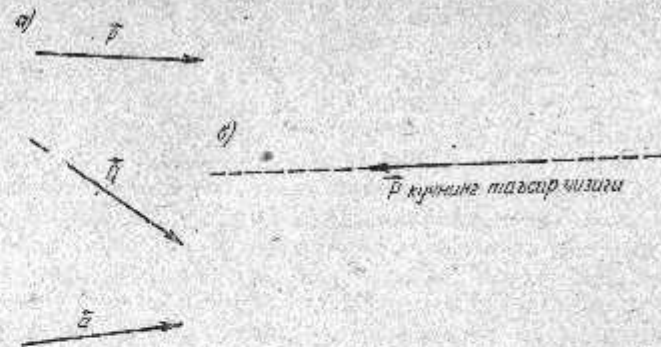
битта ҳарф билан белгиланади: \vec{P} , \vec{Q} , \vec{a} (1-расм, а)¹

Куч йўналиши бўлаб шкала томонга ҳар қандай узунликда ўтказилган тўғри чизиқ кучнинг таъсир чизиги деб аталади (1-расм, б).

Кучнинг модули ёки бошқача қилиб айтганда, *сон қиймати* Халқаро бирликлар системаси (СИ) да Ньютон (Н) ҳисобида ўлчанади. Анча йирик бирликлардан ҳам фойдаланилади: 1 килоньютон ($1\text{кН} = 10^3\text{Н}$), меганьютон ($1\text{МН} = 10^6\text{Н}$).

Кучни беришда техникавий система бирлиги килограмм-куч (кгк) дан ҳам фойдаланилади. СИ ва МКГСС системаларида куч бирликлари орасидаги нисбат Ньютоннинг физикадан маълум бўлган иккинчи қонунига асосланган, бу нисбатнинг келти-

¹ Кейинги расмларда ҳарфлар устидаги векторларни билдирувчи стрелкалар кўрсатилмаган.



1-расм.

риб чиқарилиши қўйида берилган. Бу ерда ушбу нисбатни келтириб чиқаришсиз келтирамиз: $1\text{кгк} = 9,81\text{Н}$; $1\text{Н} = 0,102\text{кгк}$. Тақрибан $1\text{кгк} \approx 10\text{Н}$; $1\text{Н} \approx 0,1\text{кгк}$ деб ҳисоблаш мумкин.

Кучнинг энг оддий ва яхши таниш бўлган мисоли *оғирлик кучидир*.

Жисмга, нуқтага ёки жисмлар ва нуқталар системасига таъсир эттирилган бир нечта куч тўплами *кучлар системаси* деб аталади.

Таъсир чизиқлари турли текисликларда ётган кучлар системаси кучларнинг *фазовий системаси* деб аталади. Агар текшириладиган кучларнинг таъсир чизиқлари битта текисликда ётса, система *текис система* деб аталади. Таъсир чизиқлари бир нуқтада кесишувчи кучлар системаси кесишувчи система дейилади. Кесишувчи система ҳам фазовий, ҳам текис система бўлиши мумкин. Ниҳоят, *параллел кучлар системаси* бўлиб, у кесишувчи системага ўхшаш ҳам фазовий, ҳам текис система бўлиши мумкин.

Агар айрим-айрим олинган икки куч системаси жисмга бир хилда механикавий таъсир этса, улар *эквивалент* бўлади. Бу таърифдан келиб чиқадики, кучларнинг учинчи систематга эквивалент бўлган икки системаси ўзаро эквивалент бўлади. Кучларнинг ҳар қандай мураккаб системасини ҳамма вақт кучларнинг унга эквивалент бўлган анча оддий системаси билан алмаштириш мумкин. Кучларнинг айни системасига эквивалент бўлган битта куч шу системанинг *тег таъсир этувчиси* деб аталади. Катталиги жиҳатидан тенг таъсир этувчига тенг бўлган ва худди уша таъсир чизиги бўлаб, аммо қарама-қарши томонга йўналган куч *мувозанатловчи куч* деб аталади. Агар кучлар системасига мувозанатловчи куч қўшилган бўлса, у ҳолда ҳосил қилинган янги система мувозанатда бўлади ва юлга эквивалент дейилади.

4-§. Статика аксиомалари

Статиканинг хулосалари тажрибадан келиб чиқадиган ва исботсиз қабул қилинадиган баъзи қондалар (аксиомалар) га асосланган.

Статиканинг аксиомалари абсолют қаттиқ жисмга таъсир эттирилган кучларнинг асосий хоссаларини белгилайди.

Инерция қонуни деб аталадиган биринчи аксиомани даставвал Галилей таърифлаган эди. Агар кучлар системаси таъсирида нуқта нисбий тинч ҳолатда бўлса ёки текис ва тўғри чизиқли ҳаракат қилса, моддий нуқтага қўйилган бундай кучлар системаси мувозанатлашган кучлар системаси деб аталади.

Биринчи аксиома кўриб чиқилар экан, мувозанатлашган кучлар системаси полга эквивалент эканлигини билиб олиш қийин эмас. Мувозанатлашган системанинг ҳар қандай куч системанинг қолган бошқа ҳамма кучларига нисбатан мувозанатловчи куч эканлиги ҳам равшан.

Жисм (нуқтадан фарқли ўлароқ) мувозанатлашган система таъсирида ҳамма вақт ҳам тинч туравермайди ёки текис ва тўғри чизиқли ҳаракат қилавермайди. Шундай ҳол ҳам бўлиши мумкинки, бунда мувозанатлашган кучлар системаси жисмни бирор қўзғалмас ўқ атрофида текис айланма ҳаракатга келтиради.

Демак, агар жисмга мувозанатлашган кучлар системаси таъсир этса, бу жисм ё нисбий тинч ҳолатда бўлади, ё худ текис ва тўғри чизиқли ҳаракат қилади ёки, ниҳоят, қўзғалмас ўқ атрофида текис айланади.

Иккинчи аксиома икки кучнинг мувозанатлашиш шартини белгилайди.

Абсолют қаттиқ жисмга таъсир эттирилган ва бир тўғри чизиқ бўйлаб қарама-қарши йўналган, модули (катталиги) бўйича тенг ($P_1 = P_2$) икки куч узаро мувозанатлашади (2-расм, а).

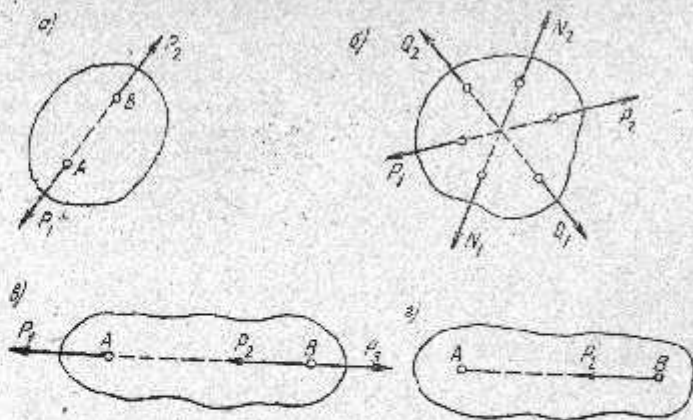
Учинчи аксиома кучлар системасини ўзгартириш учун асосдир.

Абсолют қаттиқ жисмнинг механикавий ҳолатини ўзгартирмасдан унга мувозанатлашган кучлар системасини қўйиш ёки олиб ташлаш мумкин.

Жисм (2-расм, б) мувозанат ҳолатида турибди. Агар унга мувозанатлашган бир неча куч $P_1 = P_2$, $Q_1 = Q_2$, $N_1 = N_2$ кучлар қўйилса, у ҳолда жисмнинг мувозанати бузилмайди. Мувозанатлашган бу кучлар жисмдан олиб ташланганда ҳам худди шундай бўлади.

2-расм, а, б ларда кўрсатилган кучлар системалари эквивалент, чунки улар бир хил самара беради: бу кучлар системасидан ҳар қайсисининг таъсирида жисм мувозанат ҳолатида туради.

Иккинчи аксиомадан шундай натижа келиб чиқадики, унга мувофиқ *абсолют қаттиқ жисмга таъсир этаётган ҳар*



2-расм.

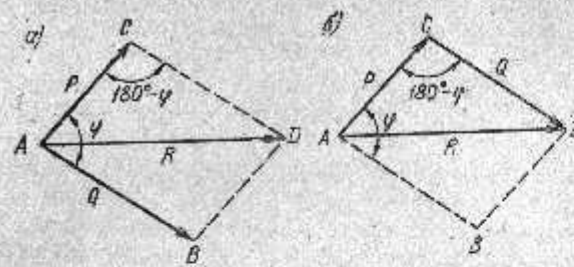
қандай кучни жисмнинг механикавий ҳолатини бузмасдан, шу кучнинг таъсир чизиғи бўйлаб жисмнинг ҳар қандай нуқтасига кўчириш мумкин.

Жисмга A нуқтада \vec{P}_1 куч таъсир этаётган бўлсин (2-расм, в). P_1 кучнинг таъсир чизиғидаги ихтиёрий B нуқтада модули бўйича \vec{P}_1 кучга тенг ва қарама-қарши томонларга йўналган иккита \vec{P}_2 ва \vec{P}_3 кучларни қўямиз. Бу ҳолда жисмнинг ҳолати бузилмайди, чунки модули бўйича тенг ва қарама-қарши йўналган \vec{P}_1 ва \vec{P}_2 кучларни ташлаб юбориш мумкин. Шундай қилиб, \vec{P}_1 кучни унга тенг бўлган, \vec{P}_3 кучнинг таъсир чизиғи бўйлаб A нуқтадан B нуқтага кўчирилган \vec{P}_2 куч билан алмаштириш мумкин (2-расм, г).

Ўз таъсир чизиқлари бўйлаб кўчирилиши мумкин бўлган векторлар *сирпанувчи векторлар* деб аталади. Юқорида кўрсатилганидек, куч *сирпанувчи вектордир*.

Тўртинчи аксиома кучларни қўйиш учун асосдир. *Бир нуқтага қўйилган икки кучнинг тенг таъсир этувчиси шу нуқтага қўйилган бўлади ва берилган кучларга қурилган параллелограммнинг диагоналига тенг.* Масалаи, A нуқтага қўйилган икки \vec{P} ва \vec{Q} кучларнинг тенг таъсир этувчиси (3-расм, а) берилган кучларнинг векторларига қурилган $ACDB$ параллелограммнинг диагоналидан иборат \vec{R} куч бўлади. Икки кучнинг тенг таъсир этувчисини параллелограмм қондаси асосида аниқлаш *векторларни қўйиш ёки геометрик қўйиш* деб аталади ҳамда вектор тенглик билан ифодаланади:

$$\vec{R} = \vec{P} + \vec{Q}. \quad (1)$$



3-расм.

Икки кучнинг тенг таъсир этувчисини графикавий аниқлашда параллелограмм қондаси ўрига учбурчаклик қондасидан фойдаланиш мумкин. Ихтиёрий A нуқтадан (3-расм, б) масштабни ва берилган йўналишини ўзгартир-

масдан биринчи ташкил этувчи \vec{P} кучнинг векторини, унинг учидан иккинчи ташкил этувчи \vec{Q} кучга параллел ва тенг бўлган векторни ўтказамиз. Учбурчакликнинг туташтирувчи томони AD изланаётган тенг таъсир этувчи R бўлади. Уни, берилган кучларга қурилган $ABDC$ параллелограммнинг диагонали деб тасаввур қилиш мумкин.

Икки куч тенг таъсир этувчисининг модулини ΔACD дан аниқлаш мумкин.

$$R^2 = P^2 + Q^2 - 2PQ \cos(180^\circ - \varphi); \quad \cos(180^\circ - \varphi) = -\cos \varphi,$$

шунинг учун $R^2 = P^2 + Q^2 + 2PQ \cos \varphi$, ёки

$$R = \sqrt{P^2 + Q^2 + 2PQ \cos \varphi} \quad (2)$$

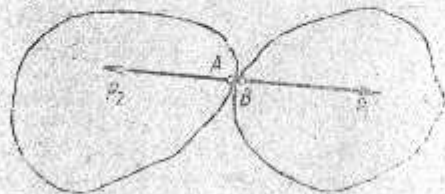
Тўртинчи аксиомага мувофиқ, битта \vec{R} кучни иккита ташкил этувчи \vec{P} ва \vec{Q} кучлар билан алмаштириш мумкин. Бундай алмаштиришдан кўпинча, статика масалаларини ечишда фойдаланилади.

Бешинчи аксиома табиатда кучларнинг бир томонлама таъсири бўлмаслигини белгилайди.

Жисмлар ўзаро таъсирлашганда ҳар қандай таъсирга унга тенг ва қарама-қарши йўналган акс таъсир мос келади.

Масалан, B жисмга (4-расм) A моддий жисм томонидан \vec{P}_1 куч таъсир этса, у ҳолда A жисмга B жисм томонидан худди шу

катталиқдаги \vec{P}_2 куч таъсир этади. Иккала куч ҳам бир тўғри чизиқ бўйлаб таъсир этади ва қарама-қарши томонга йўналган бўлади. Таъсир ва акс таъсир ҳамма вақт турли жисмларга қўйилган бўлади ва шу сабабдан ҳам улар мувозанатлаша олмайди.



4-расм.

1-машқ

1. Икки куч берилган — бири берилган кучлар системасининг тенг таъсир этувчи кучи, иккинчиси худди шу системанинг мувозанатловчи кучи. Бу кучлар бир-бирига нисбатан қандай йўналган? Тўғри жавобни кўрсатинг.

А. Улар бир томонга йўналган. В. Улар бир тўғри чизиқ бўйлаб қарама-қарши томонларга йўналган. В. Улар ўзаро ихтиёрий жойлашуви мумкин.

2. Икки куч системаси бир-бирини мувозанатлайди. Уларнинг тенг таъсир этувчилари модуллари бўйича тенг ва бир тўғри чизиқ бўйлаб йўналган деб тасдиқлаш мумкинми?

А. Ҳа. В. Мумкин эмас.

3. Агар кучлар системасига мувозанатловчи куч қўйилса, у нимага эквивалент бўлиб қолади?

4. 5-расмда кўрсатилган ҳолларнинг қайси бирида қўйилган кучларнинг ўзгартirilishi қаттиқ жисмнинг механикавий ҳолатини ўзгартирмайди.

А. 5-расм, а. В. 5-расм, б. В. 5-расм, в.

5. 5-расм, б да икки куч таъсирланган бўлиб, уларнинг таъсир чизиқлари битта текисликда ётибди. Уларнинг тенг таъсир этувчисини параллелограмм қондаси асосида топish мумкинми?

А. Мумкин. В. Мумкин эмас.

6. Икки \vec{P} ва \vec{Q} кучлар таъсир чизиқлари орасидаги бурчакнинг қандай қийматида уларнинг тенг таъсир этувчисини катталиги қуйидаги формулалар билан аниқланади:

$$A. R = \sqrt{P^2 + Q^2}. \quad B. R = P + Q. \quad B. R = P - Q.$$

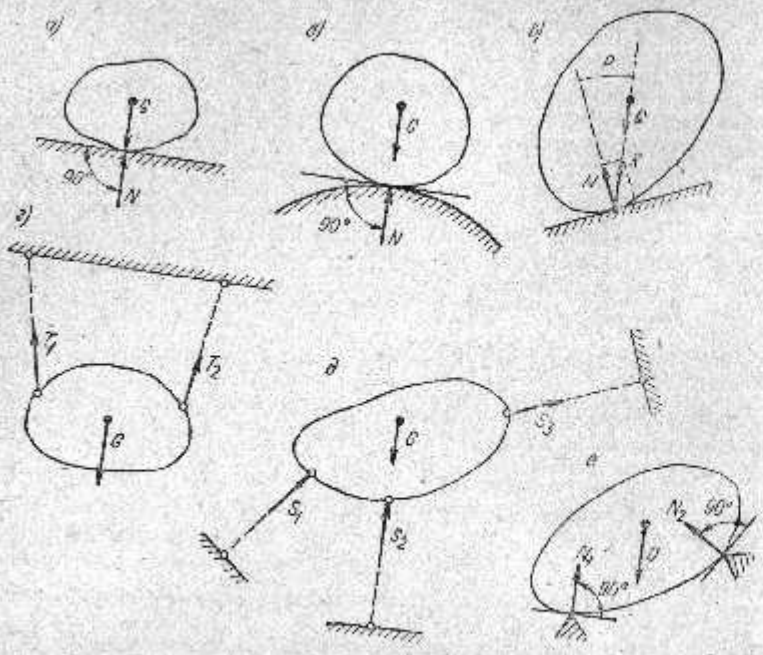
5-§. Боғланишлар ва уларнинг реакциялари

Механикада текшириладиган жисмлар эркин ва эркин бўлиши мумкин. Фазода исталган йўналишда ҳаракатланиш учун ҳеч қандай тўсқинликка учрамайдиган жисмлар *эркин жисмлар* деб аталади. Агар жисм унинг ҳаракатини бир ёки бир неча йўналишда чеклаб қўядиган бошқа жисмлар билан боғланган бўлса, *эркин жисмлар* деб аталади. Текширилаётган жисмнинг ҳаракатини чекловчи жисмлар *боғланишлар* деб аталади.

Ўзаро таъсирлашишда жисм билан унинг боғланишлари орасида жисмнинг ҳаракатланишига қаршилик қилувчи кучлар ҳосил бўлади. Бу кучлар жисмга боғланишлар томонидан таъсир қилади ва *боғланишлар реакцияси* деб аталади.

Боғланиш реакцияси ҳамма вақт боғланишнинг жисм ҳаракатига кўрсатадиган тўсқинлиги йўналишига қарама-қарши йўналган.

Боғланишлар реакцияларини аниқлаш статиканинг энг муҳим масалаларидан биридир. Қуйида масалаларда учрайдиган, энг кўп тарқалган боғланишлар тури кўрсатилган.



6-расм.

1. Силлиқ (яъни ишқаланишсиз) текислик ёки сирт кўринишидаги боғланиш (6-расм, а, б). Бу ҳолда боғланиш реакцияси ҳамма вақт таянч сиртга туширилган нормал бўйича йўналади.
2. Ғадир-будур текислик кўринишидаги боғланиш (6-расм, в). Бу ерда иккита ташкил этувчи реакция ҳосил бўлади: текисликка перпендикуляр бўлган нормал реакция \vec{N} ва текисликда ётувчи уринма реакция \vec{T} . Уринма реакция \vec{T} ишқаланиш кучи деб аталади ва ҳамма вақт жисмнинг ҳақиқий ёки эҳтимолий ҳаракатига қарама-қарши йўналган бўлади. Нормал ва уринма ташкил этувчиларнинг геометрик йиғиндиси $\vec{R} = \vec{N} + \vec{T}$ га тенг бўлган тула реакция \vec{R} таянч сиртга туширилган нормалдан бирор α бурчакка оғади.
3. Арқон, трос, занжир ва шу қабилар билан бажариладиган эгилувчан боғланиш (6-расм, г). Эгилувчан боғланиш реакциялари \vec{T}_1 ва \vec{T}_2 боғланишлар бўйлаб йўналади, бунда эгилувчан боғланиш фақат чўзилишга ишлаши мумкин.
4. Учлари шарнирли қилиб маҳкамланган тўғри стержень кўринишидаги боғланиш (6-расм, д). Бу ерда S_1 , S_2 ва S_3 реак-

циялар, эгилувчан боғланишдаги каби, ҳамма вақт стержень ўқлари бўйлаб йўналади. Бунда стерженлар чўзилган бўлиши ҳам, сиқилган бўлиши ҳам мумкин.

5. Икки ёқли бурчакнинг қирраси ёки нуқтавий таянч билан амалга ошириладиган боғланиш (6-расм, е). Бундай боғланишнинг N_1 ёки N_2 реакциялари, агар таянувчи жисм сирти силлиқ деб ҳисобланса, шу сиртга перпендикуляр йўналган бўлади.

Реакцияларнинг мавжудлиги таъсир ва акс таъсир ҳақидаги аксиома билан асосланади. Боғланишлар реакцияларини аниқлаш учун боғланишлардан озод қилиш принциpidан фойдаланилади.

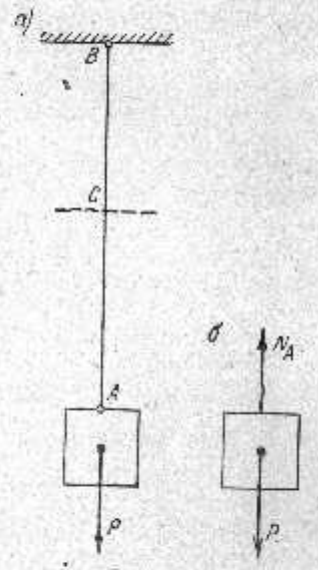
Жисм ёки жисмлар системаси мувозанатини ўзгартирмасдан системага қўйилган ҳар қайси боғланишни олиб ташлаш ва унинг таъсирини олиб ташланган қисмининг таъсири билан алмаштириш мумкин.

1- мисол. $P = 20\text{ кН}$ юк вертикал тарзда АВ тросга осиб қўйилган (7- расм, а). Троснинг юкка қўйилган реакцияси аниқлансин.

Е ч и ш. Юкнинг мувозанатини текшираемиз. Боғланиш (трос) нинг жисмга таъсирини унинг реакцияси билан алмаштирамиз.

Ип юкнинг настига қараб силлиқшига қаршилик кўрсатгани учун N_A реакция қарама-қарши томонга—юқорига йўналган (7- расм, б).

Юк бир тўғри чизиқ бўйлаб йўналган икки куч таъсирида мувозанатда турибди, демак, (статиканинг иккинчи аксиомасига мувофиқ) бу кучлар катталиги бўйича тенг, яъни $N_A = P = 20\text{ кН}$.



7-расм.

2-машқ

1. Реакциялари ҳамма вақт сиртга ўтказилган нормал бўйича йўналган боғланишлар (таянчлар) ни кўрсатинг.

А. Силлиқ сирт кўринишидаги боғланиш. В. Эгилувчан боғланиш. Г. Бикр стержень кўринишидаги боғланиш. Д. Икки ёқли бурчак қирраси ва силлиқ сирт. Е. Ғадир-будур текислик.

2. Таянч операцияси нимага қўйилган?

А. Таянчнинг ўзига. Б. Таянувчи жисмга.

3. Жисм ғадир-будур сиртга таяниб туради. Бу сиртнинг реакцияси қандай йўналган?

А. Сиртга перпендикуляр. В. Сиртга параллел. Г. Сиртга нисбатан бурчак ҳосил қилиб.

4. 7- расм, а да юк массаси $P = 10\text{ кН}$ бўлган ҳол учун троснинг АС ва СВ қисмларидаги ўзаро таъсир кучларини аниқланг.

II БОБ. ТАЪСИР ЧИЗИҚЛАРИ БИР НУҚТАДА КЕСИШУВЧИ КУЧЛАРНИНГ ТЕКИС СИСТЕМАСИ

6-§. Бир нуқтага қўйилган кучларни қўшишнинг геометрик методи

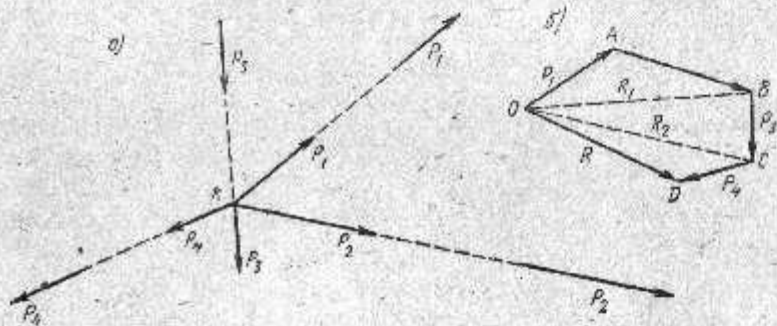
Агар кучларнинг таъсир чизиқлари бир нуқтада кесишса, бундай кучлар кесишувчи кучлар деб аталади.

Кесишувчи кучларнинг берилган ҳамма кучлар таъсир чизиқлари битта текисликда ётадиган *текис системаси* ва кучларнинг таъсир чизиқлари турли текисликларда ётадиган *фазовий системаси* бўлади.

Учинчи аксиоманинг натижаси асосида кучни унинг таъсир чизиги бўйлаб кўчириш мумкин, шунинг учун кесишувчи кучларни ҳамма вақт бир нуқтага, — уларнинг таъсир чизиқлари кесишган нуқтага кўчириш мумкин.

Таъсир чизиқлари бир нуқтада кесишувчи кучларнинг текис системасини кўриб чиқамиз. 8-расм, *a* да кучларнинг шундай системаси келтирилган бўлиб, уларнинг таъсир чизиқлари *K* нуқтада кесишади. Учинчи аксиоманинг кўрсатиб ўтилган натижасидан фойдаланиб, ҳамма кучларни *K* нуқтага кўчирамиз.

Кўчиришни бажариб, *K* нуқтага қўйилган тўртта $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3$ ва \vec{P}_4 кучни ҳосил қиламиз. Бу кучларнинг тенг таъсир этувчисини аниқлаш учун ҳамма берилган кучларни учбурчаклик қондасидан фойдаланиб кетма-кет қўшамиз (8-расм, *b*). Аввал икки \vec{P}_1 ва



8-расм.

\vec{P}_2 кучни қўшамиз. Ихтиёрий *O* нуқтадан, масштабни ва йўналишни сақлаган ҳолда, \vec{P}_1 кучни ўтказамиз. \vec{P}_1 кучининг учидан иккинчи \vec{P}_2 кучни ўтказамиз. *O* нуқтани \vec{P}_2 кучнинг учи билан бирлаштириб \vec{R}_1 кучни ҳосил қиламиз. У \vec{P}_1 ва \vec{P}_2 кучларнинг йиғиндисига тенг:

$$\vec{R}_1 = \vec{P}_1 + \vec{P}_2.$$

\vec{R}_1 кучининг учидан учинчи \vec{P}_3 кучни ўтказамиз. *O* нуқтани \vec{P}_3 кучнинг учи билан бирлаштириб, \vec{R}_2 кучни ҳосил қиламиз, \vec{P}_3 ва \vec{R}_1 кучларнинг йиғиндисига тенг, яъни $\vec{R}_2 = \vec{P}_3 + \vec{R}_1$, лекин $\vec{R}_1 = \vec{P}_1 + \vec{P}_2$

Демак,

$$\vec{R}_2 = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3.$$

\vec{R}_2 кучининг учидан тўртинчи, охириги \vec{P}_4 кучни ўтказамиз. *O* нуқтани \vec{P}_4 куч векторининг учи билан бирлаштириб, \vec{R}_3 ва \vec{P}_4 кучларнинг йиғиндисига тенг бўлган \vec{R} кучни ҳосил қиламиз:

$$\vec{R} = \vec{R}_3 + \vec{P}_4 = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{P}_4 = \sum_{i=1}^4 \vec{P}_i \quad (3)$$

\vec{R}_1 ва \vec{R}_2 оралиқ векторларни қурмаса ҳам бўлади, бунда юқорида кўрсатиб ўтилган кетма-кетликда ҳамма берилган кучларни бирин-кетин олиб қўйиш ва биринчи кучнинг бошини охириги кучнинг учи билан бирлаштириш кифоя.

OABCD шакл (8-расм, *b* га қаранг) куч кўп бурчаклиги деб аталади. Бу кўп бурчакликнинг туташтирувчи томони берилган кучлар системасининг тенг таъсир этувчиси \vec{R} дан иборат бўлиб, у шу кучларнинг геометрик йиғиндисига тенг. Шунга эътибор

бериш керакки, тенг таъсир этувчи куч \vec{R} ҳамма вақт биринчи қўшилувчининг бошидан охириги қўшилувчининг учига қараб йўналади. Бошқача айтганда, тенг таъсир этувчи кучнинг стрелкаси ҳамма вақт кўп бурчакликни айланиб ўтиш йўналишига рўпара йўналган бўлиб, бу йўналиш берилган кучларнинг кетма-кет қўшилишига мос келади (8-расм, *b* га қаранг).

Куч кўп бурчаклигини қуришда охириги қўшилувчи кучнинг учи биринчи қўшилувчи кучнинг боши билан устма-уст тушганда кесишувчи кучлар системасининг тенг таъсир этувчиси \vec{R} нолга тенг бўлиб қолади. Бу ҳолда кесишувчи кучлар системаси мувозанатда бўлади.

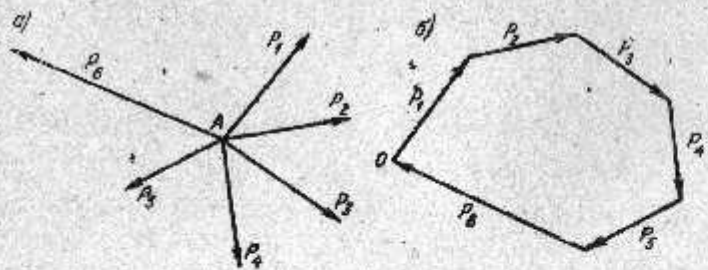
Берилган кесишувчи кучлар системаси куч кўп бурчаклигининг ўз-ўзидан туташishi унинг мувозанатда бўлишининг геометрик шартидан иборат. Шундай қилиб, кесишувчи кучларнинг мувозанатлашган системаси учун тенг таъсир этувчининг вектори нуқтага айланади.

2-мисол. 9-расм, *a* да *A* нуқтага қўйилган кучлар системаси кўрсатилган. Берилган системанинг мувозанатлашган-мувозанатлашмаганлигини аниқлаш талаб этилади.

Еч иш. Куч кўпбурчаклигини қуришни қуйидаги кетма-кетликда бажарамиз (9-расм, *b*).

Ихтиёрий *O* нуқтадан биринчи \vec{P}_1 кучнинг векторини олиб қўямиз. Биринчи векторнинг учидан иккинчи \vec{P}_2 кучнинг векторини олиб қўямиз. Худди шу тарзда қолган $\vec{P}_3, \vec{P}_4, \vec{P}_5$ ва \vec{P}_6 кучларнинг векторларини олиб қўямиз. \vec{P}_6 векторнинг охири \vec{P} векторнинг боши билан устма-уст тушади.

Тенг таъсир этувчи нолга тенг ($\vec{R} = 0$); демак, кучлар системаси мувозанатлашган.



9-расм.

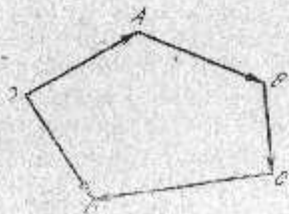
3-машқ

1. Куч кўп бурчаклининг (10-расм) қайси вектори тенг таъсир этувчи куч эканлигини кўрсатинг.

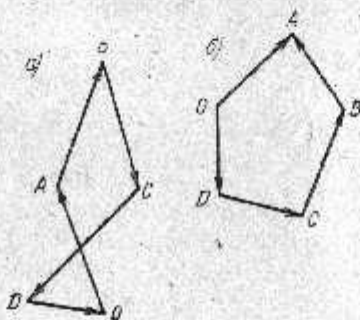
А. OA . Б. AB . В. BC . Г. CD . Д. OD .

2. Кучлар кўп бурчаклигидан қайси бири кесишувчи кучларнинг мувозанатланган системасига мос келади (11-расм)?

А. 11-расм, а. Б. 11-расм, б.



10-расм.



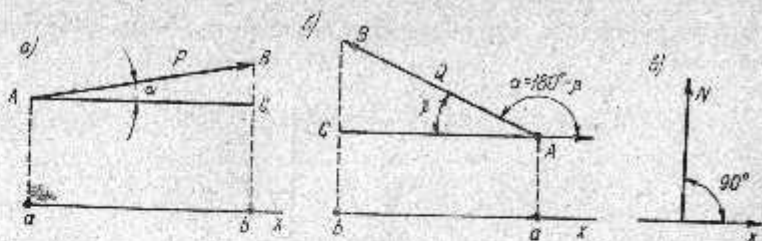
11-расм.

7-§. Кучнинг ўқдаги проекцияси

Куч кўпбурчаклини тузиш мураккаб ва катта яшашларни талаб қилади ҳамда етарлича аниқ натижалар бера олмайди. Бундай ҳолларда бошқа усул қўлланилади, унда геометрик яшаш скаляр катталикларни ҳисоблаш билан алмаштирилган. Бунга берилган кучларни тўғри бурчакли координаталар системасининг ўқларига проекциялаш билан эришилади.

Маълум йўналиш берилган тўғри чизик ўқ деб аталади. Векторнинг ўқдаги проекцияси скаляр катталиқ бўлиб, у ўқнинг вектор бошидан ва учидан ўққа туширилган перпендикулярлар кесилишидан ҳосил бўлган кесмаси билан аниқланади.

Агар проекциянинг бошидан унинг учига қараб йўналиш ўқнинг мусбат йўналиши билан устма-уст тушса, векторнинг проекцияси мусбат (+) ҳисобланади. Агар проекциянинг бошидан унинг учига қараб йўналиш ўқнинг мусбат йўналишига қарама-қарши бўлса, векторнинг проекцияси манфий (-) бўлади.



12-расм.

Кучларни ўққа проекциялашнинг бир қанча ҳолларини кўриб чиқамиз.

1. \vec{P} куч берилган (12-расм, а), у x ўқ билан битта текисликда ётибди. Кучнинг вектори ўқнинг мусбат йўналиши билан ўткир α бурчак ҳосил қилади. Проекциянинг катталигини топиш учун куч векторининг боши ва учидан x ўққа перпендикуляр тушираемиз; қуйидаги ҳосил бўлади:

$$P_x = ab = P \cos \alpha. \quad (4)$$

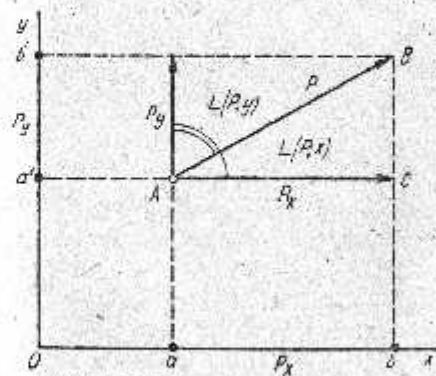
Бу ҳолда векторнинг проекцияси мусбат.

2. \vec{Q} куч берилган (12-расм, б), у x ўқ билан битта текисликда ётибди, лекин унинг вектори ўқнинг мусбат йўналиши билан ўтмас α бурчак ҳосил қилади. \vec{Q} кучнинг x ўққа проекцияси манфий:

$$Q_x = -ab = -Q \cos \alpha. \quad (5)$$

3. x ўққа перпендикуляр \vec{N} куч берилган (12-расм, в), \vec{N} кучнинг x ўқдаги проекцияси нолга тенг

$$N_x = N \cos 90^\circ = 0.$$



13-расм.

Шундай қилиб, кучнинг координаталар ўқига проекцияси куч модулининг куч вектори билан ўқнинг мусбат йўналиши орасидаги бурчак косинусига кўпайтмасига тенг.

xOy текисликда жойлашган кучни (13-расм) координаталар ўқи Ox ва Oy га проекциялаш мумкин. Расмда \vec{P} куч ва унинг проекциялари P_x ва P_y тасвирланган. Проекциялар ўзаро тўғри бурчак

ҳосил қилганлигидан ABC учбурчакликдан қуйидагилар келиб чиқади:

$$\left. \begin{aligned} P &= \sqrt{P_x^2 + P_y^2}; \\ \cos(\vec{P}, \hat{x}) &= \frac{P_x}{P}; \\ \cos(\vec{P}, \hat{y}) &= \frac{P_y}{P}. \end{aligned} \right\} (6)$$

Бу формулалардан кучнинг координата ўқларидаги проекциялари маълум бўлганда унинг катталиги ва йўналишини аниқлашда фойдаланиш мумкин.

8-§. Вектор йиғиндининг ўқдаги проекцияси

Бир нуқтада кесишувчи $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3, \vec{P}_4, \vec{P}_5, \vec{P}_6$ кучларни кўриб чиқамиз (14-расм, а). Бу кучларнинг геометрик йиғиндисини ёки тенг таъсир этувчиси куч кўпбурчаклигининг туташтирувчи томони $\vec{AL} = \vec{R}$ билан аниқланади (14-расм, б).

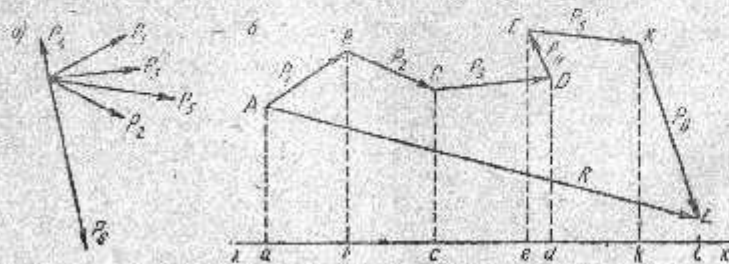
$$\vec{R} = \sum_{i=1}^n \vec{P}_i = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{P}_4 + \vec{P}_5 + \vec{P}_6.$$

$ABCDEKL$ куч кўпбурчаклигининг ҳамма учини x ўққа проекциялаймиз ва уларнинг проекцияларини тегишлича a, b, c, d, e, k, l билан белгилаймиз. Бу кучларнинг x ўқдаги проекциялари қуйидаги кесмалар билан тасвирланади:

$$\begin{aligned} P_{1x} &= ab; & P_{2x} &= bc; & P_{3x} &= cd; \\ P_{4x} &= -de; & P_{5x} &= ek; & P_{6x} &= kl. \end{aligned}$$

Проекцияларнинг йиғиндисини қуйидаги кўринишга келтириш мумкин:

$$\sum_{i=1}^n P_{ix} = P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} + \dots + P_{6x} = ab + bc + cd - de + ek + kl = al.$$



14-расм.

al кесма тенг таъсир этувчи \vec{R} кучнинг x ўқдаги проекцияси, яъни $al = R_x$ бўлганлигидан:

$$R_x = P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} + \dots + P_{6x}, \quad (7)$$

ёки

$$R_x = \sum_{i=1}^n P_{ix},$$

бу ерда n — қўшилувчи векторлар сони.

Шундай қилиб, вектор йиғинди ёки тенг таъсир этувчининг бирор ўқдаги проекцияси қўшилувчи векторларнинг худди ўша ўқдаги проекцияларининг алгебраик йиғиндисига тенг ва тенг таъсир этувчи векторнинг проекциясига баравар. Текисликда кучларнинг геометрик йиғиндисини икки координата ўқиға, фазода эса тегишлича учта координата ўқиға проекциялаш мумкин.

4-масъ

1. $P_x = 30$ Н, $P_y = 40$ Н эканлиги маълум; куч векторининг катталиги ва йўналишини аниқланг.

2. Куч билан ўқ орасидаги 3 бурчакнинг қандай қийматида кучнинг проекцияси нолга тенг?

А. $\beta = 0$. В. $\beta = 90^\circ$. В. $\beta = 180^\circ$.

3. Қўшилувчи векторларнинг проекциялари

$F_{1y} = 40$ Н; $P_{2y} = 60$ Н; $P_{3y} = -100$ Н; $P_{4y} = 120$ Н

маълум; тенг таъсир этувчининг y ўқдаги проекциясини аниқланг.

9-§. Бир нуқтада кесишувчи кучлар текис системаси тенг таъсир этувчисининг катталиги ва йўналишини аналитик ҳисоблаш

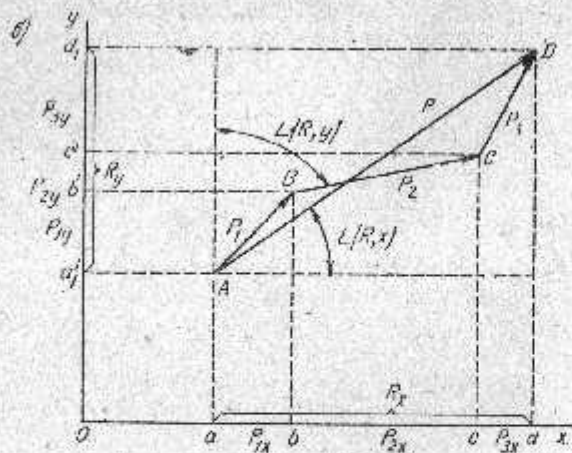
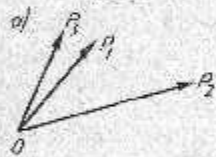
Бир нуқтада кесишувчи кучлар системасида тенг таъсир этувчи ташкил этувчиларнинг проекциялари орқали топилиши мумкин. Уни 15-расм, а да тасвирланган $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3$ кучлар системаси мисолида аниқлашни кўриб чиқамиз. Бу кесишувчи кучларнинг тенг таъсир этувчиси 15-расм, б да қўрилган:

$$\vec{R} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3.$$

P_1, P_2, P_3 кучлар мос ҳолда 15-расм, б даги параллел P_1, P_2, P_3 кучларга тенг бўлиши керак.

Ҳамма кучларни Ox ва Oy ўқларга проекциялаб ва вектор йиғиндининг проекцияси ҳақидаги теоремадан фойдаланиб (8-§ га қаранг) қуйидагиларни ҳосил қиламиз:

$$R_x = P_{1x} + P_{2x} + P_{3x} = \sum_{i=1}^n P_{ix};$$



15-раси.

$$R_y = P_{1y} + P_{2y} + P_{3y} = \sum_{i=1}^n P_{iy}$$

Тенг таъсир этувчи куч \vec{R} нинг модули унинг проекциялари орқали қуйидаги формула билан аниқланади:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad (8)$$

(8) тенгламага R_x ва R_y проекцияларнинг қийматини қўйиб, қуйидагини топамиз:

$$R = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n P_{ix}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n P_{iy}\right)^2} \quad (9)$$

\vec{R} нинг йўналишини бурчакларнинг косинуслари ёрдамида аниқлаймиз, бу бурчакларни куч координата ўқлари билан ҳосил қилади:

$$\begin{aligned} \cos \widehat{(R,x)} &= \frac{R_x}{R} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{ix}}{R}; \\ \cos \widehat{(R,y)} &= \frac{R_y}{R} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{iy}}{R}. \end{aligned} \quad (10)$$

10-§. Бир нуқтада кесишувчи кучлар текис системасининг мувозанат тенгламаси

6-§ да кўрсатилганидек, куч кўпбурчаклиги берк бўлган ҳолда кесишувчи кучлар системаси мувозанатда бўлади. Бунда тенг таъсир этувчининг катталиги нолга тенг ($R=0$),

Кесишувчи кучлар системаси тенг таъсир этувчисининг координата ўқларидаги проекцияси ташкил этувчи кучларнинг худди ўша ўқлардаги проекцияларининг йиғиндисига тенг, яъни

$$\left. \begin{aligned} R_x &= \sum_{i=1}^n P_{ix}; \\ R_y &= \sum_{i=1}^n P_{iy}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Тенг таъсир этувчининг модули (9) формуладан аниқланади. Илдиэ остида турган иккала қўшилувчи ҳамма ҳолларда, квадратга кўтарилган катталиқ бўлгани учун мусбат. Шу сабабдан

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n P_{ix} &= 0; \\ \sum_{i=1}^n P_{iy} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

шартлар бажарилганидагина $R=0$ бўлади.

Шундай қилиб, бир нуқтада кесишувчи кучлар текис системасининг тенг таъсир этувчиси уни ташкил этувчи кучларнинг икки координата ўқидан ҳар қайсисидagi проекцияларининг алгебраик йиғиндисига нолга тенг бўлган ҳолдагина нолга тенг бўлади.

(12) формула кесишувчи кучлар текис системасининг мувозанат тенгламалари деб аталади ва масалаларни аналитик ечишда фойдаланилади.

11-§. Бир нуқтада кесишувчи кучларнинг текис системасига оид масалалар ечиш

Геометрик мувозанат шартларидан фойдаланилганда учта кесишувчи куч системаси энг оддий ечилади. Системада тўртта ва ундан ортиқ куч бўлганда аналитик методдан фойдаланилгани маъқул, бу метод универсал ва, кўпинча, шу метод қўлланилади. Аналитик методда бу масалалар қуйидаги план бўйича ечилади:

биринчи босқич — мувозанат объекти — жисм ёки ҳамма кучларнинг таъсир чизиқлари кесишадиган нуқта, яъни шу масалада мувозанати текшириладиган нуқта ажратилади;

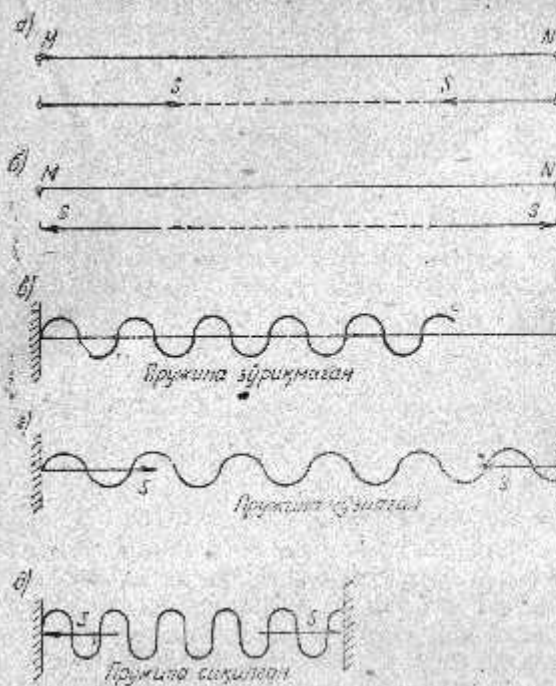
иккинчи босқич — ажратилган мувозанат объектига берилган кучлар қўйилади;

учинчи босқич — ажратилган нуқта ёки жисм боғланишлардан озод қилиниб, уларнинг таъсири реакциялар билан алмаштирилади;

тўртинчи босқич — координата ўқлари танланади ва мувозанат тенгламалари тузилади;

бешинчи босқич — мувозанат тенгламалари ечилади;

олтинчи босқич — ечилишнинг тўғрилиги текширилади.



16-расм.

аниқлаш зарур. MN стержень чўзилганда (16-расм, а) унинг маҳкамланган нукталардаги реакциялари бу M ва N нукталардан стержень ичига қараб йўналади. Стержень сиқилганда унинг реакциялари маҳкамланиш нукталарига, яъни ташқарига қараб йўналган (16-расм, б). Демак, чўзилган стержень реакциялари тугунлардан йўналган, сиқилган стержеиларда эса тугунларга қараб йўналган бўлади дейиш мумкин.

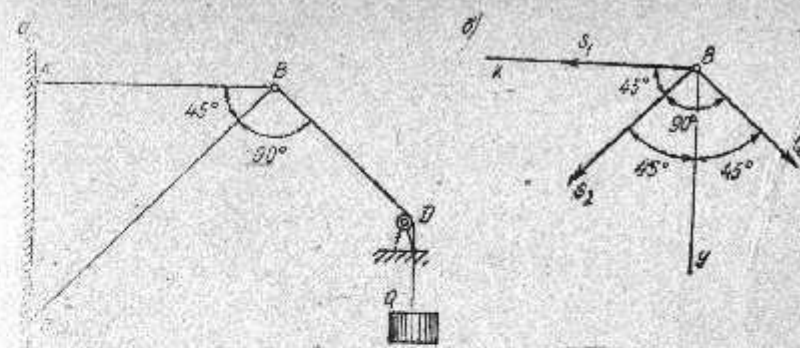
Бу ерда деформацияланган пружина билан ўхшашлик борлигини таъкидлаш зарур (16-расм, в, г, д).

Баъзан масалалар ечишда стерженлардаги реакцияларнинг йўналишини олдиндан аниқлаш қийин. Бундай ҳолларда стерженларни чўзилган деб ҳисоблаш ва стерженларнинг реакцияларини тугунлардан (стержень билан бириктириладиган жисмдан) йўналтириш қулай. Агар масалани ечишда реакциялар минус ишорали бўлиб чиқса, бу нарса ҳақиқатан стерженларнинг чўзилмаганлигини, балки сиқилганлигини билдиради. Шундай қилиб, чўзилган стерженларнинг реакциялари мусбат, сиқилганлариники эса манфий бўлади.

3-мисол. $Q = 400$ Н юк қўзғалмас блок орқали ўтказилган (17-расм; а) ва кронштейн ABC нинг B нуктасига маҳкамланган тросга осилган. Кронштейннинг AB ва BC стерженларидаги зўриқишлар аниқлансин.

Агар масала ечишда геометрик мувозанат шартидан, масалан, кесишувчи кучлар системаси учун куч қўбурчаклигининг бирлигидан фойдаланилса, биринчи уч босқич сақланади. Шундан кейин ясашлар бажарилади, бу ясашлар юқорида 2-мисолда батафсил кўриб чиқилган ва унча қийин эмас.

Яна бир муҳим масалага тўхталиб ўтамиз. Статика масалаларида, кўпинча, стерженлардаги зўриқиш кучларини аниқлашга тўғри келади. Стерженлардаги чўзувчи ва сиқувчи кучларнинг стерженлар маҳкамланган нукталарда ёки тугунларда қандай таъсир этаётганлигини



17-расм.

Ечиш. B нуктада берилган куч Q нинг ва AB ҳамда BC стерженлардаги изланаётган реакцияларнинг таъсир чизиқлари кесишади, шунинг учун B тугунни ажратамиз (17-расм, б), у берилган масалада мувозанат объекти

сифатида тегирилади. Бу тугунга трос орқали узатиладиган Q кучни қўямиз. Бунда қўзғалмас блок D нинг куч йўналишини ўзгартиришни, лекин унинг катталигига таъсир этмаслигини ҳисобга оламиз. B тугунга боғлашлардан озод этамиз, AB ва BC стерженлар шу боғлашлар вазифасини ўтайди.

Уларнинг ўрнига стерженларнинг S_1, S_2 реакцияларини қўйиб, уларни тугундан йўналтирамиз, яъни иккала AB ва BC стерженда чўзувчи кучлар таъсир этади, деб фарз қиламиз. Координата ўқлари x ва y ни тендаймиз (ўқларнинг танланган йўналишдаги проекцияларининг қўлчиллиги мусбат ишорали бўлади) ва мувозанат тенгламаларини тузамиз;

$$\sum_{i=1}^n P_{ix} = 0; S_1 - Q \cos 45^\circ + S_2 \cos 45^\circ = 0;$$

$$\sum_{i=1}^n P_{iy} = 0; S_2 \cos 45^\circ + Q \cos 45^\circ = 0.$$

Мувозанат тенгламаларини ечиб, қуйидагиларни топамиз:

$$S_2 = -Q = -400 \text{ Н},$$

$$S_1 = Q \cos 45^\circ - S_2 \cos 45^\circ = 400 \cdot 0,707 - (-400) \cdot 0,707 = 566 \text{ Н}.$$

S_2 реакциянинг сои қиймати олдидаги манфий ишора BC стерженнинг фарз қилинганидек чўзилмаганлигини, балки сиқилганлигини билдиради.

5-машқ

1. Агар қўшилувчи векторларнинг проекциялари

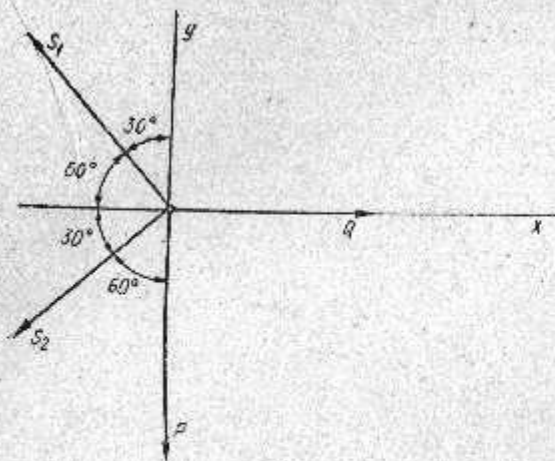
$$P_{1x} = 50 \text{ Н}; P_{2x} = -30 \text{ Н}; P_{3x} = 60 \text{ Н}; P_{4x} = 70 \text{ Н};$$

$$P_{1y} = -70 \text{ Н}; P_{2y} = 40 \text{ Н}; P_{3y} = 80 \text{ Н}; P_{4y} = -90 \text{ Н}$$

бўлса, кесишувчи кучлар тенг таъсир этувчисининг модули ва йўналиши аниқлансин.

2. Қандай ҳолда кесишувчи кучларнинг текис системаси мувозанатда бўлади?

$$A. R_x = 0; R_y = -40 \text{ Н}; B. R_x = 50 \text{ Н}; R_y = 0.$$



18-расм.

В. $R_x = 0; R_y = 0$. Г. $\sum_{i=1}^n P_{ix} = 0; \sum_{i=1}^n P_{iy} = 100 \text{ Н};$

Д. $\sum_{i=1}^n P_{ix} = 0; \sum_{i=1}^n P_{iy} = 0$.

3. Қуйида келтирилган мувозанат тенгламалари системаларидан қайси бири 18-расмда кўрсатилган кесишувчи кучлар системаси учун тўғри?

А. $\sum P_{ix} = 0; S_1 \cos 30^\circ + S_2 \cos 30^\circ - Q = 0;$

$\sum P_{iy} = 0; S_1 \cos 30^\circ - S_2 \cos 60^\circ + P = 0$.

В. $\sum P_{ix} = 0; -S_1 \cos 60^\circ - S_2 \cos 30^\circ - Q = 0;$

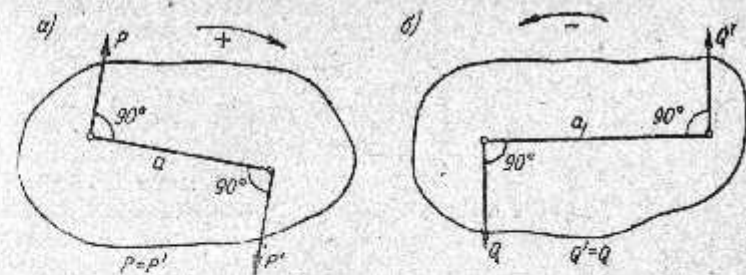
$\sum P_{iy} = 0; S_1 \cos 30^\circ - S_2 \cos 60^\circ - P = 0$.

III БОБ ЖУФТ КУЧ ВА КУЧЛАР МОМЕНТИ

12-§. Жуфт куч ва унинг жисмга таъсири

Қарама-қарши томонларга йўналган ва бир тўғри чизиқда ётмаган иккита тенг ва параллел куч *жуфт куч* деб аталади. Шофёрнинг қўлларидан автомобилнинг рудь чамбаратига бериладиган куч шундай кучлар системасига мисол бўла олади. Жуфт куч амалда жуда катта аҳамиятга эга. Хусусан шу сабабдан ҳам жуфт куч хоссалари жисмларнинг ўзаро механикавий таъсирларининг ўзига хос ўлчови сифатида алоҳида ўрганилади. Жуфт кучнинг ҳар қандай ўқдаги проекциялари йингидиси нолга тенг (19-расм, а), яъни *жуфт кучнинг тенг таъсир этувчиси бўлмайди*. Шунга қарамадан жисм жуфт куч таъсирида мувозанатда бўлмайди.

Тажрибанинг кўрсатишича, жуфт кучнинг қаттиқ жисмга таъсири шундан иборатки, у бу жисмни айлаштиришга интилади.



19-расм.

Жуфт кучнинг айлантириш қобилияти жуфт кучнинг моменти билан аниқланиб, бу момент кучнинг кучларнинг таъсир чизиги орасидаги энг қисқа (кучлардан туширилган перпендикуляр бўйича олинган) масофага кўпайтмасига тенг. Жуфт моментни M билан, кучлар орасидаги энг қисқа масофани a билан белгилаймиз, у ҳолда моментнинг абсолют катталиги

$$M = Pa = P'a.$$

Кучлар таъсир чизиқлари орасидаги энг қисқа масофа жуфт кучнинг елкаси деб аталади, шу сабабдан *жуфт куч моменти M абсолют катталиги жиҳатидан кучлардан бирининг унинг елкасига кўпайтмасига тенг дейиш мумкин*.

Жуфт куч таъсирининг самараси батамом унинг моменти билан аниқланади. Шунинг учун жуфт кучни айланиш йўналишини кўрсатувчи ёйсимон стрелка билан тасвирлаш мумкин. Жуфт кучнинг тенг таъсир этувчиси бўлмаганлигидан уни битта куч билан мувозанатлаб бўлмайди. Жуфт моменти СИ системасида Ньютонметр (Нм) ҳисобида ёки ньютонметрга қаррали бирликларда: кН·м, МН·м ва ҳоказолар ҳисобида ўлчанади. Техникавий бирликлар системасида жуфт кучнинг моменти килограмм-куч-метр (кгк·м) ёки килограмм-куч-метрга қаррали бирликларда: ТК·м, шунингдек бирликларнинг улушлари: кгк·см ва ҳоказолар ҳисобида ўлчанади.

Агар жуфт куч жисмни соат стрелкасининг юриши йўналишида айлаштиришга ҳаракат қилса (19-расм, а), жуфт куч моментини мусбат деб, агар жуфт куч жисмни соат стрелкаси юриши йўналишига тескари айлантиришга интилса (19-расм, б), манфий деб ҳисобланади. Жуфт кучлар моменти учун қабул қилинган ишоралар қондаси шартлидир: бу қондага тескари қонда қабул қилиниши ҳам мумкин эди.

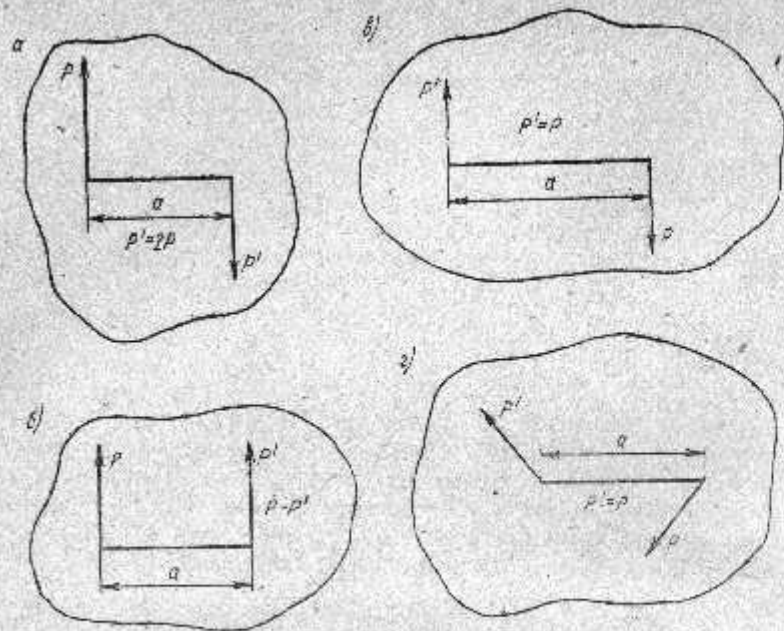
6-машқ

1. Қайси расмда жуфт куч тасвирланган?

А. 20-расм, а. Б. 20-расм, б. В. 21-расм, а. Г. 20-расм, з.

2. Жуфт куч таъсирининг самарасини аниқлаш учун нилана олиш керак?

А. Куч модулининг елкага кўпайтмасини. Б. Жуфт куч моменти катталигини ва айланиш йўналишини.



20-расм.

3. Жуфт кучни нима билан мувозанатлаш мумкин?

А. Битта куч билан. Б. Жуфт куч билан.

13-§. Жуфт кучларнинг эквивалентлиги

Кучларнинг эквивалент системалари таърифига ўхшаш, агар бир жуфтни бошқа бир жуфт билан алмаштиргандан кейин жисмнинг механикавий ҳолати ўзгармаса, яъни жисмнинг ҳаракати ўзгармаса ёки унинг мувозанати бузилмаса, кучларнинг икки жуфти эквивалент ҳисобланади.

Жуфт кучнинг каттиқ жисмга таъсирининг самараси жуфт кучнинг текисликдаги вазиятига боғлиқ эмас. Шундай қилиб, жуфт кучни текисликда унинг таъсир чизиги бўйлаб ҳар қандай вазиятда кучириш мумкин.

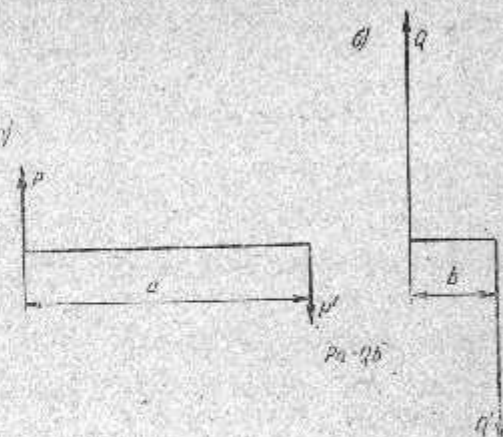
Жуфт кучнинг яна бир хосасини кўриб чиқамиз, у жуфт кучларни қўшиш учун асосдир.

Жисмнинг ҳолатини ўзгартирмасдан куч катталигини ва жуфт куч елкасини исталганча ўзгартириш мумкин, фақат бунда жуфт куч momenti ўзгармаса бас.

Елкаси a бўлган $\vec{P}\vec{P}'$ кучни (21-расм, а) елкаси b бўлган куч билан (21-расм, б) жуфт куч momenti ўзгармайдиган қилиб алмаштираемиз. Берилган жуфт куч momenti $M_1 = Pa$. Янги жуфт куч momenti $M_2 = Qb$. Таърифга мувофиқ жуфт кучлар эквивалент, яъни уларнинг momenti тенг бўлса, бир хил таъсир кўрсатади.

Агар янги жуфт кучнинг катталигини ва елкасини ўзгартириб, уларнинг momenti тенглиги $M_1 = M_2$ ёки $Pa = Qb$ сақланиб қолinsa, бундай ўзгартиришдан кейин жисмнинг ҳолати ўзгармайди.

Шундай қилиб, елкаси a бўлган берилган $\vec{P}\vec{P}'$ жуфт ўрнига елкаси b бўлган янги жуфт $\vec{Q}\vec{Q}'$ олинди.



21-расм.

7-машқ

1. Жуфт кучнинг жисмга таъсирининг самараси.

А. Жуфт кучнинг текисликдаги вазиятига боғлиқ. Б. Унинг текисликдаги вазиятига боғлиқ эмас.

2. Қуйида келтирилган жуфтлардан қайси бири эквивалент?

А. а) жуфтнинг кучи 100 кН, елкаси 0,5 м;

б) жуфтнинг кучи 20 кН, елкаси 2,5 м;

в) жуфтнинг кучи 1000 кН, елкаси 0,05 м;

Б. а) $M_1 = -300$ Н·м; б) $M_2 = 300$ Н·м.

3. Жуфт куч momenti 100 Нм, жуфтнинг елкаси 0,2 м.

Жуфт кучнинг катталиси аниқлаensis. Агар momentнинг катталигини ўзгартирмасдан унинг елкаси икки марта оширилса, жуфт кучнинг катталиси қандай ўзгаради?

14-§. Жуфт кучларни қўшиш

Кучлар каби жуфт кучларни ҳам қўшиш мумкин. Берилган жуфт куч таъсирининг ўрнини босувчи жуфт куч *натижаловчи жуфт куч* деб аталади.

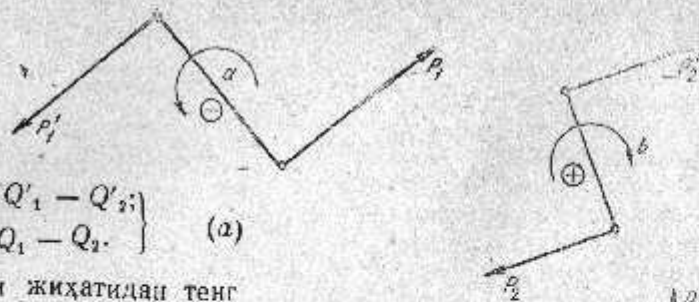
Бир текисликда жойлашган жуфт кучни қўшамиз.

Елкалари a ва b бўлган $\vec{P}_1\vec{P}_1'$ ва $\vec{P}_2\vec{P}_2'$ жуфт кучларига, яъни $M_1 = -P_1a$; $M_2 = P_2b$ ларга эгамиз (22-расм).

Берилган жуфтларни уларнинг momenti катталиси сақланиб қолгани ҳолда елкалари ўзаро тенг бўлалеган қилиб ўзгартирамиз. Бирор $AB=c$ кесмани ўзгартирилган жуфтларнинг умумий елкаси деб қабул қилаемиз. Эквивалент жуфтларнинг кучларини

\vec{Q}_1, \vec{Q}_1' ва \vec{Q}_2, \vec{Q}_2' билан белгилаймиз, у ҳолда $M_1 = -P_1a = -Q_1c$ $M_2 = P_2b = Q_2c$.

А ва В нуқталарга қўйилган кучларни қўшиб, уларнинг тенг таъсир этувчисини топамиз:



$$\left. \begin{aligned} R^1 &= Q_1 - Q_2; \\ R &= Q_1 - Q_2. \end{aligned} \right\} (a)$$

Катталиги жиҳатида тенг ёки қарама-қарши томонларга йўналган \vec{R} ва \vec{R}^1 тенг таъсир этувчилар $\vec{R}\vec{R}^1$ жуфт кучни ҳосил қилади, унинг momenti:

$$M = -Rc. \quad (b)$$

$\vec{R}\vec{R}^1$ жуфт натижаловчи жуфтдир.

(б) тенгламага R нинг қийматини (а) тенгламадан олиб қўйиб, қўйдагини ҳосил қиламиз:

$$M = -Rc = -(Q_1 - Q_2)c = Q_2c - Q_1c,$$

$M_2 = Q_2c$ ва $M_1 = -Q_1c$ бўлганлигидан $M = M_1 + M_2$ бўлади.

Шундай қилиб, натижаловчи жуфтнинг momenti ташкил этувчи жуфтлар моментларининг алгебраик йиғиндисига тенг, деган хулосага келамиз.

Бу исботни бир текисликда ётувчи исталган сондаги жуфтлар учун таъбиқ этиш мумкин. Шунинг учун бир текисликда ёки параллел текисликларда ётувчи қўшилувчи жуфтларнинг сонини ихтиёр бўлганда натижаловчи жуфтнинг momenti қўйдаги формуладан аниқланади:

$$M = M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum_{i=1}^n M_i \quad (13)$$

Жуфтларни қўшишнинг келтирилган қондаси асосида бир текисликда ётувчи жуфтлар системасининг мувозанат шартин келиб чиқади, чунончи: жуфтлар системаси мувозанатда бўлиши учун натижаловчи жуфтнинг momenti нолга тенг бўлиши ёки жуфтлар моментларининг алгебраик йиғиндисини нолга тенг бўлиши зарур ва етарлидир:

$$M = \sum_{i=1}^n M_i = 0. \quad (14)$$

4-мисол. Бир текисликда ётувчи учта жуфтга эквивалент бўлган системанинг натижаловчи жуфт momenti аниқласин. Биринчи жуфтли $P_1 = P_1^1 = 2 \text{ кН}$

кучлар ҳосил қилган, унинг елкаси $h_1 = 1,25 \text{ м}$ ва соат стрелкаси юриши йўналишида айлантиради; иккинчи жуфтни $P_2 = P_2^1 = 3 \text{ кН}$ кучлар ҳосил қилган, унинг елкаси $h_2 = 2 \text{ м}$ ва соат стрелкаси юришига қарама-қарши йўналишида айлантиради; учинчи жуфтни $P_3 = P_3^1 = 4,5 \text{ кН}$ кучлар ҳосил қилган, унинг елкаси $h_3 = 1,2 \text{ м}$ ва соат стрелкаси юриши йўналишида айлантиради (23-рasm).

Е ч и ш. Ташкил этувчи жуфтларнинг моментларини ҳисоблаймиз:

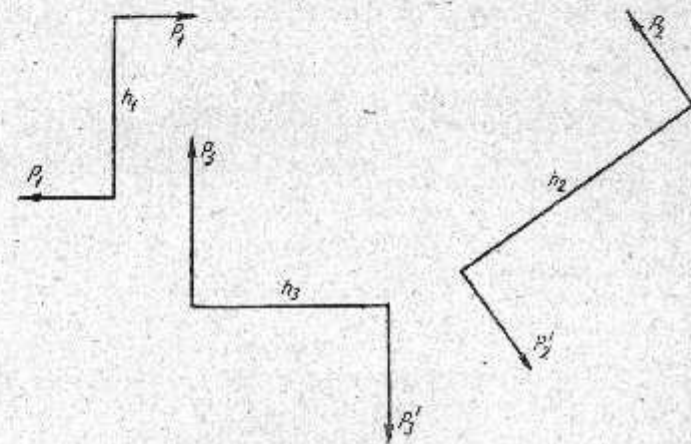
$$M_1 = P_1 h_1 = 2 \cdot 1,25 = 2,5 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_2 = -P_2 h_2 = -3 \cdot 2 = -6 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = P_3 h_3 = 4,5 \cdot 1,2 = 5,4 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Натижаловчи жуфтнинг momentини аниқлаш учун берилган жуфтларнинг momentларини алгебраик қўшамиз:

$$M = \sum_{i=1}^n M_i = M_1 + M_2 + M_3 = 2,5 - 6 + 5,4 = 1,9 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$



23-рasm.

15-§. Кучнинг нуқта ва ўққа нисбатан momenti

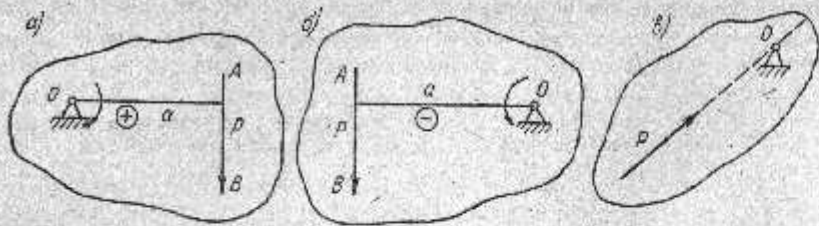
Кучнинг нуқтага нисбатан momenti куч модулини нуқтадан кучнинг таъсир чизигига туширилган перпендикулярнинг узунлигига қўлайтириш йўли билан аниқланади (24-рasm, а).

Жисм O нуқтага маҳкамлаб қўйилса, \vec{P} куч уни шу нуқта атрофида айлантиришга интилади. Ўзига нисбатан момент олинаётган O нуқта момент маркази деб, перпендикулярнинг узунлиги эса момент марказига нисбатан куч елкаси деб аталади.

\vec{P} кучнинг O га нисбатан momenti қўйдагича белгиланади.

$$M_o(\vec{P}) = Pa. \quad (15)$$

Кучларнинг momentлари ньютонметр (Нм) ёки килограмм метр (кг·м) ҳисобида ёхуд жуфт momentлари каби, тегишлича (каррали ва улушли) birlikларда ўлчанади. Агар куч жисмни соат стрелкаси юриши йўналишида (24-рasm, а) айлантиришга



24-расм.

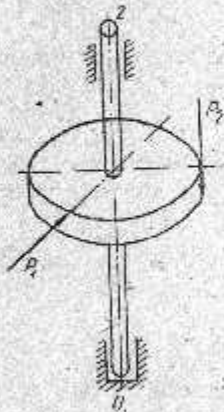
интилса, моментни мусбат деб ва тескари ҳолда (24-расм, б) манфий деб ҳисоблаш қабул қилинган. Агар кучнинг таъсир чизиғи берилган нукта орқали ўтса, унинг momenti бу нуктага нисбатан нолга тенг, чунки кўрилатган ҳолда елка нолга тенг: $a=0$ (24-расм, в).

Жуфт momenti билан куч momenti ўртасида битта муҳим фарқ бор. Жуфт momentининг катталиғи ва йўналиши бу жуфтнинг текисликдаги вазиятига боғлиқ бўлмайди.

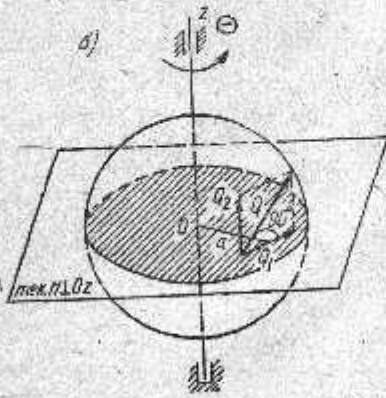
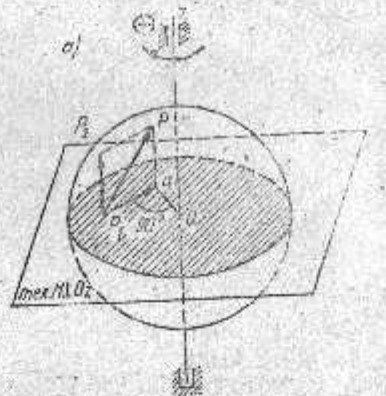
Куч momentининг катталиғи ва йўналиши (ишораси) ўзига нисбатан момент олинган нуктанинг вазиятига боғлиқ.

Кучнинг ўққа нисбатан momenti қандай аниқланишини кўриб чиқамиз.

Тажрибадан маълумки, таъсир чизиғи Oz ўқни кесиб ўтадиган \vec{P}_1 куч ҳам (25-расм), шу ўққа параллел бўлган \vec{P}_2 куч ҳам жисм-



25-расм.



26-расм.

ни бу ўқ атрофида айлантира олмайди, яъни улар момент ҳосил қилмайди.

Жисмга бирор нуктада (26-расм) \vec{P} куч таъсир қилсин. Oz ўқга перпендикуляр ва куч векторининг бошидан ўтувчи H текисликни ўтказамиз. Берилган \vec{P} кучни икки ташкил этувчига: H текисликда жойлашган \vec{P}_1 ва Oz ўққа параллел \vec{P}_2 кучларга ажратамиз.

Oz ўққа параллел \vec{P}_2 ташкил этувчи бу ўққа нисбатан момент ҳосил қилмайди. H текисликда таъсир этувчи \vec{P}_1 ташкил этувчи Oz ўққа нисбатан ҳам, O нуктага нисбатан ҳам момент ҳосил қилади. \vec{P}_1 кучнинг momenti шу куч модулининг O нуктадан шу куч йўналишига туширилган перпендикулярнинг узунлиғи a га кўпайтмаси билан ўлчанади, яъни

$$M_z(\vec{P}) = P_1 a.$$

Momentнинг ишораси умумий қоида бўйича жисмнинг айланиш йўналишига қараб аниқланади: (+) — соат стрелкаси юриши йўналишида ҳаракатланганда, (-) — соат стрелкаси юриши йўналишига қарама-қарши ҳаракатланганда. Momentнинг ишорасини аниқлаш учун кузатувчи албатта ўқнинг мусбат йўналиши томонида туриши керак.

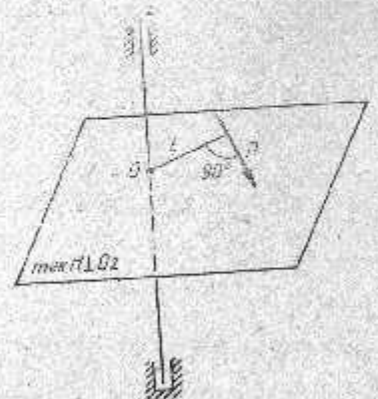
26-расм, а да \vec{P} куч momenti Oz ўққа нисбатан мусбат, чунки ўқнинг мусбат йўналиши томонидан (юқоридан) қараётган кузатувчига жисм берилган куч таъсирида ўқ атрофида соат стрелкаси юриши бўйлаб айланаётгандай туюлади.

26-расм, б да \vec{Q} кучнинг momenti Oz ўққа нисбатан манфий катталиқ.

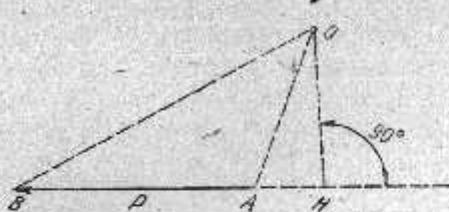
Агар \vec{P} куч (27-расм) Oz ўққа нисбатан перпендикуляр H текисликда жойлашган бўлса, бу куч momenti кучнинг тула катталиғини ўқ билан H текисликнинг кесилиш нуктаси O га нисбатан l елкага кўпайтириш йўли билан аниқланади:

$$M_z(\vec{P}) = Pl.$$

Бинобарни, кучнинг ўққа нисбатан momentини аниқлаш учун кучни ўққа нисбатан перпендикуляр текисликка проекциялаш ва кучнинг текисликдаги проекциясининг ўқ билан шу текислик кесилиш нуктага нисбатан momentини топиш керак.



27-расм.



28-расм.

8- машқ

Агар жисмга бир текисликда қўйилган учта жуфт куч таъсир қилса, у мувозанатда бўладими? Жуфт кучларнинг моментларининг қийматлари қуйидагича: $M_1 = -600 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $M_2 = 320 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ва $M_3 = 280 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

А. Жисм мувозанатда бўлади. Б. Жисм мувозанатда бўлмайди.

2. P кучининг O нуқтага нисбатан елкаси аниқлансин (28-расм). А. OB кесма. Б. OA кесма. В. OH кесма.

3. \vec{P} кучининг H нуқтага нисбатан momenti нимага тенг (28-расм)?

А. $M_H(P) = P \cdot AH$. Б. $M_H(P) = P \cdot BH$.

В. $M_H(P) = 0$.

4. Нуқтага нисбатан куч моментининг катталиги ва йўналиши бу нуқтанинг ва куч таъсир чизиғининг ўзаро жойлашувига боғлиқми?

А. Боғлиқ эмас. Б. Боғлиқ.

5. Кучнинг ўққа нисбатан momenti нолга тенг:

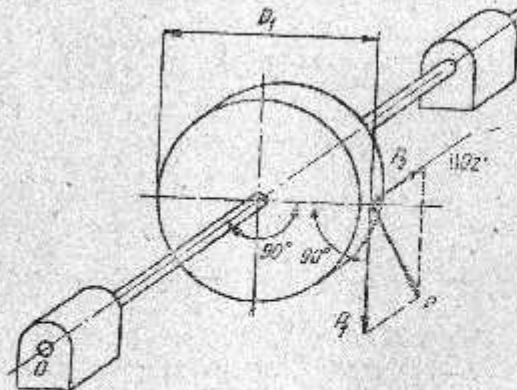
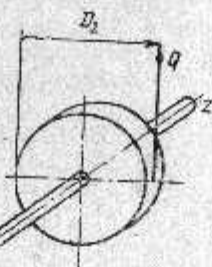
А. Куч ўққа параллел бўлганда. Б. Кучнинг таъсир чизиғи ўқни кесиб ўтганда. В. Куч ва ўқ бир текисликда жойлашганда.

6. \vec{P} кучининг z ўққа нисбатан momentini аниқлашг (29-расм):

А. $M_z(\vec{P}) = P \frac{D_1}{2}$. Б. $M_z(\vec{P}) = -P_2 \frac{D_1}{2}$.

В. $M_z(\vec{P}) = -P \frac{D_1}{2}$. Г. $M_z(\vec{P}) = -P_1 D_1$.

7. Берилган: $D_2 = 1,0 \text{ м}$; $Q = 50 \text{ Н}$; \vec{Q} кучининг ўққа нисбатан momentini аниқлашг.



29-расм.

IV БОБ ИХТИЁРИЙ ЖОЙЛАШГАН КУЧЛАР СИСТЕМАСИ

16-§. Кучни нуқтага келтириш

Кучни унинг таъсир чизиғида (ётмаган ихтиёрый нуқтага кўчириш ҳолини кўриб чиқамиз (30-расм, а).

С нуқтага қўйилган P кучни оламиз. Бу кучни ўзига параллел ҳолда бирор O нуқтага кўчириш талаб этилади. O нуқтага икки \vec{P}' ва \vec{P}'' кучларни қўямиз, улар бир-бирига қарама-қарши йўналган, модуллари жиҳатидан тенг ва берилган P кучга параллел, яъни $P' = P'' = P$.

O нуқтала бу кучлар қўйилишидан жисмнинг ҳолати ўзгармайди, чунки улар ўзаро мувозанатлашган.

O нуқтадан \vec{P} кучнинг таъсир чизиғига a перпендикулярни туширамиз, у ҳолда уч кучнинг ҳосил қилинган системасини O нуқтага қўйилган \vec{P}' кучдан ва моменти $M = Pa$ бўлган $\vec{P}'\vec{P}''$ жуфт кучдан иборат деб қараш мумкин. Бу жуфт куч қўшилган жуфт деб аталади.

Шундай қилиб, \vec{P} куч кучнинг таъсир чизиғи ётмайдиган нуқтага келтирилганда модули ва йўналиши \vec{P} кучиникидай бўлган кучдан ҳамда моменти берилган кучнинг келтириш нуқтасига нисбатан momenti

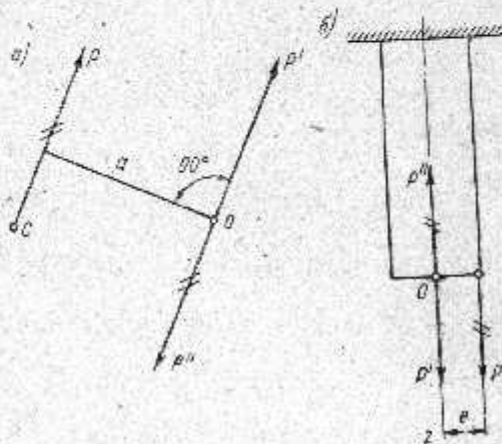
$M = Pa$ бўлган $\vec{P}'\vec{P}''$ жуфт кучдан иборат деб қараш мумкин. Бу жуфт куч қўшилган жуфт деб аталади.

Шундай қилиб, \vec{P} куч кучнинг таъсир чизиғи ётмайдиган нуқтага келтирилганда модули ва йўналиши \vec{P} кучиникидай бўлган кучдан ҳамда моменти берилган кучнинг келтириш нуқтасига нисбатан momenti

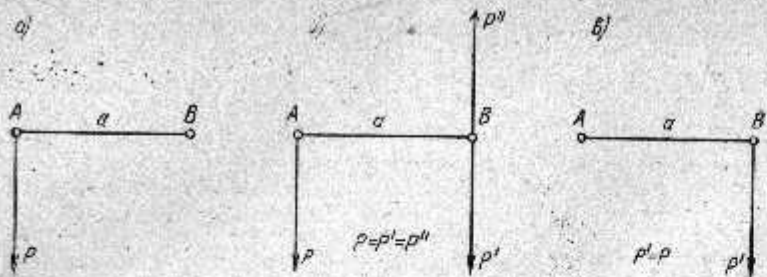
$$M_O(\vec{P}) = Pa$$

га тенг бўлган қўшилган жуфт кучдан иборат эквивалент система ҳосил бўлади.

Кучни берилган нуқтага келтиришдан баъзан жисмга кучнинг таъсир этиш характерини аниқлашда фойдаланиш қулай. Масалан, жисмга z ўқига параллел қилиб, унда e масофада \vec{P} куч қўйилган бўлсин (30-расм, б). Бу \vec{P} кучни z ўқда ётувчи O нуқтага келтириб, келтирилган \vec{P}' куч жисмни қўзишни, моменти $M = Pe = M_O(\vec{P})$ бўлган қўшилган жуфт $\vec{P}'\vec{P}''$ эса эгишни аниқлаймиз.



30-расм.



31- рasm.

9- машқ

1. Кучларнинг 31- рasm, а, б, в ларда кўрсатилган учта системасини таққосланг ва қуйида келтирилганларнинг қайси бири тўғрилигини ҳал қилинг.

А. Кучларнинг учала системасининг ҳаммаси эквивалент. Б. 31- рasm, а даги кучлар системаси 31- рasm, б даги кучлар системасига эквивалент. В. 31- рasm, б даги кучлар системаси 31- рasm, в даги кучлар системасига эквивалент.

2. Қўшилган жуфт кучнинг momenti келтириш нуқтасидан кучнинг таъсир чизиғигача бўлган масофага боғлими?

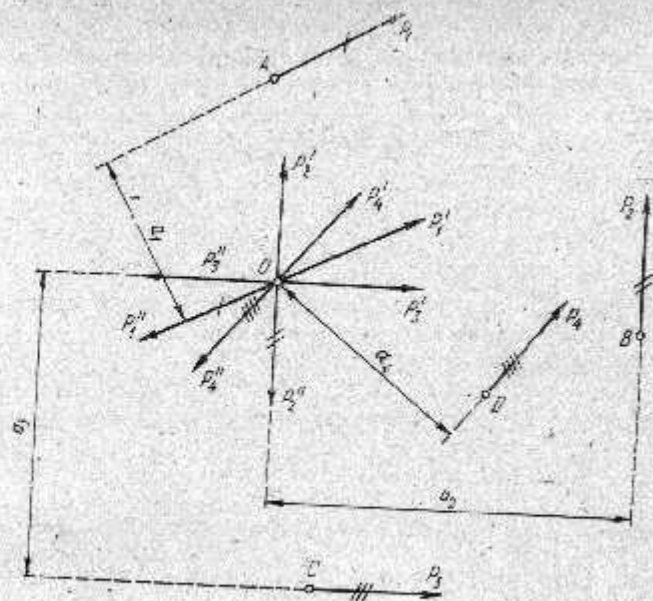
А. Боғлиқ Б. Боғлиқ эмас.

3. $P=100$ Н, $a=200$ мм; қўшилган жуфт куч momentини ҳисобланг (31- рasm б).

17- §. Кучларнинг текис системасини берилган нуқтага келтириш

Битта кучни берилган нуқтага келтиришнинг тасвирланган методини ҳар қанча кучга ҳам татбиқ этиш мумкин. А, В, С ва D нуқталарга (32- рasm) $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3$ ва \vec{P}_4 кучлар қўйилган бўлсин. Бу кучларни текисликнинг O нуқтасига келтириш талаб этилади. Олдин A нуқтага қўйилган \vec{P}_1 кучни келтирамиз. O нуқтага модули жиҳатидан ҳар қайсиси \vec{P}_1 кучга тенг, унга параллел бўлган ва қарама-қарши томонга йўналган \vec{P}_1' ва \vec{P}_1'' кучларни қўямиз. \vec{P}_1' кучни келтириш натижасида O нуқтага қўйилган \vec{P}_1' кучни ва елкаси a_1 бўлган жуфт куч \vec{P}_1, \vec{P}_1'' ни (жуфт ҳосил қилувчи кучлар нуқтири билан кўрсатилган) ҳосил қиламиз. В нуқтага қўйилган \vec{P}_2 куч билан худди шу тарзда иш тутиб, O нуқтага қўйилган \vec{P}_2' кучни ва елкаси a_2 бўлган \vec{P}_2, \vec{P}_2'' жуфт кучни ҳосил қиламиз ва ҳ. к.

А, В, С ва D нуқталарга қўйилган кучларнинг текис системаси O нуқтага қўйилган, бир нуқтада кесишувчи $\vec{P}_1', \vec{P}_2', \vec{P}_3'$ ва \vec{P}_4' кучлар билан ва моментлари берилган кучларнинг O нуқтага нисбатан моментлари



32- рasm.

$$M_1 = P_1 a_1 = M_0(\vec{P}_1); \quad M_2 = -P_2 a_2 = M_0(\vec{P}_2);$$

$$M_3 = -P_3 a_3 = M_0(\vec{P}_3); \quad M_4 = -P_4 a_4 = M_0(\vec{P}_4)$$

га тенг бўлган жуфт кучлар билан алмаштирдик.

Бир нуқтада кесишувчи кучларни ташкил этувчи кучларнинг геометрик йиғиндисига тенг бўлган битта \vec{R}' куч билан алмаштириш мумкин:

$$\vec{R}' = \vec{P}_1' + \vec{P}_2' + \vec{P}_3' + \vec{P}_4' = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{P}_4 = \sum_{i=1}^{n-1} \vec{P}_i \quad (16)$$

Берилган кучларнинг геометрик йиғиндисига тенг бўлган бу куч кучлар системасининг бош вектори деб аталади.

Жуфт кучларни қўшиш қоиласи асосида уларни momenti берилган кучларнинг O нуқтага нисбатан моментларининг алгебраик йиғиндисига тенг бўлган натижаловчи жуфт билан алмаштириш мумкин:

$$M_0 = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 = \sum_{i=1}^{n-1} M_i = \sum_{i=1}^{n-1} M_0(\vec{P}_i). \quad (17)$$

Бош векторга ўхшаш, жуфтнинг берилган кучларнинг келтириш нуқтаси O га нисбатан моментларининг алгебраик йиғиндисига тенг бўлган M_0 momenti системанинг берилган келтириш маркази O га нисбатан бош momenti деб аталади. Бинобарин, умумий ҳолда кучларнинг текис системаси берилган

О нуктага келтирилиши натижасида унга эквивалент система билан алмашилади, бу эквивалент система битта кучдан — бош вектордан ва бир жуфтдан иборат бўлади, жуфтининг моменти берилган системанинг келтириш марказига нисбатан бош моменти деб аталади.

Шу нарсани билиб олиш зарурки, бош вектор \vec{R}' берилган кучлар системасининг тенг таъсир этувчиси эмас, чунки бу система битта \vec{R}' кучга эквивалент эмас. Фақат бош момент-нолга айландирилган хусусий ҳолдагина бош вектор берилган кучлар системасининг тенг таъсир этувчиси бўлади. Бош вектор берилган система кучларининг геометрик йиғиндисига тенг бўлганлигидан унинг модули ҳам, йўналиши ҳам келтириш марказини танлашга боғлиқ бўлмайди. M_0 моментнинг катталиги ва ишораси келтириш марказининг вазиятига боғлиқ, чунки жуфтни ташкил этувчиларнинг елкаси кучларнинг ва ўзига нисбатан момент олинандиган нукта (марказ) нинг ўзаро жойлашувига боғлиқ.

Кучлар системасини келтиришнинг қуйидаги ҳоллари учраши мумкин:

1. $\vec{R}' \neq 0$; $M_0 \neq 0$ — умумий ҳол; система бош векторга ва бош моментга келтирилади.

2. $\vec{R}' \neq 0$; $M_0 = 0$; система битта тенг таъсир этувчига келтирилади, у системанинг бош векторига тенг бўлади.

3. $\vec{R}' = 0$; $M_0 \neq 0$; система моменти бош моментга тенг бўлган жуфт кучга келтирилади.

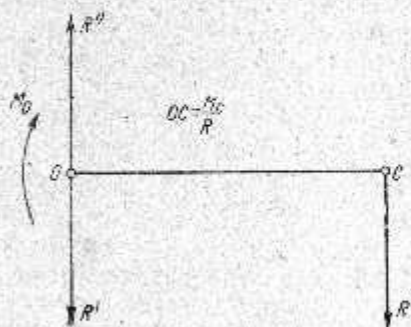
4. $\vec{R}' = 0$; $M_0 = 0$; система мувозанатда бўлади.

$\vec{R}' \neq 0$ ва $M_0 \neq 0$ бўлган умумий ҳолда ўзига нисбатан кучлар системасининг бош моменти нолга тенг бўладиган нукта ҳамма вақт бўлишини исбот қилиш мумкин. О нуктага келтирилган,

яъни О нуктага қўйилган бош вектор $\vec{R} \neq 0$ ва бош момент $M_0 \neq 0$ (33-расм) билан алмаштирилган кучлар текис системасини кўриб чиқамиз. Аниқлик учун бош момент соат стрелкаси юриши бўйича йўналган, яъни $M_0 > 0$ деб қабул қиламиз. Бу бош моментни $\vec{R} \vec{R}''$ жуфт куч билан алмаштирамиз, уларнинг модули-

ни бош вектор \vec{R}' нинг модулига тенг қилиб оламиз, яъни $R = R'' = R'$. Жуфтни ташкил этувчи кучлардан бири $-\vec{R}''$ кучни келтириш маркази О га қўямиз, иккинчи

куч \vec{R} ни вазияти $M_0 = OC \cdot R$ шартидан аниқландиган бирор С нуктага қўямиз. Бинобарин,



33-расм.

$$OC = \frac{M_0}{R}. \quad (18)$$

$\vec{R} \vec{R}''$ жуфт кучни \vec{R}'' куч бош вектор \vec{R}' га қарама-қарши томонга йўналдирган қилиб жойлаштирамиз. О нуктада (33-расм) бир тўғри чизик бўйлаб кетган, ўзаро қарама-қарши йўналган

иккита тенг \vec{R}' ва \vec{R}'' кучларга эгамиз; уларни ташлаб юбориш мумкин (учинчи аксиомага мувофиқ). Бинобарин, С нуктага нисбатан қуриладиган кучлар системасининг бош моменти нолга тенг ва система тенг таъсир этувчи \vec{R} га келтирилади.

18-§. Тенг таъсир этувчининг моменти ҳақидаги теорема (Вариньон теоремаси)

Умумий ҳолда (17-§ га қараб) кучларнинг ихтиёрий текис системаси бош вектор \vec{R}' га ва танланган келтириш марказига нисбатан бош момент M_0 га келтирилади, бунда бош момент берилган кучларнинг О нуктага нисбатан моментларининг алгебраик йиғиндисига тенг:

$$M_0 = \sum_{i=1}^n M_0(\vec{P}_i). \quad (a)$$

Шундай келтириш марказини танлаш мумкинки (33-расм да С нукта), унга нисбатан системанинг бош моменти нолга тенг бўлиши ва кучлар системаси модули жиҳатидан бош векторга тенг

($R = R'$) бўлган битта \vec{R} ташкил этувчига келтирилиши кўрсатилган эди. \vec{R} тенг таъсир этувчининг О нуктага нисбатан моменти-ни аниқлаймиз. \vec{R} кучнинг ОС елкаси $\frac{M_0}{R}$ га тенглигини ҳисобга олиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

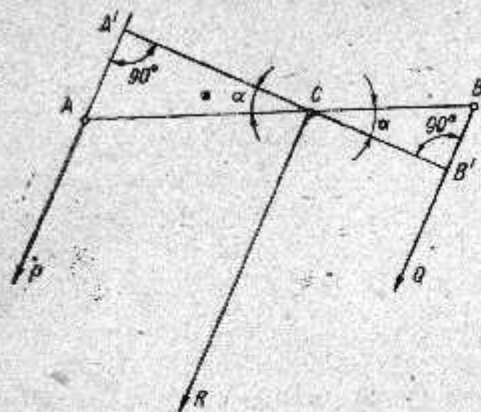
$$M_0(\vec{R}) = R \cdot OC = R \frac{M_0}{R} = M_0. \quad (б)$$

Алоҳида-алоҳида учинчи катталикка тенг бўлган икки катталик ўзаро тенг, шу сабабдан (а) ва (б) тенгламалардан қуйидагини топамиз.

$$M_0(\vec{R}) = \sum_{i=1}^n M_0(\vec{P}_i). \quad (19)$$

Ҳосил қилинган тенглама Вариньон теоремасини ифодалайди: кучлар текис системаси тенг таъсир этувчисининг ихтиёрий олинган нуктага нисбатан моменти кучни ташкил этувчиларнинг худди ўша нуктага нисбатан моментларининг алгебраик йиғиндисига тенг.

Вариньон теоремасидан шу нарсани келиб чиқадики, кучлар текис системасининг шу система тенг таъсир этувчисининг таъсир чизигида этувчи ҳар қандай нуктага нисбатан бош моменти нолга тенг. Вариньон теоремасининг татбиқ этилишини конкрет мисолларда кўриб чиқамиз.



34-расм.

5-мисол. Вариньон теоремаси ёрдамида бир томонга йўналган икки параллел \vec{P} ва \vec{Q} кучлар тенг таъсир этувчиси таъсир чизигининг вазити аниқлансин (34-расм).

Еч. иш. Моментлар маркази қилиб C нуқтани оламиз ва уни тенг таъсир этувчининг таъсир чизигида ётибди, деб фараз қиламиз. Вариньон теоремасига мувофиқ қуйидагига эгамиз:

$$M_C(\vec{R}) = M_C(\vec{P}) + M_C(\vec{Q}) \quad (а)$$

Тенг таъсир этувчининг унинг таъсир чизигида ётувчи C нуқтага нисбатан momenti нолга тенг:

$M_C(\vec{R}) = 0$ бўлгани учун (а) тенглама қуйидаги кўринишни олади:

$$M_C(\vec{P}) + M_C(\vec{Q}) = 0 \quad (б)$$

\vec{P} ва \vec{Q} кучларнинг C нуқтага нисбатан елкаларини толамиз. Бунинг учун бу нуқтадан \vec{P} ва \vec{Q} кучларнинг таъсир чизигига $A'C$ ва $B'C$ перпендикулярларни туширғимиз (34-расмга қаранг). Бу $A'C$ ва $B'C$ кесмаларининг катталиги AC ва BC масофалар ҳамда таъсир чизиги билан кучлар таъсир чизигига тушirilgan перпендикуляр орасидаги α бурчак орқали аниқланади:

$$A'C = AC \cos \alpha; \quad B'C = BC \cos \alpha.$$

\vec{P} ва \vec{Q} кучлар моментларини C нуқтага нисбатан ифодалаймиз:

$$M_C(\vec{P}) = -P \cdot A'C = -P \cdot AC \cos \alpha;$$

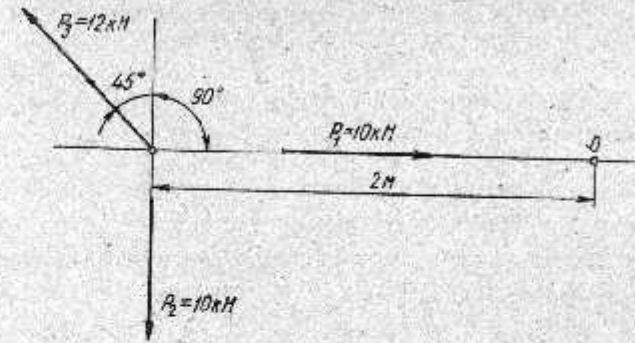
$$M_C(\vec{Q}) = Q \cdot B'C = Q \cdot BC \cdot \cos \alpha.$$

Бу моментларнинг қийматини (б) тенгламага қўйиб, $-P \cdot AC \cos \alpha + Q \cdot BC \cdot \cos \alpha = 0$ ёки $P \cdot AC = Q \cdot BC$ ни ҳосил қиламиз, бундан $\frac{Q}{P} = \frac{AC}{BC}$, яъни

икки параллел куч тенг таъсир этувчисининг таъсир чизиги кучларнинг ташкил этувчилари орасидаги масофани уларнинг катталикларига тескари пропорционал қисмларга бўлади.

10-машқ

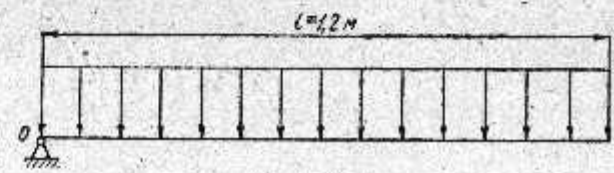
1. Бош векторнинг катталиги ва йўналишини келтириш марказининг вазиятига боғлиқми?
А. Боғлиқ эмас. Б. Боғлиқ.
2. Бош моментнинг катталиги ва ишораси келтириш марказининг вазиятига боғлиқми?
А. Боғлиқ эмас. Б. Боғлиқ.
3. 35-расмда кўрсатилган кучларни келтириш маркази (O нуқта) га келтириш учун зарур бўлган ясашларни баъжаринг. Бош вектор ва бош моментнинг катталикларини ва йўналишларини аниқланг.
4. Агар фақат кучларнинг тенг таъсир этувчиси \vec{R} ва унинг бирор O нуқтага нисбатан елкаси a берилган бўлса, бу кучларнинг O нуқтага нисбатан моментларининг алгебраик йиғиндисини аниқлаш мумкинми?
А. Мумкин эмас. Б. Мумкин.



35-расм.

5. Стерженьнинг 150 кНга тенг бўлган оғирлик кучи унинг узунлиги бўйлаб бир текис тақсимланган (36-расм). Оғирлик кучининг стерженьнинг маҳкамланган кучи O нуқтага нисбатан моментини аниқланг.

А. $M_O = 180\text{Н} \cdot \text{м}$. Б. $M_O = 90\text{Н} \cdot \text{м}$.



36-расм.

19-§. Кучларнинг текис системасининг мувозанат тенгламаси

Кучларнинг текис системаси бош векторга ва бош моментга келтирилиши мумкин. Шунинг учун текисликда кучларнинг мувозанат шarti, юқорида кўрсатилганидек қуйидаги кўринишга эга:

$$\left. \begin{aligned} \vec{R}' &= 0; \\ M_O &= \sum_{i=1}^n M_O(\vec{P}_i) = 0. \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

Шундай қилиб, текисликда ихтиёрий жойлашган кучлар системаси мувозанатда бўлиши учун бу кучларнинг исталган марказга нисбатан бош вектори ва бош momenti алоҳида-алоҳида нолга тенг бўлиши зарур ва етарлидир.

Бош вектор \vec{R}' системани ташкил этувчи ва келтириш марказига кўчирилган ҳамма кучларнинг геометрик йиғиндисидан иборат. Бош векторнинг катталигини система кучларининг координата ўқларидаги проекциялари орқали аниқлаш мумкин. Ҳамма кучларнинг x ва y ўқлардаги проекцияларининг йиғиндисини учун қисқартирилган $\sum_{i=1}^n P_{ix}$ ва $\sum_{i=1}^n P_{iy}$ белгилашларни татбиқ этиб,

бош вектор катталиги учун қуйидаги ифодани қабул қиламиз:

$$R' = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n P_{ix}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n P_{iy}\right)^2}.$$

Мувозанат бўлиши учун бош вектор нолга тенг бўлиши зарур, бу шарт бажарилганда қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\sum_{i=1}^n P_{ix} = 0; \quad \sum_{i=1}^n P_{iy} = 0.$$

Бундан ташқари, мувозанат бўлиши учун бош момент ҳам нолга тенг бўлиши зарур, яъни

$$\sum_{i=1}^n M_0(\vec{P}_i) = 0.$$

Бундан буён масалалар ечишда мувозанат тенгламаси учун анча ихчамроқ кўринишдаги қуйидаги ёзувини татбиқ этамиз:

$\sum_{i=1}^n P_{ix} = 0$ ўрнига $\sum P_{ix} = 0$; $\sum_{i=1}^n M_0(\vec{P}_i) = 0$ ўрнига $\sum M_0 = 0$ деб ёзамиз.

Кучларнинг ихтиёрий текис системасининг мувозанат тенгламаси уч формада келтирилиши мумкин. Бу тенгламаларнинг биринчиси — ассий формаси — юқорида чиқарилган:

$$\sum P_{ix} = 0; \quad \sum P_{iy} = 0; \quad \sum M_0 = 0. \quad (21)$$

Кўпинча масалалар ечишда мувозанат тенгламаларининг бошқа формаларидан фойдаланиш қулайроқдир.

Қаттиқ жисм мувозанатда бўлганда унга қўйилган ҳамма кучларнинг исталган нуқтага нисбатан моментларининг йиғиндиси нолга тенг бўлганлигидан, учта ихтиёрий A , B , C нуқталарни тавлаб, улардан ҳар бирига нисбатан моментлар йиғиндисини нолга тенглаштирамизда, қуйидаги учта мувозанат тенгламасини ҳосил қиламиз:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0; \quad \sum M_C = 0 \quad (22)$$

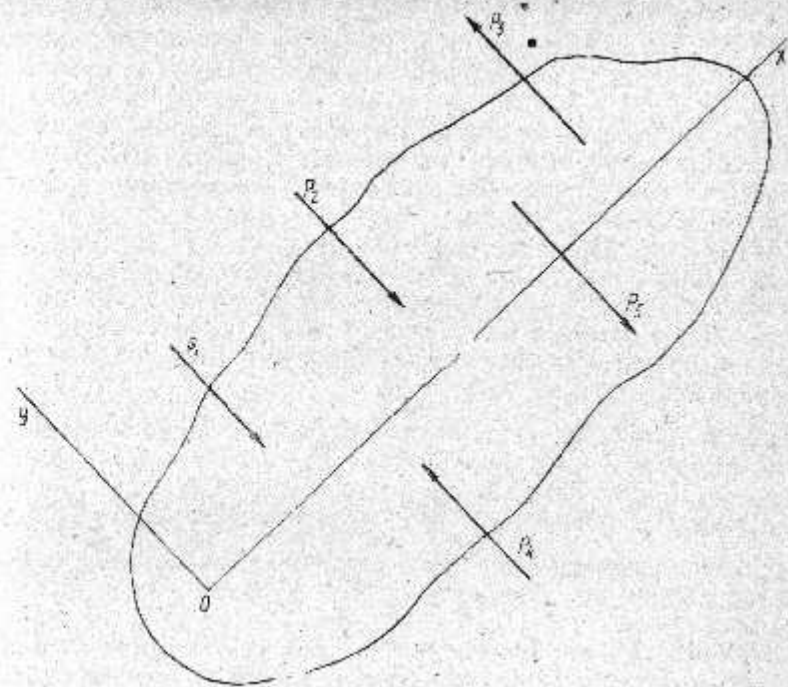
Бу — мувозанат тенгламаларининг иккинчи формаси A , B , C нуқталар бир тўғри чизиқда ётмаслиги керак.

Мувозанат тенгламаларининг учинчи формаси иккита ихтиёрий A ва B нуқтага нисбатан моментлар йиғиндисининг нолга тенгличидан ва бирор x ўққа нисбатан проекциялар йиғиндисининг нолга тенгличидан иборат:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0; \quad \sum P_{ix} = 0. \quad (23)$$

Мувозанат тенгламаларининг бу формасидан фойдаланилганда x ўқ A ва B нуқталарни бирлаштирувчи чизиққа перпендикуляр бўлмаслиги керак.

Параллел кучлар системаси учун проекциялар ўқларидан бирини бу кучларга параллел, иккинчисини эса уларга перпенди-



37-расм.

куляр қилиб тавлаб, муҳим соддалаштиришни ҳосил қиламиз (37-расм).

Параллел кучларнинг текис системаси учун мувозанат тенгламаларининг биринчи формаси қуйидагича ёзилади:

$$\sum P_{iy} = 0; \quad \sum M_0 = 0. \quad (24)$$

Параллел кучларнинг текис системаси учун мувозанат тенгламаларининг иккинчи ва учинчи формалари бир хил кўринишда бўлади:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0. \quad (25)$$

Шундай қилиб, кучларнинг ихтиёрий текис системаси учун учта мувозанат тенгламасига эгамиз; параллел кучларнинг текис системаси учун эса фақат иккита мувозанат тенгламаси бор. Шунга биноан, кучлар ихтиёрий текис системасининг мувозанатига оид масалалар ечишда учта номаълумни, параллел кучларнинг текис системаси мувозанатини кўриб чиқишда эса кўпи билан иккита номаълумни топиш мумкин. Агар номаълумлар сони статика тенгламалари сонидан ортиқ бўлса, масала статик ноаниқ бўлиб қолади.

Бундай масалаларни ечиш усуллари материаллар қаршилиги курсида кўрилади.

20-§. Балкалар системасининг таянч қурималари

Кўпинча машина ва конструкцияларда узунлашган шаклдаги жисмлар учрайди, улар балкалар (ёки балкалар системаси) деб аталади. Балкалар, асосан, кўндаланг нагрузкаларни қабул қилишга мўлжалланган. Балкалар системасида уларни бошқа элементлар билан туташтириш ва уларга зўриқишларни узатиш учун махсус таянч қурималар бўлади. Таянчларнинг қуйидаги уч типини таъкидлаб ўтамиз.

Шарнирли-қўзғалувчан таянч (38-расм, а). Бундай таянч шарнир ўқи атрофида бурилишга ва таянч текисликка параллел ҳолда чизигий силжишга имкон беради. Бу таянчда таянч реакция қўйилган нуқта шарнир маркази ва унинг йўналиши—таянч сиртга ўтказилган нормал маълум (катокларнинг ишқаланиши ҳисобга олинмайди).

Шундай қилиб, бу ерда битта номаълум—таянч реакция \vec{R}_A қолади. Шарнирли қўзғалувчан таянчларнинг схематик тасвири 38-расм, б да келтирилган. Шунини таъкидлаш керакки, шарнирли-қўзғалувчан таянчнинг таянч юзаси балка ўқиға параллел бўлмаслиги мумкин (38-расм, в). Бу ҳолда реакция \vec{R}_A балка ўқиға перпендикуляр бўлмайди, чунки у таянч юзаға перпендикуляр.

Шарнирли-қўзғалмас таянч (38-расм, г). Бу таянч шарнир ўқи атрофида бурилишга имкон беради, аммо ҳеч қанақа силжишга йўл қўймайди. Айни ҳолда фақат таянч реакция қўйилган нуқта—шарнир маркази маълум; таянч реакциясининг йўналиши ва катталиги номаълум. Одатда, реакциянинг (тўла) катталиги ва йўналишини аниқлаш ўрниға унинг горизонтал ва вертикал

ташқил этувчилари \vec{H}_A ва \vec{V}_A топилади. Шарнирли-қўзғалмас таянчларнинг схематик тасвири 38-расм, д да кўрсатилган.

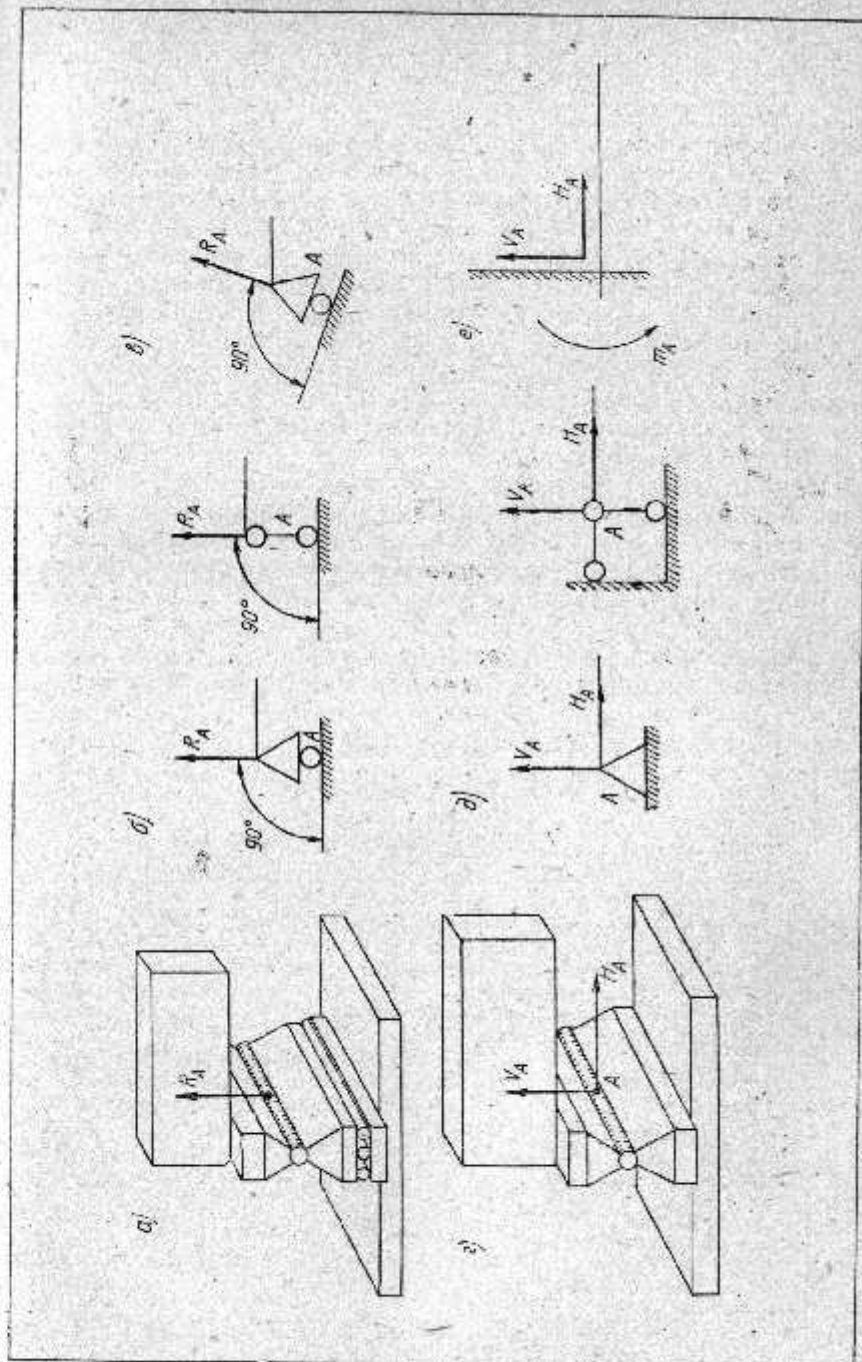
Қистириб маҳкамлаш (38-расм, е). Бундай таянч чизигий силжишларға ҳам, бурилишға ҳам йўл қўймайди. Бу ҳолда реакциянинг катталиги ва йўналишигина эмас, балки у йўналган нуқта ҳам номаълум. Шундай қилиб, таянч реакциясини аниқлаш учун ухта номаълумни: координата ўқлари бўйлаб таянч реакциясининг

ташқил этувчилари \vec{H}_A ва \vec{V}_A ҳамда таянч кесимнинг оғирлик марказиға нисбатан реактив момент m_A ни топиш керак.

Таянч реакцияларни ўзлари йўналган координаталар ўқлариға мос келадиган индексли ҳарфлар билан белгилаш ҳам мумкин, индексте тегишли таянчни билдиради. Масалан, \vec{V}_A ва \vec{H}_A ва ҳ. к.

21-§. Кучлар текис системасининг мувозанатига оид масалалар ечиш

Кучлар текис системасининг мувозанатига оид масалалар ечиш учун 19-§ да келтирилган мувозанат тенгламаларининг ҳар бирдан фойдаланиш мумкин. Мувозанат тенгламасини ту-



зишда координата ўқларини ва моментлар марказларини танлаш-
ла тўла эркинликка эга эканлигимизни ҳисобга олишимиз керак.
Бундай эркин танлашдан мувозанат тенгламаларини ечиш билан
боғлиқ бўлган ҳисоблашларни соддалаштириш учун оқилона
фойдаланиш лозим.

Тенгламаларни шундай тузиш керакки, уларни ечиш энг од-
дий ва тез бўлсин. Ҳар қайсида биттадан номаълум бўлган
мувозанат тенгламалари системаси оддийгина ечилади. Бундай
системага координата ўқларини ва моментлар марказини тегин-
лича танлаш йўли билан келиш мумкин.

Моментлар маркази сифатида икки номаълум куч кесишадиган
нуқтани танлаш тавсия этилади; бу нуқтага нисбатан момент-
лар тенгласида фақат битта номаълум бўлади. Координата
ўқлари x ва y ни ўқлар баъзи номаълум кучларга перпендику-
ляр бўладиган қилиб танлаш керак. Проекциялар тенгламасини
тузишда тегинли ўқларга перпендикуляр бўлган номаълум куч-
лар бу тенгламаларга кирмайди.

Номаълум катталикларни аниқлашни моментлар тенгламаси-
дан бошлаш, сўнгра проекциялар тенгламасига ўтиш керак.
Бунда тенгламаларни бирга қўшиб ишлашдан қочиш, бинобари-
н, юз бериши мумкин бўлган хатоларни камайтириш мумкин.

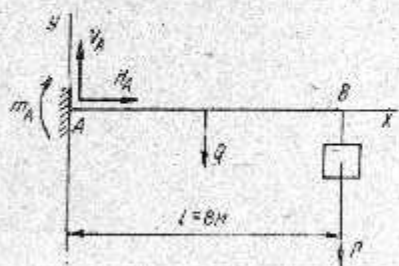
Яна муҳим бир нарсани таъкидлаб ўтиш керак. Кучларнинг
текис системаси учун исталган сондаги проекция ўқларини ва
исталган сондаги моментлар марказларини танлаш мумкин.
Айни текис системанинг кучларини турли ўқларга проекциялаб
ва исталган нуқталарга нисбатан моментлар тенгламасини тузиб,
исталганча мувозанат тенгламаларини ёзиш мумкин, лекин бун-
да улардан учтасигина мустақил бўлади. Қолган тенгламалар
бу учта тенгламанинг ҳулдаси бўлади ва фақат ечишни тек-
ширишдагина улардан фойдаланиш мумкин.

6-мисол. Қойсоль балканинг биқр қистириб маҳкамланган жойидаги таянч
реакциялари аниқлансин (39-расм). Балканинг учида $P = 1$ кН юк осилган
балка узунлиги $l = 8$ м, унинг оғирлик кучи $Q = 0,4$ кН балканинг ўртасига
қўйилган.

Ечиш. AB стерженнинг мувозанатини текширамай, унга актив кучлар:
оғирлик кучи $Q = 0,4$ кН ва юк $P = 1$ кН ни қўямиз. Сўнгра балка AB ни
боғланишлардан озод қилиш, яъни қистирилган жойини ташлаб юбориш ва
унинг таъсирини реакциялар билан алмаштириш керак. Айни ҳолда жойини
тежаш мақсадида қистириб маҳкамланган жойини ташлаб юбормаймиз, балки унинг
реакциясини худди ўша дастлабки чизмада кўрсатамиз.

Қистириб маҳкамланган жойда реактив
момент m_A ва иккита ташкил этувчи реак-
ция H_A ва V_A ҳосил бўлади. Координата
ўқларини 39-расмда кўрсатилгандек танлай-
миз ва мувозанат тенгламаларини тузамиз:

$$\begin{aligned} \sum P_{ix} &= 0; & H_A &= 0; \\ \sum P_{iy} &= 0; & V_A - Q - P &= 0; \\ \sum M_A &= 0; & m_A + Q \frac{l}{2} + Pl &= 0. \end{aligned}$$



39-расм.

Тенгламаларни ечиб, қуйидагиларни ҳосил қиламиз:

$$V_A = Q + P = 0,4 + 1 = 1,4 \text{ кН.}$$

$$m_A = -\left(Q \frac{l}{2} + Pl\right) = -(0,4 \cdot 4 + 1 \cdot 8) = -9,6 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Моментнинг сон қиймати олдидаги минус ишора моментнинг фараз қилин-
гандек ва 39-расмда кўрсатилганидек эмас, балки соат стрелкаси юришига
қарама-қарши йўналганлигини кўрсатади. Биринчи тенгламадан $H_A = 0$ чиқа-
ди, демак, вертикал нагрузка таянч реакциясининг горизонтал ташкил этувчи-
сини ҳосил қилмайди.

Шундай қилиб, кўриб чиқилаётган балканинг қистириб маҳкамланган
жойида реакциянинг фақат иккита ташкил этувчиси ҳосил бўлади, учинчиси
нолга айланади.

7-мисол. Моменти $m = 18$ кН·м бўлган жуфт куч-вз CB участкада ин-
тенсивлиги $q = 1,5$ кН/м, $AC = a = 3$ м, $CB = b = 6$ м бўлган тақсимланган
нагрузка билан юklangан балканинг (40-расм) таянч реакциялари аниқлансин.

Ечиш. CB участкадаги тақсимланган нагрузкани унинг тенг таъсир этув-
чиси билан алмаштирамай, q ва qb га тенг бўлиб, юklangан участканинг ўртаси-
га қўйилган. Балкага таянч реакциялари V_A , H_A ва V_B ни қўямиз; бошқа
чизма чизиб ўтирмаслик учун боғланишларни ташлаб юбормай, реакцияларни
шу боғланиш чизмаини ўзида кўрсатамиз. Координата ўқларини танлаймиз
ва мувозанат тенгламаларини тузамиз:

$$\begin{aligned} \sum P_{ix} &= 0; & H_A &= 0; \\ \sum P_{iy} &= 0; & V_A + V_B - qb &= 0 \end{aligned}$$

Кўриб турибдики, жуфт куч координата ўқларини бирортасига ҳам
проекцияланмайди.

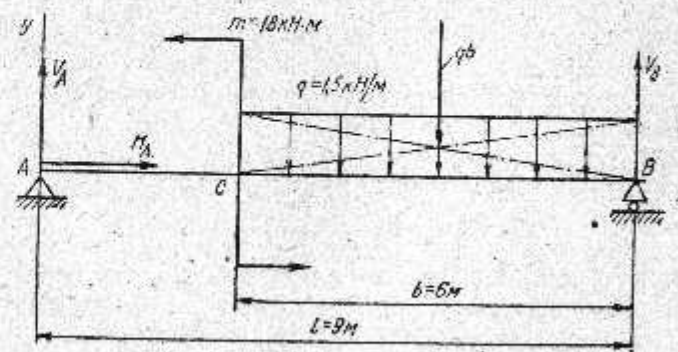
$$\sum M_A = 0; \quad -m + qb \left(l - \frac{b}{2}\right) - V_B l = 0$$

Тенгламани ечиб, қуйидагиларни ҳосил қиламиз:

$$\begin{aligned} H_A &= 0; \\ V_B &= \frac{-m + qb \left(l - \frac{b}{2}\right)}{l} = \frac{-18 + 1,5 \cdot 6 (9 - 3)}{9} = 4 \text{ кН}; \end{aligned}$$

$$V_A - qb - V_B = 0; \quad V_A = qb + V_B = 1,5 \cdot 6 + 4 = 5 \text{ кН}$$

Таъкидлаб ўтиш керакки, жуфт куч таъсирида шарнирли-қўзғалмас таянч-
да, агар шарнирли-қўзғалмас таянчнинг таянч сирти горизонтал бўлса, реак-
циянинг горизонтал ташкил этувчиси ҳосил бўлмайди.



40-расм.

11- машқ.

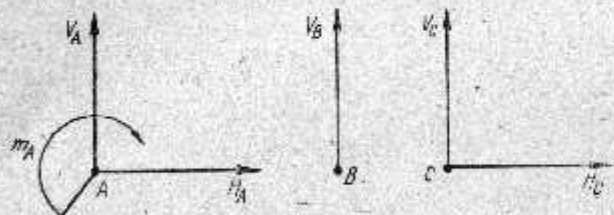
1. Кучлар системасининг бош вектори ва бош momenti нолга тенг. Кучлар системаси мувозанатда турибди деб тасдиқлаш мумкинми?

А. Мумкин. Б. Мумкин эмас.

2. Параллел кучларнинг текис системаси учун нечта мустақил мувозанат тенгламаси тузиш мумкин?

А. Битта мувозанат тенгламаси. Б. Иккита мувозанат тенгламаси. В. Учта мувозанат тенгламаси.

3. 41-расмда балка таянчлари реакцияларининг ташкил этувчилари кўрсатилган. Ҳар қайси ҳолга қандай таянч тури мос келишини кўрсатинг ва бу таянчларни тасвирлаб чизинг.



41-расм.

22- §. Кучларнинг фазовий системаси

Агар жисмга қўйилган кучларнинг таъсир чизиқлари битта текисликда ётмаса, бундай система кучларнинг фазовий системаси деб аталади. Текис система каби, кучларнинг фазовий системасини ҳам фазонинг ҳар қандай нуқтасига келтириш мумкин. Кучларни келтириш тартиби ҳам худди текис системадагидек, бунда ҳар қайси кучдан келтириш марказида куч ва жуфт куч ҳосил қиламиз.

Берилган фазовий система барча кучларининг геометрик йиғиндисини бош вектор деб аталади. Бош векторнинг модули система барча кучларининг x , y ва z координата ўқларидаги проекциялари орқали аниқланади:

$$R = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n P_{ix}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n P_{iy}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n P_{iz}\right)^2} \quad (26)$$

Кучларнинг текис системасидан фарқли ўлароқ, фазовий система кучларининг моментлари келтириш марказига нисбатан турли текисликларда таъсир қилади. Шунинг учун фазовий система кучларининг бош momenti барча кучларнинг келтириш нуқтасига нисбатан моментларининг геометрик йиғиндисини сифатида аниқланади.

Берилган кучлар системаси бош momentининг абсолют катталиги бирор нуқтага нисбатан қуйидаги формула билан аниқланади:

$$M = \sqrt{\left[\sum_{i=1}^n M_{ix}\right]^2 + \left[\sum_{i=1}^n M_{iy}\right]^2 + \left[\sum_{i=1}^n M_{iz}\right]^2} \quad (27)$$

бу ерда $\sum_{i=1}^n M_{ix}$, $\sum_{i=1}^n M_{iy}$, $\sum_{i=1}^n M_{iz}$ — система барча кучларининг

кўрилатган нуқта орқали ўтувчи x , y ва z ўқларига нисбатан моментларининг алгебраик йиғиндисини.

Бош вектор ва бош момент нолга тенг, яъни

$$R = 0; \quad M = 0 \quad (28)$$

бўлганда кучларнинг фазовий системаси мувозанатда бўлади. Шунга биноан, олтита мувозанат тенглама тузиш мумкин:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n P_{ix} = 0; & \quad \sum_{i=1}^n P_{iy} = 0; & \quad \sum_{i=1}^n P_{iz} = 0; \\ \sum_{i=1}^n M_{ix} = 0; & \quad \sum_{i=1}^n M_{iy} = 0; & \quad \sum_{i=1}^n M_{iz} = 0. \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

V БОБ. ОҒИРЛИК МАРКАЗИ. ТЕКИС КЕСИМЛАРНИНГ ГЕОМЕТРИК ХАРАКТЕРИСТИКАЛАРИ

23- §. Параллел кучлар маркази ва унинг координаталари

Ҳар қандай жисмни оғирлик кучлари таъсир этувчи жуда кўп сонли зарралардан иборат деб қараш мумкин. Бу кучларнинг ҳаммаси Ер марказига радиус-бўйлаб йўналган. Техникада иш кўришга тўғри келган жисмларнинг ўлчамлари, Ер радиусига нисбатан (тахминан 6371 км) жуда ҳам кичик бўлганлигидан зарраларга қўйилган оғирлик кучларини параллел ва вертикал деб ҳисоблаш мумкин. Бинобарин, алоҳида зарраларнинг оғирлик кучлари параллел кучлар системасини ҳосил қилади. Бу кучларнинг тенг таъсир этувчиси оғирлик кучи деб аталади.

Икки параллел кучнинг тенг таъсир этувчиси қўйилган нуқтанинг жуда муҳим хоссасини аниқлаймиз.

А ва В нуқталарида жисмга \vec{P} ва \vec{Q} параллел кучлар таъсир этаётган бўлсин (42-расм, а). Бу кучларнинг тенг таъсир этувчиси уларнинг йиғиндисига, тенг, уларга параллел, улар йўналган томонга йўналган, унинг таъсир чизиғи эса АВ тўғри чизиғини бу кучларга тескари пропорционал бўлган қисмларга бўлади (21-§ га қаранг), яъни

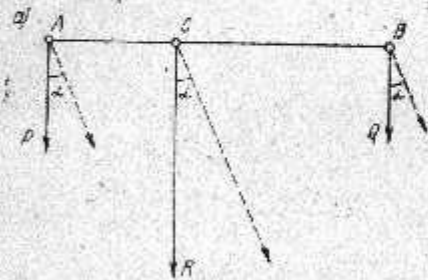
$$\frac{AC}{BC} = \frac{Q}{P}$$

P ва Q кучларни ихтиёрий α бурчакка бурамиз, яъни уларнинг параллеллигини сақлаган ҳолда йўналишларини ўзгартирамиз. Бунда тенг таъсир этувчи бу кучларнинг йиғиндисига тенглигича, уларга параллеллигича қолади, улар йўналган томонга йўналади, унинг таъсир чизиғи эса яна АВ чизиғини берилган кучларга тескари пропорционал бўлган қисмларга бўлади. 42-расм, а да С нуқта билан тенг таъсир этувчи таъсир чизиғининг ташкил этувчи кучлар қўйилган нуқталарни бирлаштирув-

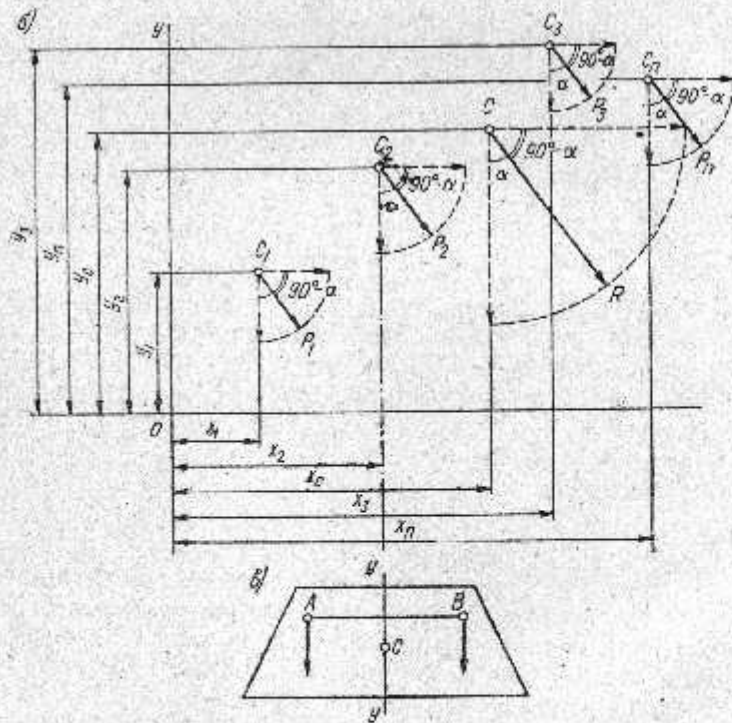
чи AB чизик билан кесилиш нуқтаси белгиланган. Бу нуқта *параллел кучлар маркази* деб аталади ва унинг вазияти қўшилувчи кучларнинг йўналишига боғлиқ бўлмайди.

Оғирликнинг жисмдаги ҳамма зарраларга таъсир қилувчи параллел кучлари маркази *жисмнинг оғирлик маркази* деб аталади. Параллел кучлар маркази, кучларнинг йўналишидан қатъи назар, ўзгармасдан қолганлигидан, жисмнинг оғирлик маркази жисм бурилганда ҳам ўз вазиятини ўзгартирмайди.

Параллел кучларнинг ҳар қандай системаси оғирлик маркази вазиятини аниқлашга имкон берувчи формулаларни келтириб чиқарамиз.



$\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3, \dots, \vec{P}_n$ параллел кучлар системаси берилган бўлсин; бу кучлар қўйилган $C_1, C_2, C_3, \dots, C_n$ нуқталарнинг координаталари маълум (42-расм, б). Тенг таъсир этувчи \vec{R} қўйилган нуқтани C ҳарфи билан белгилаймиз, берилган параллел кучларнинг маркази



42-расм.

бўлган бу нуқтанинг координаталарини эса x_c, y_c билан белгилаймиз. Олдингилардан маълумки,

$$R = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum_{i=1}^n P_i \quad (30)$$

Агар берилган параллел кучлар орасида қарама-қарши томонга йўналган кучлар бўлса, у ҳолда уларнинг ишоралари турлича бўлади. Бошқача айтганда, бирор йўналишни мусбат деб қабул қилиш ва бу йўналиш билан мос тушган кучлар модулларини (30) формулага мусбат ишора, қарама-қарши кучлар модулларини эса манфий ишора билан қўйиш керак.

Параллел кучлар марказининг вазияти бу кучларнинг йўналишига боғлиқ бўлмаганлигидан барча берилган кучларни улар ўққа параллел бўлиб қоладиган қилиб соат стрелкаси юриши йўналишида α бурчакка бурамиз (42-расм, б). Бунда тенг таъсир этувчи ҳам худди шу томонга α бурчакка бурилади.

Тенг таъсир этувчининг координаталар боши (O нуқта) га нисбатан momenti ҳақидаги теоремани (Вариньон теоремасини) татбиқ этамиз.

$$R x_c = P_1 x_1 + P_2 x_2 + P_3 x_3 + \dots + P_n x_n = \sum P_i x_i,$$

бундан

$$x_c = \frac{P_1 x_1 + P_2 x_2 + P_3 x_3 + \dots + P_n x_n}{R} = \frac{\sum P_i x_i}{R},$$

лекин $R = P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n = \sum P_i$ бўлганлигидан

$$x_c = \frac{P_1 x_1 + P_2 x_2 + P_3 x_3 + \dots + P_n x_n}{P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n} = \frac{\sum P_i x_i}{\sum P_i}$$

Берилган кучларни соат стрелкаси юриши йўналишида улар x ўққа параллел бўладиган тарзда юқоридагига ўхшаш ($90^\circ - \alpha$) бурчакка буриб ва тенг таъсир этувчининг momenti ҳақидаги теоремадан фойдаланиб, параллел кучлар марказининг бошқа координаталари учун формула ҳосил қиламиз:

$$y_c = \frac{P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3 + \dots + P_n y_n}{P_1 + P_2 + P_3 + \dots + P_n} = \frac{\sum P_i y_i}{\sum P_i}$$

Параллел кучлар фазовий системаси марказининг вазияти (координаталари) қуйидаги формула билан аниқланади:

$$x_c = \frac{\sum P_i x_i}{\sum P_i}; \quad y_c = \frac{\sum P_i y_i}{\sum P_i}; \quad z_c = \frac{\sum P_i z_i}{\sum P_i} \quad (31)$$

Келтирилган формулалардан жисм оғирлик марказининг координаталарини ҳисоблашда фойдаланилади, бунда P_i жисм алоҳида қисмларининг оғирлик кучини, x_i, y_i, z_i — улар оғирлик марказларининг координаталарини ифодалайди.

Симметрик жисмнинг оғирлик маркази симметрия текислигида ётади.

Симметрия текислиги шундай текисликки, бунда текисликнинг бир томонида ётган ҳар қайси моддий нуқтага текисликнинг иккинчи томонида унга массаси жиҳатидан тенг нуқта мос келади, бу нуқталарни бирлаштирувчи чизик симметрия текислигига перпендикуляр бўлади ва у билан тенг иккига бўлинади.

Шунга асосан тўғри чизик кесмасининг оғирлик маркази унинг ўртасида бўлади. Ясси симметрик шаклнинг—бир жинсли юпқа пластинканинг оғирлик маркази симметрия ўқида, яъни шаклни тенг иккига бўлувчи уу чизикда ётади (42-расм, а).

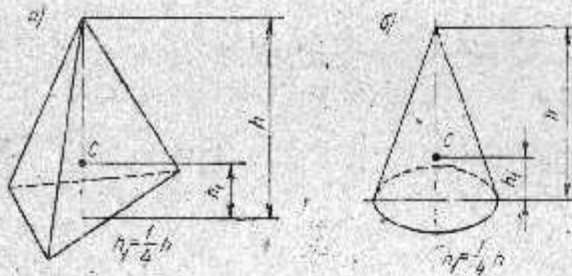
Бир жинсли жисмда ҳар қайси алоҳида қисмининг оғирлиги унинг ҳажми V_i га пропорционал бўлади; яъни

$$P_i = \gamma V_i$$

бу ерда γ — зичлик (бир жинсли жисм учун ўзгармас катталик).

Умумий формулалар (31) да γ ни сурат ва махраждаги йиғинди белгисидан ташқарига чиқариб ва қисқартиришлар қилаб, бир жинсли жисмининг оғирлик маркази координаталари ёки, бошқача айтганда, жисмининг оғирлик маркази аниқланган формулаларни ҳосил қиламиз.

$$x_c = \frac{\sum V_i x_i}{\sum V_i}; \quad y_c = \frac{\sum V_i y_i}{\sum V_i}; \quad z_c = \frac{\sum V_i z_i}{\sum V_i} \quad (32)$$



43-расм.

аниқлашни осонлаштиради. Масалан, призма ва цилиндрнинг оғирлик маркази уларнинг асослари оғирлик марказларини бирлаштирувчи чизикнинг ўртасида ётади. Пирамиданинг оғирлик маркази унинг асоси юзининг оғирлик марказини асосидан баландлигининг $\frac{1}{4}$ қисмига тенг масофада қарама-қарши томонда ётган учи билан бирлаштирувчи тўғри чизикда ётади (43-расм, а). Конуснинг оғирлик маркази унинг асосининг марказини учи билан асосдан баландлигининг $\frac{1}{4}$ қисмига тенг масофада бирлаштирувчи тўғри чизикда ётади (43-расм, б).

24-§. Юзларнинг оғирлик марказлари. Юзларнинг статикавий моментлари

Кўпгина масалаларда турли жисмлар қўшилмасининг оғирлик марказларини топишга тўғри келади, бу жисмлар ясси геометрик

фигуралардан иборат бўлиб, уларнинг шакли баъзан жуذا ҳам мураккаб. Бир жинсли ясси пластинкани кўриб чиқамиз (44-расм). Унинг ҳар қайси қисмининг оғирлиги юзига пропорционал бўлади. Бир квадрат метрнинг оғирлигини γ билан белгилаймиз, у ҳолда $P_i = \gamma F_i$.

(31) формулаларда сурат ва махражни γ га бўлиб, ясси шакл оғирлик маркази координаторларини шакл текислигида аниқлашга имкон бералган формулаларни ҳосил қиламиз:

$$x_c = \frac{\sum F_i x_i}{\sum F_i}; \quad y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i} \quad (33)$$

бу ерда F_i — шакл алоҳида қисмларининг юзи; x_i, y_i — бу қисмлар оғирлик марказларининг координаталари.

Шакл юзининг бир қисми F_i ни (44-расм) унинг оғирлик марказидан бирор ўққача бўлган масофага кўпайтмаси юзининг бу қисмининг берилган ўққа нисбатан статикавий-моменти деб аталади. Масалан, F_i ни x ўққа нисбатан статикавий моменти $S_{ix} = F_i y_i$, y ўққа нисбатан эса $S_{iy} = F_i x_i$ бўлади.

Шакл ҳамма қисмлари статикавий моментларининг йиғиндиси шакл юзининг берилган ўққа нисбатан статикавий моменти деб аталади:

$$S_x = \sum S_{ix} = \sum F_i y_i;$$

$$S_y = \sum S_{iy} = \sum F_i x_i.$$

Юзининг статикавий моменти учинчи даражали узунлик birlikлари билан, масалан, см³, мм³, м³ билан ифодаланади.

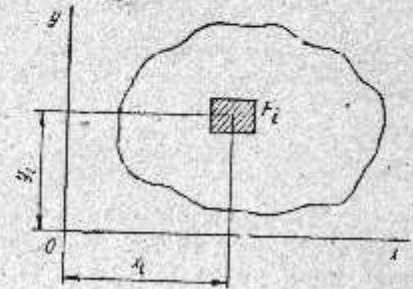
Ясси фигура оғирлик марказларининг координаталарини юзларнинг статикавий моментлари орқали ифодалаш мумкин. Умумий кўринишда, агар юзи F га тенг бўлган бирор мураккаб шакл бир нечта оддий қисмларга бўлинган бўлса, у ҳолда

$$x_c = \frac{\sum F_i x_i}{F} = \frac{S_y}{F}; \quad y_c = \frac{\sum F_i y_i}{F} = \frac{S_x}{F}. \quad (34)$$

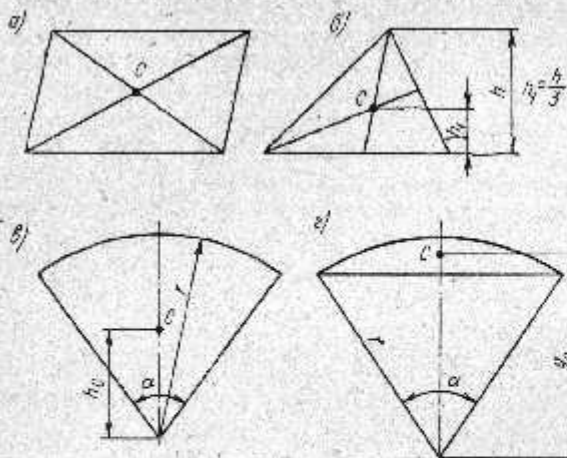
Агар координаталар бошини юзининг оғирлик марказига жойлаштирсак, у ҳолда оғирлик марказидан ўтувчи x ва y ўқларга нисбатан статикавий моментлар нолга тенг бўлади, чунки бу ҳолда

$$y_c = 0 \quad \text{ва} \quad x_c = 0.$$

Бинобарин, ясси шаклнинг исталган марказий ўққа нисбатан статикавий моменти нолга тенг.



44-расм.



45-расм.

лик маркази медианалар кесишган нуктада ётади (45-расм, б). Доира сектори оғирлик марказининг вазияти қуйидаги формула билан аниқланади (45-расм, в);

$$x_c = \frac{4}{3} r \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{\alpha}, \quad (35)$$

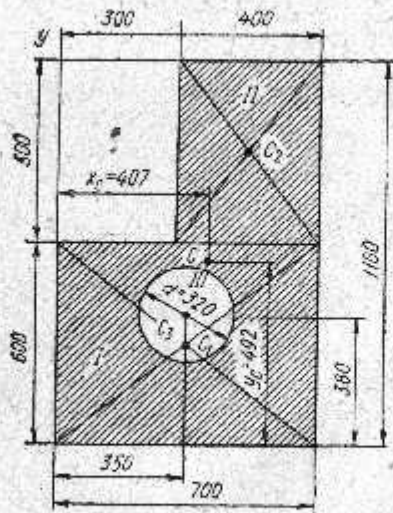
бу ерда α — секторнинг марказий бурчаги, радиан ҳисобида. Доира сегментининг оғирлик маркази қуйидаги формула билан аниқланади (45-расм, г):

$$y_c = \frac{4z \sin^3 \frac{\alpha}{2}}{3(\alpha - \sin \alpha)}, \quad (36)$$

8-масал. 46-расмда тасвирланган, доиравий тешикли ясси шакл оғирлик марказининг координаталари аниқлансин.

Ечиш. Шаклни уч қисмга бўламиз; иккита тўғри тўрт бурчаклик I ва II ҳамда доиравий тешик III. Бу элементар қисмларнинг оғирлик марказлари координаталари ва юзларини ҳисоблаймиз:

$$\begin{aligned} x_1 &= 350 \text{ мм}; & y_1 &= 300 \text{ мм}; \\ F_1 &= 60 \cdot 70 \cdot 10^2 = 4200 \cdot 10^2 \text{ мм}^2; \\ x_2 &= 500 \text{ мм}; & y_2 &= 850 \text{ мм}; \\ F_2 &= 40 \cdot 50 \cdot 10^2 = 2000 \cdot 10^2 \text{ мм}^2; \\ x_3 &= 350 \text{ мм}; & y_3 &= 380 \text{ мм}; \\ F_3 &= \frac{3,14}{4} 320^2 = -804 \cdot 10^2 \text{ мм}^2. \end{aligned}$$



46-расм.

Пировардида масалалар ечишда учраши мумкин бўлган баъзи оддий шаклларнинг оғирлик марказлари координаталари ҳақидаги маълумотларни келтирамиз (келтириб чиқаришсиз). Параллелограммининг, шунингдек, тўғри тўрт бурчаклик ва квадратнинг оғирлик маркази диагоналлари кесишган C нукта билан устма-уст тушади (45-расм, а). Уч бурчакликнинг оғир-

Минус ишора F_3 тешикнинг юзи эканлигини билдиради. Бутун шакл оғирлик марказининг координаталарини аниқлаймиз:

$$x_c = \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2 - F_3 x_3}{F_1 + F_2 - F_3} = \frac{(4200 \cdot 350 + 2000 \cdot 500 - 804 \cdot 350) 10^2}{(4200 + 2000 - 804) 10^2} = 407 \text{ мм};$$

$$y_c = \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 - F_3 y_3}{F_1 + F_2 - F_3} = \frac{(4200 \cdot 300 + 2000 \cdot 850 - 804 \cdot 380) 10^2}{(4200 + 2000 - 804) 10^2} = 492 \text{ мм},$$

Кўриб чиқилган мисол шуни кўрсатадики, тешикли ясси фигуранинг оғирлик марказини аниқлашда тешикларнинг юзини манфий деб ҳисоблаш керак. Жисмлар (ҳажмлар)нинг оғирлик марказларини аниқлашда ҳам худди шу тарзда иш кўриш керак.

12-масал.

1. Тенг таъсир этувчи \vec{R} нинг модули ва параллел кучлар марказининг абсциссаси x_c ни ҳисобланг (47-расм).

2. Агар жисмда симметрия ўқи бўлса, оғирлик маркази қандай жойлашади?

А. Симметрия ўқида. Б. Оғирлик марказининг вазиятини аниқлаб бўлмайди.

3. Юз статикавий моментларининг катталиги юзнинг ўққа нисбатан жойлашувига боғлиқми?

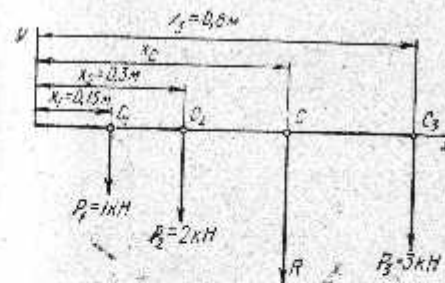
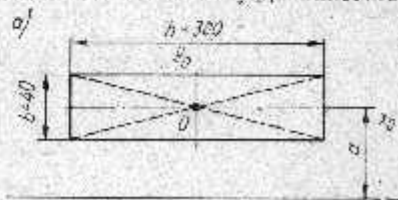
А. Ҳа. Б. Йўқ.

4. Тўғри тўрт бурчакнинг юзининг x ва y ўқларга нисбатан статикавий моментларини ҳисобланг (48-расм, а), $a = 40$ мм.

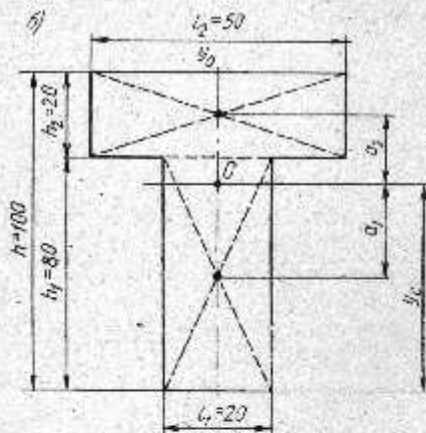
Б. Юзнинг кесим оғирлик марказидан ўтувчи ўққа нисбатан статикавий momenti нимага тенг?

А. $S_x > 0$. Б. $S_x = 0$. В. $S_x < 0$.

6. Ҷаҳамлари (мм ҳисобида) 48-расм, б да кўрсатилган таъсир кесимнинг оғирлик маркази координаталарини аниқланг.



47-расм.



48-расм.

25-§. Қутбий ва ўқий инерция моментлари

Бундан буён мустаҳкамликни ҳисоблашни ўрганишда биз кесимларнинг яна баъзи геометрик характеристикаларига дуч келамиз. Булар кесимларнинг инерция моментлари деб аталадиган моментлардир. Қутбий ва ўқий инерция моментлари бўлади. Элементар майдончаларнинг улардан кесимнинг бирор O нуктасигача бўлган масофанинг квадратиغا кўпайтмалари-

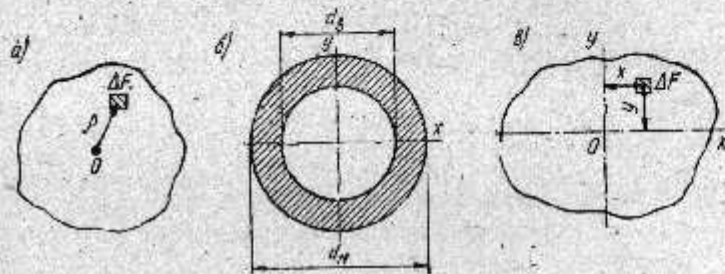
нинг бутун кесим бўйича олинган айғиндиси кесимнинг қутбий инерция моменти деб аталади (49-расм, а)

$$J_p = \sum_F \Delta F \rho^2 \quad (37)$$

Доира ёки доиравий ҳалқа шаклидаги кўндаланг кесимлар учун қутбий инерция моменти кесимнинг буралиш деформациясига қаршилик кўрсата олишини характерлайди, ундан буралишни ҳисоблашда кўндаланг кесимнинг геометрик характеристикаси сифатида фойдаланилади. Қутбий инерция моменти узунликнинг тўртинчи даражали бирликлари (см⁴, мм⁴, м⁴) да ўлчанади.

Кесим оғирлик марказига нисбатан қутбий инерция моменти гина амалий аҳамиятга эга. Доира қутбий инерция моментининг катталиги қуйидаги формула билан аниқланади:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} \quad (38)$$



49-расм.

ёки тақрибан

$$J_p \approx 0,1 d^4.$$

Ҳалқанинг қутбий инерция моменти диаметрлари d_1 ва d_2 бўлган икки доиранинг қутбий инерция моментларининг айирмасига тенг (49-расм, б):

$$J_p = \frac{\pi d_1^4}{32} - \frac{\pi d_2^4}{32} = \frac{\pi d_1^4}{32} \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right] = \frac{\pi d_1^4}{32} (1 - \alpha^4), \quad (39)$$

бу ерда $\alpha = \frac{d_2}{d_1}$.

Ҳалқа учун тақрибан

$$J_p \approx 0,1 d_1^4 (1 - \alpha^4).$$

Элементар майдончаларнинг улардан текширилатган текисликда ётувчи бирор ўқкача булган масофалари квадратиға кўпайтмаларининг бутун кесим бўйича олинган айғиндиси ўқий инерция моменти деб аталади. Масалан, x ва y ўқларга нисбатан ўқий инерция моментлари қуйидаги ифодалар билан аниқланади:

$$J_x = \sum_F \Delta F y^2; \quad J_y = \sum_F \Delta F x^2. \quad (40)$$

Ўқий инерция моментларининг катталиги балканинг эгилиш деформациясига қаршилик кўрсата олишини характерлаш учун хизмат қилади. Ўқий инерция моментлари ҳам, қутбий инерция моментлари каби, ҳамма вақт мусбат бўлади ва узунликнинг тўртинчи даражали бирликлари (см⁴, мм⁴, м⁴) да ўлчанади.

Амалий ҳисоблашларда кесимнинг оғирлик марказидан ўтадиган, бош ўқлар деб аталадиган ўқий инерция моментлари айниқса муҳим аҳамиятга эга. Бундан буён биз камида битта симметрия ўқи бўлган кесимларнигина текшираимиз.

Бош марказий ўқлардан бирига нисбатан инерция моменти ўзи олиши мумкин бўлган қийматларнинг энг каттасига, бошқасига нисбатан эса энг кичигига эга бўлиши мумкин. Кесимнинг симметрия ўқи ҳамма вақт бош марказий ўқлардан бири ҳисобланади, иккинчи бош марказий ўқ эса унга перпендикуляр бўлади. Бундан буён симметрияга эга бўлган кесимлар кўриб чиқилади, бу эса уларнинг бош марказий ўқларини осонгина аниқлашга ёрдам беради.

Тўғри тўртбурчаклик кесим учун (50-расм, а) ўқий инерция моменти қуйидаги формула билан аниқланади:

$$J_x = \frac{bh^3}{12} \quad (41)$$

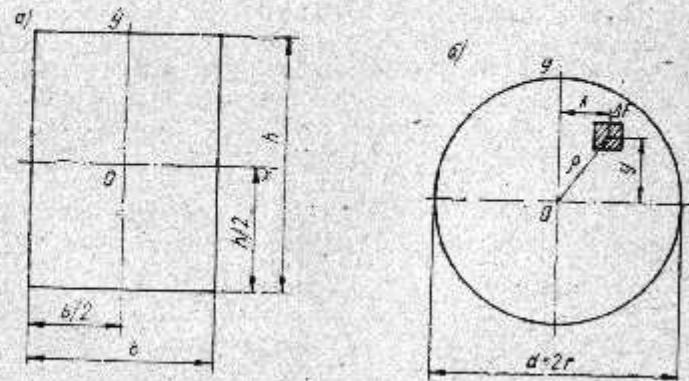
Доиравий кесимнинг марказий ўққа нисбатан ўқий инерция моменти аниқлаш учун (50-расм, б) унинг бизга маълум бўлган қутбий инерция моментларидан фойдаланамиз:

$$J_p = \sum_F \Delta F \rho^2 = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 d^4.$$

50-расмга мувофиқ, $\rho^2 = x^2 + y^2$, бундан

$$J_p = \sum_F \Delta F \rho^2 = \sum_F (y^2 + x^2) \Delta F = \sum_F \Delta F y^2 + \sum_F \Delta F x^2 = J_x + J_y,$$

чунки $\sum_F \Delta F y^2 = J_x$; $\sum_F \Delta F x^2 = J_y$ — доиравий кесимнинг x ва y ўқларга нисбатан ўқий инерция моментлари.



50-расм.

Доира учун унинг марказидан ўтувчи ҳар қандай ўққа нисбатан инерция моментлари ўзаро тенг, яъни $J_x = J_y$ шунинг учун

$$J_p = J_x + J_y = 2J_x = 2J_y,$$

бундан

$$J_x = J_y = \frac{J_p}{2} = \frac{\pi d^4}{32 \cdot 2} = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05d^4 \quad (42)$$

Халқасимон кесим учун худди шунга ўхшаш (19-расм, б га қаранг)

$$J_x = J_y = \frac{J_p}{2} = \frac{\pi d_1^4 (1 - \alpha^4)}{32 \cdot 2} = \frac{\pi d_2^4 (1 - \alpha^4)}{64} \approx 0,05d_2^4 (1 - \alpha^4), \quad (43)$$

бу ерда

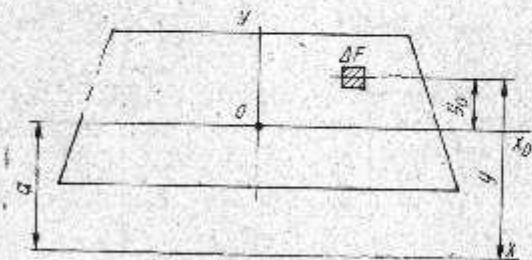
$$\alpha = \frac{d_1}{d_2}$$

26-§. Параллел ўқларга нисбатан ўқий инерция моментлари

Мурakkаб кесимларнинг ўқий инерция моментларини ҳисоблаш учун кўпинча параллел ўқларга нисбатан ўқий инерция моментлари ҳақидаги теоремалардан фойдаланишга тўғри келади. Кесимнинг шу кесим оғирлик марказидан ўтмайдиган ўққа нисбатан инерция momenti кесимнинг айнаи ўққа параллел бўлган ўз марказий ўқига нисбатан инерция momenti билан кесим юзининг ўқлар орасидagi масофа квадрaтига кунайтмасининг йиғиндисига тенг.

Бу теоремани исботлаш осон. Қуйидагича белгиләймиз: y — элементар ΔF майлончадан x ўққача бўлган масофа, y_0 — унга параллел бўлган марказий x_0 ўққача бўлган масофа; a — ўқлар орасидаги масофа; $y = y_0 + a$ эканлиги расмдан маълум (51-расм). Кесимнинг кўриб чиқилётган қисмининг ўққа нисбатан инерция momenti

$$J_x = \sum_F \Delta F y^2 = \sum_F \Delta F (y_0 + a)^2 = \sum_F \Delta F y_0^2 + 2a \sum_F \Delta F y_0 + a^2 \sum_F \Delta F.$$



51-расм.

ўш қисмидаги биринчи йиғинди $\sum_F \Delta F y_0^2$

x_0 ўққа нисбатан инерция momenti, яъни $\sum_F \Delta F y_0^2 = J_{x_0}$. Иккинчи

йиғинди — кўриб чиқилётган кесимнинг худди ўша x_0 ўққа нисбатан статикавий мо-

менти, яъни $\sum_F \Delta F y_0 = S_{x_0}$, x_0 ўқ кесимнинг кўриб чиқилётган қисмининг оғирлик марказидан ўтганлиги сабабли $S_{x_0} = 0$ бўлади. Учинчи йиғинди кўриб чиқилётган қисмининг юзидан иборат, яъни $\sum_F \Delta F = F$. Шундай қилиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$J_x = J_{x_0} + F a^2 \quad (44)$$

ана шуни исботлаш талаб этилган эди.

Тавр кесимнинг марказий x_0 ўққа нисбатан инерция momentини ҳисоблаймиз (48-расм, б га қаранг). Кесимнинг пастки четидан оғирлик марказигача бўлган масофа y_0 ни 24-§ да баён қилинган қондалар асосида аниқлаш мумкин. Таврни расмда кўрсатилганидек иккита тўғри тўртбурчакликка бўламиз; улар оғирлик марказларининг x ўққа нисбатан масофаларини a_1 ва a_2 билан белгиләймиз. Тўғри тўртбурчакликларнинг x ўққа параллел бўлган ўз марказий ўқларига нисбатан инерция моментлари (41) формулага мувофиқ тегишлича $\frac{l_1 h_1^3}{12}$ ва $\frac{l_2 h_2^3}{12}$ га тенг.

Бутун кесимнинг x ўққа нисбатан инерция momentини (44) формуладан фойдаланиб ҳисоблаймиз:

$$J_x = \frac{l_1 h_1^3}{12} + l_1 h_1 a_1^2 + \frac{l_2 h_2^3}{12} + l_2 h_2 a_2^2$$

27-§. Нормал сортамент жадваллари ёрдамида қўшма кесимларнинг инерция моментларини аниқлаш

Кўпгина конструктив элементлар кўпинча стандарт прокатдан — бурчаклик, қўш тавр, швеллер ва бошқалардан тайёрланади. Прокат профилларининг ҳамма ўлчамлари, шунингдек, юзлар инерция моментларининг қийматлари ва баъзи бошқа геометрик характеристикалари нормал сортамент жадвалларида келтирилган (ГОСТ 8239 — 72, ГОСТ 8240 — 72).

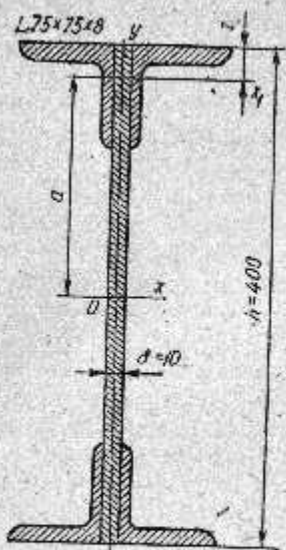
Сортаментда профилларнинг номерлари, погон метрининг оғирлиги, профиль кўндаланг кесимининг ўлчамлари ва юзи, шунингдек, кесим инерция моментларининг қийматлари кўрсатилган. Ўқий инерция моментларидан ташқари, сортаментда инерция радиуслари деб аталадиган катталиклар ҳам келтирилади. Кесимнинг инерция радиуси қуйидаги формула билан аниқланади:

$$i = \sqrt{\frac{J}{F}}. \quad (45)$$

бу ерда J — ўқий инерция momenti, F — кесимнинг юзи.

Инерция радиуслари устиворликни ҳисоблашда энг муҳим характеристика ҳисобланади, бу нарса қуйида кўрсатилади.

Сортамент жадваллари ёрдамида қўшма кесимнинг инерция моментларини аниқлаш мисолини кўриб чиқамиз.



52-расм.

9-масал. 52-расмда кўрсатилган кесимнинг марказий x ўққа нисбатан инерция momenti аниқлансин. Кесим ўлчамлари $h = 400$ мм, $\delta = 10$ мм бўлган вертикал листдан (деворчадан) ва $75 \times 75 \times 8$ ўлчамли тўртта бурчакликдан иборат.

Ечиш. Кесимнинг инерция momenti деворчанинг инерция momenti билан тўртта бурчаклик инерция momentларининг йиғиндисига тенг:

$$J_x = J_{x\text{лев}} + 4J_{x\text{бур}}$$

Вертикал лист (деворча) ning инерция momentini ҳисоблаймиз:

$$J_{x\text{лев}} = \frac{\delta h^3}{12} = \frac{10 \cdot 400^3}{12} = 53,3 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Параллел ўқларга нисбатан инерция momentлари ҳақидаги теоремадан фойдаланиб, бурчакликнинг инерция momentini ҳисоблаймиз:

$$J_{x\text{бур}} = J_{x\text{бур}} + F_{\text{бур}} a^2$$

$J_{x\text{бур}}$ ning қиймати сортамент жадвалларидан олинади; бу момент бурчакликнинг унинг тоқчаларидан бирига параллел бўлган ўз марказий ўқига нисбатан инерция momenti. $75 \times 75 \times 8$ ўлчамли бурчаклик учун $J_{x\text{бур}} = 59,8 \text{ см}^4$ (ГОСТ 8239 — 72 га қаранг).

a ning қийматини қуйидаги ифодадан аниқлаймиз:

$$a = \frac{h}{2} - z_0 = \frac{400}{2} - 21,5 = 178,5 \text{ мм}$$

бу ерда z_0 — бурчаклик оғирлик марказининг обушқдан узоқлиги (52-расмга қаранг) — бу ҳам сортамент жадвалларидан олинади.

Сош қийматларни бурчаклик инерция momentлари учун формулага қўйиб ва бурчаклик кесимнинг юзи $F_{\text{бур}} = 11,5 \text{ см}^2$ (сортамент жадвалларидан) эканлигини ҳисобга олиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$J_{x\text{бур}} = 59,8 + 11,5 \cdot 178,5^2 = 59,8 + 3650 = 3710 \text{ см}^4 = 37,1 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Бутун кесимнинг инерция momentini узи-кесил ҳисоблаймиз:

$$J_x = J_{x\text{лев}} + 4J_{x\text{бур}} = 53,3 \cdot 10^6 + 4 \cdot 37,1 \cdot 10^6 = 202,5 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

13-масал

1. Диаметри 80 мм бўлган доиранинг қутбий инерция momentini ҳисобланг.

2. Труба қўндаланг кесимининг қутбий инерция momentini аниқланг.

Трубанинг сиртки диаметри $d_t = 100$ мм, ички диаметри $d_k = 90$ мм.

3. Агар ҳалқанинг ташқи диаметри d_t доиранинг диаметри d га тенг бўлса, ҳалқанинг инерция momenti доиранинг инерция momentига қараганда неча процентга камайишини аниқланг. Ҳалқа ички диаметрининг ташқи диаметрига нисбати:

$$\alpha = \frac{d_k}{d_t} = \frac{d_k}{d} = 0,5$$

4. Ўқий инерция momenti манфий катталик бўлиши мумкинми?

А. Мумкин. Б. Мумкин эмас.

Б. Қайси ўқ учун (48-расм, a га қаранг) тўрт бурчаклик кесимининг

ўқий инерция momentini $J = \frac{hb^3}{12} + bha^2$ формула билан ҳисоблаш кераклигини кўрсатинг.

А. Кесимнинг оғирлик марказидан ўтувчи x_0 ўқ учун. Б. a ўлчамли томонга параллел x ўқ учун.

6. Қаллиғлиги 4 см ва эни 30 см бўлган талтанинг (48-расм, a га қаранг) симметрия ўқлари (x_0 ва y_0) га нисбатан инерция momentларини ҳисобланг. x_0 ўққа нисбатан инерция momenti J_0 ўққа нисбатан инерция momentидан неча марта кичик?

7. Кесимнинг марказий ўққа параллел бўлган x ўққа нисбатан инерция momentini ҳисобланг; ўқлар орасидаги масофа $a = 40$ мм. Ўқнинг кесим оғирлик марказидан узоқлиги ўқий инерция momenti катталиғига қандай таъсир қилади?

8. Агар доиранинг диаметри икки марта катталаштирилса, унинг ўқий инерция momenti қандай ўзгаради?

А. Икки марта ортади. Б. Тўрт марта ортади. В. Ун олти марта ортади.

VI боб. МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИНИНГ АСОСИЙ ВАЗИФАЛАРИ

28-§. Деформация ва эластик жисм ҳақида тушунча

Иншоот ёки машиналарнинг ҳамма элементлари синиб кетиш хавфсиз ёки ташқи кучлар таъсирида ўлчамлари ва шакллари хавфли даражада ўзгартирмасдан ишлаши керак. Бу элементларнинг ўлчамлари кўп ҳолларда мустақкамликни ҳисоблаш йўли билан аниқланади, бу ҳисоблаш шунга асосланадики, берилган нагрузкалар таъсир этганда емирилиш хавфи бўлмаслиги керак. Баъзан бикрликни ва устиворликни ҳисоблашга тўғри келади. Бикрликни ҳисоблашда деталнинг ўлчамлари иш нагрузкалари таъсир этганида унинг шакли ва ўлчамлари конструкцияни нормал ишлатишга ҳалал бермайдиган чегараларда ўзгаради, деган шарт асосида аниқланади. Бикрликни ҳисоблаш конструкция элементининг дастлабки (ҳисобий) мувозанат шакли сақлаишини таъминлаши керак. Кўпинча, сиқилган стерженлар устиворликка ҳисобланади.

Конструкция ва машиналарнинг ҳамма реал элементлари уларга ташқи кучлар таъсир қилиши натижасида шакли ва ўлчамларини ўзгартиради — деформацияланади.

Деформацияланиш қобилияти — ҳамма қаттиқ жисмларнинг асосий хоссаларидан бири. Ташқи кучлар қўйилганда молекулалар орасидаги нормал масофа бузилади ва жисм деформацияланади.

Бунда молекулалараро нормал ўзаро таъсирлашиш ўзгаради ва жисм ичкарасида деформацияга қаршилик кўрсатувчи ва жисм заррачаларини олдинги вазиятига қайтаришга интилувчи кучлар ҳосил бўлади. Бу ички кучлар *эластиклик кучлари* деб аталади.

Ташқи кучлар кичик бўлганда қаттиқ жисм нагрузка олингандан кейин ўзининг дастлабки ўлчамларини тиклайди.

Ташқи кучлар таъсири тугагач, деформацияларнинг йўқотилиши *эластиклик* деб аталади. Агар нагрузка олингандан кейин жисм ўзининг шакли ва ўлчамларини тўла тикласа, у *абсолют эластик жисм* деб, нагрузка олингандан кейин йўқоладиган деформациялар эса *эластик деформациялар* деб аталади.

Тажрибалар кўрсатадики, жисмга таъсир этувчи кучларнинг деформацияси ҳар қайси жисм учун маълум бир чегарадан ортиб кетмас, эластик деформация бўлади; катта нагрузкалар таъсир этганда эса жисмда эластик деформациядан ташқари, ҳамма вақт қолдиқ деформация ҳам бўлади.

Пўлат, чўян, пластмасса, рангли металллар ва бошқа шу каби кенг ишлатиладиган конструкция материаллар конструкциялар учун йўл қўйиладиган нагрузкалар чегараларида шундай кичик қолдиқ деформациялар оладики, уларни ҳисобга олмас ҳам бўлади. Конструкция мустақкамлигининг бузилиши деганда фақат унинг том маъносиде емирилиши ёки унда ёрликлар ҳосил бўлишигина эмас, балки унда қолдиқ деформациялар ҳосил бўлиши ҳам тушунилади. Одатда, конструкциялар элементларининг ўлчамларини лойиҳалашда бу ўлчамлар қолдиқ деформациялар ҳосил бўлмайдиган қилиб танланади.

29-§. Асосий фаразлар ва гипотезалар

Конструкция элементларининг мустақкамлигини, бикрлигини ва устиворлигини ҳисоблашни соддалаштириш учун материалларнинг хоссалари ва деформацияларнинг характери ҳақида баъзи фараз ва гипотезалар билан иш кўришга тўғри келади. Материалларнинг хоссалари ҳақидаги асосий фаразлар қуйидагилардан иборат:

1. Ҳамма жисмлар абсолют эластик деб фараз қилинади. Ҳақиқатан эса, юқорида айтиб ўтилганидек, бу ҳол нагрузкаларнинг маълум бир катталикларидагина тақрибан тўғридир.

2. Конструкция тайёрланадиган материал бир жинсли деб ҳисобланади. Бу демак, материалнинг ҳар қанақа миқдордаги кичик заррачаларининг хоссалари бир хил бўлади. Ҳақиқатан эса, техникада ишлатиладиган кўпгина материаллар анча бир жинсли тузилишга эга бўлади. Булар биринчи навбатда металллар, уларнинг қотишмалари ва пластмассалардир. Бошқа материаллар (ёғоч, бетон) нинг бир жинслилиги металлларникига қараганда кичик бўлади.

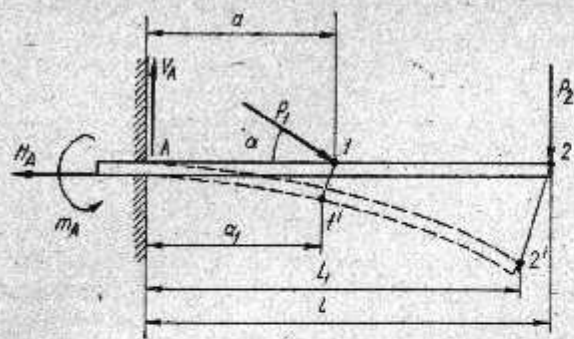
3. Ҳамма жисмлар тузилиши жиҳатидан яхлит, унинг ички тузилишида ёриқлар ва бошқа нуқсонлар йўқ деб фараз қилинади.

4. Материаллар изотроп, яъни улар ҳамма йўналишларда бир хил физика-механикавий хоссаларга эга деб қаралади.

Кўпгина металллар, бетон, баъзи бир пластмассаларни изотроп материаллар деб ҳисоблаш мумкин. Толали структурага эга бўлган кўпгина қурилиш материаллари, масалан, ёғочнинг хоссалари турли йўналишларда турлича бўлади; бундай материаллар анизотроп материаллар деб аталади.

Материал қанчалик бир жинсли ва ўз хоссалари жиҳатидан изотроп жисмга қанчалик яқин бўлса, тажриба ва назария натижалари шунчалик бир-бирига яхши мос келади.

Деформацияларнинг характери ҳақидаги асосий фаразлар қуйидагилардан иборат.



53-расм.

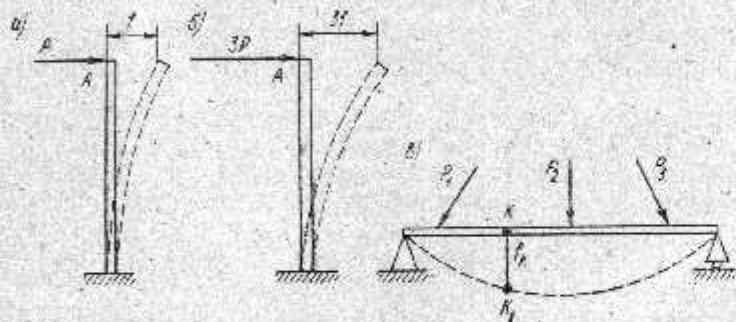
ҳисобга олмасликка иккон беради.

Кучларнинг бирор системаси таъсиридаги эластик жисмни кўриб чиқамиз (53-расм). Жисм деформацияланиши оқибатида кучларнинг ўзаро жойлашуви ўзгаради, уларга қўйилган нуқталар силжийди: P_1 куч қўйилган нуқта I вазиятдан I' вазиятга, P_2 куч қўйилган нуқта 2 вазиятдан $2'$ вазиятга ўтади. P_1 ва P_2 кучлар қўйилган нуқталардан қистириб маҳкамланган таянчгача бўлган масофа камаяди¹.

Масофаларнинг ўзгариши жуда кам бўлганлигидан $l_1 \approx l$ ва $a_1 \approx a$ деб қабул қилиш мумкин, у ҳолда ҳисоблашларда қўшимча қийинчиликлар тугилмайди.

2. Эластик жисм нуқталарининг силжиши таъсир қилувчи нарузкаларга тўғри пропорционал. Бу нарсга маълум бир нарузка қўйиш чегараларида тўғридир. Бу фаразга бўйсунувчи элементлар ва конструкциялар *чизиғий деформацияланувчи* элементлар ва конструкциялар деб аталади.

Нарузкалар ва силжишларнинг тўғри пропорционал боғлиқлигининг моҳиятини тушунтирувчи мисол 54-расмда келтирилган.



54-расм.

1. „Материаллар қаршидиги асослари“ бўлимида ҳарфлар устидаги векторларни ифодаловчи стрелкалар кўрсатилмаган.

1. Эластик жисмлардан ташқи кучлар таъсирида ҳосил бўладиган силжишлар кўриб чиқиладиган элементларнинг ўлчамларига қараганда жуда ҳам кичик. Бу фараз қўпчилик ҳолларда деформация вақтида жисмлар ўлчамларининг ўзгаришини ва кучларнинг жойлашувида у билан боғлиқ бўлган ўзгаришларни

54-расм, а да тасвирланган стерженнинг a нуқтаси P куч таъсирида f катталиқка силжийди, $3P$ куч таъсирида эса бу нуқтанинг силжиши уч марта катта бўлади (54-расм, б).

3. Машиналар деталлари ва конструкцияларни ҳисоблашда ҳосил бўладиган силжишлар жуда кичик бўлганлиги ва силжишларнинг нарузкаларга боғлиқлиги тўғри пропорционал бўлганлиги учун ташқи кучлар бир-бирдан муσταқил равишда таъсир этади, деб фараз қилиш мумкин. Бу қонда *кучлар таъсирининг муσταқиллик принципи* (ёки суперпозиция принципи) номи билан маълум. Буни мисол билан тушунтирамиз. 54-расм, в да тасвирланган жисмга P_1 , P_2 , P_3 кучлар системаси қўйилган. Бу кучлар таъсирида жисм деформацияланади ва унинг бирор K нуқтаси K_1 вазиятга кўчади. Берилган нарузка турли-туман усуллар билан қўйилиши мумкин. Учала кучнинг ҳаммаси бир вақтда ёки навбатма-навбат турли кўринишларда қўйилиши мумкин. Бундан қатъи назар, K нуқтадаги салқилик ҳар қайси қўйилган кучдан ҳосил бўлган салқиликларнинг йиғиндисига тенг бўлади.

Бошқа фараз ва гипотезалар девормацияларнинг алоҳида турларига татбиқан курснинг тегишли бўлиmlарида баён қилинган.

Статиканинг абсолют қаттиқ жисм учун тўғри бўлган қўпгина қоидаларини эластик жисм девормацияларини ўрганишда татбиқ этиб бўлмайди. Масалан, статикада

кучни ҳамма пақт унинг таъсир чизиғи бўйлаб кўчириш мумкин. Бу ишни эластик жисмда қилиб бўлмайди, чунки кучни кўчириш девормация кўринишини кескин ўзгартириши мумкин. 55-расм, а, б ларда бу нарсга хусусий ҳол учун кўрсатилган. Маълумки, таъсир этувчи кучларнинг биринчи вазиятда (55-расм, а) ҳосил бўладиган девормациялар кучларнинг иккинчи вазиятга мос келадиган девормациялардан фарқ қилади (55-расм, б); биринчи вариантда AC стержень бутунлай сиқилади, иккинчи вариантда эса унинг фақат BC қисми девормацияланади. Худди шунингдек, кучларнинг бу системасини статикавий эквивалент системаси билан алмаштиришнинг ҳамма вақт ҳам иложи бўлавермайди. Масалан, кучлар системасини уларнинг тенг таъсир этувчисини билан алмаштириб бўлмайди.

14- машқ

1. Тинчли механизмининг нормал иши валларнинг жуда катта эластик силжишлари ҳосил бўлганлигидан бузилган. Узатманинг нормал ишлари нима сабабдан бузилган?

А. Валларнинг муσταқамлиги етарли бўлмаганлигидан. Б. Валларнинг бирлиги етарли бўлмаганлигидан. В. Валларнинг устиворлиги етарли бўлмаганлигидан.

2. Велосипед кегайи сиқувчи куч таъсирида жуда қийшайиб кетган. Кегайининг тўғри чизиқли шакли нима сабабдан ўзгарган? А. Муσταқамлиги етарли

бўлмаганлигидан. Б. Бикрлиги етарли бўлмаганлигидан. В. Устиворлиги етарли бўлмаганлигидан.

3. Юк кўтарилаётганда канат узлиб кетди. Узилш сабаби нимада? А. Канатнинг мустаҳкамлиги етарли эмас. Б. Канатнинг бикрлиги етарли эмас.

4. Куч A нуқтадан B нуқтага кўчирилганда (55-расмга қаранг) стерженнинг қайси қисмида унинг деформацияси ўзгармайди?

А. CB қисмида. В. CA қисмида. В. AB қисмида.

30-§. Кесимлар методи. Деформациялар тури

Конструкцияларнинг узунлиги кўндаланг ўлчамларидан анча ортиқ бўлган элементлари стерженлар (бруслар) деб аталади. Стерженлар (бруслар) дан ташқари, фақат битта ўлчам (қалинлиги) бошқа ўлчамларига нисбатан кичик бўлган пластинкалар ва қобиклар уч ўлчамининг ҳаммаси бир хил бўлган залвар жинслар ҳам учраши мумкин. Пластинка, қобик ва залвар жинслар мустаҳкамлигининг ҳисоблаш стерженларни ҳисоблашга қараганда анча мураккаб бўлиб, у махсус предметларда келтирилади.

Таъкидлаб ўтилганидек, жисмга таъсир этувчи ташқи кучлар унда деформацияга қаршилик кўрсатишга интилувчи қўшимча ички кучларни ҳосил қилади. Нагрузка қўйилган жисмда ҳосил бўладиган ички кучларни кесимлар методидан фойдаланиб аниқлаш мумкин, бу методдан биз тросслардаги ички зўриқишларни аниқлашда фойдаланган эдик. Бу методнинг моҳияти шундан иборатки, кесимнинг қирқиб ташланган қисмига қўйилган ташқи кучлар кесим текислигида ҳосил бўладиган ва ташлаб юборилган кесимнинг қолдирилган қисмга таъсирига алмаштириладиган ички кучлар билан мувозанатлаштирилади. Мувозанатда турган стержени (56-расм, а) икки I ва II қисмларга бўламиз (56-расм, б). Кесимда қолдирилган қисмга қўйилган ташқи кучларни мувозанатловчи ички кучлар ҳосил бўлади. Бу ҳол жисмнинг исталган I ёки II қисмларига мувозанат шартини татбиқ этишга имкон беради, мувозанат шартини кучлар фазовий системасининг умумий ҳолида олти та мувозанат тенгламасини беради:

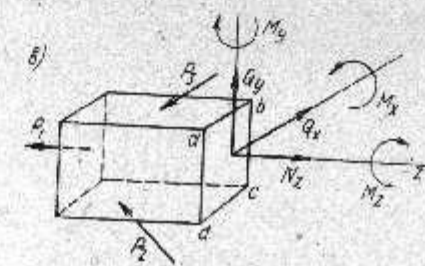
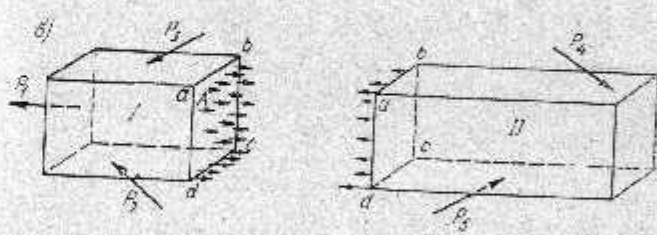
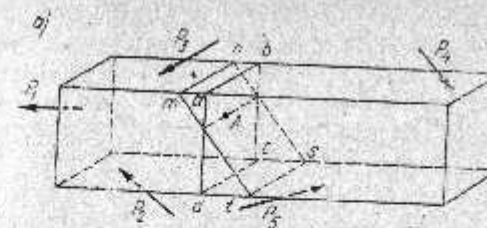
$$\sum P_{ix} = 0; \sum P_{iy} = 0; \sum P_{iz} = 0;$$

$$\sum M_{ix} = 0; \sum M_{iy} = 0; \sum M_{iz} = 0.$$

Бу тенгламалар ички эластиклик кучлари бош вектори ва бош моментларининг ташкил этувчиларини топишга имконият тугдиради.

Кесимлар методи ички эластиклик кучларининг статикавий эквивалентини аниқлашга имкон беради, аммо уларнинг кесим бўйича тақсимланиш қонунини аниқлаш имконини бермайди. Бунинг учун деформация характери ҳақида қўшимча фаразлар зарур бўлади.

Кучларнинг фазовий системаси таъсир қилганда мувозанат тенгламасидан кўндаланг кесимда ҳосил бўладиган, координата ўқлари бўйлаб йўналган учта ташкил этувчи куч N_x , Q_x ва Q_y ни (ички кучларнинг бош векторини ташкил этувчиларни) ва моментининг учта ташкил этувчиси M_x , M_y , M_z ни (ички кучлар бош моментининг ташкил этувчиларини) топиш мумкин. Кўрсатилган кучлар ва моментлар буйлама куч факторлари бўлиб, тегишлича қуйидагича аталади:



56-расм.

тилган кучлар ва моментлар ички куч факторлари бўлиб, тегишлича қуйидагича аталади:

N_x — буйлама куч; Q_x ва Q_y — кўндаланг кучлар; M_x ва M_y — этувчи моментлар; M_z — бурсовчи момент.

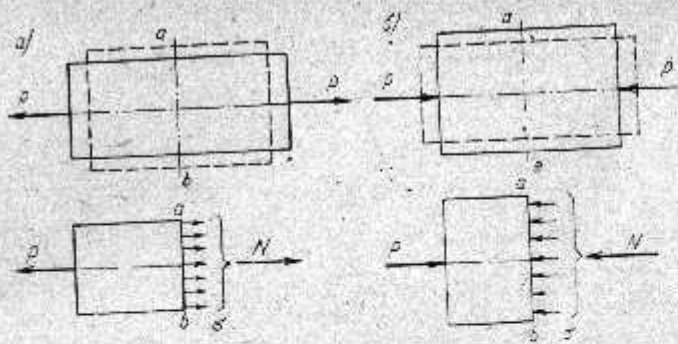
Хусусий ҳолларда айрим ички куч факторлари нолга тенг бўлиши мумкин. Масалан, стерженга ташқи кучлар системаси буйлама текислигида таъсир этганида унинг кесимларида фақат учта куч фактори ҳосил бўлиши мумкин: этувчи момент M_x ва бу система бош векторининг иккита ташкил этувчиси — кўндаланг куч Q ва буйлама куч N_x . Тегишлича, бу ҳол учун фақат учта мувозанат тенгламаси тузиш мумкин:

$$\sum P_{ix} = 0; \sum P_{iz} = 0; \sum M_{ix} = 0$$

Координата ўқларини ҳамма вақт қуйидаги тарзда: z ўқини стержень ўқи бўйлаб, x ва y ўқларини эса стержень кўндаланг кесимининг бош марказий ўқлари бўйлаб йўналтирамиз.

Стержень кўндаланг кесимида ҳосил бўладиган ички куч факторлари брус деформацияси турини белгилайди.

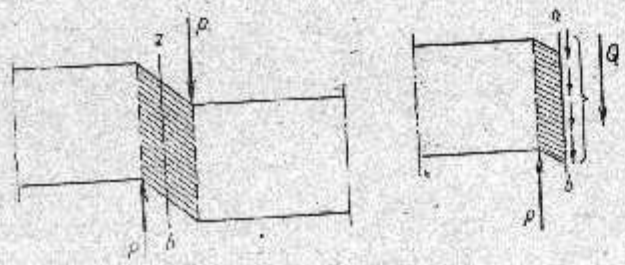
Ўқ бўйлаб чўзилиш ва сиқилишда ички эластиклик кучлари кўндаланг кесимда стержень ўқи бўйлаб йўналган битта куч — (57-расм) буйлама куч N (индексини, одатда, ёзмаймиз) билан алмаштирилиши мумкин. Агар куч ташлаб юборилган қисмдан ташқарига йўналган бўлса, чўзилиш ҳосил бўлади (57-расм, а). Аксинча,



57-расм.

бу куч ташлаб юборилган қисмдан ичкарига йўналган бўлса (57-расм, б), сиқилиш ҳосил бўлади.

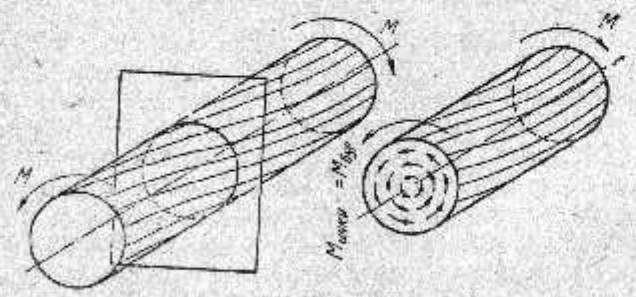
Стержень кўндаланг кесимида ички эластиклик кучлари кесим текислигида жойлашган (58-расм) битта кучга — кўндаланг куч Q га келтирилган ҳолларда сиқилиш ҳосил бўлади.



58-расм.

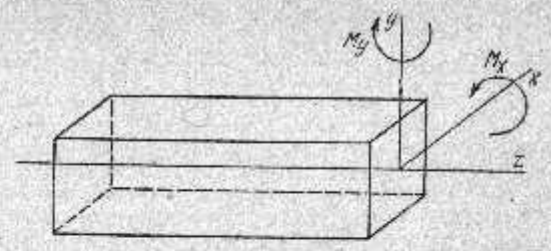
Бурилишда битта ички куч фактори — буровчи момент M_z ҳосил бўлади (59-расм).

Агар кесимда фақат эгувчи момент M_x ёки M_y ҳосил бўлса (60-расм) соф эгилиш деформацияси юз беради. Агар эгувчи моментдан ташқари стержень кесимида яна кўндаланг куч ҳосил



59-расм.

бўлса, у ҳолда бундай эгилиш кўндаланг эгилиш деб аталади. Стержень кўндаланг кесимларида бир вақтнинг ўзида бир нечта ички куч факторларининг таъсир қилиш ҳоллари деформацияларнинг мураккаб турига киради.



60-расм.

Конструкцияларнинг элементлар мустаҳкамлик, бикрлик ва устиворлигини ҳисоблаш учун аввало бор ҳосил бўладиган деформациялар турини кесимлар методи ёрдамида аниқлаб олиш керак.

10-мисол. Шакли Г ҳарфига ўзинган, пастки кесими билан қистириб маҳкамланган бруснинг (61-расм, а) эркин учига вертикал куч P таъсир эттирилган. Брус горизонтал ҳамда вертикал участкалари деформациясининг тури аниқлансин.

Ечилиш. Бруснинг ҳисобий схемаси 61-расм, а да тасвирланган. Олдин унинг горизонтал участкасини кўриб чиқамиз. Бу участкани эркин учидан иктириб z масофада ўққа перпендикуляр I—I текислиги билан кесамиз. Бруснинг чап, маҳкамланган қисмини ташлаб юборамиз. Қолган қисмига ташқи куч P қўйилган, ўтказилган кесимда эса ички куч факторлари ҳосил бўлади. P куч бруснинг кўриб чиқилган қисми ўқнинг текислигида ётганлиги сабабли ички куч факторлари текис система ҳосил қилади ва фақат учта ташқи этувчи: M_x — эгувчи момент, Q_y — кўндаланг куч, N_z — буйлама куч ҳосил қилиши мумкин (61-расм, б). Бруснинг кесиб ташланган қисми учун учта мувозанат тенгламасини тузамиз:

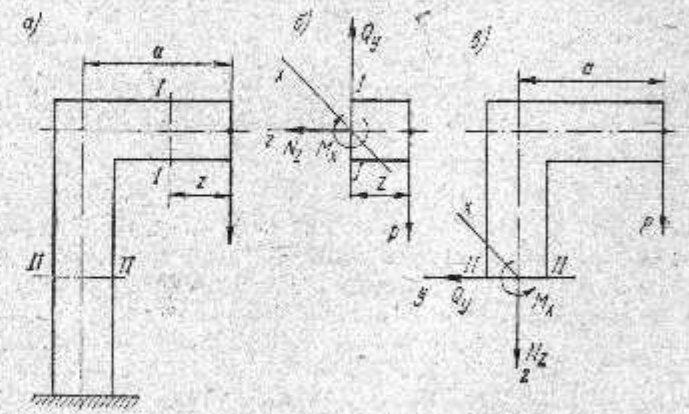
$$\sum P_{iy} = 0; \quad -P + Q_y = 0$$

бундан

$$Q_y = P;$$

$$\sum P_{ix} = 0; \quad N_z = 0;$$

$$\sum M_{ix} = 0; \quad M_x - Pz = 0.$$



61-расм.

бундан

$$M_x = Pz$$

Шундай қилиб, горизонтал участка кесимларида иккита ички куч фактори: эгувчи момент ва қўндаланг куч Q_y (бўйлама куч йўқ; $N_x \rightarrow 0$) ҳосил бўлади.

Бруснинг горизонтал участкаси қўндалангига эгилаётганлигини аниқлаймиз. Энди брус вертикал участкасининг деформацияси турини аниқлаймиз. Вертикал участкани $I-I$ текислагич билан кесамиз (61-расм, а) ва бруснинг маҳкамланган пастки қисмини ташлаб юборамиз. Қолдирилган қисмининг текширалиш. Координата ўқларини ўтказамиз ва ички куч факторларини тасвирлаймиз, (61-расм, б). Горизонтал участкадаги каби ички кучлар текис система ҳосил қилади, яъни учта ички куч фактори: M_x — эгувчи момент, Q_y — қўндаланг куч, N_x — бўйлама куч ҳосил бўлиши мумкин.

Бруснинг кесиб ташланган қисми учун учта мувозанат тенгласини ту-
таем:

$$\begin{aligned} \sum P_{iy} = 0; & \quad Q_y = 0; \\ \sum P_{ix} = 0; & \quad N_x - P = 0. \end{aligned}$$

бундан

$$\begin{aligned} N_x &= -P; \\ \sum M_{ix} = 0; & \quad Pa - M_x = 0. \end{aligned}$$

бундан

$$M_x = Pa$$

Шундай қилиб, вертикал участка кесимларида иккита ички куч фактори ҳосил бўлади: эгувчи момент M_x ва бўйлама сиқувчи куч N_x (аслида N_x куч кесимга йўналган). Бу демак, стерженьнинг вертикал участкаси соф эгилиш ва сиқилиш ҳолатида бўлади.

15- машқ

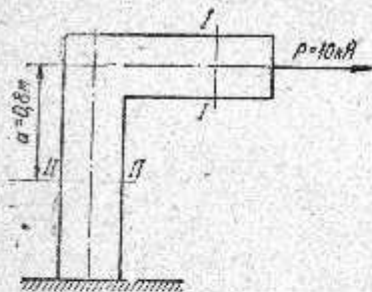
1. Ички куч факторларининг қийматлари улар кесимида яна панда ёки ундан ўнга жойлашган ташқи кучлар бўйича ҳисоблашга қараб ўзгарадими?

А. Ҳа; Б. Йўқ; В. Ҳа ва йўқ.

2. Агар бруснинг қўндаланг кесимларида эгувчи момент M_x ва қўзғувчи бўйлама куч N_x ҳосил бўлса, брус деформациясининг турини аниқланг.

А. Соф эгилиш; Б. Чўзилиш; В. Соф эгилиш ва чўзилиш.

3. 62-расмда вертикал ва горизонтал участкалардан иборат брус кўрсатилган. Бруснинг пастки торети биқир маҳкамланган, юқориги торетига эса горизонтал йўналган P куч қўйилган. $I-I$ ва $II-II$ кесимлардаги ички куч факторларини, стержень, горизонтал ва вертикал участкаларининг деформацияси турини аниқланг.



62- расм.

31- §. Кучланишлар

Кесимлар методи ички кучларнинг кесим бўйича тақсимланиш қонунини белгилашга имкон бермайди. Деформациялар характери ҳақидаги қўшимча фаразлар зарур. Бу фаразлар брус деформацияларининг ҳар хил турини ўрганишда киритилади.

Масалан, ички кучлар бутун кесим бўйича узлуксиз таъсир қилади, деб ҳисобланади (56-расм, б). $abcd$ кесимнинг бирор A нуқтасида кесимнинг бирлик юзига тўғри келадиган ички кучлар катталиги $abcd$ кесим бўйича A нуқтадаги кучланиш

деб аталади. Кучланиш ички кучнинг бирор юзга нисбатидан иборат бўлгани учун у бирлик юзга келтирилган куч бирликларида ўлланади.

Кучланиш халқаро бирликлар системаси (СИ) да Ньютон тақсим квадрат метр (Н/м^2) ҳисобида ўлланади. Лекин бу бирлик жуда кичик ва ундан фойдаланиш ноқулай бўлганлиги учун қаррали бирликлар кН/м^2 , МН/м^2 ва Н/мм^2 ишлатилади. $1 \text{ МН/м}^2 = 1 \text{ Н/мм}^2$ эканлигини таъкидлаймиз.

Техникавий бирликлар системасида (МКГСС) кучланиш килограмм — куч тақсим квадрат сантиметр ҳисобида ўлланади. Кучланишларнинг Халқаро ва техникавий системалардаги ўлчов бирликлари орасидаги нисбат куч бирликлари орасидаги нисбатларга мувофиқ белгиланади: $1 \text{ кгк} = 9,8 \text{ Н} \approx 10 \text{ Н}$.

Тақрибан қуйидагича ҳисоблаш мумкин: $1 \text{ кгк/см}^2 = 10 \text{ Н/см}^2 = 0,1 \text{ Н/мм}^2 = 0,1 \text{ МН/м}^2$; $1 \text{ Н/мм}^2 = 1 \text{ МН/м}^2 = 10 \text{ кгк/см}^2$.

Жисмда A нуқта орқали бошқа кесим, масалан, $abcd$ кесимни ўтказамиз (56-расм, а га қараи). Бу кесимда $abcd$ кесимдаги кучланишлардан фарқ қиладиган кучланишлар таъсир қилар экан.

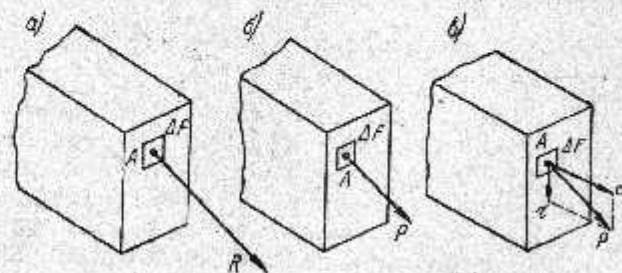
Айнан бир нуқтадан жисмин икки қисмга бўладиган чексиз кўп сонли кесимлар ўтказиш мумкин. Айнан бир нуқтадан ўтказилган турли кесимлардаги кучланишлар умумий ҳолда турлича бўлади. Шундай қилиб, яъни нуқтадаги кучланиш кесим нуқта-сидан ўтказилган кесимнинг йўналтирилишига боғлиқ, шу сабабдан кесимнинг вазиятини кўрсатмасдан туриб, уларда ҳосил бўладиган кучланишлар ҳақида сўз юритиш мумкин эмас.

Кучланишлар сон қийматлари ва йўналиши билан ифодаланади, яъни кучланиш кўриб чиқилаётган кесимга нисбатан бирор бурчак остида қияланган вектордир.

Жисмнинг бирор кесимидаги A нуқтада қандайдир кичик ΔF майдонча бўйича унга нисбатан бирор бурчак ҳосил қилиб R куч таъсир қилсин (63-расм, а). Бу R кучни ΔF юзга бўлиб, A нуқтада ҳосил бўладиган кучланишни топамиз (63-расм, б):

$$p = \frac{R}{\Delta F}$$

Тўла кучланиш p ни ΔF майдончага нормал (перпендикуляр) бўйича ва унга нисбатан уринма бўйича (63-расм, в) ташкил этувчиларга ажратамиз. Кучланишнинг нормал бўйича ташкил



63- расм.

этувчиси кесимнинг айни нуқтасидаги нормал кучланиш деб аталади ва грекча σ (сигма) ҳарфи билан белгиланади; уринма бўйича ташкил этувчи уринма кучланиш деб аталади ва грекча τ (тау) ҳарфи билан белгиланади.

Материалнинг емирилиши содир бўладиган ёки сезиларли пластик деформациялар ҳосил бўладиган кучланиш чегаравий ёки хавфли кучланиш деб аталади ва $\sigma_{чег}$, $\tau_{чег}$ ёки $\sigma_{хавф}$, $\tau_{хавф}$ билан белгиланади. Бу кучланишлар тажриба йўли билан аниқланади.

Иншоот ёки машиналарнинг элементлари емирилмаслиги учун уларда ҳосил бўладиган иш (ҳисобий) кучланишлар (σ , τ) рухсат этилган кучланишлардан ортиб кетмаслиги керак, улар квадрат кавсаар ичида белгиланади: $[\sigma]$, $[\tau]$. Рухсат этилган кучланишлар материалнинг хавфсиз ишлашини таъминловчи кучланишнинг максимал қийматидир. Рухсат этилган кучланишлар экспериментал йўл билан топилган чегаравий кучланишларнинг бир қисми сифатида қабул қилинади:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{чег}}{[n]}; \quad [\tau] = \frac{\tau_{чег}}{[n]}, \quad (46)$$

бу ерда $[n]$ — талаб этиладиган ёки рухсат этилган мустаҳкамлик запаси коэффиценти бўлиб, y рухсат этилган кучланишнинг чегаравий кучланишдан қанча марта кичик бўлишини кўрсатади.

Мустаҳкамлик запаси коэффиценти материалнинг хоссасига, таъсир этаётган нагрзулкалар характерига, қўлланилган ҳисоблаш методининг аниқлигига ва конструкция элементининг ишлаш шароитларига боғлиқ.

16- машқ

1. Кесимлар методи ёрдамида ички кучларнинг кесим бўйича тақсимланиш ҳолини аниқлаш мумкинми?

А. Мумкин. Б. Мумкин эмас.

2. Бруснинг исталган нуқтасидан турли кесимлар, масалан, ўққа перпендикуляр ёки унга nisбатан бурчак ҳосил қилган кесимлар ўтказиш мумкин. Кесим текислигининг йўналиши ўзгарганида айни нуқтадаги кучланишнинг катталиги ва йўналиши ўзгарадими?

А. Ўзгармайди. Б. Ўзгаради.

3. МКГСС системасида ифодаланган кучланишларни СИ системаси бирдикларига ўтказинг: 1000 кг/см²; 16 кг/мм²; 5000 кг/см².

VII БО.В. ЧЎЗИЛИШ ВА СИҚИЛИШ

32- §. Чўзилиш ва сиқилишдаги бўйлама кучлар. Бўйлама кучларнинг эпюраларини қуриш

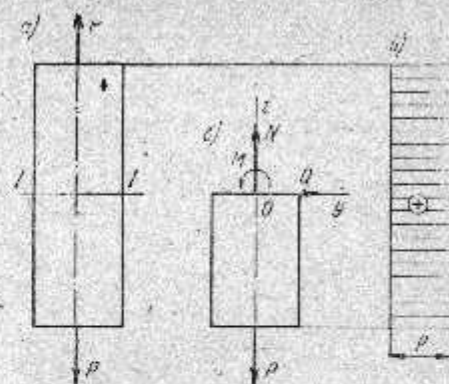
Стержень учларига унинг ўқи бўйлаб таъсир этувчи ўзаро тенг ва қарама-қарши йўналган икки куч қўйилган бўлса, стерженда чўзилиш ёки сиқилиш деформацияси ҳосил бўлади (57-расм, а, б га қаранг). Кўпгина ҳолларда стерженнинг ўз оғирлиги унга таъсир қилувчи кучларга nisбатан унчалик катта бўлмайди ва кучланиш ҳамда деформацияларни аниқлашда уни ҳисобга олмаса ҳам бўлади.

Иккита ўзаро тенг P куч билан чўзилган (64-расм, а) стержень қўндаланг кесимларидаги ички куч факторларини аниқлаймиз. Стерженьни иккитерий I—I қўндаланг кесим билан кесамиз ва пастки қисмининг мувозанатини текшириб (64-расм, б) бўйлама кучнинг катталигини аниқлаймиз:

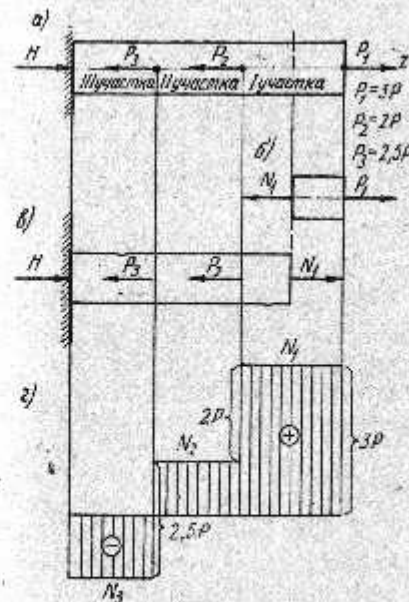
$$\sum P_{ix} = 0; \quad N = P$$

Чўзилиш бўлган ҳолда N кучни мусбат деб, сиқилишда манфий деб оламиз. Бўйлама кучнинг стержень узунлиги бўйлаб ўзгаришини бўйлама кучлар эпюраси деб аталадиган диаграмма кўринишида тасвирлаш қулай.

Юқорида кўриб чиқилган стержень учун бўйлама кучлар эпюраси 64-расм, в да қурилган. У тўғри тўрт бурчаклик билан тасвирланади, чунки бўйлама кучнинг қиймати ҳамма кесимларда бир хил. Аммо бўйлама куч стержень узунлиги бўйлаб ўзгариши мумкин. Бу ҳол, масалан, стержень унинг торецларигагина эмас, балки, оралик кесимларига ҳам ташқари кучлар системаси таъсир этгандагина кўз беради. Бўйлама кучлар эпюрасини қуришни мисолда кўриб чиқамиз.



64-расм.



65-расм.

II-мисол. Стержень бир учи билан маҳкамланган ва ўқи бўйлаб қўйилган P_1, P_2, P_3 кучлар билан иккитерий (65-расм, а). Бу стержень учун бўйлама кучлар эпюраси қуриلسин.

Ҳақиқат. Қистирилган кесимда H реакция ҳосил бўлади. Уни қуйидаги мувозанат тенгламасидан аниқлаш мумкин:

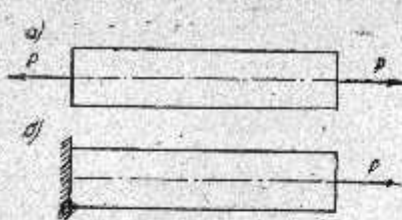
$$\sum P_{ix} = 0; \quad H - P_3 - P_2 + P_1 = 0,$$

бундан

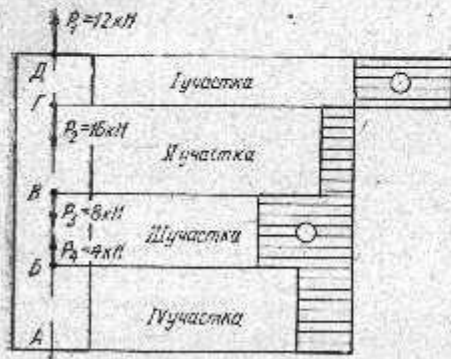
$$H = P_3 + P_2 - P_1.$$

Стерженьни участкаларга бўламиз, уларнинг чегаралари ташқи кучлар қўйилган нуқталар билан аниқланади. Бундай участкалар учта (65-расм, а). Кесимлар методидан фойдаланиб ҳар қайси участкадаги бўйлама кучларни аниқлаймиз. Биринчи участкада кесим ўтказамиз ва стерженнинг ўнг томонидаги кесиб олинган қисмини текшира- миз (65-расм, б); $N_1 = P_1$.

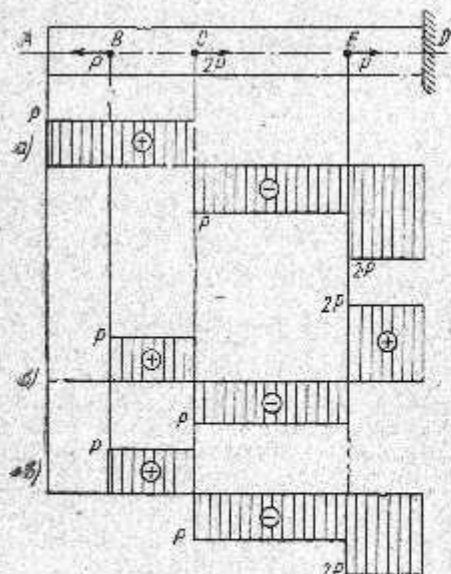
Стерженьнинг чап томонидаги кесиб олинган қисмини текшириб (65-расм, в) $N_2 = P_2 + P_3 - H$ эканлигини топамиз.



66-расм.



67-расм



68-расм.

N нинг қийматини бўйлама куч ифодасига қўйиб, стерженнинг ўнг қисми учун қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$N_1 = P_2 - P_1 - N - P_2 + P_3 - P_3 + P_4 = P_1$$

Бўйлама кучнинг қиймати биринчи участка чегарасида биз қайси кесиб олинган қисми текширишга боғлиқ эмас. Маълумки, ҳамма вақт стерженнинг катроқ куч қўйилган қисмини текшириш маъқулроқ. Иккинчи ва учинчи участка чегараларида кесимлар ўтказиб юқоридегига ўхшаш, қуйидагини топамиз:

$$N_2 = P_1 - P_2; N_3 = P_1 - P_2 - P_3$$

Бўйлама кучлар эпюраси 66-расм, а да қурилган.

17-машқ

1. 66-расм, а ва б ларда ҳўрсатилган кўндаланг кесимлардаги куч факторлари бир-бирдан қарқ қиладими?

А. 66-расм, а да стерженнинг бўйлама кучи яққи марта катта. Б. Бўйлама кучлар бир хил.

2. 67-расмда юклаган стержень тасвирланган ва бўйлама кучларнинг тегилиш эпюраси келтирилган. Эпюралда ҳар қайси участка учун бўйлама кучлар катталигини ва уларнинг ишораларини кўрсатинг.

3. 68-расмда келтирилган эпюралардан қайси бири стерженнинг берилган нагрўжасига мос келади?

А. 68-расм, а да тасвирланган эпюра. Б. 68-расм, б да тасвирланган эпюра. В. 68-расм, в да тасвирланган эпюра.

33-§. Чўзилган (сиқилган) стерженнинг кўндаланг кесимларидаги кучланиш

Бир жинсли материалдан тайёрланган стерженлар ўқ бўйлаб йўналган кучлар билан чўзилганда ёки сиқилганда ташқи кучлар қўйилган нуқтадан етарлича узоқликда жойлашган кўндаланг кесимлар деформация вақтида текислигича қолади ва деформация йўналишида илгарилама сўлжийди. Бу ҳол Бернулли ги-

потезаси деб юритилади. Юқорида айтилганга мувофиқ, стерженнинг бирор кесимидаги барча нуқталар бир хил шароитда бўлади ва бинобарин, кучланиш кесим бўйича бир текис тақсимланади, деб хулоса чиқариш мумкин. (57-расмга қаранг). Бу кучланишлар бўйлама ўққа параллел, яъни кўндаланг кесимга перпендикуляр ва, демак, улар нормал кучланишлар экан. Бўйлама куч N ни F юзага бўлиб, уларнинг қийматини топамиз:

$$\sigma = \frac{N}{F} \quad (47)$$

Бўйлама куч N кесимлар методи ёрдамида ҳамма вақт ташқи кучлар орқали ифодаланиши мумкин. (47) формулага N нинг алгебраик қийматини, яъни чўзилишда мусбат ишора билан ва сиқилишда манфий ишора билан қўйиш керак.

34-§. Чўзилишда ва сиқилишда мустаҳкамликни ҳисоблаш

Стерженнинг ўқ бўйлаб чўзилишида ёки сиқилишида унинг ҳар қайси кесими учун қуйидаги шарт бажарилса, унинг мустаҳкамлиги таъминланган бўлади:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma], \quad (48)$$

бу ерда N — кесимдаги бўйлама кучнинг абсолют қиймати; F — кўндаланг кесим юзи; $[\sigma]$ — стержень материали учун чўзилишда ва сиқилишда рухсат этилган кучланиш.

Стерженнинг чўзилиш ёки сиқилишдаги мустаҳкамлик шартин шундан иборатки, конструкция элементидаги энг катта ҳисобий (иш) кучланиши рухсат этилган кучланиш $[\sigma]$ дан ортиб кетмаслиги керак. (48) формула ёрдамида уч тур масала ечилади (уч тур ҳисоблаш бажарилади).

1. **Мустаҳкамликни текшириш** (текшириш ҳисоби). Берилган бўйлама куч N ва кўндаланг кесим юзи F га мувофиқ иш (ҳисобий) кучланиш аниқланади ва у рухсат этилган куч билан таққосланади:

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma]$$

Ҳисобий (иш) кучланиш рухсат этилган кучланишда кўпи билан 5% дан ортиб кетмаслиги керак, акс ҳолда ҳисобланаётган деталнинг мустаҳкамлиги етарли бўлмайди.

Машина деталларининг текшириш ҳисоби кўпинча бошқа кўринишда бажарилади. Чегаравий (хавфли) кучланиш $\sigma_{\text{чег}}$ ва ҳисобланган иш (ҳисобий) кучланиши $\sigma = \frac{N}{F}$ нинг маълум қийматлари асосида ҳақиқий (ҳисобий) эпас коэффициенти аниқланади ва у талаб этилган $[n]$ билан таққосланади, яъни мустаҳкамлик шартин қуйидаги тенгсизлик билан ифодаланади:

$$n = \frac{\sigma_{\text{чег}}}{[\sigma]} \geq [n] \quad (49)$$

2. *Кесим танлаш* (лойиҳа ҳисоби). Бўйлама куч ва рухсат этилган кучланишнинг катталиклари маълум бўлса, (48) шартга биноан кесимнинг зарур ўлчамларини аниқлаш мумкин. (48) тенгсизлики F га нисбатан ечиб қўйидагини ҳосил қиламиз:

$$F \geq \frac{N}{[\sigma]} \quad (50)$$

3. *Рухсат этилган нагрукани аниқлаш*. Стержень кўндаланг кесимининг ўлчамлари ва материали маълум бўлганда унинг кўндаланг кесимидаги бўйлама кучнинг рухсат этилган қийматини қўйидаги формуладан топиш мумкин:

$$[N] = [\sigma] F \quad (51)$$

Рухсат этилган нагрукани аниқлаш, ҳисобий кучланишларни рухсат этилган кучланишлар билан таққослашдагилек, текшириш ҳисобидир.

Баъзи материаллар учун рухсат этилган кучланишларнинг қийматлари 1-жадвалда келтирилган.

1-жадвал.

Нагрукалар статикавий таъсир этганда баъзи материаллар учун рухсат этилган кучланишларнинг қийматлари

Материал	Рухсат этилган кучланиш			
	чўзилишдаги $\sigma_{чз}$		сиқилишдаги $\sigma_{сиқ}$	
	Н/мм ²	кг/см ²	Н/мм ²	кг/см ²
Куйма кул ранг чўян	29—68	300—700	118—196	1200—2000
Пўлат Ст. 2	137	1400	137	1400
Ст. 3	157	1600	157	1600
Углеродли конструкция пўлат	59—245	600—2500	59—245	600—2500
Легирланган конструкция пўлат	98—392	1000—4000	88—392	1000—4000
Текстолит	29—39	300—400	49—88	500—900

Рухсат этилган кучланишлар тегишли материаллар намуналарини механикавий синаш натижалари асосида белгиланади. Материалларни механикавий синашнинг ҳозир қўлланилаётган усуллари жуда кўп. Ташқи кучларнинг қўйилиш характерига қараб улар статикавий, динамикавий (ёки зарбий куч билан) ва чидамлиликка (вақт мобайнида ўзгарувчан нагрукка билан) синаш усулларига бўлинади.

Материалларни синашни деформация турлари бўйича ҳам классификациялаш мумкин. Намуналар чўзилишга, сиқилишга, кесилишга, буралишга ва эгилишга синалади. Материалларнинг чўзилишини статикавий синаш усули энг кўп қўлланилади. Бунга сабаб шуки, чўзилишга синашда ҳосил қилинадиган механикавий характеристикалар материаллар бошқа тур деформациялар таъсирига учраганда ўзини қандай тугишини нисбатан

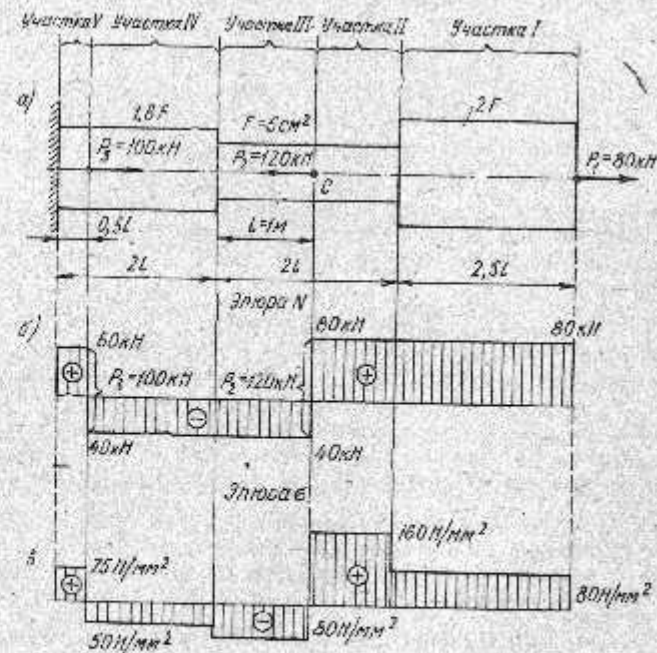
аниқ билиб олишга имкон беради. Бундан ташқари, синашнинг бу тури осон бажарилади. Материалларни механикавий хоссаларига кўра икки асосий гурпуга: пластик ва мўрт гурпуга бўлиш мумкин. Пластик материалларда емирилишдан олдин анча катта қолдиқ деформациялар ҳосил бўлади; мўрт материаллар жуда кичик қолдиқ деформацияларда ҳам емирилади. Одатдаги шароитларда кам углеродли пўлат, бронза, мис пластик материаллар, пўлатнинг баъзи махсус сортлари, чўян мўрт материаллар ҳисобланади.

Механикавий синашларда хавfli ёки чегаравий кучланишлар топилади, улар материалнинг мустақкамлиги қолмаганигини билдиради. Пластик ва мўрт материалларнинг емирилиш процесслари бир-биридан фарқ қилиши сабабли бу чегаравий кучланишлар материаллар учун *оқиш чегараси* ($\sigma_{ок}$), мўрт материаллар учун *мустақкамлик чегараси* ($\sigma_{мс}$) деб аталади. Рухсат этилган кучланишлар тегишли чегаравий кучланишларнинг бир қисми сифатида белгиланади (31-§ га қаранг).

12-мисол. Ст. 3 маркали пўлатдан тайёрланган погонли брус учун (69-расм, а) узунлиги бўйича бўйлама кучлар ва нормал кучланишлар эиоралари ясалсин; бруснинг мустақкамлиги текширилсин.

Брус материали учун рухсат этилган кучланиш, 1-жадвалга мувофиқ, $[\sigma] = 157 \text{ Н/мм}^2$.

Ечиш. Брусни эркин учидан бошлаб участкаларга бўламиз. Участкаларнинг чегаралари ташқи кучлар қўйилган нуқталарда ёки кўндаланг кесимнинг



69-расм.

ўлчамлари ўзгарган жойларда белгиланади. Брус узунлиги бўйича ҳаммаси бўлиб бешта участка бўлади. Кесимлар ўтказиб ва стерженнинг чап қисмларини ташлаб юбориб, қистириб маҳкамланган жойдаги таъия реакцияларни аниқлашдан тўриб, бўйлама кучларни аниқлаш мумкин. Биринчи участка чегарасида кесим ўтказамиз, мувозанат шартларидан бўйлама кучни бруснинг қолган қисмига қўйилган ташқи кучлар орқали ифодалаймиз: $N_1 = F_1 = 80 \text{ кН}$. Худди шунга ўхшаш, иккинчи участка учун $N_2 = F_1 = 80 \text{ кН}$.

Биринчи ва иккинчи участкаларда брус чўзилган. Иккинчи ва учинчи участкаларда кесимлар ўтказамиз ва $N_3 = N_1 - F_1 - F_2 = 80 - 120 = -40 \text{ кН}$ ни тонамиз.

Учинчи ва тўртинчи участкаларда брус сиқилган. Пяшто бешинчи участка учун $N_5 = F_1 - F_2 - F_3 = 80 - 120 + 100 = 60 \text{ кН}$, яъни бешинчи участкада брус чўзилган.

Бўйлама кучлар эпюраси 69-расм, б да ясалган. Брус кўндаланг кесимларидagi кучланишларни аниқлаш учун бўйлама кучларнинг қийматларини бу кесимларнинг юзига бўлиш керак:

биринчи участка учун (кесим юзи $F_1 = 2F = 1000 \text{ мм}^2$)

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{F_1} = \frac{80\,000}{1000} = 80 \text{ Н/мм}^2;$$

иккинчи участка учун (кесим юзи $F_2 = F = 500 \text{ мм}^2$)

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{F_2} = \frac{80\,000}{500} = 160 \text{ Н/мм}^2;$$

учинчи участка учун (кесим юзи $F_3 = F = 500 \text{ мм}^2$)

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{F_3} = -\frac{40\,000}{500} = -80 \text{ Н/мм}^2;$$

тўртинчи участка учун (кесим юзи $F_4 = 1,6F = 800 \text{ мм}^2$)

$$\sigma_4 = \frac{N_4}{F_4} = \frac{40\,000}{800} = -50 \text{ Н/мм}^2;$$

бешинчи участка учун (кесим юзи $F_5 = 1,6F = 800 \text{ мм}^2$)

$$\sigma_5 = \frac{N_5}{F_5} = \frac{60\,000}{800} = 75 \text{ Н/мм}^2;$$

Нормал кучларнинг брус узунлиги бўйича эпюраси 69-расм, в да ясалган. Энг катта иш кучланиши иккинчи участка чегараларида ҳосил бўлади: $\sigma_{\text{мах}} = 160 \text{ Н/мм}^2$. Уш рухсат этилган кучланиш билан таққослаб, ўта кучланиш борлигини аниқлаймиз:

$$\frac{160-157}{157} = 0,019 = 1,9\%$$

Бундай кичик ўта кучланишга (5% дан ортиқ эмас) йўл қўйиш мумкин.

18- машқ

1. Кўндаланг кесим юзлари тенг бўлган пўлат ва ёғоч намуналари бир хил куч билан чўзилди. Намуналарда ҳосил бўладиган кучланишлар ўзаро тенг бўладими?

А. Пўлат намунада ёғоч намунадагига қараганда катта кучланишлар ҳосил бўлади. Б. Намуналарда тенг кучланишлар ҳосил бўлади.

2. Чўзилган стержень кўндаланг кесимида ҳосил бўладиган бўйлама куч катталигини ҳисобланг. Бу кесимдаги нормал кучланишлар 140 Н/мм^2 га, юзи эса 100 мм^2 га тенг.

3. Деталда ҳосил бўладиган иш кучланиши 160 Н/мм^2 га тенг. Деталь материал учун хавфли (чегаравий) кучланиш эса $\sigma_{\text{чег}} = 320 \text{ Н/мм}^2$. Мустаҳкамлик запаси коэффицентини аниқланг.

4. Мустаҳкамликни ҳисоблашда рухсат этилган кучланиш 180 Н/мм^2 га тенг қилиб олинган эди. Конструкциянинг ўлчамлари узил-кесил танлангандан сўнг иш кучланиши 185 Н/мм^2 га тенг бўлиб чиқди. Конструкциянинг емирилиш хавфи борми?

А. Бор. Б. Йўқ.

5. Агар конструкция кесимини танлашда мустаҳкамлик запаси коэффицентини камайтирилса, конструкциянинг оғирлиги қандай ўзгаради?

А. Конструкциянинг оғирлиги камайди. Б. Оғирлиги ўзгармайди.

35- §. Эластик чўзилиш ва сиқилишдаги деформация. Гук қонуни.

Стерженнинг чўзилишида унинг дастлабки узунлиги l га (70-расм), чўзилгандан кейинги узунлиги эса l_1 га тенг, $\Delta l = l_1 - l$ орттирма стержень узунлигининг тўла ўзгариши бўлиб, стерженнинг абсолют узайиши деб аталади. Абсолют узайишнинг стержень дастлабки узунлигига нисбати $\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$ нисбий

узайиш ёки бўйлама деформация деб аталади; бу катталик стержень дастлабки узунлигининг ҳар қайси бирлигининг узайишини белгилайди. ϵ катталик ҳар қайси узунлик ўлчамлигига эга бўлган икки катталикнинг бўлинимасига тенг бўлгани учун у немсиз сонлар ёки процентлар билан ифодаланади.

Кўпгина конструкцион материаллар учун нисбий эластик узайиш катталиги ϵ билан кўндаланг кесимларда маълум юкланиш чегараларида ҳосил бўладиган нормал кучланишлар катталиги ўртасида тўғри пропорционал боғланиш мавжуд:

$$\sigma = E \epsilon \quad (52)$$

ёки

$$\epsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (53)$$

Бу боғланиш Гук қонуни деб аталади (инглиз физиги Роберт Гук 1660 йида аниқлаган) ва материаллар қаршилигининг асосий қонуни ҳисобланади. У қўйидагича таърифланиши мумкин: *чизигий деформация тегишли нормал кучланишга тўғри пропорционал*.

Гук қонунини ифодаловчи формулага кирган E катталик материалнинг энг муҳим физикавий доимийларидан биридир. У материалнинг бикрлигини, яъни пластик деформацияларга қаршилик кўрсата олишини ифодалайди. Бу катталик *бўйлама эластиклик модули* (шунингдек, биринчи тур эластиклик модули ёки Юнг модули) деб аталади.

Эластиклик модули E нинг қийматлари баъзи материаллар учун 2-жадвалда келтирилган.



70- расм.

(52) формуладан қуйлаги келиб чиқади:

$$E = \frac{\sigma}{\epsilon} \quad (54)$$

Нисбий узайиш (қисқариш) ϵ — исмсиз (ўлчамсиз) сон, шунинг учун E катталиги ҳам σ кучланиш ўлчанадиган бирликлар билан ўлчанади, яъни Халқаро бирликлар системаси (СИ) да Н/м^2 , Н/мм^2 ва техникавий бирликлар системаси (МКГСС)да кгк/см^2 ёки кгк/мм^2 ҳиссабида ўлчанади.

2-жадвал. Бўйлама эластиклик модули E нинг қийматлари

Материал	E нинг қиймати	
	Н/мм^2	кгк/см^2
Пўлат	(1,87 ... 2,16) 10^5	(1,9 ... 2,2) 10^5
Чўпон	(0,88 ... 1,47) 10^5	(0,9 ... 1,6) 10^5
Техникавий мис ва унинг қотишмалари (латунъ, бронза)	(0,98 ... 1,28) 10^5	(1,0 ... 1,3) 10^5
Текстолит (ПТ, ПТК, ПТ-1)	(5,88 ... 9,81) 10^5	(6 ... 10) 10^5
Капрон	(1,37 ... 1,96) 10^5	(1,4 ... 2,0) 10^5
Каучук ва резина	7,85	80

(52) формулага нормал кучланишнинг қиймати $\sigma = \frac{N}{F}$ ва нисбий узайишнинг қиймати $\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$ ни қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

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

бундан абсолют узайишни аниқлаймиз:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EF} \quad (55)$$

Келтириб чиқарилган муносабатдан кўришиб турибдики, абсолют узайиш, чўзилиш (сиқилиш) да бўйлама куч N , стержень кўндаланг кесими F , унинг узунлиги l ва материалнинг хоссаси E га боғлиқ экан, EF кўпайтма стерженьнинг чўзилиш (сиқилиш)даги бикрлиги деб аталади.

Гук қонуни (52) график усулда тасвирланиши ҳам мумкин: агар абсциссалар ўқи бўйича ϵ нинг, ординаталар ўқи бўйича эса σ нинг қийматлари қўйилса, у ҳолда $\sigma = E\epsilon$ боғланиш тўғри чизик кўринишида ҳосил бўлади (71-расм). Пропорционаллик, яъни σ ва ϵ орасидаги чизикли боғланиш кучланишнинг ҳам

ма қийматларида ҳам бўлавермайди. Тажрибаларнинг кўрсатишича, кучланиш пропорционаллик чегараси ($\sigma_{\text{проп}}$) деб аталадиган қийматидан ортганидан кейин (71-расм) σ ва ϵ орасидаги боғланиш тўғри чизикликдан чиқа бошлайди.

Баъзи материалларнинг чўзилиш, шиша, баъзи пластмассаларнинг—пропорционаллик чегараси жуда паст ва унча катта бўлмаган кучланишларда ҳам Гук қонунидан анча четга чиқади.

Пўлат ва ёғоч учун (ёғоч стерженлар толалари бўйлаб чўзилганда ва сиқилганда) пропорционаллик чегараси етарлича юқори.

36-§. Кўндаланг деформация. Пуассон коэффициенти

Чўзилиш ва сиқилиш стерженнинг кўндаланг деформациясини ҳосил қилади. Чўзилган стерженни кўриб чиқамиз (70-расмга қаранг). Дастлаб a га тенг бўлган кўндаланг ўлчам a_1 гача камайди. Кўндаланг ўлчамнинг абсолют ўзгариши $\Delta a = a - a_1$, кўндаланг деформация деб аталадиган нисбий ўзгариш эса ϵ_1 билан белгиланади ва қуйидагича бўлади:

$$\epsilon_1 = \frac{\Delta a}{a}$$

Кўндаланг деформация ϵ_1 нинг чўзилиш (сиқилиш)даги бўйлама деформация ϵ га нисбати айни материал учун пропорционаллик чегарасигача ўзгармас катталиги эканлиги экспериментал йўл билан аниқланган. Айни нисбатнинг абсолют катталигини μ билан белгилаб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\mu = \left| \frac{\epsilon_1}{\epsilon} \right| \quad (56)$$

Бўйлама ва кўндаланг деформацияларнинг ишораси ҳамма вақт қарама-қарши бўлишини ҳисобга олиш керак. Бошқача айтганда, чўзилишда стерженнинг бўйлама ўлчами ортади, кўндаланг ўлчами камаяди ва, аксинча, чўзилишда бўйлама ўлчам камаяди, кўндаланг ўлчам ортади.

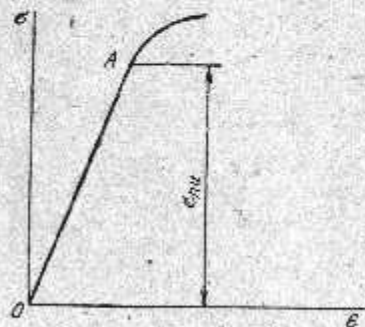
μ катталиги кўндаланг деформация коэффициенти ёки Пуассон коэффициенти деб аталади (бу коэффицентни биринчи бўлиб киритган француз олимнинг номи шарафига шундай деб аталган).

Кўндаланг деформация коэффициенти баъзи материаллар учун қуйидаги қийматларга эга:

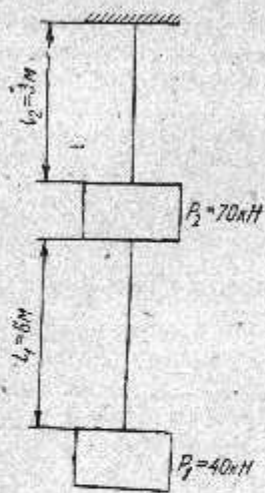
Пўлат	0,24—0,32
Мис	0,31—0,35
Бронза	0,32—0,35
Резина, каучук	0,47

19-машқ

1. Кўндаланг кесимнинг юзи 50 мм^2 бўлган полоса унинг ўқи бўйлаб йўналган 8000 Н куч билан чўзилади. Полоса ўқи бўйлаб жойлашган икки нукта орасидаги деформациягача 10 мм бўлган масофа $8,008 \text{ мм}$ ортанлиги махсус прибор (тензометр) билан ўлчанади. Материалнинг нормал кучланишлари, нисбий узайиши ва бўйлама эластиклик модулини ҳисобланг. Эластиклик модулининг ҳосил қилинган қиймати қандай материалга мос келишини 2-жадвал маълумотлари асосида аниқлашг.



71-расм.



72- расм.

2. $P_1 = 40 \text{ кН}$ ва $P_2 = 70 \text{ кН}$ юклар пўлат арқонлар билан тутиб турилади (72- расм). Ҳар қайси участка учун арқоннинг талаб этилган диаметрини аниқлаш, арқоннинг узайиши натижасида юкнинг қанча масофага пастга тушишини ҳисоблаш. Чўзилашда рухсат этилган кучланиш $[\sigma] = 200 \text{ Н/мм}^2$. Бўйлама эластиклик модули $E = 2,1 \times 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

3. Пўлат стерженлар ўқ бўйлаб чўзилганда (сқиқилганда) кўндаланг деформация бўйлама деформацияга қараганда неча марта (тахминан) кичик бўлади?

4. Тажрибалар ўтказишда пўлат учун Пуассон коэффициентининг турли қийматлари 0,15; 0,28; 0,4 ҳосил қилинган эди. Қайси қийматлар хато эканлигини кўрсатиш.

5. Агар ўқ бўйлаб йўналган куч таъсир эттирилган стерженнинг кўндаланг ўлчамлари ортган бўлса, стержень қандай деформацияга дучор бўлган?

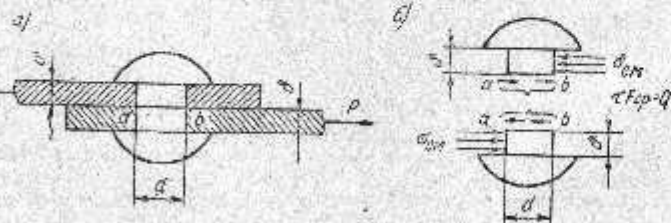
А. Чўзилишга. Б. Сқиқилишга.

VIII Б.В. КЕСИЛИШ ВА ЭЗИЛИШНИ ҲИСОБЛАШ

37- §. Кесилиш ва эзилиш ҳақида тушунча. Мустаҳкамлик шартлари

Металл конструкцияларнинг кесилишга ишлайдиган элементига парчин миҳ мисол бўла олади (73- расм, а). Таъсир этувчи P кучларнинг бирор қийматида парчин миҳ ab кесим бўйича кесилиши мумкин. Кесилишнинг хусусий ҳолига—ёғоч элементларнинг ёғочлик толаларига параллел бўлган текисликлар бўйича ёрилиши мисол бўлади. Ёғочликнинг ёрилиб емирилиши унча катта бўлмаган қолдиқ деформацияларда юз беради.

Кесилиш ва ёрилишда, сдатда, материал конструкциянинг алоҳида элементлари туташган жойларида эзилади. Масалан, парчин миҳни ab текислик бўйича кесилгача иштиловчи P кучлар тешиқлар деворчаларининг босими йўли билан парчин миҳ стерженига берилади. Босиш катта бўлганида тешиқларнинг деворчалари ёки парчин миҳ стерженининг тешиқка тегиб турган сирти анча эзилиши мумкин.



73- расм.

Босимнинг узатилиш майдончалари бўйича маҳаллий сқиқилиш деформациясиз эзилиш деб аталади. Майдончаларда ҳосил бўладиган эзиш кучланишлари маҳаллий ҳисобланади, элементлар тегишиб турган майдончалардан узоқлашган сари уларнинг катталиклари тез камая бошлайди.

P кучлар таъсирида парчин миҳ кесимларида ҳосил бўладиган кучланишларнинг катталиклариини топиш учун кесимлар усулини татбиқ этамиз. Парчин миҳ стерженини фикран икки қисмга бўламиз ва стержень қисмларидан бирининг мустаҳкамлик шартини текширамай. (73- расм, б).

Лист томонидан стерженга ташқи куч P берилади, ab кесим бўйича эса ички эластиклик кучлари таъсир этади.

ab кесимда ички эластиклик кучларининг статик эквиваленти кўндаланг куч \vec{Q} дир.

ab кесимда ҳосил бўладиган кўндаланг куч \vec{Q} ташқи куч P ни мувозанатлайди ва сон жиҳатидан унга тенг бўлади.

Уринма кучланишлар кесим бўйича бир текис тақсимланади, деб тақрибан қабул қилиш мумкин:

$$\tau = \frac{P}{F_{\text{кес}}}$$

Кесилишга ишлайдиган элементларнинг мустаҳкамлик шартини қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$\tau = \frac{P}{F_{\text{кес}}} \leq [\tau_{\text{кес}}] \quad (57)$$

бу ерда $[\tau_{\text{кес}}]$ — кесилишга ҳисоблашларда рухсат этилган уринма кучланиш;

$F_{\text{кес}} = \pi d^2 / 4$ — парчин миҳнинг кесилиш юзаси (74- расм).

Рухсат этилган кучланишнинг катталиги кесилишга синиш асосида белгиланади. Одатда $[\tau_{\text{кес}}] = (0,075 \div 0,80) [\sigma]$ деб қабул қилинади.

Босим парчин миҳ стерженига листдаги тешиқ томонидан баландлиги листнинг қалинлиги δ га тенг бўлган ярим цилиндрнинг ён сирти бўйича берилади (74- расм, а, б).

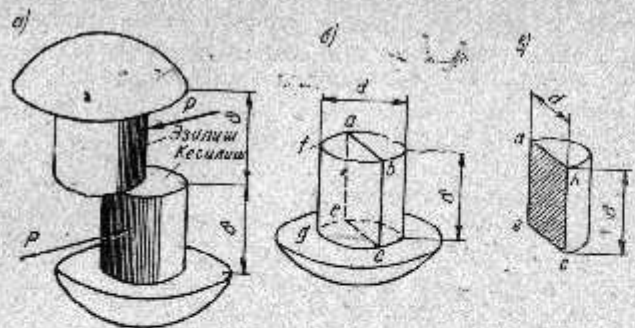
Эзилиш кучланиши ярим цилиндр сирти бўйлаб потекис тақсимланган, лекин уларнинг тақсимланиш қонуни аниқ маълум бўлмаганлиги сабабли ҳисоблаш соддалаштириб бажарилади.

Эзилиш майдончаси сифатида ярим цилиндрнинг диаметрал текисликдаги проекциясининг юзи, яъни $abcd$ тўғри тўрт бурчакликнинг юзи қабул қилинади (74- расм, в). $F_{\text{эз}} = \delta b$.

Конструкция элементлари эзилишга қуйидаги формула билан текширилади:

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P}{F_{\text{эз}}} \leq [\sigma_{\text{эз}}], \quad (58)$$

бу ерда $F_{\text{эз}}$ — эзилиш юзи; $[\sigma_{\text{эз}}]$ — эзилишда рухсат этилган кучланиш. Одатда, $[\sigma_{\text{эз}}] = (1,7 \div 2,2) [\sigma]$ деб қабул қилинади.



74-расм.

13-мисол. Кесилиш ва эзилишга мустаҳкамлик шартига биноан 75-расмда кўрсатилган бирикмадаги болтнинг зарур диаметри аниқлансин. $\delta=20$ мм, $\delta_1=12$ мм, рухсат этилган кучланиш $[\tau_{\text{кес}}]=100$ Н/мм², $[\sigma]=240$ Н/мм², қўзувчи куч $P=120$ кН. Болт тешикка заворсиз киради.

Ечиш: Болт эзилишга бир вақтда икки кесими— m ва n кесимлари билан ишлатгани учун кесилиш юзи

$$F_{\text{кес}} = 2 \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{2}$$

бўлади.

Кесилишга мустаҳкамлик шартидан қуйидагини ҳосил қиламиз.

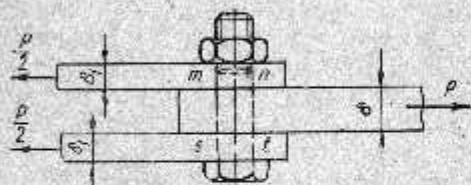
$$F_{\text{кес}} \geq \frac{P}{[\tau_{\text{кес}}]}$$

ёки

$$\frac{\pi d^2}{2} \geq \frac{P}{[\tau_{\text{кес}}]}$$

бундан

$$d \geq \sqrt{\frac{2P}{\pi[\tau_{\text{кес}}]}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100}} = 27,6 \text{ мм}$$



Масалада берилганларга кўра $2\delta_1 > \delta$, шунинг учун эзилиш нуқтаи назаридан икки серияга ҳавфлидир; эзилиш юзи

$$F_{\text{эз}} = d\delta$$

Эзилишга мустаҳкамлик шартидан

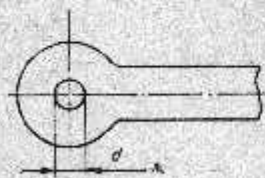
$$F_{\text{эз}} \geq \frac{P}{[\sigma_{\text{эз}}]}$$

ёки

$$d\delta \geq \frac{P}{[\sigma_{\text{эз}}]}$$

бундан

$$d \geq \frac{P}{\delta[\sigma_{\text{эз}}]} = \frac{120 \cdot 10^3}{20 \cdot 240} = 25 \text{ мм}$$



75-расм.

Кесилишга ва эзилишга мустаҳкамлик шартидан топилган диаметрнинг икки қийматидан каттагисини, яъни $d \geq 27,6$ мм ни қабул қилиш керак; ГОСТ бўйича бу болт резьба кесилмаган қисмининг диаметри 28 мм ва М 27 резьбали болтдир.

38- §. Пайванд бирикмаларни ҳисоблаш

Пайвандлаш пўлат конструкциялар элементларини бириктиришнинг энг механизациялаштирилган ва такомиллаштирилган усулидир.

Кўпинча листлар валик (бурчак) чоклар ёрдамида устма-уст қўйиб пайвандланади. Валик чоклар, агар улар куч йўналишига параллел жойлашган бўлса, фланг (ёки фланг) чоклар деб (76-расм, а), агар улар куч йўналишига перпендикуляр жойлашган бўлса, рўпара чоклар деб (76-расм, б), агар таъсир этаётган куч йўналишига бурчак ҳосил қилиб жойлашган бўлса, қийшиқ чоклар деб (76-расм, в) аталади.



76-расм.

Валик чоклар кесилишга қаршилиги бўйича мустаҳкамликни ҳисобланади. Ҳисобий кесилиш кесими учун $F = lh$ олинади, бу ерда l —валик чокнинг узунлиги; h —чокнинг ҳисобий эни бўлиб, у пайвандланган листларнинг қалинлиги билан қуйидагича боғланган (76-расм, б):

$$h = \delta \cos 45^\circ \approx 0,7\delta \quad (59)$$

Турли қалинликдаги листлар пайвандланганда чок баландлигини ҳисоблашда ҳисобга минимал қалинлик киритилади.

Пайванд чокнинг мустаҳкамлик шarti қуйидаги кўринишда ёналади:

$$\tau = \frac{P}{lh} = \frac{P}{0,7M} \leq [\tau_{\text{кес}}] \quad (60)$$

бу ерда $[\tau_{\text{кес}}]$ —пайванд чок учун кесилишда рухсат этилган кучланиш.

Кўпинча листлар учма-уч қилиб пайвандланган бирикма қўлланилади, бунда пайвандланган листлар орасидаги завор

суяқланган металл билан тўлдирилади. Бириктириладиган элементлар жуда қалин бўлганда уларнинг четлари пайвандлашдан олдин махсус ишланади. Учма-уч пайванд чокнинг мустаҳкамлиги, одатда, пайвандланадиган металлнинг мустаҳкамлигидан кам бўлмайди.

Учма-уч бирикмадаги пайванд чок бириктириладиган элементлар қандай деформацияда ишласа, деформациянинг шу турига, кўпинча чўзилишга ёки сиқилишга ишлайди.

Бу ҳолда чокнинг мустаҳкамлик шarti қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\sigma = \frac{P}{Ih} = \frac{P}{I_0} \leq [\sigma'] \quad (61)$$

бу ерда $[\sigma']$ — пайванд чокнинг чўзилишида ёки сиқилишида рухсат этилган кучланиш.

20- машқ

1. 73-расмдаги парчин миҳ учун $d = 20$ мм, $\delta = 16$ мм, кесилиш ва эзилиш юзларини аниқлаш. $P = 60$ кН; кесилиш ва эзилиш кучланишини ҳисоблаш.

2. Тешик ўйишда зарур кучни аниқлаш учун лист материалнинг қандай механикавий хоссасини билиш керак?

А. Оқиш чегарасини. Б. Чўзилишдаги мустаҳкамлик чегарасини. В. Кесилишдаги мустаҳкамлик чегарасини.

3. Парчин миҳ диаметри икки марта ортди. Кесилишдаги ҳисобий кучланиш қандай ўзгаради?

А. Икки марта камаяди. Б. Тўрт марта камаяди.

4. Агар чок эни икки баравар камаяд, пайванд бирикма учун рухсат этилган кучланиш (бошқа ҳамма шароитлар бир хил бўлганида) неча марта ўзгаради?

А. Тўрт марта камаяди. Б. Икки марта камаяди.

IX БОБ. БУРАЛИШ

39- §. Соф силжиш

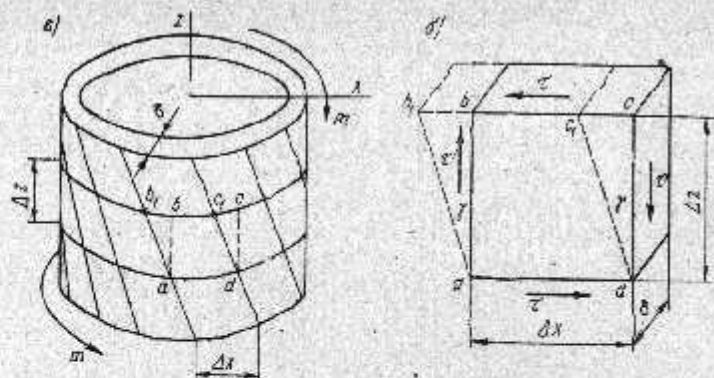
Соф силжиш юққа деворли трубаанинг буралишида экспериментал амалга оширилиши мумкин (77-расм, а), шунинг учун ҳам силжиш деформациясини назарий тадқиқ қилиш масаласи „Буралиш“ темасига киритилган.

Энди, юққа деворли трубадан кесиб олинган $abcd$ элементни кўриб чиқамиз (77-расм, б).

Уринма кучланишлар ҳосил бўлганда элемент қийшайди. Агар ad ёқ маҳкамланган деб ҳисобланса, у ҳолда bc ёқ b, c вазиятга силжийди. Ёқлар орасидаги ҳамма тўғри бурчаклар айнан бир γ катталиқ қадар ўзгаради. Элементар параллелепипеднинг ёқлари орасидаги тўғри бурчакнинг ўзгаришидан иборат бўлган γ бурчак *силжиш бурчаги* деб аталади.

Уринма кучланишларнинг катталиги τ ва нисбий силжиш деб ҳам аталадиган силжиш бурчаги γ ўзаро тўғри пропорционал, яъни Гук қонуни билан боғланган:

$$\tau = G \gamma \quad (62)$$



77-расм.

Бу формулага кирган G катталиқ *силжиш модули* деб аталади. Бу катталиқ силжиш деформациясида материалнинг бириклигини ифодалайди. γ исмсиз сон билан ифодалангани учун силжиш модули G ҳам бўйлама эластиклик модули E каби кучланиш ўлчанадиган бирликлар: Н/мм², кгк/см² ҳисобида ўлчанади.

Изотроп материалларнинг эластиклик модули катталиги E ва силжиш модули катталиги G ўртасида қуйидаги боғланиш бор, уни исботсиз келтирамиз,

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad (63)$$

бу ерда μ —кўйдаланг деформация коэффициенти (Пуассон коэффициенти).

Агар $\mu = 0,25$ деб олинса, у ҳолда $G = 0,4E$, агар $\mu = 1/3$ бўлса, у ҳолда $G = 0,375 E$ бўлади.

G ва E ўртасидаги келтирилган боғланиш тажрибаларда тасдиқланган.

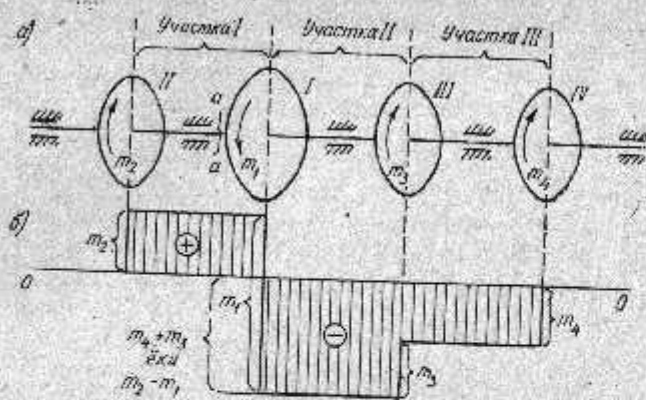
40- §. Буровчи моментлар өпюраси

Валларни лойиҳалашда бурилишга оид ҳисоблашларни бажаришга тўғри келади.

Бу ерда, кўпинча, вал узатадиган қувват N бўйича валга таъсир этувчи момент m нинг катталиги ва унинг бир минутдаги айланишлари билан ўлчанадиган айланиш частотаси n аниқланади. Бу катталиқлар орасида қуйидаги боғланиш мавжуд:

$$m = 9,5 \frac{N}{n} \quad (64)$$

Бу формулада моментнинг катталиги, агар қувват кгк·м/с билан ифодаланса, кгк/м ҳисобида, агар қувват ватт (Вт) билан ифодаланса, Н/м ҳисобида келиб чиқади.



78- расм.

Айланма ҳаракат двигателдан узатиш вали ёрдамида бир неча иш машиналарига узатилганда буровчи моментнинг катталиги вал узунлиги бўйича ўзгармасдан қолмайди. Буровчи моментнинг вал узунлиги бўйича ўзгариш характерини буровчи моментлар эпюраси ёрдамида энг яққол тасвирлаш мумкин. Бундай эпюранинг бир неча шкив маҳкамланган вал учун қурилишини кўриб чиқамиз (78- расм, а); шкив I двигателдан айланма ҳаракат олади, шкивлар II, III ва IV бу ҳаракатни станокларга узатади. Ҳар қайси шкивнинг валга узатадиган моменти (61) формула билан ҳисобланади. Момент m_1 нинг йўналиши m_2 , m_3 ва m_4 моментларнинг йўналишига қарама-қарши. Турғун ҳаракатда (вал бир текис айланганда), подшипниклардаги ишқаланишни ҳисобга олмасдан, валнинг мувозанат шартидан қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\sum M_{ic} = 0; -m_2 + m_1 - m_3 - m_4 = 0.$$

Буровчи моментнинг катталиги валнинг шкивлардан ташқи моментлар узатиладиган қисимларида ўзгаради. Вални учта участкага бўламиз (78-расм, а) ва бу участкалардан ҳар қайсисининг кўндаланг қисимларидаги буровчи моментларини аниқлаймиз. I участканинг II ва I шкивлар орасидаги исталган кўндаланг қисмидаги буровчи момент кесиб ташланган чапқи қисмга таъсир қилувчи ташқи жұфт куч моменти m_2 ни мувозанатлайди, яъни $M_{01} = m_2$.

Унг қисмини мувозанат шартини нуқтаи назардан текширганимизда ҳам, табиийки, худди шу натижани олган бўлардик:

$$M_{01} = m_1 - m_3 - m_4 = m_2.$$

II участканинг I ва III шкивлар орасидаги кўндаланг қисимларида ҳам буровчи момент худди шу йўл билан ҳисобланади:

$$M_{02} = m_2 - m_1 = -m_3 - m_4.$$

III участкада III ва IV шкивлар орасида эса:

$$M_{03} = m_3 - m_1 + m_4 = -m_1.$$

Шундай қилиб, валнинг бирор қесимидаги буровчи момент сон жиҳатидан валга унинг ўқиға перпендикуляр текисликларда таъсир этадиган ва кўриб чиқиладиган қесимдан бир томонга қўйилган ташқи жұфт кучларнинг алгебраик йиғиндисига тенг. Буровчи моментларнинг эпюраси горизонтал OO дан (78- расм, б) валнинг тегишли участкаларининг кўндаланг қисимларидаги буровчи моментларга пропорционал ординаталарни олиб қўйиш йўли билан бўйлама кучларнинг эпюрасига ўхшаш қурилади.

Вал кўндаланг қесимида буровчи моментнинг ишораси ташқи моментларнинг йўналишига қараб аниқланади. Ташқи моментлар кесиб ташланган қесимни ўтказилган қесим томонидан қаралганда соат стрелкаси ҳаракати йўналишида айлантirse, буровчи момент мусбат бўлади.

Буровчи моментлар эпюрасининг мусбат ординаталари эпюра ўқи ёки базаси деб аталган горизонтал чизиқ OO дан юқорига, манфий ординаталари эса ундан пастга қўйилади.

14- мисол. 79- расм, а даги вал учун буровчи моментлар эпюраси қурилин. Шкив I валнинг айланмиш частотаси $n = 240$ айл/мин бўлган двигателдан $N_1 = 52$ кВт қувват олади, шкивлар II, III, ва IV эса тегишлича $N_2 = 15$ кВт, $N_3 = 17$ кВт, $N_4 = 20$ кВт қувват олади.

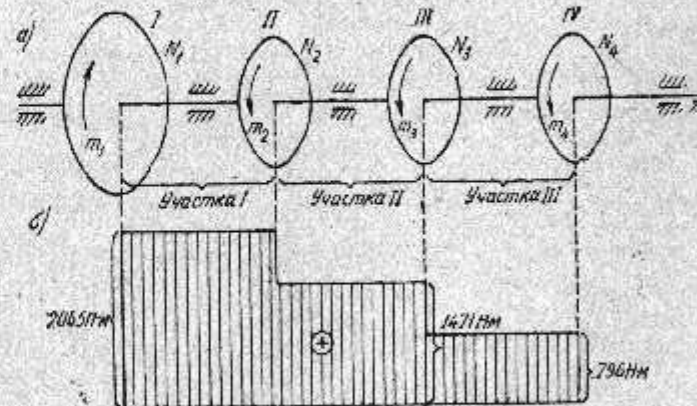
Ечиш. (64) формула билан шкивлар узатадиган қувватларнинг қийматини аниқлаймиз. Шкив I узатадиган қувват:

$$m_1 = 9,55 \frac{N_1}{n} = 9,55 \frac{52 \cdot 10^3}{240} = 2067 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Қолган шкивлар узатадиган моментлар:

$$m_2 = 9,55 \frac{N_2}{n} = 9,55 \frac{15 \cdot 10^3}{240} = 596 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$m_3 = 9,55 \frac{N_3}{n} = 9,55 \frac{17 \cdot 10^3}{240} = 675 \text{ Н} \cdot \text{м};$$



79- расм.

$$m_4 = 9.55 \frac{N_1}{n} = 9.55 \frac{20 \cdot 10^3}{240} = 796 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Шуни ҳисобга олиш керакки, мувозанат шартига кўра, подшипниклардаги ишқаланишлар назарга олинмаса, қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\sum M_{1z} = 0;$$

$$m_1 - m_2 + m_3 + m_4 \text{ ёки } 2067 = 596 - 875 + 796.$$

Вални учта участкага бўламиз (79-расм, а) ва буровчи моментлар эпюраларини қуришга киришамиз. Кўндаланг кесимини I участкада I ва II шкивлар орасида ўтказамиз ҳамда ташлаб юборилган ўнг қисмининг чап қисмига таъсирини кўриб чиқамиз. Ўтказилган кесимдан чанда $M_{61} = m_1 = 2067 \text{ Н} \cdot \text{м}$ буровчи момент ҳосил бўлади, чап қисмининг ўнг қисмига таъсирини кўриб чиққанамизда ҳам худди шу қийматини ҳосил қиламиз. II участкада II ва III шкивлар орасида ҳам буровчи моментни худди шу тарзда тонамиз:

$$M_{62} = m_1 - m_2 = 2067 - 596 = 1471 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

ва III участкада III ва IV шкивлар орасидаги буровчи момент:

$$M_{63} = m_1 - m_2 - m_3 = 2067 - 596 - 875 = 796 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

79-расм, б да M_6 лини ҳисоблаб тоналган қийматлари бўйича буровчи моментлар эпюраси қуралган.

21- машқ

1. Вал бир текис айланада (80-расм), етакловчи шкивдаги айлантирувчи момент $m_1 = 5000 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Етакловчи шкивдаги m_2 моментининг катталиги ва йўналишини аниқланг. Буровчи моментлар эпюрасини қуриг.

2. Валнинг қайси участкалари буралишни кўрсатиш (80-расм).

А. Валнинг ҳамма участкалари буралади. Б. Валнинг шкивлар орасидаги участкалари буралади.

3. 81-расмда буровчи моментлар эпюраси кўрсатилган. Буровчи моментнинг вални мустақамликка ҳисоблашда олинishi керак бўлган максимал катталиги қанчага тенг бўлади?

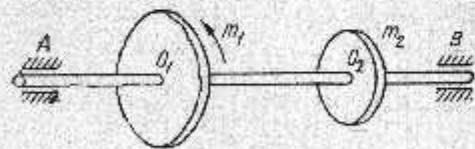
А. 2000 Н·м. Б. 1500 Н·м.

4. Буровчи моментлар эпюрасида (81-расм) валнинг шкивлар ўрнатилган кесимлари тегишлича А, В, С, D нуқталар билан белгиланган. Қайси нуқта етакловчи шкив ўрнатилган кесимга тегишли эканлигини кўрсатиш, бу шкивдаги айлантирувчи момент қанчага тенг?

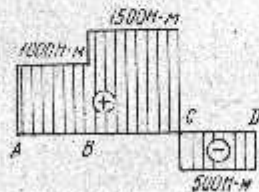
А. Етакловчи шкив С кесимда ўрнатилган; максимал айлантирувчи момент 1500 Н·м. Б. Етакловчи шкив С кесимда ўрнатилган; максимал айлантирувчи момент 2000 Н·м.

Б. Етакловчи шкивнинг қандай жойлаштирилиши рационал. 78-расм, а даги схема бўйичаи ё 79-расм, а даги схема бўйичаи?

А. Етакловчи шкивнинг 78-расм, а дагидек жойлаштирилиши. Б. Етакловчи шкивнинг 79-расм, а дагидек жойлаштирилиши.



80-расм.



81-расм.

41- §. Доиравий кесимли бруснинг буралишидаги кучланишлар ва деформациялар

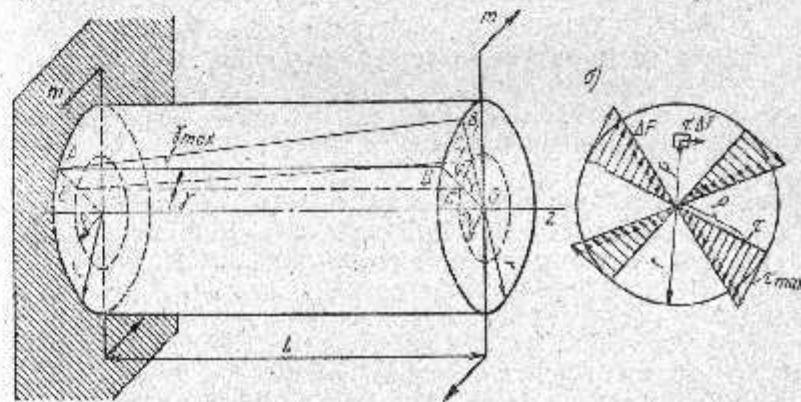
Буралишга ишлайдиган брусда кучланишлар ва буралиш бурчаклари аниқланадиган формулаларни тажрибада тасдиқланган қуйидаги фаразлар асосида келтириб чиқарамиз:

1) бруснинг кўндаланг кесими деформацияда текислигича (қийшаймайди) ва брус ўқига перпендикулярлигича қолади (текис кесимлар ҳақида гипотеза);

2) кўндаланг кесимлар орасидаги масофа ўзгармасдан қолади;

3) кўндаланг кесимларда ўтказилган радиуслар деформацияда қийшаймайди.

Буралишда бруснинг айрим элементлари силжиш деформациясига учрайди. Ҳақиқатан ҳам (82-расм, а) кўндаланг кесимнинг брус ичкарида унинг ўқидан ρ масофада ўтказилган бирор EC ясовчида деформациягача ётган C нуқтаси \vec{EC}_1 вазиятга кўчади.



82-расм.

Бруснинг EC ясовчида ўқдан ρ масофада жойлашган элементлари учун силжиш γ бурчак билан ифодаланади, бу бурчакнинг деформацияси жуда кичик бўлганлигидан уни ўз тангенсига тенг деб ҳисоблаш мумкин, яъни $\gamma \approx \tan \gamma$ ва, бинобарин,

$$CC_1 = l \gamma \quad (a)$$

Бошқа томондан, кўндаланг кесимларнинг радиуслари эгриланмаслигини ҳисобга олиб, CC_1 ни ρ бурчакка мос келадиган марказий ёй сингари ифодалаш мумкин:

$$CC_1 = \rho \varphi \quad (b)$$

CC_1 ёйнинг ҳосил қилинган қийматларини тенглаштириб, қуйидагини оламиз:

$$l \gamma = \rho \varphi, \text{ бундан } \gamma = \rho \frac{\varphi}{l}. \quad (c)$$

Бинобарин, кўндаланг кесимда силжиш бурчаги вал ўқидан масофа ρ га тўғри пропорционал. Нисбий бурилиш бурчагини ёки бирлик узунликка тўғри келадиган бурчакни аниқлайдиган $\frac{\varphi}{l}$ катталик валнинг ҳар қайси кесими учун доимийдир. $\rho = r$ да силжиш бурчагининг қиймати максимал бўлади:

$$\tau_{\max} = r \frac{\varphi}{l}$$

Бруснинг алоҳида элементлари силжиганида унинг кўндаланг қисмларида уринма кучланишлар ҳосил бўлади, уларни силжиш учун Гук қонуни бўйича аниқлаш мумкин:

$$\tau = G \gamma = G \rho \frac{\varphi}{l} \quad \text{ва} \quad \tau_{\max} = G \tau_{\max} = G r \frac{\varphi}{l} \quad (r)$$

τ ни τ_{\max} орқали ифодалаб қуйидагини топамиз:

$$\tau = G \tau_{\max} \frac{\rho}{r} = \tau_{\max} \frac{\rho}{r}, \quad (d)$$

яъни уринма кучланишлар кўндаланг кесимда радиус узунлиги бўйлаб чизиқли қонун билан ўзгаради. Бурилишда кўндаланг кесимлардаги силжиш айланага ўтказилган уринмалар йўналишида содир бўлади. Шунинг учун кесимнинг бирор нуктасида уринма кучланишнинг йўналиши тегишли радиусга перпендикуляр.

Уринма кучланишларнинг брус кўндаланг кесими бўйича тақсимланиш қонуни қарор топтирилгандан кейин айти кўндаланг кесимда ҳосил бўладиган буровчи моментга қараб, бу кучланишларнинг катталигини аниқлаш мумкин.

Агар ΔF —кесим F элементар майдончасининг юзи бўлса (82-расм, б га қаранг), у ҳолда брус ўқидан ρ масофада жойлашган бу майдончадаги элементар ички куч $\tau \Delta F$ га, бу кучнинг брус ўқига нисбатан momenti эса $\tau \Delta F \rho$ га тенг бўлади.

Кўндаланг кесимда ҳосил бўладиган барча элементар ички уринма кучлар моментларининг йиғиндисини айти кесимдаги буровчи момент M дан иборат, яъни

$$\sum \tau \Delta F \rho = M_0.$$

τ ни (d) боғланишга кўра $\tau_{\max} \frac{\rho}{r}$ билан белгилаб ва доимий кўпайтувчи $\frac{\tau_{\max}}{r}$ ни йиғинди белгисидан ташқарига чиқариб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\frac{\tau_{\max}}{r} \sum \Delta F \rho^2 = M_0.$$

Олдинги айтилганлардан маълумки (25-§ га қаранг), $\sum \Delta F \rho^2$ йиғинди кесимнинг қутбий инерция momenti $J_p = \sum \Delta F \rho^2$ дан иборат.

Шундай қилиб; $\frac{\tau_{\max}}{r} J_p = M_0$, бундан

$$\tau_{\max} = \frac{M_0 r}{J_p}. \quad (65)$$

Қуйидаги

$$\tau = \frac{\rho}{r} \tau_{\max}$$

ни ҳисобга олсак

$$\tau = \frac{M_0}{J_p} \rho. \quad (66)$$

Ҳосил қилинган формула доиравий кўндаланг кесимли бруснинг бурилишида исталган кўндаланг кесимдаги уринма кучланишни аниқлайди. Брус ўқига яқин нукталардаги кучланишлар кичик, шу сабабли бруснинг массасини камайтириш учун баъзан унинг ички қисми олиб ташланади ва ҳаво қилинади—ҳалқасимон кесимли қилинади. Кўндаланг кесимдаги кучланиш бруснинг сиртқи нукталарида, яъни унинг ўқидан энг узоқдаги нукталарда энг катта қийматига етади.

(65) формулани τ_{\max} учун қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$\tau_{\max} = \frac{M_0}{\frac{J_p}{r}} = \frac{M_0}{W_p} \quad (67)$$

$\frac{J_p}{r} = W_p$ нисбат кесимнинг қутбий қаршилик momenti деб аталади.

J_p катталикни $r=0,5d$ радиусга бўлиб, доиранинг қутбий қаршилик momentини ҳисоблаймиз:

$$W_p = \frac{J_p}{0,5d} = \frac{\pi d^4}{32 \cdot 0,5d} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3. \quad (68)$$

Худди шунга ўхшаш, ҳалқасимон кесим учун

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} (1 - \alpha^4) \approx 0,2d^3 (1 - \alpha^4), \quad (69)$$

бу ерда $\alpha = \frac{d_1}{d_2}$.

82-расм, а да тасвирланган бруснинг бурилиш бурчагини (2) тенгламадан аниқлаймиз:

$$\varphi = \frac{l \tau_{\max}}{G r}$$

$\tau_{\max} = \frac{M_0 r}{J_p}$ боғланишни ҳисобга олиб, узил-кесил қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\varphi = \frac{l \tau_{\max}}{G r} = \frac{l M_0 r}{G r J_p} = \frac{M_0 l}{G J_p}. \quad (70)$$

φ бурчакнинг қийматлари радиан билан ифодаланadi. Бурилиш бурчагини (70) формуладан бруснинг фақат ўзгармас кўндаланг кесимли участкаси учун бу участканинг узунлиги бўйлаб буровчи момент ўзгармаслиги шarti билан аниқлаш мумкин.

42- §. Буралишда мустаҳкамликни ва бикрликни ҳисоблаш

Яхлит довравий ёки ҳалқасимон кўндаланг кесимли бруснинг буралишдаги мустаҳкамлиги қуйидаги шартдан аниқланади:

$$\tau = \frac{M_0}{W_p} \leq [\tau_0]. \quad (71)$$

(71) формула ҳисоблашларнинг қуйидаги уч тури учун асос бўлиб хизмат қилиши мумкин.

1. Валнинг энг катта буровчи моменти ва кўндаланг кесимнинг ўлчамлари маълум бўлганда *мустаҳкамликни текшириш* (текшириш ҳисоби) бевосита (71) формула билан ҳисобланади.

2. *Кесим танлаш* (лойиҳа ҳисоби). (71) тенгсизликни W_p га нисбатан ечиб, қутбий қаршилиқ моментини ва, демак, қуйидаги мустаҳкамлик шартига биноан вал диаметри аниқланадиган формулани ҳосил қиламиз:

$$W_p \geq \frac{M_0}{[\tau_0]} \quad (72)$$

W_p нинг топилган қийматларига қараб валнинг талаб этилган диаметри (68) ёки (69) формуладан аниқланади.

3. Вал кесимининг ўлчамлари маълум бўлганида ва рухсат этилган кучланиш берилганда *рухсат этилган буровчи моментни аниқлаш*:

$$[M_0] = W_p [\tau_0] \quad (73)$$

Валлар лойиҳалашда мустаҳкамлик шартига риоя қилишдан ташқари, вал бикр бўлиши ҳам талаб этилади, яъни буралиш бурчаги белгиланган катталиқдан ортиб кетмаслиги керак. Валнинг бикрлик узунлиги тўғри келадиган буралиш бурчагини θ билан белгилаб, валнинг бикрлигини ҳисоблаш учун формула тузиш мумкин:

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_0}{G J_p} \leq [\theta]. \quad (74)$$

Бу формулада рухсат этиладиган буралиш бурчаги $[\theta]$ ни, агар M_0 Н·м билан, G эса Н/м² билан, ва J_p — м⁴ билан ифодаланган бўлса, рад/м ҳисобида, агар M_0 — Н·мм билан, G — Н/мм², J_p — мм⁴ билан ифодаланган бўлса, рад/мм ҳисобида ифодалаш зарур.

Валнинг вазифасига кўра $[\theta] = (0,45 \div 1,75) 10^{-2}$ рад/м қабул қилинади, бу эса тахминан $[\theta] = (0,25 \div 1,0)$ град/м га тўғри келади.

Агар нисбий буралиш бурчагини валнинг 1 м узунлигига тўғри келадиган градуслар билан ҳисобласак, (74) формула ўрнига қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\theta = \frac{180}{\pi} \frac{M_0}{G J_p} \leq [\theta], \quad (75)$$

бу ерда M_0 , G ва J_p катталиқларнинг ўлчов бирликлари (74) формулада кўрсатилганларининг айнан ўзи.

• Эксплуатация шартларига кўра конструкциянинг буралиш бурчакларининг жуда катта бўлишига йўл қўйилмайди. Масалан, тишли узатмаларда валларнинг буралиш бурчаклари анча катта бўлганда ғилдирак тишлари қийшайиб кетади. Натижада тишларнинг сиртлари увоқлашиб кетиши ва узатма синиши мумкин, шу сабабли валларнинг зарур бикрлиги амалда ҳамма вақт таъминланган бўлиши керак.

(74) ёки (75) формулалар ёрдамида мустаҳкамликни ҳисоблашдаги масалаларга ўхшаш уч масала ечилади.

1. Валнинг буровчи моменти, ўлчамлари ва материали, шунингдек, рухсат этилган буралиш бурчаги берилганда *бикрлигини текшириш* (текшириш ҳисоби).

2. *Бикрлик шarti бўйича кесим танлаш* (лойиҳа ҳисоби). (74) тенгсизликдан талаб этиладиган катталиқ ва, демак, вал диаметри аниқланадиган формулани ҳосил қиламиз, бикрлик шarti бўйича

$$J_p \geq \frac{M_0}{G[\theta]}. \quad (76)$$

J_p нинг топилган қийматлари асосида вал диаметри (38) ва (30) формулалардан аниқланади.

3. *Бикрлик шarti бўйича рухсат этилган буровчи моментни аниқлаш*:

$$[M_0] = G J_p [\theta] \quad (77)$$

15- мисол. Пулат валнинг кўндаланг кесимларида $M_0 = 200$ Н·м, буровчи момент ҳосил бўлади. Вал диаметри $d = 65$ мм, салқинш модули $G = 0,8 \cdot 10^5$ Н/мм². Валнинг мустаҳкамлиги ва бикрлиги текширилсин. Рухсат этилган кучланиш $[\tau_0] = 40$ Н/мм², рухсат этилган буралиш бурчаги $[\theta] = 0,85$ град/м.

Е ч и ш. Валнинг мустаҳкамлигини (71) формула билан текширамиз.

$$\tau = \frac{M_0}{W_p} = \frac{2000 \cdot 10^3}{53,9 \cdot 10^3} = 37,2 \text{ Н/мм}^2 < [\tau_0] = 40 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\text{бу ерда } W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 65^3}{16} = 53,9 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Бикрликни текшириш учун қутбий инерция моментининг қийматини ҳисоблаймиз:

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 65^4}{32} = 175 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Рухсат этиладиган буралиш бурчаги катталигини 1 мм тўғри келадиган радианларга ўтказамиз:

$$[\theta] = [\theta] \frac{\pi}{180 \cdot 1000} = \frac{0,85 \cdot 3,14}{180 \cdot 10^3} = 0,148 \cdot 10^{-1} \text{ рад/м}.$$

(74) формулага J_p ва $[\theta]$ нинг қийматларини қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\theta = \frac{M_0}{G J_p} = \frac{2000 \cdot 10^3}{0,8 \cdot 10^5 \cdot 175 \cdot 10^4} = 0,143 \cdot 10^{-1} < [\theta] = 0,148 \cdot 10^{-1}$$

Бинобарин, бу мисолда вал диаметри мустаҳкамлик шartини ҳам, бикрлик шartини ҳам қапоатлантиради.

1. Агар кучланмиш материалнинг буралишдаги пропорционалик чегарасидан ортиб кетмаса, буралишдаги Гук қонуни тўғрими?

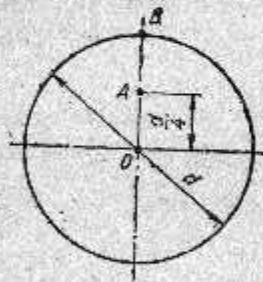
А. Тўғри Б. Нотўғри

2. $d = 30$ мм ли доғравий яхлит вал кесимининг кутбий қаршилик моменти-ни ҳисобланг.

3. Кўндаланг кесимнинг қайси нуқтаси учун (83-расм) кучланмиш

$\frac{M_b}{W_p} = \frac{16M_b}{\pi d^3}$ формула билан ҳисоблаш мумкинлигини кўрсатинг.

А. А нукта учун Б. В нукта учун В. О нукта учун.



83-расм.

4. А нуктадаги кучланмиш (83-расм) В нуктадаги кучланмишдан неча марта кичик.

А. Тўрт марта. Б. Икки марта.

Вал кўндаланг кесимдаги уринма кучланмишлар эҳсосини таъсирланг.

5. Иш (ҳисобий) уринма кучланмишларнинг катталиги вал диаметрига боғлиқми?

А. Боғлиқ. Б. Боғлиқ эмас.

6. Вал кесимининг бурилиш бурчаги вал тайёрланган материалга боғлиқми?

А. Боғлиқ. Б. Боғлиқ эмас.

7. Агар вал диаметри икки марта катталаштирилса, унинг кўндаланг кесимларидаги максимал кучланмишнинг катталиги қандай ўзгаради?

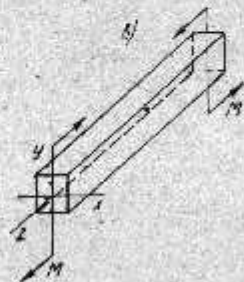
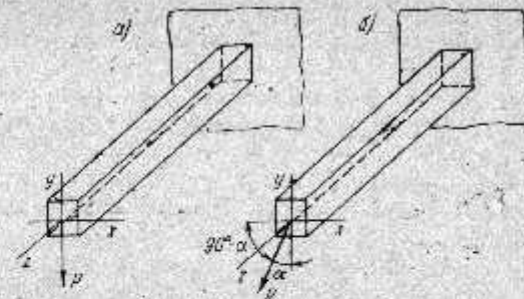
А. Икки марта камаяди. Б. Тўрт марта камаяди. В. Саккиз марта камаяди.

Х БОБ ЭГИЛИШ

43-§. Асосий тушунчалар

Эгилишга ишлайдиган бруслар балкалар деб аталади. Кўпинча, кўндаланг эгилишлар содир бўлади, бунда балка ўқиға перпендикуляр бўлган ташқи кучлар балка ўқи ва унинг кўндаланг кесимининг бош марказий ўқларидан бири орқали ўтувчи текисликда, жумладан, балканинг симметрия текислиги билан устмауст тушувчи текисликда таъсир қилади (84-расм, а). Бундай эгилиш тўғри эгилиш деб аталади. Эгилиш деформациясини ҳосил қилувчи кучлар балка ўқи орқали ўтувчи, лекин унинг кўндаланг кесимининг бош марказий ўқларининг бирортасидан ҳам ўтмайдиған текисликда таъсир қилганда эса қийишқ эгилиш содир бўлади (84-расм, б).

Балкаларнинг кўндаланг кесимларида эгилишда иккита ички куч фактори: эгувчи момент ва кўндаланг куч ҳосил бўлади. Аммо шундай хусусий ҳол ҳам бўлиши мумкинки, бунда балка кўндаланг кесимларида фақат битта куч фактори—эгувчи момент ҳосил бўлади, кўндаланг куч эса нолга тенг. Бу ҳолдаги эгилиш соф эгилиш деб аталади. У жумладан балка унинг торецларига қўйилган, қарама-қарши томонларга йўналган икки жуфт куч билан эгилганда ҳосил бўлади (84-расм, в). Соф эгилиш тўпланган кучлар билан ёки тақсимланган нагрузка билан юкланганда ҳосил бўлади. Масалан, иккита тенг куч \vec{P} билан симметрик юкланган балканинг ўртадаги участкаси соф эгилади (84-расм, д).



84-расм.

23-машқ

1. Балка кўндаланг кесимида эгувчи момент ва кўндаланг куч ҳосил бўлади. Эгилиш турини кўрсатинг.

А. Соф эгилиш. Б. Кўндаланг эгилиш.

2. 85-расмда таъсирланган балка таянчларининг реакциясини аниқлаш учун мувозанат тенгламаларининг қандай туридан фойдаланиш энг маъқул?

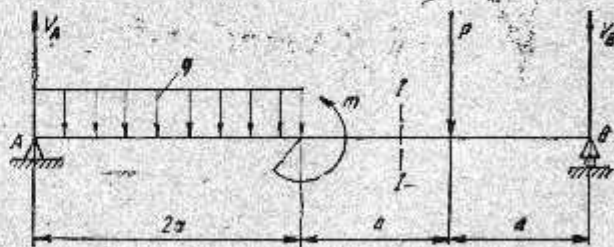
А. Мувозанат тенгламалари: $\sum P_x = 0$; $\sum M_b = 0$. Б. Мувозанат тенгламалари: $\sum M_A = 0$; $\sum M_b = 0$.

3. 85-расмда таъсирланган балка учун куйида келтирилган тенгламалардаги хатоларни топинг:

$$\sum M_A = 0; \quad q \cdot 2a \cdot a + P \cdot 3a - V_B \cdot 4a = 0,$$

$$\sum M_b = 0; \quad -Pa - q \cdot 2a \cdot 3a + V_A \cdot 4a = 0;$$

$$\sum P_x = 0; \quad V_A - P - q \cdot 2a + V_B = 0.$$



85-расм.

44-§. Балкалар кесимлардаги кўндаланг кучлар ва эгувчи моментлар

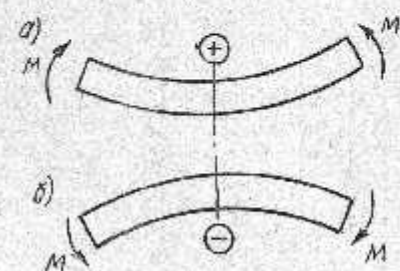
Балкаларнинг кесимларидаги ички куч факторлари кўндаланг куч Q ва эгувчи момент M — ташқи нагрузкага боғлиқ ва балка узунлиги бўйлаб ўзгаради.

Уларнинг ўзгариш қонунлари бирор тенгламалар билан ифодаланиб, уларда балка кўндаланг кесимларининг координаталари z аргументлар, Q ёки M функциялар бўлиб ҳисобланади. Бу тенгламаларни эпюра кўринишида тасвирлаш қулай, эпюраларнинг ординаталари абсиссалар z нинг ҳар қандай қийматлари учун тегишлича эгувчи момент M нинг ёки кўндаланг куч Q нинг қийматларини беради. Эгувчи моментлар ва кўндаланг кучларнинг эпюралари бўйлама кучларнинг (32-§ га қараи) ва буровчи моментларнинг эпюраси (40-§ га қараи) каби қурилади. Эпюралар қуришда кўндаланг кучлар ва моментларнинг мусбат қийматлари ўқдан юқорига қаратиб, манфийлари эса пастга қаратиб кўйилади, эпюра ўқи (ёки базаси) балка ўқига параллел қилиб ўтказилади.

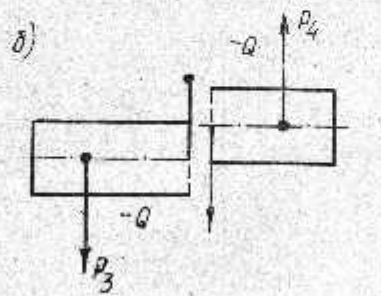
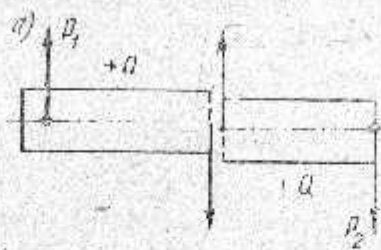
Эгувчи моментлар ва кўндаланг кучлар учун ишоралар қондасини қабул қиламиз.

Кесимдан чапда жойлашган ташқи куч кесим огирлик марказига нисбатан соат стрелкаси ҳаракати бўйича йўналган момент ҳосил қилса, у ҳолда бу кучдан ҳосил бўладиган эгувчи момент мусбат ҳисобланади. Буида балкадан ажратилган элемент торек кесимларида ҳосил бўладиган эгувчи моментлар 85-расм, а да кўрсатилгандек йўналган бўлади. Қарама-қарши йўналганда эгувчи момент манфий ҳисобланади (86-расм, б).

Эгувчи моментлар учун қабул қилинган ишоралар қондаси балка деформациясининг харақтерига боғлиқ. Масалан, балка қавариқ томони билан пастга қараб эгилса — чўзилган тоалар пастда жойлашган (86-расм, а) — эгувчи момент мусбат ҳисобланади. Қавариқ томони билан юқорига қараб эгилса — чўзилган



86-расм.



87-расм.

тоалар юқорига жойлашади — момент манфий бўлади (86-расм, б). Кўндаланг куч учун ҳам ишора деформация харақтерига боғлиқ.

Ташқи кучлар балканинг чап қисмини кўтаришга ёки ўнг қисмини туширишга интилса, кўндаланг куч мусбат (87-расм, а). Ташқи кучлар қарама-қарши томонга йўналганда, яъни улар балканинг чап қисмини туширишга ёки ўнг қисмини кўтаришга интилса, кўндаланг куч манфий (87-расм, б).

24- машқ

1. Балкага қўйилган қайси кучлар (85-расм, а га қараи) $l=1$ кесимда мусбат кўндаланг куч ҳосил қилишни кўрсатиб. А. V_A , P кучлар. Б. q_m нагрузкалар. В. V_B куч.

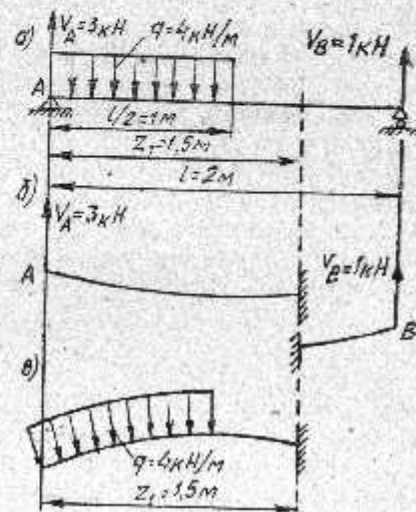
2. Балкага қўйилган қайси кучлар (85-расм, а га қараи) $l=1$ кесимда мусбат эгувчи момент ҳосил қилади.

А. P куч. Б. V_A , V_B кучлар.

3. 88-расм, а да балка кўрсатилган. Чап таянчдан $z_1 = 1,5$ м масофада ўтказилган кесимдаги кўндаланг куч ва эгувчи момент M нинг катталиги ва ишораси аниқласин. Ҳисоблашлар олдин балканинг ўнг қисмини (88-расм, б), сўнгра чап қисмини (88-расм, в) ташлаб юбориб бажарилсин.

4. Кўндаланг куч ва эгувчи момент кесимдан чап ёки ўнг томонда жойлашган ташқи кучлар бўйича ҳисоблаб топилган бўлса, уларнинг катталиги ва ишораси ўзгарадими?

А. Ўзгаради. Б. Ўзгармайди.



88-расм.

45-§. Кўндаланг кучлар ва эгувчи моментларнинг эпюралари

Энг кўп учрайдиган юкланиш ҳоллари бўлган бир нечта типавий (намунавий) мисолларни кўриб чиқамиз. Бир учи қистириб маҳкамланган, эркин учига momenti m бўлган тупланган жуфт куч билан юкланган (89-расм, а) балка учун кўндаланг кучлар ва эгувчи моментларнинг эпюраларини кўрамиз.

Бир учи қистириб маҳкамланган балкалар учун эпюралар қуришда таянч реакциялари аниқланмаса ҳам бўлади. Кесим ўтказиб, балканинг фақат ташқи кучлар қўйилган қисмининг мувозанатинигина кўриб чиқамиз. 89-расм а даги балка учун бундай қисм чап қисм бўлади. Балканинг эркин учидан z масофада бўлган ихтиёрий кесимида кўндаланг куч нолга тенг, яъни $Q=0$, чунки жуфт кучларнинг ҳар қандай ўқдаги проекцияларининг йиғиндиси нолга тенг. Эгувчи момент ҳар қандай кесимда балка эркин учига ташқи моментга тенг, у мусбат ишорали, чунки кесимдан чап томонидаги ташқи момент соат стрелкаси ҳаракати бўйича йўналган ва балка қавариқ томони пастга қараган ҳолда эгилади.

Кўндаланг кучлар ва эгувчи моментларнинг эпюралари 89-расм, б ва в да қурилган. Балка кўриб чиқилган ҳолда соф эгилади, чунки кўндаланг куч унинг ҳамма кўндаланг кесимларида нолга тенг. Соф эгилишда моментларнинг эпюралари балка ўқиға параллел бўлган тўғри чизиқдан иборат бўлади.

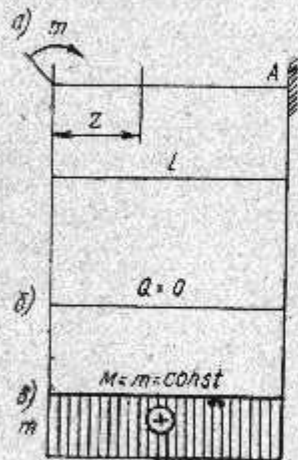
Бир учи қистириб маҳкамланган, эркин учидан тупланган куч билан юкланган балка учун (90-расм, а) эпюралар қурамыз. Бу ерда таянч реакцияларни аниқламаса ҳам бўлади. Кесим ўтказамиз ва балканинг ташқи кучлар қўйилган ўнг қисмининг мувозанатини кўриб чиқамиз (89-расм, а). Балканинг эркин учидан z масофадаги ҳар қандай кесимдаги кўндаланг куч балканинг ўнг қисмини туширишга интилади ($Q = P$). Кўндаланг кучларнинг эпюраси (90-расм, б) балка ўқиға параллел бўлган тўғри чизиқдан иборат.

Балканинг эркин учидан z масофадаги исталган кўндаланг кесимдаги эгувчи момент ташқи кучларнинг шу кесим марказига нисбатан моментига тенг ва манфий, чунки бу куч балканинг қавариқ томонини юқорига қаратиб эгади (балканинг ўнг қисмини соат стрелкаси ҳаркати йўналишида буришга интилади)

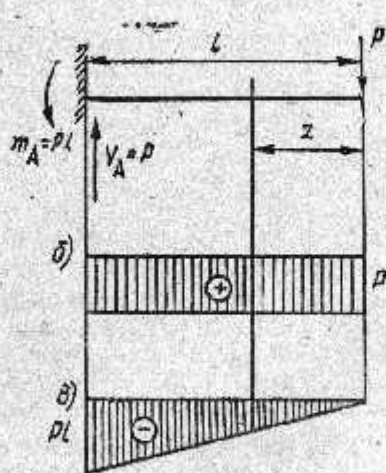
$$M = -Pz.$$

Эгувчи моментларнинг эпюраси — қия тўғри чизиқ — 90-расм, в да қурилган. Абсолют катталиги жиҳатидан эгувчи момент қистириб маҳкамланган қисмда энг катта қийматга эришади.

Қистириб маҳкамланган учки қисмидаги кўндаланг кучнинг қиймати таянч реакция қийматига тенг, эгувчи моментнинг қиймати эса бу кесимда реактив моментнинг катталигига тенг. Бу шартлардан бир учи қистириб маҳкамланган балкалар учун эпюраларнинг тўғри қурилганлигини текшириб кўришда фойдаланиш мумкин.



89-расм.



90-расм.

Бир учи қистириб маҳкамланган, узунлиги l бўйича тенг тақсимланган нагрузка қўйилган балка учун (91-расм, а) эпюралар қурамыз. Узунлик бирлигига q нагрузка тўғри келади дейлик, у ҳолда балкага таъсир қилувчи ҳамма нагрузка ql га тенг бўлади.

Бу балка учун ҳам агар унинг фақат ташқи кучлар қўйилган чап қисмининг мувозанати кўриладиган бўлса, таянч реакцияларини аниқлашнинг ҳождати йўқ.

Балканинг эркин учидан z масофада жойлашган исталган кўндаланг кесимда кўндаланг куч чап қисмга таъсир этувчи барча кучларнинг алгебраик йиғиндисига, яъни z узунликдаги участкада текис тақсимланган q нагрузканинг тенг таъсир этувчиси ($Q = -qz$) га тенг. У манфий иборати, чунки qz нагрузка кесимдан пастрга қараб йўналган, яъни чап қисмини туширишга интилади.

Кўндаланг кучларнинг эпюраси (91-расм, б) қия тўғри чизиқдан иборат бўлиб, уни икки нуқтасини билган ҳолда қуриш мумкин. $z = 0$ бўлганда $Q = 0$; $z = l$ бўлганда $Q = -ql$.

Кўндаланг куч абсолют қиймати жиҳатидан қистириб маҳкамланган қисмда энг катта қийматига эришади:

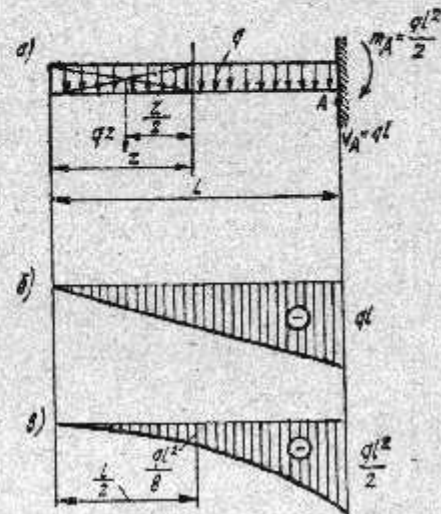
$$|Q_{\max}| = ql \quad (78)$$

Балканинг эркин учидан z масофада ўтказилган исталган кўндаланг кесимдаги эгувчи момент балканинг чап қисмида таъсир қилувчи барча кучлар моментларининг алгебраик йиғиндисига, яъни текис тақсимланган нагрузканинг qz га тенг бўлган тенг таъсир этувчисининг моментига тенг. Бу тенг таъсир этувчи z масофанинг ўртисига қўйилган (расмда штрих чизиқ билан кўрсатилган) ва унинг елкаси ўтказилган кесимга нисбатан $\frac{z}{2}$ га тенг. Исталган кесимдаги эгувчи момент

$$M = -qz \frac{z}{2} = -q \frac{z^2}{2}$$

qz куч балкани қавариқ томонини юқорига қаратиб эгиши сабабли, эгувчи момент манфий.

Эгувчи моментларнинг эпюраси параболадан иборат (91-расм, в). Турли қийматлар бериш йўли билан уни нуқталари бўйича

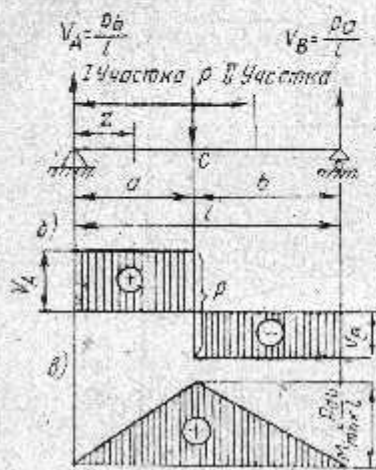


91-расм.

қуриш мумкин, $z=0$ бўлганда $M=0$; $z=\frac{1}{2}$ бўлганда $M=-\frac{ql^2}{8}$; $z=l$ бўлганда $M=-\frac{ql^2}{2}$.

Эғувчи момент абсолют катталиги жиҳатидан қистириб маҳкамланган кесимда энг катта қийматига эришади:

$$|M|_{\max} = \frac{ql^2}{2} \quad (79)$$



92- расм.

Икки таянчда ётувчи ва P куч билан юкланган балка учун (92- расм, а) эпюра қураимиз. Мувозанат тенгламасини тузамиз. Барча ташқи кучларнинг олдин ўнг таянчга нисбатан, кейин чап таянчга нисбатан моментлари йиғиндисини нолга тенглаштириб, таянч реакцияларини топамиз:

$$\sum M_B = 0; -Pb + V_A l = 0;$$

$$\sum M_A = 0; Pa + V_B l = 0,$$

бундан

$$V_A = \frac{Pb}{l}; V_B = \frac{Pa}{l}.$$

Q ва M нинг AC ва CB участкаларда ўзгариш қонуни турлича, шу сабабдан ҳар қайси участкани алоҳида кўриб чиқамиз.

AC участкадаги ҳар қандай кесимда кўндаланг куч V_A реакцияга тенг; у участканинг бутун узунлиги бўйлаб ўзгармайди ва ишораси мусбат, чунки чап қисмга таъсир қилувчи V_A куч юқорига йўналган, яъни чап қисмин кўтаради:

$$Q_1 = V_A = \frac{Pb}{l}.$$

CB участкадаги ҳар қандай кесимда кўндаланг куч V_A ва P кучларнинг айирмасига тенг бўлиб, у ҳам участканинг бутун узунлиги бўйича ўзгармайди, яъни

$$Q_2 = V_A - P = -V_B = -\frac{Pa}{l}.$$

Кўндаланг куч манфий ишорали, чунки V_B куч балканинг ўнг қисмин кўтаради. Кўндаланг кучлар эпюраси 92- расм, б да кўрсатилган. P куч қўйилган C кесимда кўндаланг куч P катталиги қадар узилади ва ишорасини ўзгартиради.

Биринчи участкадаги ҳар қандай кесимда z нинг қиймати $z=0$ дан $z=a$ гача ўзгарганда эғувчи моментнинг ифодаси қуйидаги кўринишда бўлади:

$$M_1 = V_A z = \frac{Pb}{l} z.$$

Момент мусбат ишорали, чунки V_A куч чап қисмин кесим атрофида соат стрелкаси ҳаракати йўналишида буришга интилади.

Хосил қилинган тенглама тўғри чиқиқни ифодалайди, бу чиқиқни икки нуқтасига кўри қуриш мумкин: $z=0$ бўлганда, яъни чап таянчдаги кесимда $M_1=0$; $z=a$ бўлганда, яъни P куч остидаги кесимда $M_1 = \frac{Pab}{l}$.

z нинг қиймати $z=a$ дан $z=l$ гача ўзгарганда иккинчи участкадаги ҳар қандай кесим учун эғувчи моментнинг ифодасини тузамиз

$$M_2 = V_A z - P(z-a) = \frac{Pb}{l} z - P(z-a).$$

Моментларнинг ишораси юқорида келтирилган қондага биндан қўйилган.

Эғувчи момент II участкада ҳам чиқиқли қонун бўйича ўзгарди; бу чиқиқнинг икки нуқтасини топамиз. $z=a$ бўлганда, яъни юк остидаги кесимда, $M_2 = \frac{Pab}{l}$; $z=l$ бўлганда, яъни ўнг таянчдаги кесимда, $M_2=0$.

Эғувчи моментларнинг берилган юкланишдаги тўла эпюраси ҳар қайси участкада қия чиқиқ билан тасвирланади (92- расм, в). Q ва M эпюраларини таққослашдан шу нарса келиб чиқ адики, эғувчи момент кўндаланг куч ўз ишорасини ўзгартирадиган кесимда энг катта қийматли бўлади. Бу энг катта моментнинг қиймати

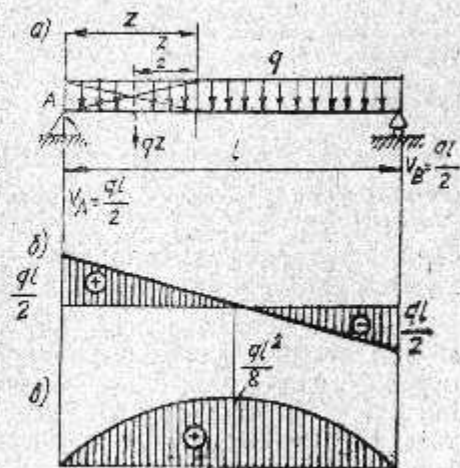
$$M_{\max} = \frac{Pab}{l}. \quad (80)$$

Интенсивлиги q булган текис тақсимланган нагрузка қўйилган (93- расм, а) икки таянчли балка учун эпюралар қураимиз. Бу ерда таянч реакцияларини аниқлаш учун мувозанат тенгламаларини ечишнинг зарурати йўқ, чунки балканинг симметрик юкланишидан тўғридан-тўғри қуйидагини топниш мумкин:

$$V_A = V_B = \frac{ql}{2} \quad (81)$$

Тенглама айниятга айланади, демак, реакциялар тўғри топилган.

А таянчдан z масофадаги ихтиёрий кўндаланг кесимда



93- расм.

кесиб ташланган чап қисми текшириб, кўндаланг кучни аниқлаймиз:

$$Q = V_A - qz = \frac{ql}{2} - qz;$$

$z = 0$ бўлганда $Q = \frac{ql}{2}$; $z = \frac{l}{2}$, бўлганда $Q = 0$;

$z = l$ бўлганда $Q = -\frac{ql}{2}$.

Q нинг эпюраси 93-расм, б да тасвирланган.

Ўтказилган кесимдаги эғувчи момент:

$$M = V_A z - qz \frac{z}{2} = \frac{ql}{2} z - \frac{qz^2}{2};$$

$z = 0$ бўлганда $M = 0$; $z = \frac{l}{2}$ бўлганда $M = \frac{ql^2}{8}$ $z = l$ бўлганда $M = 0$.

Бу тенгламага z иккинчи даражали бўлиб киради, шунинг учун M нинг эпюраси парабола билан тасвирланади (93-расм, в). Балканинг ўртасида, яъни $z = \frac{l}{2}$ да кўндаланг куч ишорасини ўзгартиради ва эғувчи момент энг катта қиймат олади:

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{8} \quad (82)$$

25- машқ

1. Балканининг учларидан z масофадаги кесимда кўндаланг кучлар $Q_1 = -P_1$; $Q_2 = -P + qz$ тенгламалар билан ифодаланган.

Кўндаланг кучларнинг эпюралари қандай чиқиқлар билан чизилган?

А. Иккала ҳолда қия тўғри чиқиқлар билан. Б. Биринчи ҳолда — балка ўқига параллел тўғри чиқиқ билан, иккинчи ҳолда — балка ўқига қия тўғри чиқиқ билан.

2. Балканининг учларидан z масофадаги кесимда эғувчи моментлар $M_1 = V_A z$; $M_2 = m + qz$ тенгламалар билан ифодаланган. Эғувчи моментларнинг эпюралари қандай чиқиқлар билан чизилган? Ифодаланган кўрсатинг.

А. Иккала ҳолда қия чиқиқлар билан. Б. Биринчи ҳолда — ўққа қия тўғри чиқиқ билан; иккинчи ҳолда — ўққа параллел тўғри чиқиқ билан.

3. Эғувчи моментларнинг балка узунлиги бўйича ўзгариш қонунилари қуйидаги

$$M = V_A z - \frac{qz^2}{2}$$

тенглама билан ифодаланган бўлса, уларнинг эпюралари қандай чиқиқлар билан чизилган?

46-§. Кўндаланг кучлар ва эғувчи моментлар эпюраларини характерли нуқталар асосида қуриш

Олдинги параграфдаги мисоллардан кўндаланг кучлар ва эғувчи моментлар эпюраларининг кўриниши билан ташқи нагрузка орасида маълум боғланиш борлиги кўриниб турибди. Бу боғланишларни қарор топтириш учун интенсивлиги q бўлган текис тақсимланган нагрузка, тўпланган куч $P = qa$ ва жуфт куч $m = qa^2$ билан юкланган балкани (94-расм, а) кўриб чиқамиз. Натижалар умумий бўлиши учун ҳамма нагрузкалар сон кўринишида эмас,

балки текис тақсимланган нагрузканинг интенсивлиги q нинг ва бирор a масофанинг функциялари тарзида берилди.

Даставвал V_A ва V_B таянч реакцияларини аниқлаймиз:

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0; & -V_B \cdot 5a + P \cdot 4a - m + q \cdot 2a \cdot a = 0, \\ & \text{бундан } V_B = qa. \end{aligned}$$

Худди шу каби $\sum M_B = 0$; $V_A \cdot 5a - q \cdot 2a \cdot 4a - m - Pa = 0$, бундан $V_A = 2qa$.

Текшириб кўрамиз. Ҳамма кучларнинг вертикал ўқларга проекцияларининг йиғиндисини нолга тенг, яъни $\sum P_{iy} = 0$ бўлиши керак, бинобарин, $V_A - q \cdot 2a - qa + V_B = 0$ ёки

$$2qa - 2qa - qa + qa = 0.$$

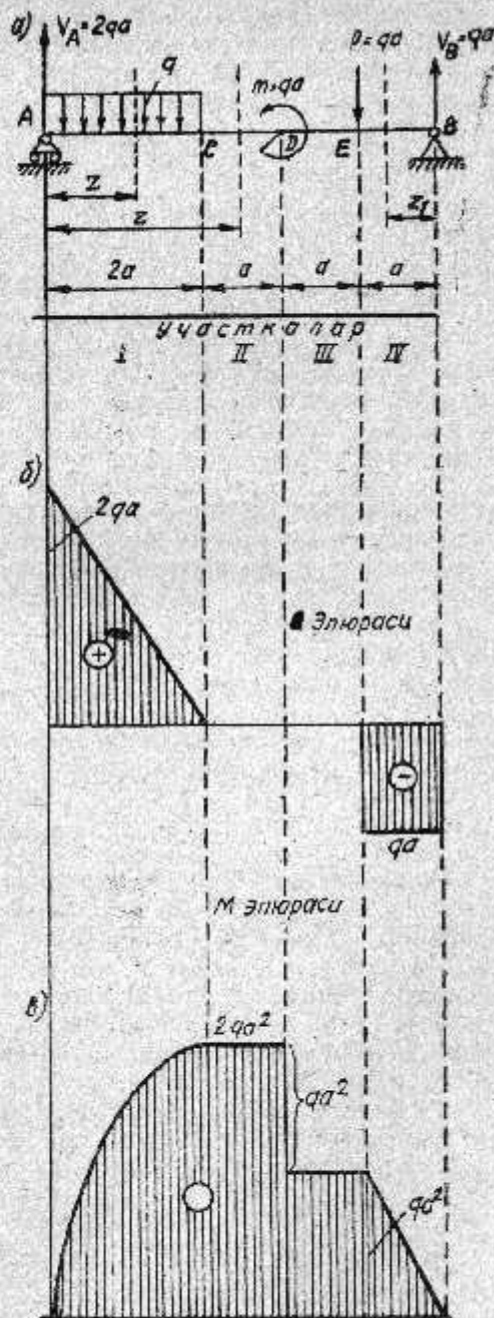
Балканинг юкланиш характерига кўра уни тўртта участкага бўламиз (94-расм, а). Балканинг ҳар қайси участкаси учун кўндаланг кучлар ва эғувчи моментларнинг эпюраларини қурамиз.

I участка. А таянчдан z масофада жойлашган кесимда кўндаланг кучни аниқлаймиз (балканинг ўнг қисмини ташлаб юборамиз):

$$Q_1 = V_A - qz$$

Бу тенглама қия тўғри чиқиқнинг тенгламасидир, чунки z бу тенгламага биринчи даражаси билан кирган. Бу тўғри чиқиқни қуриш учун икки кесимдаги кўндаланг куч топилса бас. $z = 0$ бўлганда $Q_1 = V_A = 2qa$; $z = 2a$ бўлганда

$$Q_1 = V_A - 2qa = 2qa - 2qa = 0.$$



94-расм.

Биобарин, текис тақсимланган нагрузка билан юкланган участкаларда кўндаланг кучларнинг эпюралари қия тўғри чизик билан чегараланган (94-расм, б). А таянчдан z масофада жойлашган кесимда эғувчи моментни аниқлаймиз:

$$M_1 = V_A z - gz \frac{z}{2} = V_A z - \frac{qz^2}{2}$$

Бу тенглама параболанинг тенгламасидир, чунки z унга иккинчи даражаси билан киради. Параболани қуриш учун бир нечта кесимдаги эғувчи моментни ҳисоблаш зарур. $z = 0$ бўлганда $M_1 = 0$; $z = a$ бўлганда

$$M_1 = V_A \cdot a - \frac{qa^2}{2} = 2qa^2 - \frac{qa^2}{2} = 1,5qa^2;$$

$z = 2a$ бўлганда

$$M_1 = V_A \cdot 2a - q \frac{(2a)^2}{2} = 2qa \cdot 2a - 2qa^2 = 2qa^2.$$

Бу қийматлар бўйича биринчи участкадаги эғувчи моментларнинг эпюраси 94-расм, в да қурилган.

Демак, текис тақсимланган нагрузка қўйилган участкаларда эғувчи моментлар эпюраси парабола билан тасвирланади.

II участка. Иккинчи участка кесимларидаги кўндаланг кучни аниқлаймиз:

$$Q_2 = V_A - q \cdot 2a = 2qa - 2qa = 0.$$

Бу куч II участканинг бутун узунлигидā нолга тенг (94-расм, б). Қуриладиган участка кесимларида эғувчи моментларнинг қиймати ўзгармайди:

$$M_2 = V_A z - q \cdot 2a(z - a) = 2qa^2.$$

Демак, кўндаланг куч нолга тенг бўлган участкаларда (соф эғилиш) эғувчи моментлар эпюраси ўққа параллел тўғри чизик билан чегараланган (94-расм, в).

III участка. Кўндаланг кучлар ва эғувчи моментларнинг эпюралари учинчи участкада иккинчи участкадаги каби характерга эга, лекин D кесимда тўпланган момент m қўйилганлигидан, эғувчи моментлар эпюрасида шу момент катталиги қадар „сақраш“ бўлади (94-расм, а, в).

IV участка. Учинчи участкада эпюралар қуриш учун балканинг чап қисми ташлаб юборилса, унгай бўлади, ўнг B таянчдан z_1 масофада ўтказилган кесимдаги кўндаланг кучни ҳисоблаймиз.

$$Q_1 = -V_B = -qa$$

Кўндаланг куч участканинг ҳамма кесимларида бир хил; эпюра ўққа параллел тўғри чизик билан тасвирланган (94-расм, б). Худди шу қисмидаги эғувчи момент биринчи даражали абсциссага боғлиқ:

$$M_1 = -V_B z_1 = qaz_1$$

Бу тўғри чизикни қуриш учун икки кесимдаги эғувчи моментни аниқлаш етарли. $z_1 = 0$ бўлганда $M_1 = 0$; $z_1 = a$ бўлганда $M_1 = qa^2$.

Демак, тақсимланган нагрузка бўлмаган участкаларда кўндаланг кучларнинг эпюраси ўққа параллел тўғри чизик билан, эғувчи моментлар эпюраси эса қия тўғри чизик билан чегараланади (94-расм, б ва в).

M ва Q нинг ўзаро ва ташқи нагрузка билан боғланиши ҳақидаги хулосалар балканинг ҳар қайси участкаси учун эғувчи моментлар ва кўндаланг кучларнинг тенгламаларини тузмасдан иш кўришга имкон беради. Бунда характерли кесимлар учун эпюраларнинг ординаталарини ҳисоблаш ва уларни юқорида баён этилган қоидаларга биноан, чизиклар билан бирлаштириш кифоя. Балканинг тўпланган кучлар ва моментлар қўйилган кесимлари (таянч кесимлар ҳам шунга киради), шунингдек, тенг тақсимланган нагрузкали участкаларнинг боши ва охиридаги кесимлар характерли кесимлардир. Эғувчи моментларнинг максимал қийматларини аниқлаш учун кўндаланг кучлар нолга тенг бўлгандаги моментлар қўшимча равишда ҳисобланади. Бу ҳисоблашлар эпюраларни тенгламалар тузиб қуришдагига қараганда бирмунча осон.

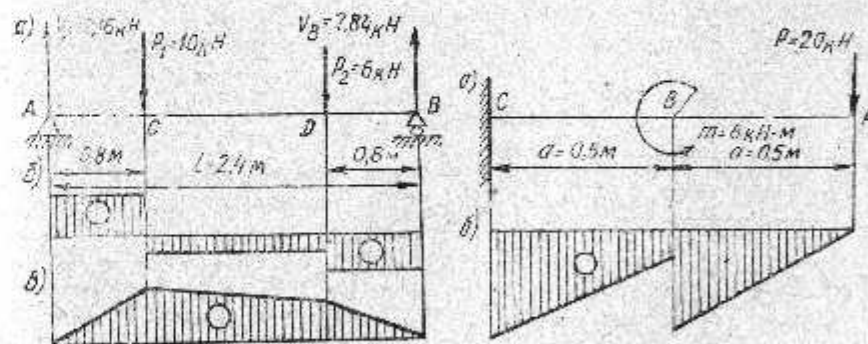
26- машқ

1. 95-расм, а да тўпланган кучлар билан юкланган балка тасвирланган. 95-расм, б ва в да кўндаланг кучлар ва эғувчи моментларнинг эпюралари келтирилган. Бу эпюраларнинг A, B, C, D характерли кесимларидаги ординаталарининг катталикларини ҳисоблаш, ишораларини қўйинг.

2. Балка тўпланган кучлар ва тақсимланган нагрузка билан юкланган бўлса, эғувчи моментлар эпюрасида сақрашлар бўлиши мумкинми?

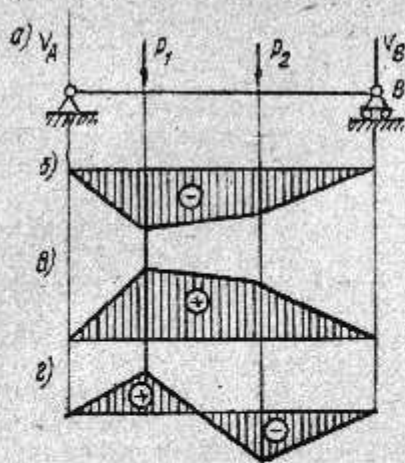
A. Бўлиши мумкин. B. Бўлиши мумкин эмас.

3. 96-расм, а да тўпланган куч P ва momenti m га тенг бўлган жуфт куч билан юкланган консол балка тасвирланган. Эғувчи моментлар эпюраси 96-расм, б да кўрсатилган. A кесимдаги, B кесимдан ўнг ва чап томондаги ва C кесимдаги эғувчи моментлар катталигини ҳисоблаш. B кесимдаги эғувчи моментлар эпюрасида сақраш катталигини аниқлаш ва кўндаланг кучлар эпюрасини қуриш.



95-расм.

96-расм.



97- расм.

4. 97-расм, а да тўпланган кучлар билан юкланган балка таъсирланган. Эгувчи моментларнинг расмда келтирилган эпюраларидан қайси бири балканинг юкланишига мос келишини аниқланг.

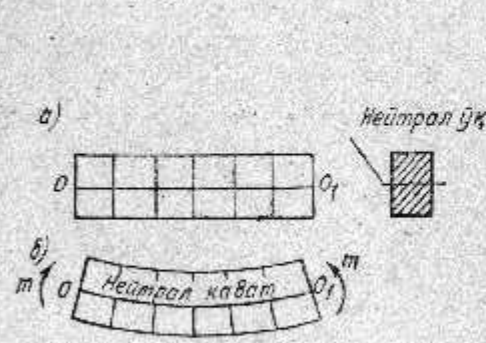
А. 97-расм, б даги эпюра. Б. 97-расм, в даги эпюра. В. 97-расм, г даги эпюра.

47-§. Эгилишдаги нормал кучланишлар

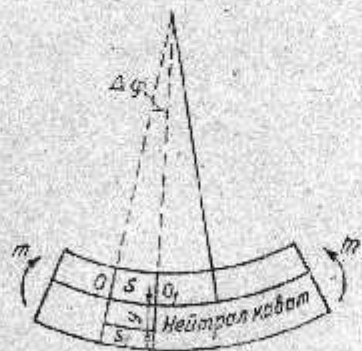
Соф эгилишда бўлган балканинг ён сиртига (98-расм, а) баландлигининг ярмида OO_1 бўйлама чизиқ ва ўзаро параллел кўндаланг чизиқлар чизамиз. Балка бўйлама симметрия текислигида таъсир қиладиган, қарма-қарши йўналган икки жуфт куч билан юкланганда (98-расм, б) деформацияланади – қавариқ томсони билан пастга қараб эгилади. Ён сиртдаги чизиқлар тўғри чизиқлигича қолади, лекин уларнинг параллеллиги бузилади. Бу чизиқлар орасидаги масофа қавариқ томонда ортади, ботиқ томонда эса камаяди. Бу чизиқлар орасидаги масофа балка баландлигининг ўртасида деформациягача қандай бўлса, шундайлигича қолади. Бундан шундай хулоса чиқариш мумкинки, эгилишда балканинг бўйлама толалари қавариқ томонда чўзилади, ботиқ томонда эса қисқаради; балка баландлигининг ярмида эгувчи толалар қатлами қийшайди, аммо узунлиги ўзгармайди.

Балканинг кўндаланг кесимларидаги чўзувчи ва сиқувчи кучланишлар унинг бўйлама толаларининг чўзилишига ва қисқаришига мос келади. Узунлиги эгилишда ўзгармайдиган қатламга кучланиш таъсир қилмайди ва нейтрал қатлам деб аталади.

Шундай қилиб, эгилишда кўндаланг кесимлар текислигича қолгани ҳолда, бир-бирига нисбатан ўз текисликларида эгувчи



98- расм.



99- расм.

бирор ўқ атропоида бурилади. Ҳар қайси кўндаланг кесим унинг нейтрал қатлам билан кесишган чизиги атропоида бурилади. Бу чизиқ *кўндаланг кесимнинг нейтрал ўқи* деб аталади.

Бу ҳол текис кесимлар гипотезаси (ёки Бернулли гипотезаси) деб аталади.

Балканинг бўйлама толалари бир-бирига босим кўрсатмайди ва, демак, оддий (бир ўқли) чўзилиш ёки сиқилиш таъсирида бўлмайди, деб фараз қилинади. Бу фараз эластиклик назариясининг аниқ усуллари билан бажарилган текширишларга ва эксперимент маълумотларига яхши мос келади.

Толаларнинг деформацияси уларнинг балка энди жойлашиш вазиятига боғлиқ эмас. Бинобарин, нормал кучланишлар кесим баландлигида ўзгаргани ҳолда, балка эни бўйича бир хиллигича қолади. Бу гипотезаларга кўра балканинг соф эгилишида унинг бирор толасининг узайиш катталигини топамиз. Балканинг иккита яқин кўндаланг кесимидан (99-расм) бири иккинчисига нисбатан $\Delta\varphi$ бурчакка бурилади, деб фараз қилайлик. Балка нейтрал қатламининг эгрилик радиусини ёки унинг эгилган ўқини ρ билан, кўриб чиқиладиган кесимлар орасидаги нейтрал қатламда ётган толанинг узунлигини s билан белгилаймиз. Масофа u қавариқ томонга қараб мусбат, ботиқ томонга қараб манфий ишорали бўлади, деб шартлашиб оламиз. Кўриб чиқиладиган толанинг абсолют узайиши $\Delta s = s_1 - s$, нисбий узайиши эса:

$$\varepsilon = \frac{\Delta s}{s} = \frac{s_1 - s}{s}$$

Ёйларнинг узунлиги s ва s_1 ни тегишли радиуслар ва марказий бурчак $\Delta\varphi$ орқали ифодалаб, қуйидагини оламиз:

$$s = \rho\Delta\varphi; s_1 = (\rho + u)\Delta\varphi$$

Бу қийматларни ўрнига қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\varepsilon = \frac{(\rho + u)\Delta\varphi - \rho\Delta\varphi}{\rho\Delta\varphi} = \frac{u}{\rho} \quad (83)$$

яъни толаларнинг нисбий узайиши уларнинг нейтрал ўқдан масофалари u га тўғри пропорционал.

Нисбий узайишни билган ҳолда чизиқли деформация учун Гук қонунини татбиқ этиш ва нормал кучланишни қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$\sigma = E\varepsilon = E\frac{u}{\rho} \quad (84)$$

Бу боғланиш нормал кучланишларнинг балка кесими бўйича тақсимланишининг чизиқли қонунини ифодалайди (100-расм). Балка эни бўйича (u маълум бўлганда) кучланишларнинг катталиги ўзгармас. Нормал кучланишлар нейтрал ўқдан энг узоқда жойлашган кесим нуқталарида энг катта қийматли бўлади, бунда балканинг қавариқ томонида бу кучланишлар чўзувчи σ_{\max} , ботиқ томонида эса сиқувчи σ_{\min} кучланишлардир. Нейтрал ўқ x нинг нуқталарида ($u = 0$ бўлганда) кучланишлар нолга тенг.

Соф эгилишда балка кўндаланг кесимидаги нормал кучланишларнинг тақсимланиш қонуни қарор топтирилган, шу кесимдаги эғувчи моментнинг катталигига қараб кучланишларни аниқлашга ўтиш мумкин. Балкани фикран бирор кесим билан кесамиз ва унда нейтрал ўқ x дан y масофада ихтиёрий элементар майдонча ΔF ни ажратамиз (100-расм). Бу майдончадаги кучланиш (84) формулага мувофиқ $\sigma = E \frac{y}{\rho}$ ни ташкил этади. ΔF майдончада таъсир этувчи элементар кучнинг катталиги:

$$\sigma \Delta F = E \frac{y}{\rho} \Delta F,$$

Соф эгилишда ички кучлар фақат эғувчи момент ҳосил қилишнинг ҳисобга олиб, қуйидагини ёзамиз:

$$\sum P_{ix} = 0; \sum \sigma \Delta F = 0, \quad (a)$$

яъни ички кучларнинг балка ўқига проекцияларининг йиғиндиси нолга тенг:

$$\sum M_x = 0; \sum y \Delta F = M. \quad (б)$$

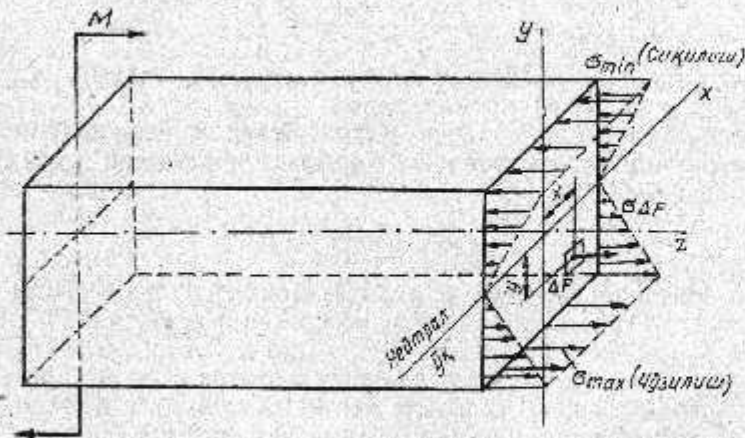
яъни ички кучларнинг кесим нейтрал ўқига нисбатан моментларининг йиғиндиси эғувчи моментга тенг.

Биринчи мувозанат тенгламаси (а) ни унга $\sigma = E \frac{y}{\rho}$ қийматини қўйгандан кейин кўриб чиқамиз:

$$\sum E \frac{y}{\rho} \Delta F = \frac{E}{\rho} \sum y \Delta F = \frac{E}{\rho} S_x = 0. \quad (85)$$

Бу тенгламага кирган $\sum y \Delta F$ катталик кесимнинг x ўққа нисбатан статикавий моменти S_x дан иборат (24-§ га қаранг).

E/ρ катталик балканинг эгилишида нолга тенг бўла олмайди, чунки $E \neq 0$ ва $\rho \neq \infty$, шунинг учун (85) ифодадан кесимнинг x



100-расм.

ўққа нисбатан статикавий моментининг нолга тенг бўлиши кераклиги келиб чиқади. Бу ҳол, олдин айтилганлардан маълумки (24-§ га қаранг), ўқ балка кўндаланг кесимининг оғирлик марказидан ўтганда бўлади.

Иккинчи мувозанат тенгламаси (б) ни кўриб чиқамиз.

σ нинг қийматини (84) ифодадан олиб қўйиб ва ўзгармас миқдорларни йиғинди белгисидан ташқарига чиқариб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$M = \frac{E}{\rho} \sum y^2 \Delta F$$

Бу формулага кирган йиғинди $\sum y^2 \Delta F$ балка кўндаланг кесимининг нейтрал ўқ x га нисбатан ўқий инерция моменти J_x дан иборат (25-§ га қаранг).

Бу белгиланиш киритиб, кейинги ифодани

$$\frac{E}{\rho} J_x = M,$$

ёки

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{E J_x} \quad (86)$$

кўринишда ифодалаш мумкин.

Эгри чизиқнинг бирор нуқтасида эгрилик радиусига тескари катталик унинг эгрилиги деб аталади. Бинобарин, (86) формула нейтрал қатламнинг эгрилигини, бу демак, балка эгилган ўқининг эгрилигини эғувчи момент катталлиги M ва балка кесимининг нейтрал ўққа нисбатан бикрлиги $E J_x$ билан боғлайди.

Кесимнинг бикрлиги эластиклик модули E ва ўқий инерция моменти J_x га пропорционал, бошқача айтганда y кўндаланг кесимнинг материали, шакли ва ўлчамларига боғлиқ.

$1/\rho$ учун ҳосил қилинган қийматини (84) формулага қўйилгандан кейин, қисқартиришларни бажариб, соф эгилишда балка кўндаланг кесимининг ҳар қандай нуқтасидаги нормал кучланишни аниқлаймиз:

$$\sigma = E \frac{y}{\rho} = \frac{M y}{J_x}. \quad (87)$$

Кесимнинг нейтрал ўқи симметрия ўқи билан устма-уст тушса, у ҳолда

$$y_{\max} = 0,5 h,$$

бу ерда h — кесимнинг баландлиги.

y_{\max} нинг қийматини энг катта кучланишлар формуласига қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\sigma_{\max/\min} = \pm \frac{M \cdot 0,5 h}{J_x} = \pm \frac{M}{0,5 h}$$

Уқий инерция моментининг симметрик кесимнинг нейтрал ўқдан энг узоқда жойлашган товларигача бўлган масофага нисбати ўқий қаршилик momenti деб аталади:

$$W_x = \frac{J_x}{0,5h} \quad (88)$$

Тўғри тўртбурчаклик, доира, ҳалқа каби баъзи оддий кесимлар учун нейтрал ўққа нисбатан қаршилик моментларини ҳисоблаймиз.

Тўғри тўртбурчаклик учун (50-расм, a га қаранг)

$$J_x = \frac{bh^3}{12}$$

ўқий қаршилик momenti

$$W_x = \frac{J_x}{0,5h} = \frac{bh^2}{6} \quad (89)$$

Доира учун (50-расм, b га қаранг)

$$J_x = \frac{\pi d^4}{64} \quad (0,5h = 0,5d); \quad (90)$$

$$W_x = \frac{J_x}{0,5d} = \frac{\pi d^3}{32}$$

доира учун тақрибан $W_x = 0,1d^3$ деб ҳисоблаш мумкин.

Ҳалқа учун (49-расм, b га қаранг)

$$W_x = \frac{\pi d^3 (1 - \alpha^4)}{32} \approx 0,1d^3 (1 - \alpha^4),$$

бу ерда $\alpha = \frac{d_0}{d_1}$ ҳалқа ички диаметрининг ташқи диаметрига нисбати.

Симметрик кесимда абсолют катталиги жиҳатидан энг катта нормал кучланиш қуйидаги формула билан аниқланиши мумкин:

$$|\sigma|_{\max} = \frac{M}{W_x} \quad (91)$$

Нормал кучланишлар аниқланадиган (87) формула соф эгилиш учун чиқарилган. Аммо ундан кесимларда фақат эгувчи момент эмас, балки кўндаланг куч ҳам ҳосил бўладиган тўғри кўндаланг эгилишнинг умумий ҳолида ҳам фойдаланиш мумкин. Тажрибалар ва назарий тадқиқотларнинг кўрсатишича, кўндаланг кучлар нормал кучланишларнинг катталигига амалла таъсир қилмайди. Нормал кучланишларга нисбатан эгувчи момент энг катта абсолют катталигига етдиган кесим хавфли кесим ҳисобланади.

27- машқ

1. Кўндаланг кесимнинг қандай характеристикаси ўқий инерция momenti деб аталади?

2. Нормал кучланишларнинг катталиги балка кўндаланг кесимларининг шаклига боғлиқми?

А. Боғлиқ. Б. Боғлиқ эмас.

3. Балка кўндаланг кесимининг қайси нуқталарида энг катта нормал кучланишлар ҳосил бўлади?

А. О нуқтада. Б. А нуқтада. В. В нуқтада.

4. Тўғри тўртбурчаклик ва доиранинг ўқий қаршилик momenti нимага тенг? (101-расм)

5. Балка кўндаланг кесимининг қайси нуқтаси учун нормал кучланишлар $\sigma = \frac{M}{W_x}$ формула билан ҳосил бўлиши мумкинлигини кўрсатинг.

А. О нуқта учун. Б. В нуқта учун. В. А ва С нуқталар учун.



101-расм.

48-§. Эгилишдаги мустаҳкамликни ҳисоблаш

Эгиладиган балкаларнинг мустаҳкамлигини текшириш ва кесимларини танлаш қуйидаги шартлар асосида бажарилади: кўндаланг кесимлардаги энг катта нормал кучланишлар балка материали учун нормалар ёки лойиҳалар тажрибалари билан белгиланган чўзилиш ва сиқилишда рухсат этиладиган кучланишлар $[\sigma]$ дан ортиб кетмаслиги керак.

Чўзилишга ва эгилишга бир хил қаршилик кўрсатадиган материаллар (пўлат, ёғоч) дан тайёрланган балкалар учун нейтрал ўққа нисбатан симметрик бўлган кесим (тўғри тўртбурчаклик, доиравий, қўштавр) танлаш зарур, шунда энг катта чўзувчи ва сиқувчи кучланишлар ўзаро тенг бўлади. Бу ҳолда мустаҳкамлик шarti нормал кучланишлар бўйича қуйидаги кўринишда бўлади:

$$|\sigma|_{\max} = \frac{|M|_{\max}}{W_x} \leq [\sigma] \quad (92)$$

Чўзилишга ва сиқилишга ҳар хил қаршилик кўрсатадиган материаллардан (масалан, чўйиндан) тайёрланган балкалар учун нейтрал ўққа нисбатан асимметрик кесим танлаш маъқул. Бу ҳолда мустаҳкамлик нормал кучланишлар бўйича қуйидаги формулалар билан текширилади:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \frac{|M|_{\max y_1}}{J_x} \leq [\sigma_1]; \\ \sigma_{\min} &= \frac{|M|_{\max y_2}}{J_x} \leq [\sigma_2] \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

бу ерда y_1 ва y_2 — нейтрал ўқ x дан кесимнинг чўзилган ва сиқилган зоналаридан энг узоқликда жойлашган нуқталаргача бўлган масофа; $[\sigma_1]$ ва $[\sigma_2]$ — чўзилишда ва сиқилишда рухсат этилган кучланишлар.

$\sigma_{\max} = [\sigma_1]$, $\sigma_{\min} = [\sigma_2]$ бўлган ҳолларда материаллар энг яхши фойдаланилган бўлади; бунинг учун қуйидаги шарт бўлиши керак:

$$\frac{y_1}{y_2} = \frac{[\sigma_1]}{[\sigma_2]} \quad (94)$$

яъни нейтрал ўқдан кесимнинг чўзилган ва сиқилган зоналаридан энг узоқликда жойлашган нуқталаргача бўлган масофа тегишли кучланишларга пропорционал бўлиши керак.

Чўзилишдаги кучланишлар формуласи Гук қонуни асосида чиқарилган, шунинг учун улар балка материалининг пропорционаллик чегарасидан ошиб кетмайдиган кучланишлар бўлган ҳол учунгина тўғридир.

Эгилишдаги нормал кучланишлар бўйича мустақамлик шарти ёрдамида қуйидаги уч масалани ечиш мумкин.

1. **Мустақамликни текшириш** (текшириш ҳисоби), бунда балка кесимининг ўлчамлари, энг катта эгувчи момент ва рухсат этилган кучланиш $[\sigma]$ маълум бўлади. Бунда тўғридан-тўғри (92) ва (93) шартлардан фойдаланилади.

2. **Кесим танлаш** (яъни ҳисоби), бунда балкага таъсир этувчи нагрузкалар берилган бўлади (яъни энг катта эгувчи момент $(M)_{\max}$ ва рухсат этилган кучланиш $[\sigma]$ ни топиш мумкин бўлади). (92) тенгсизликни W_x га нисбатан ечиб, қуйидагини ҳисоб қиламиз:

$$W_x \geq \frac{(M)_{\max}}{[\sigma]} \quad (95)$$

Зарур қаршилик momenti W_x бўйича, кесим шаклини белгилаб, унинг ўлчамлари тапланади.

3. **Энг катта рухсат этиладиган эгувчи моментни аниқлаш**, бунда балка кесимининг ўлчамлари ва рухсат этилган кучланиш берилган бўлади:

$$(M)_{\max} = [\sigma] W_x \quad (96)$$

Кесимнинг энг кичик юзада энг катта қаршилик momenti берадиган шакллари энг фойдали шакллар ҳисобланади. Бундай шартни биринчи навбатда қўштак кесим қанотлантиради, унда деярли ҳамма материал нейтрал ўқдан юқориги ва пастки тоқчаларга тўшланган, бу ҳол инерция momenti J_x ни, бинобарин, қаршилик momenti W_x ни оширади. Тўғри тўртбурчаклик кесимнинг фойдаси камроқ; ундан ҳам доиравий кесимнинг фойдаси янада кам, чунки у нейтрал ўқ томонга кенгайиб боради. Ичи қовак кесимлар ҳамма вақт уларга тенг катталикдаги яхлит кесимларга нисбатан фойдалироқ.

Кесимлари прокат профилли: қўштак, швеллер, бурчаклик ва шу кабилардан ясалган балкалар ишлатилгани миъқул. Бу профилларга тегишли сортаментда зарур бўлган ҳамма геометрик характеристикаларнинг сон қийматлари берилган бўлади.

Балкалар мустақамлигини ҳисоблашнинг турли вариантлари мисолларда кўрсатилган.

16-масал. Балканинг қўндазиг кесимидаги энг катта эгувчи момент $M_{\max} = 37,5$ кН·м. Пулат балканинг кесими уч вариантда танлансин: а) прокат қўштак; б) баландлигининг энга нисбати $h:b = 4:3$ бўлган тўғри тўртбурчаклик; в) доира.

Тўғри тўртбурчаклик ва доиравий кесимли балкалар оғирлигининг қўштак кесимли балка оғирлигига нисбати аниқлансин. Рухсат этилган кучланиш $[\sigma] = 160$ Н/мм².

Е ч и ш. Талаб этилган қаршилик momenti

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{37,5 \cdot 10^6}{160} = 234 \cdot 10^3 \text{ мм}^3 = 234 \text{ см}^3.$$

Балка кесимини уч вариантда танлаймиз.

1. Кесим — прокат қўштак. ГОСТ 8239 — 72 жадвалига кўра, № 20а қўштак кесими тўғри келади. Унинг қаршилик momenti $W_x = 237 \text{ см}^3$, кесим юзи $F_1 = 35,5 \text{ см}^2$.

2. Кесим — томонларининг нисбати $h:b = 4:3$ бўлган тўғри тўртбурчаклик; тўғри тўртбурчаклик учун $W_x = \frac{bh^2}{6}$, бунга $b = \frac{3}{4}h$ ни қўйиб ва уни талаб этилган қийматга тенглаштириб қуйидагини ҳисоб қиламиз:

$$W_x = \frac{b h^2}{6} = \frac{3h \cdot h^2}{4 \cdot 6} = \frac{h^3}{8} = 234 \text{ см}^3,$$

бундан $h = \sqrt[3]{234 \cdot 8} = 12,3 \text{ см}$, $b = \frac{3}{4}h = 9,2 \text{ см}$.

Кесим юзи $F_2 = 12,3 \times 9,2 = 113 \text{ см}^2$;

3. Кесим — доира

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = 234 \text{ см}^3,$$

бундан $d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 234}{\pi}} = 13,4 \text{ см}$.

Доира қўндазиг кесимининг юзи

$$F_3 = \frac{\pi d^2}{4} = 141 \text{ см}^2.$$

Оғирликларнинг кесим юзлари нисбатига тенг бўлган нисбати

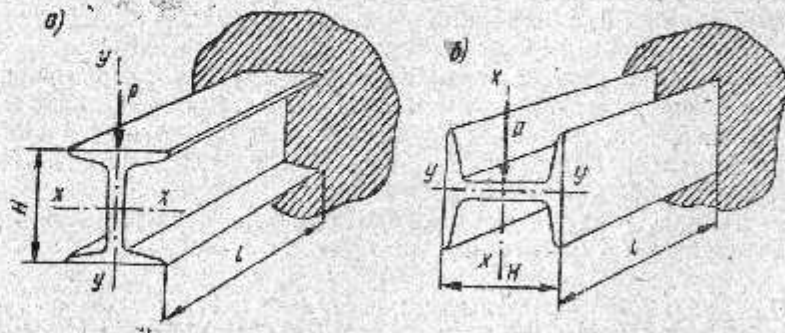
$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{113}{35,5} = 3,18; \quad \frac{F_3}{F_1} = \frac{141}{35,5} = 3,97.$$

Демак, тўғри тўртбурчаклик кесимли балка қўштак балкадан 3,18 марта, доиравий кесимли балка эса қўштак балкадан 3,97 марта оғир.

28-масал

1. Қўштак балка кўлашнинг икки вариантдан қайси бирида (102-расм, а, б) катта P кучга бердаси беради. Консолларнинг узунлиги l нисбати ҳолда бир хил.

А. 102-расм, а да тасвирланган ҳолда, Б. 102-расм, б да тасвирланган ҳолда. В. Ҳар икки ҳолда балка бир хил нагрузкага барлош бера олади.



102-расм.

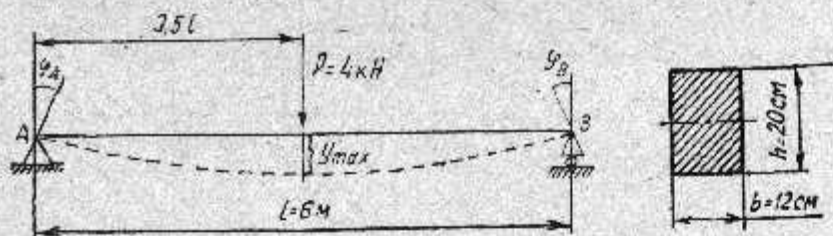
2. Агар тўғри тўртбурчаклик кесимли балканинг баландлиги икки марта катталаштирилса, унинг кесимидаги кучланиш неча марта камайди?

А. Икки марта. Б. Тўрт марта. В. Саккиз марта.

3. Берилган эгувчи момент бўйича ва бир хил рухсат этилган кучланишларда балканинг тўғри тўртбурчаклик кесими баландлиги h ва эши b нинг нисбатларини турлича қилиб олиб, уч вариантда танланган эди: I вариантда $h:b=2$; II вариантда $h:b=3$; III вариантда $h:b=2.5$. Балкалардан қайси бирининг массаси энг кичик бўлади?

49-§. Эгилишдаги чизиқли ва бурчакли силжишлар ҳақида тушунча

Эгиладиган балканинг кесими балка ўқига перпендикуляр тарафда силжийди ва ўзининг нейтрал ўқлари атрофида буралади (103-расм). Балка мустақкамлик шартини қанотлантиргани ҳолда етарли бикрликка эга бўлмаган ҳоллар ҳам бўлиши эҳтимол, яъни кесмаларнинг салқилиги ёки бурилиш бурчаклари йўл қўйиб бўлмайдиган даражада катта бўлади. Қурилиш конструкцияларида ва машинасозликда ишлатиладиган балкаларнинг рухсат этиладиган салқилиги унчалик катта эмас, одатда, у балка пролети (таянчлари оралиги) нинг улушлари катталлигида белгиланади ва пролетнинг $1/200 - 1/1000$ қисмини ташкил этади (балканинг вазифасига қараб).



103-расм.

Балкаларни юклашнинг баъзи оддий ҳоллари учун салқиликлар ва бурилиш бурчакларининг катталликлари 3-жадвалда берилган.

Салқиликлар пастга, вертикал ўқнинг мусбат йўналишига қарама-қарши йўналган бўлса, манфий ҳисобланади. Кесимнинг бурилиш бурчаклари, агар улар соат стрелкаси ҳаракатига қарама-қарши йўналган бўлса, мусбат ва соат стрелкаси ҳаракати бўйича йўналган бўлса, манфий ҳисобланади.

3-жадвал маълумотларидан фойдаланиш қуйида келтирилган мисоллар билан тушунтирилади.

17-Мисол. Тўғри тўртбурчаклик кесимли ёғоч балка пролетининг ўртасида тўпланган куч $P=4$ кН билан юкланган (103-расм). Балканинг максимал салқилиги, шунингдек, таянч кесимларининг бурилиш бурчаги аниқлансин. Ҳисоблашда ёғоч учун $E=10^9$ Н/мм² деб қабул қилинсин.

Е ч и ш. 3-жадвалдан, қўриляётган ҳолда мос келадиган, I-юқланиш схемаси учун пролетнинг ўртасида максимал салқиликни топамиз

$$y_{\max} = -\frac{Pl^3}{48EI}$$

Салқилик олдидаги минус ишора унинг пастга қараб, у ўқнинг мусбат йўналишига қарама-қарши йўналганини кўрсатади (103-расм). Кесимнинг нейтрал ўққа нисбатан инерция моментини аниқлаймиз:

$$J = \frac{bh^3}{12} = \frac{12 \cdot 20^3}{12} = 8000 \text{ см}^4 = 8 \cdot 10^7 \text{ мм}^4$$

Соң қийматларини (Н ва мм ҳисобида) y_{\max} нинг формуласига қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз.

$$y_{\max} = -\frac{Pl^3}{48EI} = -\frac{4 \cdot 10^3 \cdot 6000^3}{48 \cdot 10^9 \cdot 8 \cdot 10^7} = -22.5 \text{ мм}$$

Худди ўша 3-жадвалдан таянч кесимларнинг бурилиш бурчаклари ифодасини топамиз:

$$\varphi_A = -\varphi_B = -\frac{Pl^2}{16EI} = -\frac{4 \cdot 10^3 \cdot 6000^2}{16 \cdot 10^9 \cdot 8 \cdot 10^7} = 0.01125 \text{ рад} = 0.65^\circ$$

3-жадвал. Бир пролетли балкаларнинг деформациялари

Схема номери	Юклаш схемаси	$ EJ y_{\max} $	$EJ \varphi_A$	$EJ \varphi_B$
1		$\frac{Pl^3}{48}$	$-\frac{Pl^2}{16}$	$\frac{Pl^2}{16}$
2		$\frac{5ql^4}{384}$	$-\frac{ql^3}{16}$	$\frac{ql^3}{16}$
3		$\frac{Pl^3}{3}$	0	$-\frac{Pl^2}{2}$
4		$\frac{ql^4}{8}$	0	$-\frac{ql^3}{6}$
5		$\frac{ml^3}{2}$	0	$-ml$

1. Эгувчи момент уч марта камайса, балканинг салқилиги қандай ўзгаради?

А. Уч марта камайди. Б. Уч марта ортади. В. Тўққиз марта камайди.

2. Пўлатдан ва чўндан ясалган, ўлчамлари ва таянч қурilmалар бир хил бўлган балкаларга бир хил кучлар таъсир қилади. Бу балкаларнинг максимал салқиликлари катталигини таққосланг.

А. Пўлат балкада салқилик катта. В. Чўян балкада салқилик катта. В. Балкаларнинг салқилиги бир хил.

XI БОБ. ДЕФОРМАЦИЯЛАРНИНГ МУРАККАБ ТУРЛАРИ

50- §. Эгилиш билан буралишнинг биргаликдаги таъсири

Эгилиш ва буралиш валларда улар узатадиган айлантирувчи моментлар ва эгувчи кучларнинг таъсири натижасида бир вақтнинг ўзида ҳосил бўлади.

Бунда валнинг кўндаланг кесимида нормал ва уринма кучланишлар ҳосил бўлади. Эгилишдан ҳосил бўладиган нормал кучланишлар нейтрал ўқдан энг узоқда жойлашган тодаларда максимал қийматига етади:

$$\sigma = \frac{M_{\text{эг}}}{W},$$

бу ерда $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$ — кесимнинг ўқий қаршиллик momenti.

Буралишдаги максимал уринма кучланиш кўндаланг кесим контурининг нуқталарида ҳосил бўлади:

$$\tau = \frac{M_{\text{б}}}{W_{\text{р}}},$$

бу ерда $W_{\text{р}} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3$ — қутбий қаршиллик momenti.

$W_{\text{р}} = 2W$ бўлгани учун

$$\tau = \frac{M_{\text{б}}}{2W}$$

Демак, эгилиш ва бурилишнинг биргаликдаги таъсирида валнинг энг кучланган нуқталарида нормал σ ва уринма τ кучланишлар ҳосил бўлади. Бу кучланишлардан қайси бири ёки уларнинг қандай комбинацияси валнинг мустаҳкамлигини аниқлайди, деган савол туғилади. Бу саволга мустаҳкамлик назариялари (ёки гипотезалари) жавоб беради.

51- §. Мустаҳкамлик назариялари ҳақида тушунча

Материалларни синаш бирор оддий деформацияда хавфли ёки чегаравий кучланишларни аниқлашга имкон беради. Деформацияларнинг мураккаб турларини механикавий синашларда ҳам ҳосил қилиш мумкин, лекин бунда емирилиш кесимдаги куч факторларининг турли катталикларида юз беради ва уларнинг нисбатига боғлиқ бўлади. Ҳақиқатан, ҳам, эгилиш ва буралишнинг биргаликдаги таъсирида вал катта эгувчи моментда ёки кичик буровчи моментда емирилиши мумкин ва, аксинча, ема-

рилиш кичик эгувчи моментда ва катта буровчи моментда юз бериши мумкин. Эгувчи ва буровчи моментларнинг ҳар қайси нисбатига валнинг емирилишини юзага келтирувчи кучланишларнинг маълум катталиги тўғри келади. Мураккаб кучланганлик ҳолати учун куч факторларининг мумкин бўлган ҳамма комбинацияларида хавфли кучланишни тажриба йўли билан аниқлаш тажриба ўтказиш қийинлиги ва синашлар ҳажми амалда чекланмаганлиги сабабли иложи йўқ.

Оддий кучланганлик ҳолати, масалан, чўзилиш учун ўтказилган тажрибаларда олинган хавфли кучланишларнинг катталикларидан фойдаланиб, мураккаб кучланганлик ҳолатида мустаҳкамлик шартини тузиш усулини топиш зарурати туғилади. Бу масала хавфли ҳолатни қандай фактор ҳосил қилади деган баъзи фараз (гипотеза) лар асосидагина ҳал қилиниши мумкин.

Ҳатто стержень ўқ бўйлаб юкланганда ҳам бундай факторларнинг бир нечтасини кўрсатиш мумкин. Хавфли ҳолат нормал кучланишлар оқиш чегарасига ёки мустаҳкамлик чегарасига етганда ҳосил бўлади, деб фараз қилиш мумкин. Бошқа томондан, хавфли ҳолат энг катта нисбий узайиш маълум қийматига етганда юзага келади, деб фараз қилиш мумкин. Учинчи фараз ҳам бўлиши мумкин—хавфли ҳолат ҳосил бўлиши уринма кучланишларнинг маълум қийматга етиши билан боғлиқ. Хавфли ҳолатнинг ҳосил бўлишини, шунингдек, материалда деформация вақтида тўпланадиган энергиянинг маълум қийматга етиши билан ҳам боғлаш мумкин.

Ўқ бўйлаб чўзилиш ёки сиқилиш учун айтиб ўтилган тўртала гипотеза ҳам бир хил натижа беради. Мураккаб кучланганлик ҳолатида эса иш бошқача.

Қабул қилинган мустаҳкамлик гипотезасига кўра эквивалент кучланиш $\sigma_{\text{эка}}$ аниқланади, бу кучланишни эса ўқий юкланишдаги кучланиш билан таққослаш мумкин. Мустаҳкамлик шартига мувофиқ эквивалент кучланиш материал учун рухсат этилган кучланишдан ортиб кетмаслиги керак

$$\sigma_{\text{эка}} \leq [\sigma] \quad (97)$$

Хавфли ҳолатнинг юқорида кўрсатилган тўртта бўлиши мумкин бўлган критериялари асосида тўртта мустаҳкамлик назарияси ишлаб чиқилган. Бу назарияларни батафсил баён қилиш ушбу дарсликнинг мавзу баҳсига кирмайди. Валларни эгилиш ва буралишнинг биргаликдаги таъсирига ҳисоблаш учун учинчи ёки тўртинчи мустаҳкамлик шартини қўлланилади.

Учинчи мустаҳкамлик шартига кўра эквивалент кучланиш куйидаги формула билан ҳисобланади:

$$\sigma_{\text{эка}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (98)$$

Тўртинчи мустаҳкамлик назарияси бўйича эквивалент кучланиш формуласи бирмунча бошқа кўринишда бўлади:

$$\sigma_{\text{эка}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (99)$$

Бу формулаларда σ ва τ —брус кўндаланг кесимининг хавфли нуқтасидаги нормал ва уринма кучланишлар.

Юқорида таъкидлаб ўтилганидек, эгилиш ва бурилишнинг биргаликдаги таъсирида валлар учун кучланишларнинг энг катта қийматлари қуйидаги формулалар билан аниқланади:

$$\sigma = \frac{M_{\text{эгр}}}{W}; \quad \tau = \frac{M_{\text{б}}}{2W}$$

Бу қийматларни эквивалент кучланиш ифодасига қўйиб, мустаҳкамлик шартининг қуйидаги кўринишини оламиз; учинчи мустаҳкамлик назариясига кўра

$$\sigma_{\text{экс}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \frac{\sqrt{M_{\text{эгр}}^2 + M_{\text{б}}^2}}{W} \leq [\sigma]; \quad (100)$$

тўртинчи мустаҳкамлик назариясига кўра

$$\sigma_{\text{экс}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \frac{\sqrt{M_{\text{эгр}}^2 + 0,75 M_{\text{б}}^2}}{W} \leq [\sigma]. \quad (101)$$

бу ерда W — кесимнинг ўқий қаршилик моменти.

Келтириб ўтилган мустаҳкамлик шартларидан талаб этилган қаршилик моментини аниқлаш учун қуйидаги боғланишлар келиб чиқади:

учинчи мустаҳкамлик назариясига кўра

$$W \geq \frac{\sqrt{M_{\text{эгр}}^2 + M_{\text{б}}^2}}{[\sigma]}; \quad (102)$$

тўртинчи мустаҳкамлик назариясига кўра

$$W \geq \frac{\sqrt{M_{\text{эгр}}^2 + 0,75 M_{\text{б}}^2}}{[\sigma]}. \quad (103)$$

W нинг топилган қийматига ва қабул қилинган кесим шаклига (доиравий ёки ҳалқасимон шаклига) кўра валнинг зарур диаметрини ҳисоблаймиз. (102) ва (103) формулаларнинг суратларидаги ифодалар эквивалент моментлар деб юритилади. Эквивалент моментлар ҳисобланадиган формулалар қуйидаги кўринишларда бўлади:

учинчи мустаҳкамлик назариясига кўра

$$M_{\text{экс}} = \sqrt{M_{\text{эгр}}^2 + M_{\text{б}}^2}; \quad (104)$$

тўртинчи мустаҳкамлик назариясига кўра

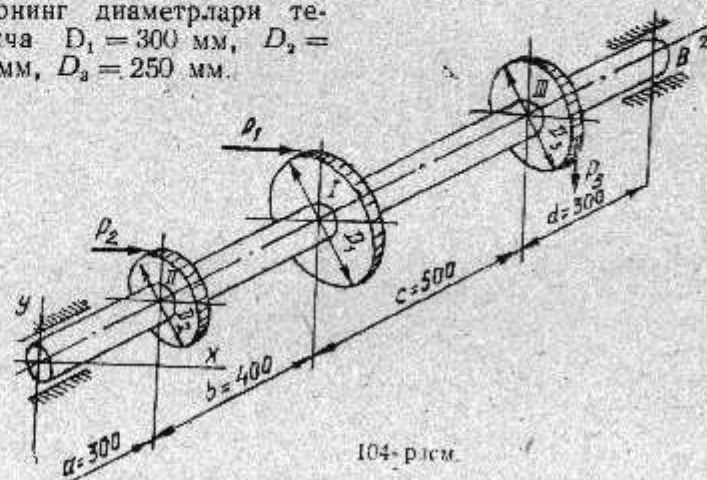
$$M_{\text{экс}} = \sqrt{M_{\text{эгр}}^2 + 0,75 M_{\text{б}}^2}. \quad (105)$$

Максимал эгувчи ва буровчи моментлар ҳосил бўладиган кесим ҳисобий ёки хавфли кесимдир. Баъзан ҳисоблашларни бир нечта кесим учун бажаришга тўғри келади, чунки умумий ҳолда максимал эгувчи ва буровчи моментлар валнинг турли кўндаланг кесимларида ҳосил бўлади.

52-§. Вални эгилиш билан бурилишнинг биргаликдаги таъсирига ҳисоблаш мисоли.

Вални эгилишга ва бурилишга ҳисоблаш мисолини кўриб чиқамиз:

104-расмда тасвирланган валга учта тишли гилдирак ўтказилган. Тишли гилдираклар $P_1 = 2$ кН; $P_2 = 1,5$ кН; $P_3 = 1,2$ кН кучлар билан юкланган бўлиб, бунда P_1 ва P_2 кучлар горизонтал, P_3 вертикал кучлардир. Гилдиракларнинг диаметрлари тегишлича $D_1 = 300$ мм, $D_2 = 200$ мм, $D_3 = 250$ мм.



104-расм.

Гилдиракларнинг оғирликлари ва валнинг ўз оғирлигини ҳисобга олмаган ҳолда вертикал ва горизонтал текисликларда буровчи моментлар ва эгувчи моментларнинг эпюраси қурилсин. Вал диаметри учинчи мустаҳкамлик назариясига кўра аниқлансин. Рухсат этилган кучланиш $[\sigma] = 50$ Н/мм².

Ечиш. Вални буровчи P_1 , P_2 ва P_3 кучлардан ҳосил бўладиган ташқи моментларни ҳисоблаймиз:

$$m_1 = P_1 \frac{D_1}{2} = \frac{2000 \cdot 300}{2} = 300 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 300 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$m_2 = P_2 \frac{D_2}{2} = \frac{1500 \cdot 200}{2} = 150 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$m_3 = P_3 \frac{D_3}{2} = \frac{1200 \cdot 250}{2} = 150 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм} = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

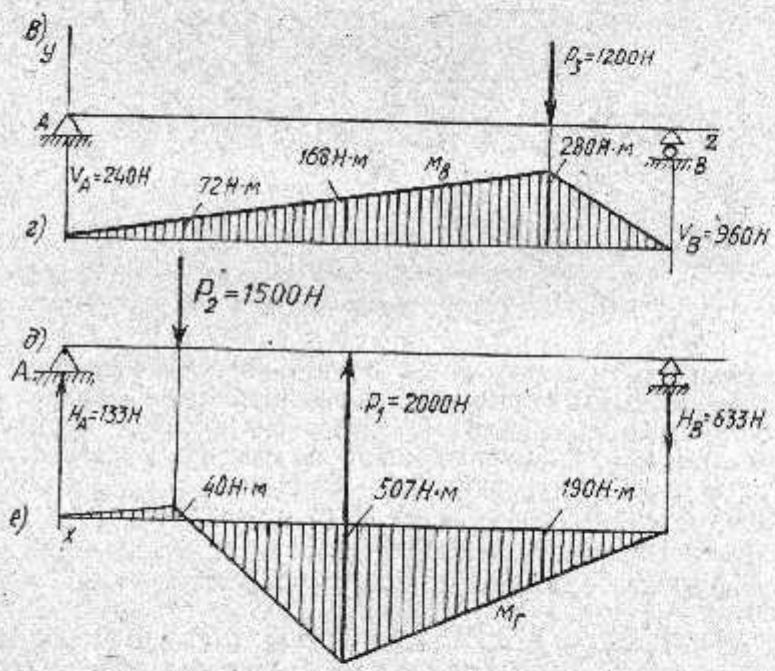
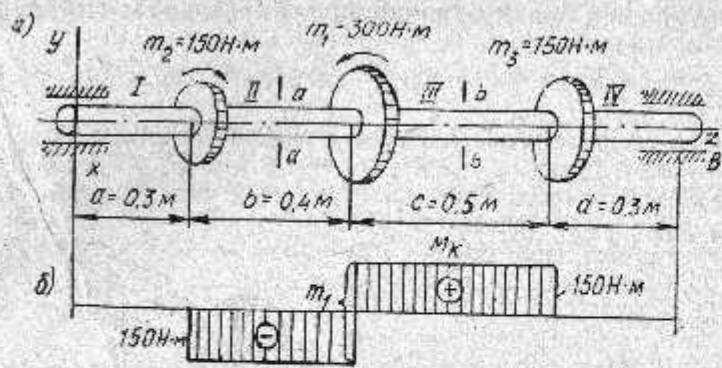
105-расм, а да валнинг бу моментлар билан юкланиши кўрсатилган. II — I участкада aa кесимни ўтказамиз; кесиб ташланган чап қисмини текшираемиз

$$M_{\text{б}} = -m_2 = -150 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Минус ишора чап қисмга қўйилган ташқи момент уни, кесим томонидан қараганда, соат стрелкаси ҳаракатига тескари йўналишда айлантираётганини кўрсатади.

I — III участкада bb кесимни ўтказамиз ва кесиб олинган ўнг қисмини текшираемиз:

$$M_{\text{б}} = m_2 = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$



105-расм.

ёки, чап қисми текширсак,

$$M_6 = -m_2 + m_1 = -150 + 300 = 150 \text{ H} \cdot \text{м}.$$

A-II ва III-B участкаларнинг кўндаланг кесимларида буровчи моментлар нолга тенг (подшипниклардаги ишқаланишни ҳисобга олмаймиз). Буровчи моментларнинг эпюралари 105-расм, б да қўрилган.

Вал марказига келтирилган P_3 куч вертикал текисликда эгилиш ҳосил қилади. Эгувчи вертикал нагрузка 105-расм, в да кўрсатилган.

A ва B нуқталарда таянч реакцияларнинг вертикал ташкил этувчиларини аниқлаймиз:

$$\sum M_A^B = 0; P_3(a+b+c) - V_B(a+b+c+d) = 0;$$

$$\sum P_{iy} = 0; -P_3 + V_B + V_A = 0;$$

бундан

$$V_B = \frac{P_3(a+b+c)}{a+b+c+d} = 960 \text{ H}; V_A = P_3 - V_B = 240 \text{ H}.$$

Вертикал текисликда эгувчи моментлар эпюраларининг ординаталарини аниқлаймиз:

A кесимда $M_{BA} = 0$;

II " " $M_{II} = V_A a = 240 \cdot 0,3 = 72 \text{ H} \cdot \text{м}$;

I " " $M_{I} = V_A(a+b) = 240 \cdot 0,7 = 168 \text{ H} \cdot \text{м}$;

III " " $M_{III} = V_B d = 960 \cdot 0,3 = 288 \text{ H} \cdot \text{м}$

(балка ўнг қисмининг мувозанатини текшираемиз).

B кесимда $M_{BB} = 0$.

Вертикал текисликда эгувчи моментларнинг эпюраси 105-расм, г да қўрилган.

Валнинг горизонтал P_1 ва P_2 кучлар билан юкланишидан ҳосил бўладиган таянч реакцияларнинг горизонтал ташкил этувчиларини аниқлаймиз (105-расм, д):

$$\sum M_A^G = 0; P_2 a - P_1(a+b) + H_B(a+b+c+d) = 0;$$

$$\sum P_{ix} = 0; -H_A + P_2 - P_1 + H_B = 0,$$

бундан

$$H_B = \frac{P_1(a+b) - P_2 a}{a+b+c+d} = 633 \text{ H}; H_A = -P_1 + P_2 + H_B = 133 \text{ H}.$$

Горизонтал текисликда моментлар эпюраларининг ординаталарини аниқлаймиз:

A кесимда $M_{IA} = 0$;

II " " $M_{II} = H_A a = 133 \cdot 0,3 = 40 \text{ H} \cdot \text{м}$.

I " " $M_{I} = H_A(a+b) - P_2 b = 133 \cdot 0,7 - 1500 \cdot 0,4 = -507 \text{ H} \cdot \text{м}$;

III " " $M_{III} = -H_B d = -633 \cdot 0,3 = -190 \text{ H} \cdot \text{м}$;

B " " $M_{IB} = 0$.

Моментларнинг горизонтал текисликдаги эпюраси 105-расм, е да қўрилган.

M_B ва M_I эгувчи моментлар ўзаро перпендикуляр текисликларда ҳосил бўлганлиги учун уларнинг геометрик йиғиндисидан

иборат йиғинди эғувчи момент қуйидаги формула билан аниқланади:

$$M_{\text{эг}} = \sqrt{M_D^2 + M_T^2}$$

I кесимдаги энг катта йиғинди эғувчи момент

$$M_{\text{эгI}} = \sqrt{M_{D1}^2 + M_{T1}^2} = \sqrt{168^2 + 507^2} = 534 \text{ Н·м.}$$

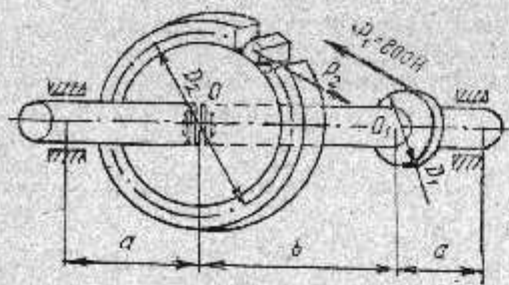
II—I ва I—III участкаларнинг ҳамма кесимларида абсолют қиймати жиҳатидан $M_6 = 150 \text{ Н·м.}$ га тенг бўлган буровчи моментлар ҳосил бўлади: I кесимдан чапда—манфий, ўнгда—мусбат. I кесим хавфли кесим эканлиги кўриниб турибди.

Ҳисобий моментларнинг қийматини (102) формулага қўямиз ва учинчи мустақкамлик назариясига кўра вал кесимининг талаб этилган қаршилик моментини аниқлаймиз:

$$W \geq \frac{\sqrt{M_{\text{эгI}}^2 + M_{D1}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{(534 \cdot 10^3)^2 + (150 \cdot 10^3)^2}}{50} = 11,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

$W \approx 0,1 d^3$ деб олиб, вал диаметрини ҳисоблаймиз:

$$d \geq \sqrt[3]{10W} = \sqrt[3]{10 \cdot 11,1 \cdot 10^3} = 48,1 \text{ мм.}$$



106-расм.

Энг яқин стандарт диаметр $d = 48 \text{ мм}$ гача яхлитлаймиз.

30-машқ

1. Валга тишли ғилдирақлар маҳкамланган бўлса (106-расм), вал кесимларида эғувчи момент ҳосил бўладими? Ғилдирақ тишларига P_1 ва P_2 айлана кучлар қўйилган.

А. Вал фақат бураллишга ишлайди. Б. Вал эгилишга ва бураллишга ишлайди.

2. Эквивалент моментни учинчи мустақкамлик назариясига кўра ҳисобланг. Эғувчи момент вал кўндаланг кесимида $M_{\text{эг}} = 4000 \text{ Н·м}$. Худди шу кесимда буровчи момент $M_D = 3000 \text{ Н·м}$. Эгилишда руҳсат этилган кучланиш $[\sigma] = 100 \text{ Н/мм}^2$ деб қабул қилиб, вал диаметрини аниқланг.

3. 106-расмдаги вал диаметрини учинчи мустақкамлик назариясига кўра ҳисобланг. P_1 ва P_2 кучлар параллель текислақларда жойлашган; $D_1 = 200 \text{ мм}$, $D_2 = 400 \text{ мм}$; $a = 300 \text{ мм}$; $b = 400 \text{ мм}$; вал материали—пўлат 40, $[\sigma] = 60 \text{ Н/мм}^2$.

XII Б О Б. СИҚИЛГАН СТЕРЖЕНЛАРНИНГ УСТИВОРЛИГИ

53-§. Бўйлама эгилиш ҳақида тушунча

Устиворлик ҳақидаги масалани кўндаланг кесимининг ўлчамлари узунлигига қараганда кичик бўлган стерженнинг сиқилган ҳоли учун ҳал қилишга тўғри келади. Сиқувчи кучлар ортганида стержень мувозанатининг тўғри чизиқли шакли устивор бўлмаслиги ва стержень дўплайиб қолиши, ўқи қийшайиши мумкин.

Бу ҳодиса бўйлама эгилиш деб аталади. Марказий қўйилган сиқувчи кучнинг энг катта қиймати *критик куч* деб аталади, бу куч қийматига етгунча стержень мувозанатининг тўғри чизиқли шакли устивор бўлади. Сиқувчи куч критик қийматидан кичик бўлганда стержень сиқилишга ишлайди, куч критик қийматидан катта бўлганида стержень сиқилиш билан эгилишнинг биргаликдаги таъсирида ишлайди. Ҳатто сиқувчи нағрузка критик қийматидан кам ортганда ҳам стерженнинг салқиланиши ҳалдан ташқари тез ўсади ва том маъноси билан емирилади ёки конструкцияни ишдан чиқарадиган даражадаги йўл қўйиб бўлмайдиган деформация олади. Шу сабабли амалий ҳисоблашлар нуқтани назаридан критик емирувчи нағрузка деб қараш керак.

Руҳсат этиладиган сиқувчи куч критик қийматидан бир неча марта кичик бўлиши керак. Стержень мувозанати тўғри чизиқли шаклининг бу устиворлик шартини қуйидагича ёзиш мумкин:

$$[P] = \frac{P_{\text{кр}}}{[n_y]} \quad (106)$$

бу ерда $[P]$ —стерженни сиқувчи кучнинг руҳсат этилган қиймати; $P_{\text{кр}}$ —ҳисобланаётган стержень учун сиқувчи кучнинг критик қиймати, $[n_y]$ —устиворлик запаси норматив (талаб этиладиган) коэффициенти.

Учлари шарнирли-маҳкамланган стержень учун критик кучни Л. Эйлер қуйидаги формула ёрдамида аниқлаган:

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E J_{\text{min}}}{l^2} \quad (107)$$

Маълумки, стержень устиворлигини йўқотганда бикрлик энг кичик бўлган текисликда эгилади, яъни унинг ҳар қайси кўндаланг кесими ўзига нисбатан инерция momenti максимал бўлган бош ўқлардан бири атрофида бурилади, шунинг учун Эйлер формуласига J_{min} катталиқ киради.

Стерженнинг иккала учининг шарнирли маҳкамланишини бўйлама эгилишнинг асосий ҳоли деб аташ қабул қилинган. Стержень учлари бошқа усулларда маҳкамланганда айни стерженнинг эгилган ўқи шаклини учлари шарнирли маҳкамланган стерженда (107-расм) ҳосил бўладиган шакл билан таққослаб критик куч учун формула ҳосил қилиш мумкин. Масалан, пастки учи бикр қисиб маҳкамланган ва юқориги учи эркин стержень устиворлигини йўқотганда умумий ҳолдаги стерженнинг ярми каби (108-расм, б) эгилади (108-расм, а). Демак, критик кучнинг катталигини асосий ҳол учун Эйлер формуласи билан ҳисоблаш мумкин, бунинг учун унга стерженнинг ҳақиқий узунлиги ўрнига иккиланган узунлигини қўйиш керак:

$$P_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E J_{\text{min}}}{(2l)^2} = \frac{\pi^2 E J_{\text{min}}}{4l^2}$$

Учлари бикр маҳкамланган стержень учун эгилган ўқининг шакли (устиворлигини йўқотганда) 108-расм, б да кўрсатилган.

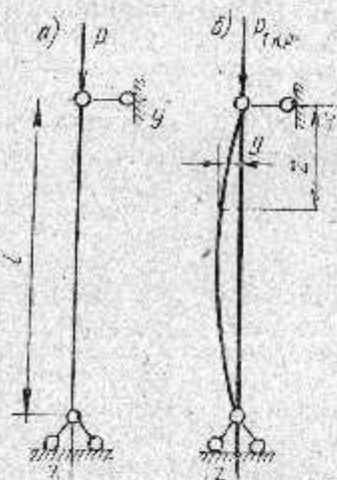
Бу ерда эгилган ўқ (асосий ҳол учун) стержень узунлигининг ярмини ташкил этади ва (107) формулага унинг ҳақиқий узунлиги ўрнига узунлигининг ярмини қўйиш керак:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(0.5l)^2} = \frac{4\pi^2 E J_{min}}{l^2}$$

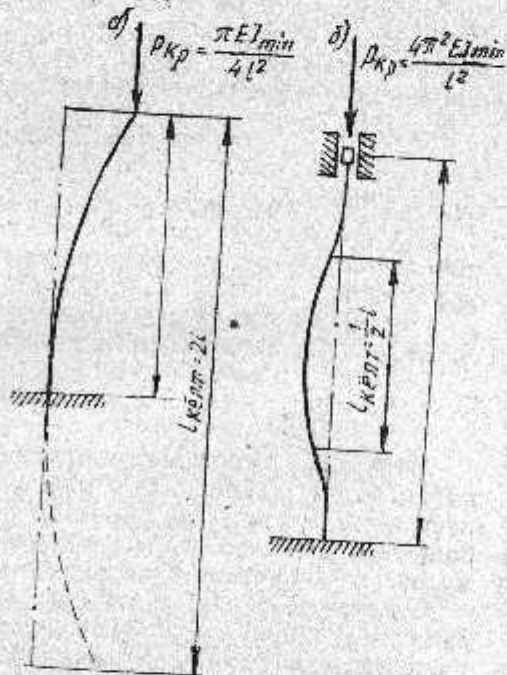
Шундай қилиб, стержень учлари ҳар қандай усул билан маҳкамлағанида ҳам критик куч учун формулани (107) га ўхшаш кўринишда келтириш мумкин, лекин бунда стерженнинг ҳақиқий узунлиги ўрнига келтирилган узунликни киритиш керак:

$$l_{св} = \mu l.$$

Коэффициент μ узунликнинг келтирилган коэффициенти деб аталади; унинг стержень учларини маҳкамлашнинг энг кўп учрайдиган ҳоллари учун қийматлари 109-расмда келтирилган.



107-расм.



108-расм.

Шундай қилиб, умумий ҳолда Эйлер формуласи қуйидаги кўринишни олади:

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(\mu l)^2} \quad (108)$$

Қисилган стерженнинг кўндаланг кесимидаги, сиқувчи кучнинг қийматига мос келадиган нормал кучланиш ҳам критик кучланиш деб аталади.

Эйлер формуласига мувофиқ критик кучланиш $\sigma_{кр}$ нинг катталигини аниқлаймиз:

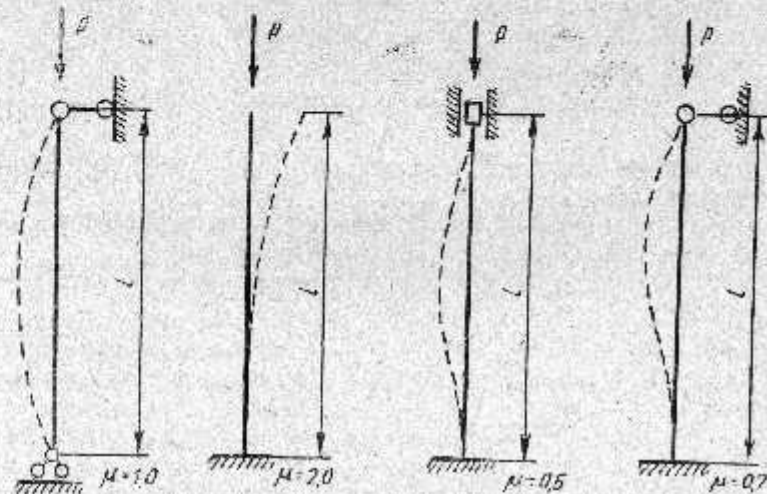
$$\sigma_{кр} = \frac{P_{кр}}{F} = \frac{\pi^2 E J_{min}}{(\mu l)^2 F}$$

$\frac{J_{min}}{F} = i_{min}^2$ белгилашни киритамиз, яъни $J_{min} \rightarrow i_{min}^2 F$ деб оламиз.

$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{F}}$ катталик кўндаланг кесимнинг инерция моменти миномум ўқига нисбатан инерция радиуси деб аталади, бу катталик узунлик ўлчамлигига эга.

Критик кучланиш формуласи қуйидаги кўринишда қайта ёзилиши мумкин:

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E i_{min}^2}{(\mu l)^2}$$



109-расм.

ёки

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\mu l}{i_{min}}\right)^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}}$ нисбат стерженнинг эгилувчанлиги деб юритилади.

У ҳар қайси узунлик ўлчамлигига эга бўлган икки катталикнинг бўлимаси бўлгани учун эгилувчанлик исмсиз сон билан ифодаланади. Эгилувчанлик λ қанча катта бўлса, критик кучланиш шунча кичик бўлади, стерженнинг бўйлама эгилишини ҳосил қилиш учун шунчалик кам сиқувчи куч керак бўлади.

54-§. Эйлер формуласининг ишлатилиш чегаралари. Критик кучланишлар учун эмпирик формулалар

Эйлер формуласи фақат чегаравий қийматидан бир оз ортиқ, стержень материалнинг физика-механикавий хоссалари (E ва $\sigma_{кр}$)

$$\lambda_{св} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{кр}}} \quad (109)$$

га боғлиқ бўлган эгилувчанликдагина тўғридир.

Кам углеродли пўлат стержень учун Эйлер формуласи $\lambda_{\text{чек}} = 100$ дан ортиқ эгилювчанликда, ёғоч учун $\lambda_{\text{чек}} = 75$ ва чўян стерженлар учун $\lambda_{\text{чек}} = 80$ эгилювчанликда тўғридир ва ҳоказо.

Амалда сиқилган стерженлар билан иш кўришга тўғри келади, уларнинг эгилювчанлиги чегаравий қийматидан кам бўлади. Бундай ҳолларда Эйлер формуласидан фойдаланиб бўлмайди, Эйлер формуласини қўллаб бўлмайдиган сиқилган стерженларни ҳисоблаш учун эмпирик формулалардан фойдаланишга тўғри келади.

Ф. С. Ясинский бир нечта тадқиқотчиларнинг тажрибада олган маълумотларини ишлаб, пўлат стерженларда критик кучланишни ҳисоблаш учун қуйидаги формулани чиқарди:

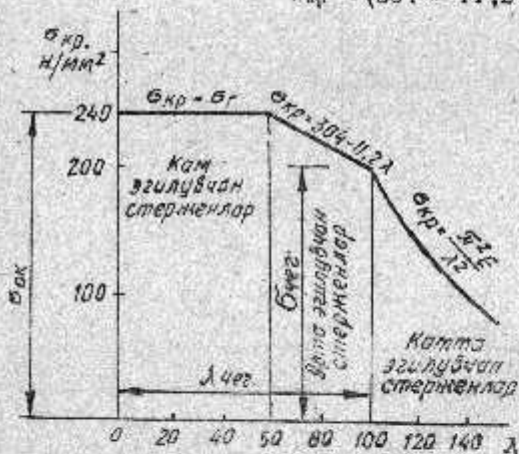
$$\sigma_{\text{кр}} = a - b\lambda, \quad (110)$$

бу ерда a ва b — материалнинг сифатини характерловчи катталиқлар.

Бу коэффициентларнинг қийматлари техникавий справочникларда келтирилади.

Эгилювчанлик $60 \leq \lambda \leq 100$ бўлганда S_73 маркали пўлат учун Ясинский формуласи қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\sigma_{\text{кр}} = (304 - 11,2\lambda) \text{ Н/мм}^2.$$



110-расм.

латидан ясалган стержень эгилювчанлигига боғлиқлигини характерловчи график келтирилган.

Эйлер формуласини татбиқ этиш мумкин бўлган стерженлар эгилювчанлиги катта стерженлар деб аталади. Ясинский формуласини татбиқ этиш мумкин бўлган стерженлар эгилювчанлиги ўртача стерженлар деб аталади. Ниҳоят, Ясинский формуласи билан ҳисобланган критик кучланишлар оқувчанлик чегарасидан ортиб кетган ҳолда биз эгилювчанлиги кичик стерженни кўраемиз. Булар учун критик кучланишлар оқувчанлик чегарасига тенг деб қаралади.

Эйлер формуласини татбиқ этиб бўлмайдиган ва критик кучланиш эмпирик боғланишлар билан аниқланадиган ҳолларда сиқувчи кучнинг рухсат этилган катталиги қуйидаги формула билан аниқланади:

$$[P] = \frac{\sigma_{\text{кр}} E}{[n_{\text{У}}]} \quad (111)$$

17-мисол. Бир учи қистириб маҳкамланган, иккинчи учи эркин, узунлиги $l = 3$ м бўшан чўян колонна учун сиқувчи кучнинг рухсат этилган катталиги аниқлансин. Колоннанинг кесими — ҳалқа, ташқи диаметр $d_1 = 200$ мм, ички диаметр $d_2 = 160$ мм. Чўян учун эластиклик модули $E = 10^5$ Н/мм², талаб этилган устиворлик запас коэффициентини $[n_{\text{У}}] = 5$.

Еч иш. Колонна кўндаланг кесимининг ўқий инерция моментини ҳисоблаймиз:

$$\alpha = \frac{d_2}{d_1} = \frac{160}{200} = 0,8.$$

$$J = \frac{\pi d_1^4}{64} (1 - \alpha^4) = 4640 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Колонна кесимининг юзи

$$F = \frac{\pi}{4} (d_1^2 - d_2^2) = 113 \cdot 10^2 \text{ мм}^2.$$

Кесимининг инерция радиуси

$$i = \sqrt{\frac{J}{F}} = \sqrt{\frac{4640 \cdot 10^4}{113 \cdot 10^2}} = 64,2 \text{ мм}.$$

$\mu = 2$ да колоннанинг ҳисобий узунлиги (109-расм,б)

$$\mu l = 2 \cdot 3000 = 6000 \text{ мм}.$$

Колоннанинг эгилювчанлиги

$$\lambda = \frac{\mu l}{i} = \frac{6000}{64,2} = 93,5 > \lambda_{\text{чек}}.$$

Демак, айни колоннанинг ҳисобини Эйлер формуласи билан олиб бориш мумкин:

$$[P] = \frac{P_{\text{кр}}}{[n_{\text{У}}]} = \frac{\pi^2 E J}{(\mu l)^2 [n_{\text{У}}]} = \frac{3,14^2 \cdot 10^5 \cdot 4640 \cdot 10^4}{6000^2 \cdot 5} = 254 \cdot 10^3 \text{ Н} = 254 \text{ кН}.$$

31-мишқ

Сиқувчи куч катталиги критик кучникидан катта бўлса, стерженнинг қандай шакли устивор бўлади?

1. Тўғри чизиқли. Б. Эгри чизиқли.
2. Критик куч катталиги стержень материалнинг эластиклик хоссаларига боғлиқми?
3. Стерженнинг узунлиги икки марта оширилса, критик куч катталиги қандай ўзгаради?
4. Икки марта камаяди. Б. Тўрт марта камаяди. В. Саккиз марта камаяди.
5. Стержень учларининг шарнирли таянчлари бикр қистириб маҳкамланган таянчлар билан алмаштирилса, критик куч катталиги қандай ўзгаради?
- А. Тўрт марта ортади. Б. Тўрт марта камаяди.
5. Диаметри $d = 4$ см бўлган доиравий кўндаланг кесими стерженнинг эгилювчанлигини ҳисобланг. Стерженнинг узунлиги 120 см, учлари шарнирли қилиб маҳкамланган.

55- §. Толиқиб емирилиш ҳақида асосий тушунчалар

Конструкциялар ва машиналарнинг элементлари, кўпинча, даврий (катталиги ва ҳатто ишораси) ўзгариб турадиган нагрузкаларда ишлайди. Масалан, вагон ўқлари, рельслар, рессорлар, поршень штоклари, валлар ва бошқа кўпгина машина деталлари шундай шароитда ишлайди. Таҷрибаларнинг ва махсус тадқиқотларнинг кўрсатишича, ўзгарувчан нагрузкаларда конструкцияларнинг мустаҳкамлиги статикавий кучланишлар бўлган ҳолдагига қараганда паст бўлади.

Материалга кўп қарра ўзгарувчи нагрузкалар таъсир қилганда мустаҳкамлигининг пасайиши материалнинг толиқиши деб юритилади.

Ўзгарувчан нагрузкалар таъсирида юз берадиган емирилиш процессини тадқиқ қилиш шу нарсага кўрсатдики, бунда материалда микроларз ҳосил бўлиб, у аста-секин буюм ичкарасига кириб боради. Ўзгарувчан нагрузкалар дарзининг тез кенгайишига ёрдам беради, чунки иш вақтида унинг четлари гоҳ яқинлашиб, гоҳ узоқлашиб туради. Толиқиш дарзлари кенгай борини билан кўндаланг кесим тобора заифлашади ва бирор пайтда заифлашув шундай катталиққа етадики, тасодифий туртки ёки зарб бир онда осонгина емирилишга сабаб бўлади.

Буюмдаги толиқиш дарзлари, олатда, маҳаллий характерда бўлади ва, умуман олганда, конструкция материалига алоқаси бўлмайди. Шунга қарамаздан кўпгина ҳолларда толиқиш дарзларининг ўсиши жуда хавфли ҳодиса ҳисобланиб, жуда катта ҳалокатга олиб келиши мумкин. Масалан, толиқиш дарзлари таъсирида темир йўл вагонининг ўқи синиб, темир йўл ҳалокатига сабаб бўлиши мумкин. Шунинг учун ҳисоблашнинг ўзгарувчан нагрузкаларда хавфсиз ишлашни таъминлайдиган методларини ишлаб чиқиш керак. Бу айниқса машинасозликда муҳимдир.

56- §. Кучланишлар цикли. Чидамлилик чегарасини аниқлаш

Кучланишларнинг бир охириги катталиқдан бошқа охириги катталиқкача ва бунинг тесқарисига ўзгариши кучланишлар цикли деб аталади. Кучланишларнинг охириги қийматларининг нисбатига қараб, симметрик ва асимметрик цикллари бўлади (111- расм, а ва б).

Симметрик циклда кучланишларнинг охириги қийматлари катталиқлари жиҳатидан тенг ва ишораси қарама-қарши бўлади (111- расм, а). Асимметрик циклни бирор ўзгармас кучланиш σ_m қўшилган симметрик циклдан иборат деб қараш мумкин. Асимметрик циклда кучланишнинг охириги қийматлари қуйидаги ифодалардан аниқланади:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_m + \sigma_a ; \\ \sigma_{\min} &= \sigma_m - \sigma_a . \end{aligned} \right\} \quad (112)$$

σ_m катталиқ циклнинг ўрта кучланиши деб юритилади. σ_a катталиқ циклнинг амплитудаси деб аталади.

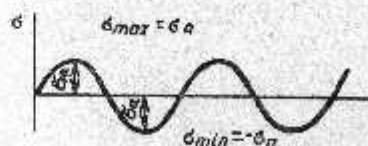
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} ;$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} .$$

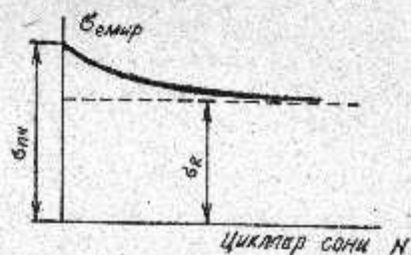
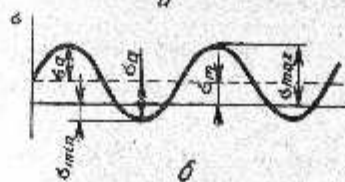
Цикл минимал кучланишининг максимал кучланишига нисбати унинг асимметрияси билан характерланади ва *циклнинг асимметрия коэффициентини* деб аталади:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} . \quad (113)$$

Симметрик циклда



$\sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \sigma_a$ ва $R = -1$;
ўзгармас статикавий кучланишда
 $\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$ ва $R = +1$.



111- расм.

112- расм.

Агар $\sigma_{\min} = 0$ бўлса, у ҳолда $R = 0$. Кучланишларнинг охириги қийматларидан бири нолга тенг бўлган цикл *пульсацияланувчи цикл* деб аталади. Асимметрик цикллари учун R нинг қиймати -1 дан $+1$ гача ўзгариб туради. Масалан, $\sigma_{\max} = 120 \text{ Н/мм}^2$ ва $\sigma_{\min} = 40 \text{ Н/мм}^2$ да

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{40}{120} = 0,333 .$$

Таҷриба йўли билан, ўзгарувчан кучланишнинг шундай энг катта қийматини топиш мумкинки, бунда материал чекланмаган сондаги ўзгарувчан кучланишларга чидаши мумкин. Юклар цикларининг ҳар қанча сонда емирилмасдан материал чидаши мумкин бўлган энг катта ўзгарувчан кучланиш *материалнинг чидамлилик чегараси* деб аталади ва σ_R билан белгиланади.

Бу кучланиш деформация турига ҳам (эгилиш, ўқий чўзилиш-сикилиш, буралиш), кучланишлар цикли характерига ҳам жуда боғлиқ. Симметрик цикл учун $R = -1$ бўлганда чидамлилик чегараси $\sigma_R = \sigma_{-1}$ минимал қийматга эга бўлади. Пульса-

цияланувчи цикл ($R = 0$) даги чидамлик чегараси $\sigma_R = \sigma_0$ ҳам материалларнинг муҳим характеристикасидир.

Эгилишдаги чидамлик чегараси ҳамма вақт ўқий юкланишдагига қараганда катта бўлади. Бунга сабаб шуки, чўзилиш ёки сиқилишда бутун кесим бир хил кучланиш таъсирида бўлади, эгилишда эса энг катта кучланиш фақат кесимнинг чекка нуқталарида бўлади, материалнинг қолган қисми кичик нагрукаларда ишлайди. Бу ҳол толиқиш дарзлари ҳосил бўлишини қийинлаштиради. Агар кучланишлар цикли асимметрик бўлса, у ҳолда цикл асимметрияси коэффициенти $R + 1$ га қанча яқин бўлса, чидамлик чегараси шунча катта бўлади. $R + 1$ да, яъни статикавий юкланишда чидамлик чегараси мустақкамлик чегараси билан мос тушади. Кучланишлар цикллариинг конструкция элементини емирилишгача олиб келиш учун зарур сонинг энг катта ўзгарувчан кучланиш қийматига ва элементга таъсир этаётган кучланишларнинг охириги қийматларининг алгебраик айирмасига боғлиқ. Бу айирма қанчалик катта бўлса, материални емирилишгача олиб келадиган кучланишлар цикллари сонини шунчалик кам бўлади. Кучланишларнинг ўзгариш сопи билан энг катта кучланиш орасидаги боғланиш график тарзда гипербола типидagi эгри чизиқ билан тасвирланади (112-расм). Кучланишлар қиймати катта бўлганида емирилиш оз цикллари сонинда содир бўлади. Кучланишларининг катталиклари камая бориши билан цикллари сонини орта боради. Ниҳоят, кучланиш чидамлик чегараси σ_R га тенг бўлганда материал ҳар қанча цикллари сонинга бардош беради.

57-§. Маҳаллий кучланишлар. Кучланишлар концентрацияси коэффициенти

Тажрибадан маълумки, деталларнинг ўлчамларида кескин ўзгаришлар, кесиклар, ўткир бурчаклар, тешиклар бўлган кесимларида катта маҳаллий (кучланишлар концентрацияси деб юритиладиган) кучланишлар ҳосил бўлади. Бу кесимларда, одатда, оқибатда детални емирилишга олиб келадиган толиқиш дарзлари кўпаяди.

Маҳаллий кучланишларининг катталиги σ_{max} , одатда, концентрация ҳосил қилувчи сабаблар бўлмаганда юзага келадиган кучланишларнинг энг катта қийматидан ортиқ бўлади. Маҳаллий кучланиш билан номинал кучланишлар деб аталадиган, яъни материаллар қаршилиги формулалари билан ҳисобланадиган кучланишлар орасидаги боғланиш қуйидаги кўринишга эга:

$$\sigma_{max} = k_c \sigma, \quad (114)$$

бу ерда k_c — кучланишлар концентрацияси коэффициенти.

Маҳаллий кучланишлар чидамлик чегарасини жуда камаятириб юборади. Шунинг учун ишораси ўзгарувчан нагруклада ишловчи буюмлар кесими кескин ўзгармайдиган шаклда, кучланишлар концентрация ҳосил қиладиган кучсизлаштирадиган жойи бўлмайдиган ва виточкаларсиз ясалиши керак.

Чидамлик чегараси деталнинг ўлчамларига ва сиртининг ишланиш сифатига ҳам боғлиқ. Деталнинг ўлчамлари катталашганда чидамлик чегараси камаяди. Бу ҳодиса масштаб фактори ϵ билан ҳисобга олинади, унинг қийматлари пўлат намуналар учун қуйида келтирилган.

d , мм	10	20	30	40	50	100	150	200
ϵ	1	0,93	0,87	0,82	0,78	0,65	0,58	0,55

Сиртининг ишланиш характери сиртининг тозалик коэффициенти β билан ҳисобга олинади, у деталларни одатдаги усуллар билан ишланганида 0,6 дан 1,0 гача ўзгаради. Агар деталь сирти махсус пухталаштирилса (азотлаш, цементлаш ва ҳ.к.); у ҳолда сиртининг тозалик коэффициенти 1 дан катта бўлиши мумкин.

Чидамлик коэффициенти σ_{-1} масштаб фактори ϵ сирт тозалиги коэффициенти β ва кучланишлар концентрациясининг эффектив коэффициенти k_c маълум бўлса, у ҳолда мустақкамлик запаси $[n]$ берилганда эгилишдаги рухсат этилган кучланишнинг симметрик циклда қуйидаги формула билан аниқлаш мумкин:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \epsilon \beta}{k_c [n]}, \quad (115)$$

Чўзилиш-сиқилиш симметрик циклда

$$[\sigma_{-1}]_p = \frac{\sigma_{-1} \epsilon \beta}{k_c [n]}, \quad (116)$$

бу ерда чидамлик чегараси $\sigma_{-1p} \approx 0,8 \sigma_{-1}$.

Буралити симметрик циклда худди шунга ўхшаш

$$[\tau_{-1}] = \frac{\tau_{-1} \epsilon \beta}{k_c [n]}, \quad (117)$$

бу ерда $\tau_{-1} \approx 0,6 \sigma_{-1}$ пўлат учун; k_c — урнимма кучланишларнинг концентрация коэффициенти.

32- машқ

1. Материалнинг мустақкамлиги кучланишларнинг вақт мобайнида ўзгариш характерига боғлиқми?

А. Боғлиқ. Б. Боғлиқ эмас.

2. Деталь оқувчанлик чегарасидан кичик ўзгарувчан нагрукаларда ишласа, синиши (емирилиши) мумкинми?

А. Мумкин эмас. Б. Мумкин.

3. Агар синиш юзасида икки зона: битта силлиқ притирланган зона, иккинчи — лағаб донадор зона бўлса, синиш юзасининг ташқи кўринишига қараб деталнинг қандай кучланишларда ишлашини аниқлаш мумкинми?

А. Деталь ўзгармас кучланишларда ишлаган. Б. Деталь ўзгарувчан кучланишларда ишлаган.

4. Деталнинг шакли унинг чидамлик чегарасига таъсир қиладими?

А. Таъсир қиладди. Б. Таъсир қилмайди.

XIV Б.О.Б. КИНЕМАТИКА

58-§. Асосий тушунчалар

Кинематикада материал нуқта ва қаттиқ жисмларнинг механикавий ҳаракати ўрганилади ва бу ҳаракатларни юзага келтирувчи сабаблар ҳисобга олинмайди. Кинематикани, кўпинча, ҳаракат геометрияси деб атайдилар, у геометрик тасаввурларга анчагина даражада асосланган.

Механикавий ҳаракат макон ва замонда (фазода ва вақт мобайнида) содир бўлади. Жисмларнинг ҳаракати содир бўладиган фазо уч ўлчамли деб қаралади ва унинг ҳамма хоссалари эвклид геометриясининг аксиомалари системасига ва теоремаларига бўйсунди. Вақт ҳеч нарсага боғлиқ эмас ва бир текис ўтади деб фараз қилинади.

Физиканинг ҳозирги тараққиёти фазо ва вақт ҳақидаги бошқача тасаввурларга олиб келди. Замонамизнинг буюк олими Эйнштейн яратган нисбийлик назарияси фазо ва вақтнинг ҳаракат тезлигига боғлиқ бўлишини кўрсатди. Тезликлар нисбатан кичик бўлганида бу боғланиш амалда сезилмайди ва фазо ҳамда вақт ҳақида классик механикада қарор топган тасаввурлар ўз кучини сақлайди. Фақат ёруғлик тезлиги (300 000 км/с) га яқин тезликлардагина бу тасаввурлар ноаниқ.

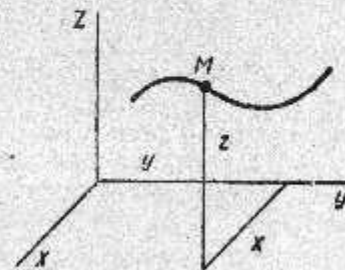
Кинематикада вақтни ўлчашда вақт оралиғи ёки бўлаги ҳамда вақтнинг бошланғич пайти деган тушунчалар билан иш кўрилади. Икки белгиланган ҳодиса ўртасида ўтадиган вақт *вақт оралиғи* деб аталади. Санок бошланган вақт *бошланғич пайт* деб аталади.

Умумий ҳолда қаттиқ жисмнинг турли нуқталари турлича ҳаракат қилади. Шу сабабдан биринчи навбатда жисмнинг айрим нуқталарининг ҳаракатини ўрганиш зарурати туғилади. Нуқтанинг фазодаги вазиятини аниқлаш учун бирорта қўзғалмас жисм ёки u билан боғланган координата ўқлари системаси мавжуд бўлиши керак, u санок системаси деб аталади. Берилган жисмнинг ёки нуқтанинг ҳаракати уни фақат санок системаси билан таққослаш орқали аниқланади.

Табиатда қўзғалмас жисмлар йўқ, бинобарин, абсолют қўзғалмас санок системалари бўлиши мумкин эмас. Одатда Ер билан боғланган координата ўқлари системаси шартли равишда қўзғалмас санок системаси деб ҳисобланади. Мисол учун нуқтанинг бирорта шартли қўзғалмас координаталар системасидаги ҳаракатини кўриб чиқамиз (113-расм). M нуқтанинг вазияти фазода учта координата билан аниқланади. Бу координаталар нуқта бир вазиятдан иккинчи вазиятга ўтганда ўзгаради. *Нуқта танланган санок системасига нисбатан фазода ҳаракат қилганда чизган эгри чизиғи унинг траекторияси деб аталади.*

Траекториялар тўғри чизиқли (масалан, двигателъ поршени нуқталарининг ҳаракати) ва эгри чизиқли (доиравий-шқив, диск арра нуқталарининг ҳаракати, параболик-суюқликнинг идиши ён деворчаларидаги тешикдан оқиб чиқишидаги ҳаракати ва бошқалар) бўлади.

Нуқтанинг фазодаги ҳаракати аввало тезлик билан аниқланади, *у айни вақт пайтида нуқта ҳаракатининг жадаллиғи ва йўналишини ҳарактерлайди.*



113-расм.

Тезликка қараб, нуқтанинг ҳаракати *текис* ва *нотекис* бўлиши мумкин. Текис ҳаракатда тезлик катталиғи жиҳатидан ўзгармас, нотекис ҳаракатда ўзгарувчан бўлади. *Тезликнинг вақт мобайнида ўзгариши тезланиши билан ҳарактерланади.* Нуқтанинг тезлиги ва тезланиши вектор катталиклардир.

Нуқта ҳаракатини ўрганишда икки муҳим тушунча: *ўтилган йўл* ва *масофа* бир-биридан ажрата билиш зарур. Масофа нуқтанинг траекториясида унинг вазиятини аниқлайди ва бирор санок бошидан ҳисобланади. Масофа алгебраик катталиқ, чунки нуқтанинг санок бошига нисбатан вазиятига ва масофалар ўқининг қабул қилинган йўналишига қараб u мусбат ва манфий ишорали бўлиши мумкин. Нуқта босиб ўтган йўл, масофадан фарқли ўларок, ҳамма вақт мусбат содир. Нуқтанинг ҳаракати санок бошидан бошланганда ва траектория бўйича бир йўналишда содир бўлгандагина йўл масофанинг абсолют қиймати билан мос тушади.

Умумий ҳолда нуқтанинг ҳаракати траекторияда бирор ихтиёрий вазиятда бошланади. U ҳолда нуқтанинг бошланғич вазиятини аниқлаш учун *бошланғич масофа* тушунчаси киритилади. Йўл ва масофа нуқта бир йўналишда ҳаракатланганда бошланғич масофага тенг бўлган қандайдир катталиқ қадар фарқ қилиши мумкин, яъни

$$s_p = s + s_0, \quad (118)$$

бу ерда s_p — нуқтанинг санок бошидан масофаси; s — ўтилган йўл; s_0 — бошланғич масофа, u мусбат катталиқ ҳам, манфий катталиқ ҳам бўлиши мумкин.

59-§. Нуқтанинг ҳаракат тенгламаси

Умумий ҳолда нуқта эгри чизиқли траектория бўйича ҳаракатланиши мумкин. Нуқтанинг эгри чизиқли ҳаракатини ўрганиш учун вақтнинг исталган пайтида унинг белгиланган санок системаси (координаталар системаси) даги вазиятини аниқлай билиш керак.

Ҳаракатланаётган нуқтанинг вазиятини вақтга қараб аниқлайдиган тенгламалар ҳаракат тенгламалари деб аталади. Нуқта ҳаракатининг энг қулай берилиш усули — табиий усулдир. Бунда нуқтанинг траекторияси (графикавий ёки аналитик) ва нуқтанинг траектория бўйича ҳаракатланиш қонуни берилди.

Ихтиёрий A нуқта берилган траектория бўйича кўчаётган бўлсин (114-расм, *a*). O нуқтани санок боши деб қабул қилиб, ҳаракат тенгламасини қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$s = f(t).$$

бу ерда s — A нуқтанинг санок бошидан бўлган масофаси, t — вақт.

Текисликда ҳаракатланаётган нуқтанинг вазиятини (114-расм, *b*), унинг иккита ўзаро перпендикуляр Ox ва Oy ўқларга нисбатан координаталари x ва y маълум бўлса, аниқлаш мумкин. Нуқта ҳаракатланаётганида унинг координаталари вақт ўтиши билан ўзгаради, демак, x ва y вақтнинг бирор функциялари бўлиб, нуқтанинг ҳаракатини аниқлайди:

$$x = f_1(t); \quad y = f_2(t). \quad (119)$$

Нуқта ҳаракатининг бундай берилиш усули *координаталар усули* деб аталади. Ҳаракат тенгламаси (119) ёрдамида нуқтанинг траекториясини топиш мумкин. Бунинг учун улардан параметрни — t вақтни — чиқариб ташлаш ва нуқта координаталари орасидаги боғлаишни топиш керак:

$$y = f(x). \quad (120)$$

60-§. Нуқтанинг тезлиги

Бундан кейинги баёнлар учун муҳим бўлган баъзи асоси таърифларни кўриб чиқамиз. *Агар нуқта тенг вақт оралиқларида тенг йўллارни ўтса, унинг ҳаракати текис ҳаракат деб аталади.*

Текис ҳаракатнинг тезлиги нуқтанинг бирор вақт оралиғида

ўтган йўlining бу вақт оралиғи катталигига нисбати билан ўлчанади.

$$v = \frac{s}{t}, \quad (121)$$

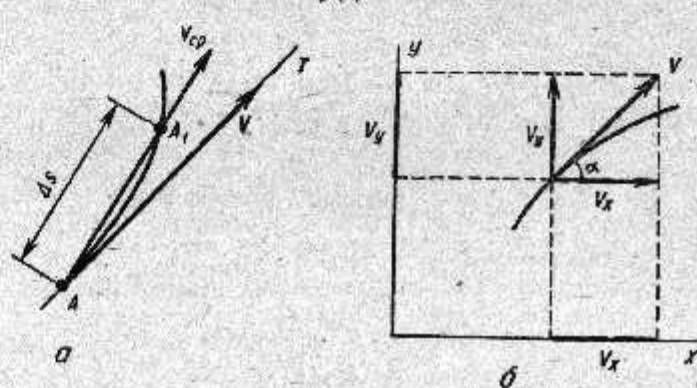
бу ерда s — йўл; t — вақт.

Тезлик узунлик бирликлари тақсим вақт бирлиги: м/с, см/с, км/соат ва ҳоказо ҳисобида ўлчанади; 1 км/соат = 0,278 м/с, 1 м/с = 3,6 км/соат.

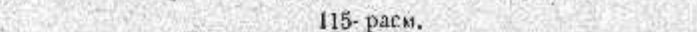
Агар нуқта тенг вақт оралиқларида тенг бўлмаган йўллارни ўтса, унинг ҳаракати нотекис ҳаракат деб аталади.

Нотекис ҳаракат тезлиги ўзгарувчан катталик бўлиб, у вақтнинг функцияси:

$$v = f(t). \quad (122)$$



114-расм.



115-расм.

Берилган траектория бўйича бирор $S = f(t)$ қонун билан ҳаракатланаётган A нуқтани кўриб чиқамиз (115-расм, *a*). Δt вақт оралиғида A нуқта AA_1 ёй бўйлаб A вазиятга кўчади. Агар Δt вақт оралиғи кичик бўлса, у ҳолда AA_1 ёйни унинг ватарни билан алмаштириш ва биринчи яқинлашишда нуқта ҳаракат тезлигининг ўртача катталигини топиш мумкин:

$$v_{\text{ўр}} = \frac{\Delta s}{\Delta t}.$$

Ўртача тезлик ватар бўйлаб A нуқтадан A_1 нуқтага йўналган. Ҳақиқий тезликни $\Delta t \rightarrow 0$ бўлганда лимитга ўтиш йўли билан топамиз:

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t}. \quad (123)$$

$\Delta t \rightarrow 0$ да ватарнинг йўналиши лимитда A нуқтада траекторияга ўтказилган уринманинг йўналиши билан устма-уст тушади, яъни нуқта тезлигининг катталиги йўл орттирмасининг вақт нолга интилгандаги тегашли вақт оралиғига нисбатининг лимити сифатида аниқланади, унинг йўналиши эса

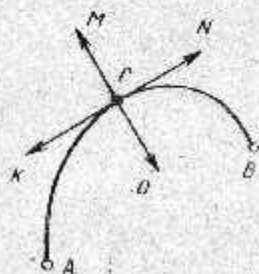
айни нуқтадан траекторияга ўтказилган уринманинг йўналиши билан устма-уст тушади. Нуқта тезлигининг векторини координата ўқлари бўйича ташкил этувчиларга ажратиш мумкин (115-расм, б). Тезликнинг ташкил этувчиларининг катталиклари унинг проекцияларига тенг:

$$v_x = v \cos \alpha; \quad v_y = v \sin \alpha. \quad (124)$$

бу ерда α — ўқ билан тезликнинг йўналиши орасидаги бурчак (115-расм, б).

Агар тезликнинг координата ўқларидаги проекциялари маълум бўлса, унинг катталиги ва йўналишини аниқлаш мумкин:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{v_y}{v_x}. \quad (125)$$



116-расм.

бўйича йўналган. В. Тезлик CN бўйича йўналган. Г. Тезлик CO бўйича йўналган.

4. Агар тезликнинг ўздаги проекцияларининг координаталари: $v_x = 3$ м/с, $v_y = 4$ м/с берилган; нуқта тезлигининг катталиги ва йўналишини аниқланг.

61-§. Нуқтанинг тезланиши

Эгри чизиқли траектория бўйича ҳаракатланишда нуқта тезлигининг йўналиши ҳам, катталиги ҳам ўзгариши мумкин. Тезликнинг вақт бирлиги ичида ўзгариши тезланиш бўлади.

А нуқта (117-расм, а) бирор эгри чизиқли траектория бўйича ҳаракатланаётган бўлсин ва Δt вақт ичида А вазиятдан A_1 вазиятга ўтсин. Нуқта ўтган масофа AA_1 ёйдан иборат, унинг узунлигини Δs билан белгилаймиз. А вазиятда нуқтанинг тезлиги v эди, A_1 вазиятда эса тезлиги v_1 . Тезликларнинг геометрик айирмасини А нуқтадан Δv векторни қуриб аниқлаймиз. 117-расм, а да тезликнинг орттирмаси Δv вектор билан тасвирланади.

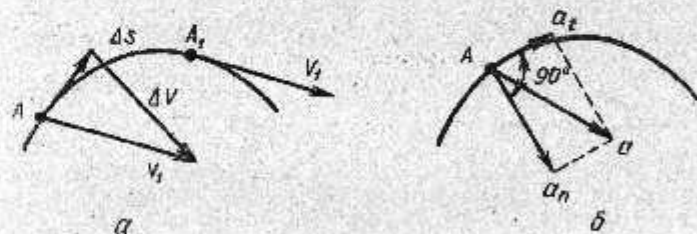
Нуқтанинг тезлиги шу нуқта А вазиятдан A_1 вазиятга кўчганда ҳам катталиги, ҳам йўналиши бўйича ўзгарди. Тезланишнинг тезликнинг айтиб ўтилган ўзгаришини ифодалайдиган

ўртача қийматини тезлик орттирмасининг вектори Δv ни тегишли ҳаракат вақтига бўлиш йўли билан топиш мумкин:

$$a_{\text{ор}} = \frac{\Delta v}{\Delta t}$$

$\Delta t \rightarrow 0$ бўлгандаги лимитни аниқлаб, нуқтанинг ҳақиқий тезланишини оламиз:

$$\vec{a} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t}.$$



117-расм.

Топилган тезланиш тезлик сон қийматининг ва унинг йўналишининг ўзгаришини ифодалайди. Қулайлик учун тезланиш ҳаракат траекториясига ўтказилган уринма ва нормал бўйича ўзаро перпендикуляр ташкил этувчиларга ажратилади (117-расм, б).

$$\vec{a} = \vec{a}_t + \vec{a}_n. \quad (126)$$

Уринма ташкил этувчи \vec{a}_t йўналиши бўйича тезликка мос тушади ёки унга қарама-қарши йўналади. У тезлик катталигининг ўзгаришини ифодалайди ва тегишлича қуйидаги формула билан аниқланади:

$$a_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t}. \quad (127)$$

Нормал ташкил этувчи \vec{a}_n нуқта тезлигининг йўналишига перпендикуляр. У тезлик вектори йўналишининг ўзгаришини ифодалайди. Нормал кучланишнинг сон қиймати қуйидаги формула билан аниқланади:

$$a_n = \frac{v^2}{r}, \quad (127 \text{ а})$$

бу ерда r — кўрилаётган нуқта траекториясининг эгрилик радиуси. a_t ва a_n ташкил этувчилар ўзаро перпендикуляр ва тўла тезланиш катталиги қуйидаги формула билан аниқланади:

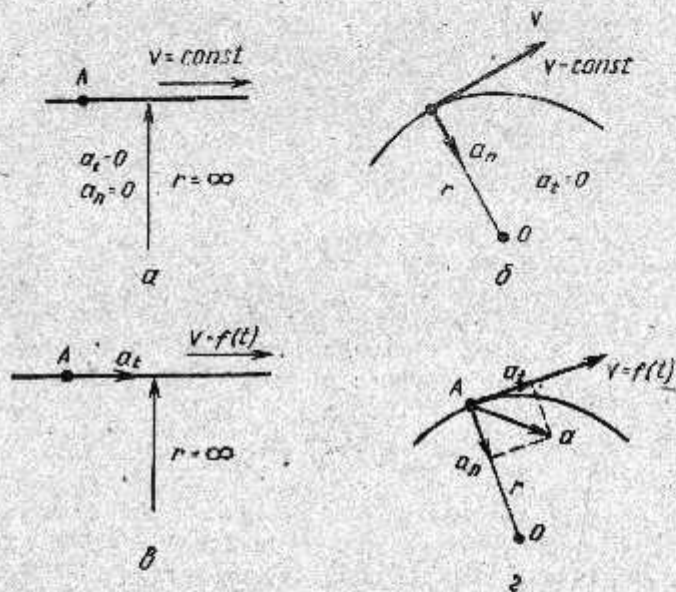
$$a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}. \quad (128)$$

62-§. Нуқта ҳаракатининг тезланишга боғлиқ турлари

Нуқта ҳаракатининг бўлиши мумкин бўлган ҳолларини кўриб чиқамиз ва уринма ҳамда нормал тезланишлар учун юқорида келтириб чиқарилган формулаларни таҳлил қиламиз.

Тўғри чизиқли текис ҳаракат А нуқта ҳаракат тезлигининг ўзгармаслиги ва унинг ҳаракат траекториясининг эгрилик радиуси чексизликка тенглиги билан характерланади (118-расм, а). Бу ҳолда уринма тезланиш нолга тенг, чунки тезликнинг катталиги ўзгармайди ($\Delta v = 0$):

$$a_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = 0.$$



118-расм.

Шунингдек, нормал кучланиш ҳам нолга тенг ($r = \infty$):

$$a_n = \frac{v^2}{r} = 0.$$

Демак, нуқта ҳаракатининг тўла тезланиши ҳам нолга тенг:

$$a = 0$$

Эгри чизиқли текис ҳаракат тезлиги сон қийматининг ўзгармаслиги, фақат тезлик вектори йўналиши бўйича ўзгариши билан характерланади. Бу ҳолда уринма тезланиш нолга тенг, чунки $\Delta v = 0$ (118-расм, б):

$$a_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = 0,$$

нормал тезланиш эса нолга тенг эмас: $a_n = \frac{v^2}{r} \neq 0$, чунки r — чекли катталиқ.

Тўла тезланиш эгри чизиқли текис ҳаракатда нормал тезланишга тенг, яъни $a = a_n$.

Тўғри чизиқли нотекис ҳаракат нуқта ҳаракат тезлигининг сон қиймати (118-расм, в) ўзгариши ($\Delta v \neq 0$), нуқта ҳаракат траекториясининг эгрилик радиуси r эса чексизликка тенглиги ($r = \infty$) билан характерланади. Шунинг учун уринма тезланиш бу ерда нолга тенг бўлмайди:

$$a_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} \neq 0,$$

нормал тезланиш эса нолга тенг:

$$a_n = \frac{v^2}{r} = 0 \quad (r = \infty).$$

Бинобарин, нуқтанинг тўла тезланиши тўғри чизиқли нотекис ҳаракатда уринма тезланишга тенг, яъни

$$a = a_t$$

Эгри чизиқли нотекис ҳаракат (118-расм, г) А нуқта ҳаракат тезлигининг сон қиймати ўзгариши ($\Delta v \neq 0$), унинг ҳаракат траекториясининг эгрилик радиуси эса чекли катталиқ эканлиги билан характерланади. Бу ҳолда уринма кучланиш нолга тенг бўлмайди:

$$a_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} \neq 0,$$

нормал тезланиш ҳам нолга тенг эмас:

$$a_n = \frac{v^2}{r} \neq 0.$$

Бинобарин, тўла тезланиш эгри чизиқли нотекис ҳаракатда уринма ва нормал тезланишларнинг йиғиндисидин иборат бўлади, яъни

$$\vec{a} = \vec{a}_t + \vec{a}_n.$$

Уринма тезланишларнинг катталиги ўзгармас бўлганда ($a_t = \text{const}$) нуқтанинг ҳаракати **текис ўзгарувчан** ҳаракат деб аталади. Тезликнинг сон қиймати ортиши ёки камайишига қараб текис ўзгарувчан ҳаракат текис тезланувчан ва текис секинланувчан бўлиши мумкин. Тезланишнинг катталигини ихтиёрий вақт оралиғи t нинг бошланиши ва охиридаги тезликнинг қийматлари орқали аниқлаш мумкин:

$$a_t = \frac{v - v_0}{t},$$

бундан

$$v = v_0 + a_t t. \quad (129)$$

Текис тезланувчан ҳаракатда a_t тезланиш мусбат, текис секинланувчан ҳаракатда эса манфий бўлади.

Нуқтанинг текис ўзгарувчан ҳаракатда ўтган йўли қуйидаги формула билан аниқланади:

$$s = v_{sp} t = \frac{v_0 + v}{2} t = \frac{v_0 + v_0 + a_t t}{2} t = v_0 t + \frac{a_t t^2}{2}. \quad (130)$$

Жисмнинг эркин тушиши текис тезланувчан ҳаракатта мисол бўла олади. Эркин тушини тезланиши g ҳарфи билан белгиланади. Бу тезланишнинг Ер сирти яқинида ўртача $9,81 \text{ м/с}^2$ га тенглиги тажриба йўли билан аниқланган.

34-машқ.

1. Нуқта тўғри чизик бўлаб тезликка қарама-қарши йўналган ўзгармас тезланиш билан ҳаракат қилади. Нуқтанинг қандай ҳаракатланиши аниқлансин.

А. Текис. Б. Текис тезланувчан. В. Текис секинланувчан.

2. Нуқта тезланишнинг қандай ташкил этувчиси тезлик катталлигининг ўзгаришини характерлайди.

А. Нормал тезланиш. Б. Уринма тезланиш.

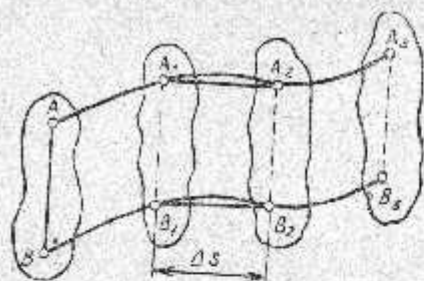
3. Нуқта А дан В га АСВ траектория бўйича текис секинланувчан ҳаракат қилади (116-расмга қarang). Тезланишнинг С нуқтадаги уринма ва нормал ташкил этувчиларининг йўналишини кўрсатинг.

А. Тезланишнинг ташкил этувчилари СК ва СМ бўйича йўналган.

Б. Тезланишнинг ташкил этувчилари СМ ва СN бўйича йўналган.

В. Тезланишнинг ташкил этувчилари СN ва СО бўйича йўналган.

Г. Тезланишнинг ташкил этувчилари СО ва СК бўйича йўналган.



119-расм.

63-§. Қаттиқ жисмнинг илгариланма ҳаракати

Қаттиқ жисмнинг илгариланма ҳаракати шундай ҳаракатки, бунда шу жисмда ўтказилган ҳар қандай тўғри чизик ўзининг бошланғич вазиятига параллеллигича қолади.

Жисмда ўтказилган АВ тўғри чизик (119-расм) ҳаракат вақтида ўзининг бошланғич вазиятига параллел равишда силжийди.

Жисмнинг кичик вақт оралиғи Δt да силжишини кўриб чиқамиз. Бунда А ва В нуқталар тўғри чизик ҳамда параллел тўғри чизиклар бўйлаб силжийди деб ҳисоблаш мумкин, Δt вақт ичида улар бир хил Δs йўлни ўтади. Демак, бу нуқталарнинг тезлиги катталлиги жиҳатидан бир хил бўлади

$$v_A = v_B = v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad (131)$$

ва бир томонга йўналади, яъни

$$\vec{v}_A = \vec{v}_B = \vec{v}. \quad (132)$$

Илгариланма ҳаракатда жисм нуқталари тезланишларининг тенглиги ҳам шу тарзда исботланади:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_B = \vec{a}. \quad (133)$$

Винобарин, жисмнинг илгариланма ҳаракатида унинг ҳамма нуқталари бир хил траекториялар чизади ва исталган вақт пайтида уларнинг тезликлари ва тезланишлари катталликлари жиҳатидан ўзаро тенг ва бир-бирига параллел йўналган бўлади.

Жисмнинг илгариланма ҳаракати унинг битта нуқтаси ҳаракати билан тўла характерланиб, бу ҳаракат координаталар усулида ёки табиий усулда берилиши мумкин. Аммо алоҳида нуқта эмас, балки фақат қаттиқ жисмгина илгариланма ҳаракат қилиши мумкин. Двигатель поршенининг ҳаракати, вагоннинг йўлнинг тўғри участкасидаги ҳаракати ва ҳоказолар илгариланма ҳаракатга мисол бўла олади. Илгариланма ҳаракат тўғри чизикли ва эгри чизикли бўлиши мумкин.

64-§. Жисмнинг қўзғалмас ўқ атрофида айланиши

Жисм қўзғалмас ўқ атрофида айланма ҳаракат қилганда унинг айланиш ўқида ётган ҳамма нуқталари қўзғалмас қолади. Айланаётган жисмнинг қолган нуқталари қўзғалмас ўқ атрофида шу ўққа перпендикуляр текисликларда маркази шу ўқда бўлган айлана чизади.

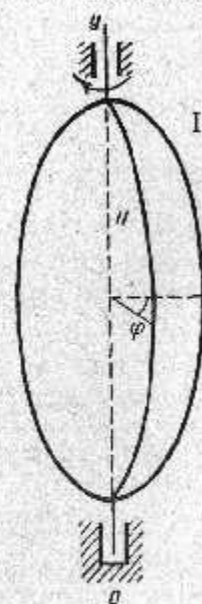
Оу ўқ атрофида айланаётган жисмни кўриб чиқамиз (120-расм). Айланаётган жисмнинг O_y ўқ орқали ўтувчи ва бошланғич вақт пайтида чизма I текислиги билан устмас-уст тушувчи текислиги t вақт оралиғидан кейин II вазиятини олади ва текисликнинг таъкидлаб ўтилган иккала вазияти φ бурчакни ҳосил қилади.

φ бурчак жисмнинг бурилиш бурчаги деб аталади. Бурилиш бурчаги φ радиан ҳисобида ўлчанади ва жисмнинг маълум бир вазиятига мос келади. Айланаётган жисмнинг ҳар қайси пайтдаги вазиятини аниқлаш учун бурилиш бурчагини вақтга кўра функция сифатида ифодалайдиган қуйидаги тенглама хизмат қилади:

$$\varphi = f(t). \quad (134)$$

Бурилиш бурчагининг ўзгариши бурчагий тезлик билан аниқланади. Бурилиш бурчаги орттирмаси $\Delta\varphi$ нинг шу орттирма содир бўлган вақт Δt га нисбати айланаётган жисмнинг ўртача бурчагий тезлиги деб аталади.

$$\omega_{sp} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}. \quad (135)$$



120-расм.

Жисм айланма ҳаракатининг бурчагий тезлиги бурилиш бурчаги орттирмасининг вақт нолга интилгандаги тегишли вақт оралиғига нисбатининг лимитига тенг. $\omega = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta t}$

Бурчагий тезлик радиан тақсим секунд, яъни рад/с, 1/с ёки c^{-1} ҳисобида ўлчанади.

Бурчагий тезлик ω (рад/с) билан айланиш частотаси n (айл/мин) орасидаги боғланишни қуйидагича аниқлаш мумкин. Айланаётган жисмининг бир айланишида бурилиш бурчаги 2π рад га тенг, 1 минутдаги n айланишда бурилиш бурчаги $2\pi n$ ни ташкил этади.

Тегишлича бурчагий тезлик n айланишдаги бурилиш бурчагини 60 с га бўлиш йўли билан аниқланади

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}. \quad (136)$$

Жисмининг бурчагий тезлиги ўзгармас бўлганда ($\omega = \text{const}$) айланиш текис айланиш бўлади. Бурилиш бурчаги бу ҳолда қуйидаги формула билан аниқланади:

$$\varphi = \omega t. \quad (137)$$

Бурчагий тезлик ўзгарувчан бўлганда жисм нотекис айланади. Бурчагий тезликнинг вақт бирлигида ўзгариши бурчагий тезланиш билан аниқланади, бу тезланиш бурчагий тезлик орттирмасининг вақт нолга интилгандаги тегишли вақт оралиғига нисбатига тенг:

$$\varepsilon = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \omega}{\Delta t}. \quad (138)$$

Бурчагий тезланиш радиан тақсим квадрат секунд, яъни рад/с² ёки 1/с², ёхуд c^{-2} ҳисобида ўлчанади.

Жисм ўқ атрофида ўзгармас бурчагий тезланиш билан айланганда ($\varepsilon = \text{const}$) текис ўзгарувчан ҳаракат содир бўлади.

Текис ўзгарувчан ҳаракат тенгламаси нуқтанинг текис ўзгарувчан тўғри чизиқли ҳаракатининг тенгламасига ўхшаш, бунда фақат чизиқли катталиклар ўрнига бурчагий катталиклар киради. Бу тенгламалар айнан ўша йўл билан келтириб чиқарилади:

$$\varphi = \omega_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}; \quad \omega = \omega_0 + \varepsilon t, \quad (139)$$

бу ерда ω_0 — бошланғич бурчагий тезлик ($t = 0$ да).

Бурчагий тезланиш ε — алгебраик катталик: текис ўзгарувчан тезланувчан айланишда у мусбат ҳисобланади, шу сабабдан бурчагий тезликнинг абсолют қиймати ҳамма вақт орта боради. Текис секинланувчан ҳаракатда бурчагий тезланиш манфий ҳисобланади, шунинг учун бурчагий тезликнинг абсолют қиймати камаydi.

65-§. Айланаётган жисмнинг тезлиги ва тезланиши

Жисм ўқ атрофида айланса, унинг нуқталари радиуси r нуқталардан айланиш ўқиғача бўлган масофага тенг айланалар бўйлаб силжийди (121-расм, а).

Δt вақтда $\Delta s = AA_1$ йўлни ўтган A нуқтани кўриб чиқамиз.

Айни ҳолда Δs йўлни бурилиш бурчаги билан айлана радиусининг кўнайtmаси сифатида аниқлаш мумкин, яъни

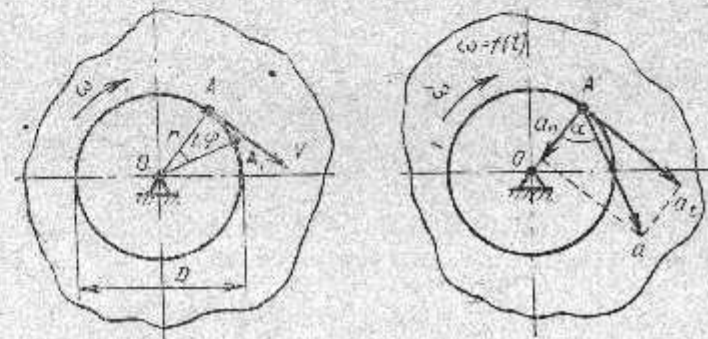
$$\Delta s = r \Delta \varphi. \quad (140)$$

Чизиқли тезлик Δs нинг Δt га нисбатининг лимити тарзида аниқланади, яъни

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t}.$$

Δs нинг ўрнига унинг (140) даги қийматини қўйиб ва ўзгармас радиусни лимит остидан чиқариб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{r \Delta \varphi}{\Delta t} = r \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta t}.$$



121-расм.

$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \omega$ эканлигини ҳисобга олиб, узил-кесил қуйидагини оламиз:

$$v = \omega r. \quad (141)$$

Ўзгармас ўқ атрофида айланаётган жисм нуқталарининг чизиқли тезлиги формуласига минутига айланишлар ҳисобида бурчагий тезлик қийматини қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$v = \frac{\pi n}{30} r = \frac{\pi r}{9.55} = \frac{\pi D n}{60} = \frac{\pi D}{19.1}.$$

Айланаётган жисмнинг уринма тезланиши қуйидаги ифодадан аниқланади:

$$a_t = r\varepsilon. \quad (142)$$

Нуқтанинг нормал тезланиши тезлик квадратининг айлана радиусига нисбатига тенг:

$$a_n = \frac{v^2}{r},$$

Нормал тезланиш ифодаси $a_n = \frac{v^2}{r}$ га тезликнинг $v = \omega r$ қий-
матини қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$a_n = \frac{v^2}{r} = \frac{(\omega r)^2}{r} = r \omega^2. \quad (143)$$

Тўла тезланиш катталиги тўғри тўртбурчақликнинг диагонали сифатида ҳисоблаб топилади (121-расм, б).

Уринма ва нормал кучланишларнинг қийматларини қўйсак,

$$a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2} = \sqrt{(r\epsilon)^2 + (r\omega^2)^2} = r \sqrt{\epsilon^2 + \omega^2}. \quad (144)$$

Айланаётган жисм нуқтаси тўла тезланишининг векторини шу вектор билан радиус ҳосил қилган α бурчак бўйича аниқлаш мумкин:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_t}{a_n} = \frac{r\epsilon}{r\omega^2} = \frac{\epsilon}{\omega^2}. \quad (145)$$

35- машқ.

1. Қуйидаги ҳолларда қаттиқ жисмининг қўзғалмас ўқ атрофида айланиш характерини аниқланг.

А. $\epsilon = 5 \text{ рад/с}^2$ Б. $\epsilon = 0$ В. $\omega = 150 \text{ рад/с}$.

Г. $\omega = 20t \text{ рад/с}$, бу ерда t — вақт.

2. Қаттиқ жисмининг қўзғалмас ўқ атрофида айланишида унинг исталган нуқтаси тезланишининг қайси ташкил этувчиси полга тенг бўлади?

А. Нормал тезланиши. Б. Уринма тезланиши. В. Тўла тезланиши.



122-расм.

3. $n = 1400$ айл/мин бўлганда электр двигатели пали айланишининг бурчаклий тезлигини (рад/с ҳисобида) аниқланг. Вал сиртидаги нуқтанинг чизикли тезлиги ва тезланишини ҳисобланг, вал диаметри $d = 100$ мм.

4. Электр двигатель вадига шкив 1 маҳкамланган (122-расм). Шкив диаметри $D_1 = 200$ мм. Диаметри $D_2 = 400$ мм бўлган шкив 2 ни тасма 3 ҳаракатга келтиради. Биринчи шкивнинг айланиш частотаси $n_1 = 1440$ айл/мин. Сиртнинг ва иккинчи шкивнинг бурчаклий тезлигини ҳисобла олмасдан тасманин чизикли тезлигини аниқланг.

66-§. Қаттиқ жисмининг текис-параллел ҳаракати ҳақида тушунча

Текис-параллел ҳаракат ҳолида жисмининг маълум бир қўзғалмас текислик I га (123-расм) перпендикуляр бўлган тўғри чизикда ётган ҳамма нуқталари бир хил ҳаракат қилади. Шунинг учун қаттиқ жисмининг текис-параллел ҳаракатини ўрганишни жисмининг қўзғалмас текислик I га параллел бўлган текислик II билан кесилишидан ҳосил бўлган текис шаклнинг ҳаракатини

ўрганишга келтириш мумкин, бунда фақат I ва II текисликлар орасидаги масофа ўзгармайди деган шарт қўйилади (123-расм).

Кривошип-шатун механизми шатунининг ҳаракати, гилдиракнинг йўлнинг тўғри чизикли қисмидаги ҳаракати ва бошқа шу каби ҳаракатлар текис-параллел ҳаракатга мисол бўла олади.

124-расмда текис жисмининг I вазиятдаги II вазиятга кучишини кўриб чиқамиз.

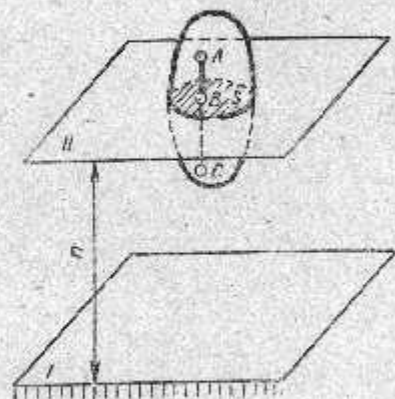
Текис шаклнинг 124-расм, а даги вазиятини A_1B_1 кесма тўла аниқлайди. Бу кесмани I вазиятдан II вазиятга қуйидаги тарада кўчириш мумкин: уни ўзига параллел равишда A_2B_2' вазиятига кўчираемиз (бунда шакл илгариланма ҳаракат қилади), сўнгра кесмани A_2 нуқта атрофида соат стрелкаси ҳаракатига қарама-қарши йўналишда ϕ бурчакка бурамиз (бунда шакл айланма ҳаракат қилади ва II вазиятни олади). Бошқача иш тутиш ҳам мумкин: аввал шакл B_1A_1' кесма вазиятига илгариланма ҳаракат қилдирилади, сўнгра B_2 нуқта атрофида соат стрелкаси ҳаракатига қарама-қарши йўналишда яна ϕ бурчакка бурилади.

Атрофида шакл айланаётган нуқта қутб деб аталади. Биринчи ҳолда A_2 нуқта, иккинчи ҳолда B_2 нуқта қутб бўлди, демак, шаклнинг исталган нуқтасини қутб деб қабул қилиш мумкин.

Шундай қилиб, текис-параллел ҳаракатни ҳаракатнинг икки ташкил этувчисига: бирор қутб билан биргалликдаги илгариланма ҳаракатга ва шу қутб атрофидаги айланма ҳаракатга ажратиш мумкин. Текис-параллел ҳаракатнинг илгариланма қисми қутбнинг танланишига боғлиқ, 124-расм, а дан кўриниб турибдики, қутб учун A_2 нуқта танлангандаги илгариланма силжиш A_1A_2 қутб учун B_2 нуқта танлангандаги илгариланма силжиш B_1B_2 га тенг эмас. Текис-параллел ҳаракатнинг айланма қисми кўриб чиқилар экан, бурилиш бурчаклининг қутб танлашга боғлиқ эмаслигини осонгина билиб олиш мумкин.

Текис-параллел ҳаракатни ташкил этувчиларга ажратишдан жисм нуқталарининг тезлигини аниқлашда фойдаланиш мумкин. Текис-параллел ҳаракат икки ҳаракатнинг — илгариланма ва айланма ҳаракатларнинг йиғиндиси сифатида келтирилиши мумкин бўлганлигидан жисмининг исталган нуқтасининг тезлиги (124-расм, б) A қутб ҳаракатининг тезлиги v_A ва A қутб атрофидаги айланма ҳаракат тезлиги v_{BA} нинг геометрик йиғиндисига тенг:

$$\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}.$$

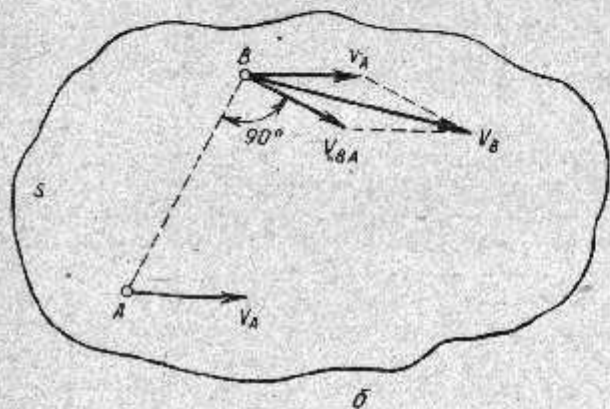
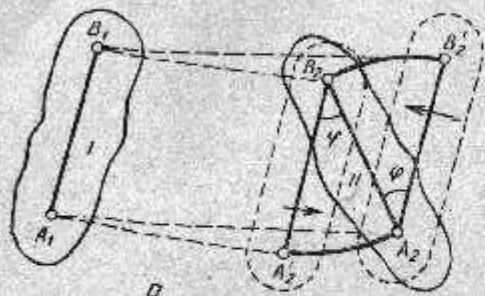


123-расм.

Айланма ҳаракат тезлиги қуйидаги формула ёрдамида аниқланади:

$$v_{BA} = \omega AB,$$

бу ерда ω — айланиш бурчагий тезлиги; AB — B нуқтанинг A қутбга нисбатан айланиш радиуси.



124-расм.

Айланма ҳаракат тезлиги v_{BA} айланиш радиуси AB га перпендикуляр йўналган. Ҳаракатнинг айланма қисми қутб танлашга боғлиқ бўлмаганлигидан бурчагий тезлик ω ясси шаклнинг бурчагий тезлиги деб аталади.

XV БОБ. ДИНАМИКА

67-§. Динамика аксиомалари

Динамикада материал нуқталар ёки жисмларнинг қўйилган юклар таъсирида ҳаракатланиши текширилади; қўйилган кучлар билан бу кучлар ҳосил қилган ҳаракат орасида боғланиш ўрнатилади.

Динамика тажрибадан келиб чиқадиган бир қанча аксиомаларга асосланади; уларнинг баъзилари статикада кўриб чиқилган эди.

Нуқтага мувозанатлашмаган кучлар системаси таъсир этганда нуқта бирер тезланиш олади. Нуқтага таъсир этувчи куч билан бу куч ҳосил қилган тезланиш орасидаги боғланиш динамиканинг асосий аксиомаси асосида ўрнатилади, бу аксиома қуйидагидан иборат.

Материал нуқтага \vec{P} куч томонидан бериладиган тезланиш \vec{a} куч йўналишида, катталиги жиҳатидан эса унга пропорционал бўлади (125-расм, а)

$$\vec{m}\vec{a} = \vec{P} \quad (146)$$

ёки скаляр формада

$$ma = P$$

Динамиканинг асосий тенгламасига кирадиган m коэффициентнинг жуда муҳим физикавий аҳамияти бор. У материал нуқтанинг массасидан иборат.

(146) тенглама тезланишга нисбатан ечилса, қуйидаги ҳосил бўлади:

$$a = \frac{P}{m}, \quad (147)$$

яъни масса қанчалик катта бўлса, жисмга маълум бир қийматли тезланиш бериш учун шунча катта куч талаб этилади.

Шундай қилиб, материал нуқтанинг массаси „инертлиги“ нинг ўлчовидир.

(146) тенгламадан массани топамиз

$$m = \frac{P}{a}. \quad (148)$$

Агар бу тенгламани оғирлик кучи G таъсиридаги материал нуқтага татбиқ этсак, қуйидагини ҳосил қиламиз:

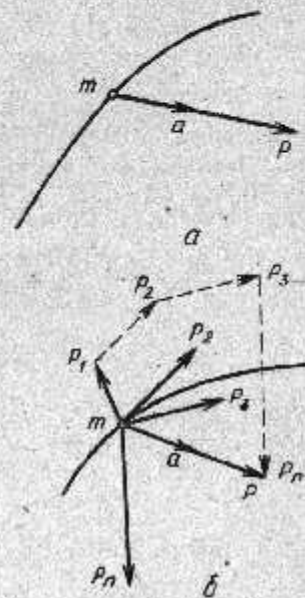
$$m = \frac{G}{g},$$

бу ерда g — эркин тушиш тезланиши.

Масса жисмнинг оғирлик кучига пропорционал бўлиб, ўзгармас скаляр катталиқдир, бу катталиқ эса ҳамма вақт мусбат бўлади ва ҳаракат характериға боғлиқ бўлмайди.

Динамикада кучлар таъсирининг муस्ताқиллиги аксиомасидан ҳам фойдаланилади, бу аксиомага мувофиқ материал нуқтага бир нечта куч таъсир этганда нуқта оладиган тезланиш нуқтага бу кучларнинг йиғиндисидан иборат битта куч таъсир этгандаги тезланишнинг айнан узи булади (125-расм, б), яъни

$$\vec{m}\vec{a} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \dots + \vec{P}_n = \vec{R} \quad (149)$$



125-расм.

бу ерда $\vec{R} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \dots + \vec{P}_n$ кўриб чиқилаётган нуқтага қўйилган кучлар системасининг тенг таъсир этувчиси.

Бирликлар системаси ва уларнинг ўзаро боғланишини кўриб чиқамиз. Халқаро бирликлар системаси (СИ) да асосий бирликлар қилиб, узунлик бирлиги — метр, вақт бирлиги — секунд ва масса бирлиги — килограмм қабул қилинади. Куч бирлиги ҳосила бирликдир. Агар $P = ma$ формулада $m = 1$ кг, $a = 1$ м/с² деб қабул қилинса, куч бирлиги Ньютон (Н) ни ҳосил қиламиз, бу куч 1 кг массага 1 м/с² тезланиш бера олади:

$$[P] = [m][a] = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} = \text{Н}.$$

Техникавий бирликлар системаси (МКГСС) да асосий бирликлар қилиб, узунлик бирлиги — метр, вақт бирлиги — секунд ва куч бирлиги — килограмм-куч қабул қилинади. Бу ерда масса бирлиги ҳосила бирликдир.

Агар $m = \frac{P}{a}$ формулада $P = 1$ кгк, $a = 1$ м/с² деб қабул қилинса, массанинг ўлчамлиги қуйидагича бўлади:

$$[m] = \frac{[P]}{[a]} = \frac{\text{кгк} \cdot \text{с}^2}{\text{м}}.$$

Баъзан бир система бирликларидан бошқа система бирликларига ўтиш зарурати тугилади. Ньютон (Н) ҳисобида ифодаланган 1 кг массага пропорционал бўлган оғирлик кучи тегишлича қуйидагини ташкил этади.

$$G = mg = 1 \text{ кг} \cdot 9,81 \text{ м/с}^2 = 9,81 \frac{\text{кгк} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} = 9,81 \text{ Н},$$

лекин айни вақтда у бир килограмм-кучга тенг бўлади,

Шундай қилиб, бир килограмм-куч 9,81 Н га эквивалент, яъни 1 кгк = 9,81 Н ёки 1 Н = 0,102 кгк.

Агар ҳисоблашда жуда катта аниқликка зарурат бўлмаса, у ҳолда тақрибан 1 кгк \approx 10 Н ва 1 Н \approx 0,1 кгк деб қабул қилиш мумкин.

Динамикада қўйилган кучлар билан бу кучлар ҳосил қиладиган ҳаракат орасида боғланиш ўрнатилади. Динамиканинг аксиомаларига кўра қуйидаги икки асосий масалани ечиш мумкин.

Динамиканинг биринчи масаласи материал нуқтанинг берилган ҳаракатига кўра унга таъсир этувчи кучларни аниқлашдан иборат. Бу масала динамиканинг тўғри масаласи деб юритилади. Уни ечиш учун кинематика шартларидан нуқтанинг тезланишини аниқлаш зарур. Нуқтанинг тезлиги аниқлангандан кейин динамиканинг асосий қонунидан фойдаланиш ва таъсир этувчи кучни аниқлаш керак. Агар нуқтага бир нечта куч таъсир этса ва улардан баъзиларигина номаълум бўлса, уларни аниқлаш учун кучлар таъсирининг мустақиллик аксиомасидан фойдаланиш керак.

Динамиканинг иккинчи масаласи берилган кучларга кўра нуқтанинг ҳаракатини аниқлашдан иборат. Бу масала динамиканинг тескари масаласи бўлиб, унинг умумий ҳолда ечилиши тўғри масалани ечишга қараганда қийинроқ. Бу ерда ҳам динамиканинг асосий қонунидан фойдаланишга тўғри келади. Бу қонунга кўра таъсир этувчи куч ва нуқтанинг берилган массаси орқали тезланиши аниқланади.

68-§. Инерция кучлари ҳақида тушунча. Кинетостатика методи

Масалан, материал нуқта M га бирор $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \dots, \vec{P}_n$ кучлар системаси таъсир қилсин (126-расм). Таъсир этувчи кучлар орасида берилган актив кучлар ҳам, боғланиш реакциялари ҳам бўлиши мумкин.

Кучлар таъсирининг мустақиллиги аксиомасига кўра M нуқта бу кучлар таъсирида унга берилган кучларнинг геометрик йиғиндиси

$$m\vec{a} = \vec{R} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \dots + \vec{P}_n$$

га тенг бўлган фақат биргина куч таъсир этганидаги каби тезланиш олади, бу ерда a — M нуқтанинг тезланиши; m — M нуқтанинг массаси; R — кучлар системасининг тенг таъсир этувчиси.

Тенгламанинг чап қисмида турган векторни ўнг қисмига ўтказамиз. Шундан кейин векторларнинг нолга тенг бўлган йиғиндисини ҳосил қиламиз:

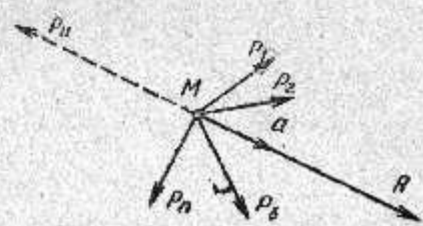
$$-m\vec{a} + \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \dots + \vec{P}_n = 0.$$

Янги — $m\vec{a} = \vec{P}_n$ белгилашни киритамиз, у ҳолда келтирилган формулани қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$\vec{P}_n + \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \dots + \vec{P}_n = 0. \quad (150)$$

Шундай қилиб, ҳамма кучлар, шу жумладан \vec{P}_n куч ҳам, мувозанатлашуви керак, чунки \vec{P}_n ва \vec{R} кучлар бир-бирга тенг ва бир тўғри чизиқ бўйлаб қарама-қарши томонларга йўналган. **Нуқта массаси билан унинг тезланишининг қўпайтмасига тенг бўлган, лекин тезланиш йўналишига қарама-қарши йўналган \vec{P}_n куч инерция кучи** деб аталади.

Кейинги тенгламадан шу нарса келиб чиқадики, вақтнинг ҳар бир берилган пайтида материал нуқтага қўйилган кучлар инерция кучлари билан мувозанатлашади. Келтирилган хулоса



126-расм.

Д' Аламбер принципи деб аталади; бу принципини фақат материал нуқтагагина эмас, балки қаттиқ jisмга ёки jisмлар системасига ҳам татбиқ этиш мумкин. Кейинги ҳолда у қуйидагича таърифланади: *ҳаракатланаётган jisмга ёки jisмлар системасига қўйилган таъсир этувчи кучларнинг ҳаммасига инерция кучлари ҳам қўшилса, у ҳолда ҳосил қилинган системани мувозанатда турган система тарзида олиб қараш мумкин.*

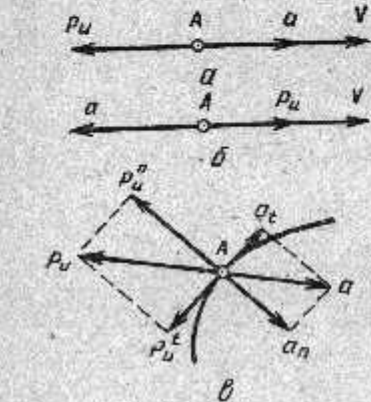
Таъкидлаб ўтиш керакки, инерция кучлари ҳақиқатдан ҳам мавжуд, ammo улар ҳаракатланаётган jisмларга эмас, балки тезланувчан ҳаракатни ҳосил қилувчи jisмларга қўйилган бўлади.

Д' Аламбер принципини татбиқ этиш динамикавий масалаларни ечишда мувозанат тенгламаларидан фойдаланишга имкон беради. Динамика масалаларини ечишнинг бу усули кинетостатика методи деб юритилади.

Материал нуқта турлича ҳаракат қилганидан унинг инерция кучи қандай аниқланишини кўриб чиқамиз.

1. Массаси m бўлган A нуқта тўғри чизиқли тезланувчан ҳаракат қилади (127-расм, a , b). Тўғри чизиқли ҳаракатда тезланишнинг йўналиши траектория билан устма-уст тушади. Инерция кучи тезланишга қарама-қарши томонга йўналган, унинг катталиги қуйидаги формула билан аниқланади:

$$P_u = ma = \frac{G}{g} a. \quad (151)$$



127-расм.

Тезланувчан ҳаракатда (127-расм, a) тезланиш ва тезликнинг йўналишлари устма-уст тушади ва инерция кучи ҳаракатга қарама-қарши томонга йўналди. Тезланиш тезликка қарама-қарши йўналганган секцияланувчан ҳаракатда (127-расм, b) инерция кучи ҳаракат йўналиши бўйлаб таъсир этади.

2. A нуқта эгри чизиқли ва нотекис ҳаракат қилади (127-расм, b). Бунда, олдинги айтилганлардан маълумки, унинг тезланишини нормал \vec{a}_n ва уринма \vec{a}_t ташкил этувчиларга ажратиш мумкин. Худди шунга ўхшаш, нуқтанинг инерция кучи P_u ҳам икки ташкил этувчидан: нормал ва уринма ташкил этувчилардан иборат бўлади.

Инерция кучининг нормал ташкил этувчиси нуқта массаси билан нормал тезланишнинг кўпайтмасига тенг ва нормал тезланишга қарама-қарши йўналган:

$$P_u^n = m a_n = \frac{G}{g} a_n. \quad (152)$$

Инерция кучининг уринма ташкил этувчиси нуқта массаси билан уринма тезланишнинг кўпайтмасига тенг ва уринма тезланишга қарама-қарши йўналган:

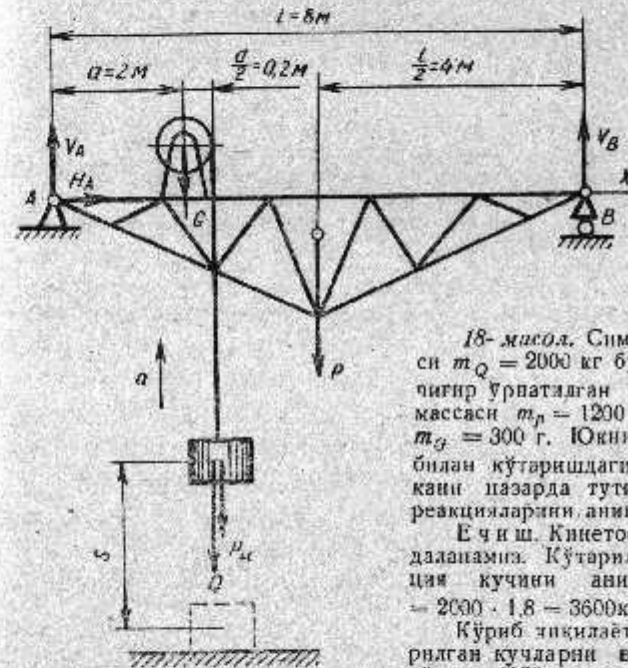
$$P_u^t = m a_t = \frac{G}{g} a_t. \quad (153)$$

Маълумки, A нуқтанинг тўла инерция кучи нормал ва уринма ташкил этувчиларнинг геометрик йиғиндисига тенг, яъни

$$\vec{P}_u = \vec{P}_u^n + \vec{P}_u^t. \quad (154)$$

Уринма ва нормал ташкил этувчилар ўзаро перпендикуляр эканлигини ҳисобга олсак, тўла инерция кучи

$$P_u = \sqrt{(P_u^n)^2 + (P_u^t)^2} = \frac{G}{g} \sqrt{a_n^2 + a_t^2}. \quad (155)$$



128-расм.

18-масола. Симметрик фермада массаси $m_Q = 2000$ кг бўлган юкни кўтарилган чигир ўрнатилган (128-расм). Ферманинг массаси $m_p = 1200$ кг; чигирнинг массаси $m_G = 300$ г. Юкни $a = 1.8$ м/с² тезланиш билан кўтаришдаги динамикавий нагрукани назарда тутиб, ферманинг таянч реакцияларини аниқланг.

Ечиш. Кинетостатика методидан фойдаланамиз. Кўтариладиган юкнинг инерция кучини аниқлаймиз $P_u = m_Q a = 2000 \cdot 1.8 = 3600$ кг \cdot м/с² = 3600 Н.

Кўриб чиқилаётган фермага ҳамма берилган кучларни ва инерция кучи P_u ни қўямиз (128-расмга қараи). Бу куч пастга, тезланишга қарама-қарши томонга йўналган (128-расмда чизма тушунарли бўлиши учун P_u куч бироз четга сурилган).

Юк, ферма ва лебедканинг огирлик кучлари берилган кучлардир. Уларни қийматлари маълум бўлган массалар орқали осонгина ҳисоблаш мумкин.

Юкнинг огирлик кучи $Q = m_Q g = 2000 \cdot 9.81 = 19620$ Н;

Ферманинг огирлик кучи $P = m_p g = 1200 \cdot 9.81 = 11770$ Н;

Лебедканинг огирлик кучи $G = m_G g = 300 \cdot 9.81 = 2943$ Н.

A ва B нуқталарда таянчларни олиб ташлаб, улар ўрнига таянч реакцияларни қўямиз. Шарнирли-қўзғалмас A таянчда икки ташкил этувчи реакция: \vec{V}_A ва H_A шарнирли-қўзғалувчан таянч B да битта \vec{V}_B реакция ҳосил бўлиши мумкин.

Мувозанат тенгламасини тузимиз:

$$\sum P_{ix} = 0; \quad H_A = 0,$$

$$\sum P_{iy} = 0; V_A - G - Q - P_x - P + V_B = 0;$$

$$\sum M_A = 0; G a + (Q + P_x) \left(a + \frac{d}{2}\right) + P \frac{l}{2} - V_B l = 0.$$

Биринчи тенгламадан A таянч реакциясининг горизонтал ташқал этувчиси нолга тенглиги келиб чиқади. Иккинчи ва учинчи тенгламаларни ечиб, қуйидагиларни топамиз:

$$V_B = \frac{Ga + (Q + P_x) \left(a + \frac{d}{2}\right) + P \frac{l}{2}}{l} = \frac{2943 \cdot 2 + 23220 \cdot 2,2 + 11770 \cdot 4}{8} = \frac{104050}{8} = 13000 \text{ Н};$$

$$V_A = G + Q + P_x + P - V_B = 2943 + 19620 + 3600 + 11770 - 13000 \approx 24930 \text{ Н}.$$

36- машқ.

1. Икки материал нукта тўғри чизиқ бўйлаб ўзгармас 10 ва 100 м/с тезлик билан ҳаракатланмоқда. Бу нукталарга эквивалент кучлар системаси қўйилган деб тасдиқлаш мумкинми?

А. Мумкин эмас. Б. Мумкин.

2. Массалари 5 ва 15 кг бўлган иккита материал нуктага бир хил кучлар қўйилган. Бу нукталар тезланишларининг катталиқларини таққосланг.

А. Тезлашувлар бир хил. Б. Массаси 15 кг бўлган нуктанинг тезланиши массаси 5 кг бўлган нуктанинг тезланишидан уч марта кичик.

3. Динамика масалаларини мувозанат тенгламалари ёрдамида ечиш мумкинми?

А. Мумкин эмас. Б. Мумкин.

4. Бадья (ёғоч челақ) шахтага $a = 4$ м/с² тезланиш билан туширилади. Бадьянинг оғирлик кучи $G = 2$ кН. Бадьяни тутиб турувчи канатнинг таранглик кучини аниқланг.

69-§. Тўғри чизиқли кўчишда ўзгармас кучнинг иши

Аввал таъсир этувчи кучнинг катталиги ва йўналиши ўзгармас бўлган, куч қўйилган нукта эса тўғри чизиқли траектория бўйича кўчаётган ҳол учун иш тушунчасида тўхталиб ўтамиз.

Катталиги ва йўналиши ўзгармас \vec{P} куч қўйилган C материал нуктани кўриб чиқамиз (129-расм, а). Бир қадар вақт t оралиғида C нукта C_1 вазиятга тўғри чизиқли траектория бўйича s масофага кўчди.

\vec{P} кучнинг у қўйилган нукта тўғри чизиқли кўчганда бажарган иши P куч модулининг кўчиши s га ва куч йўналиши билан кўчиш йўналиши орасидаги бурчак косинусига кўпайтмасига тенг, яъни

$$A = Ps \cos(\vec{P}, \vec{s}) = P s \cos \alpha, \quad (156)$$

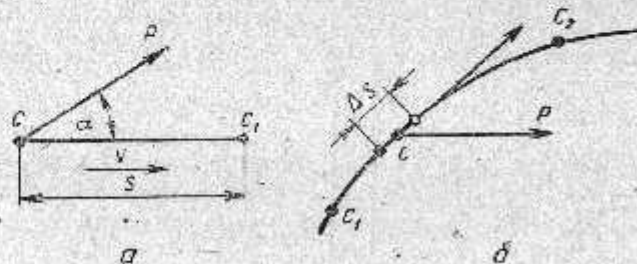
бу ерда α — куч ва кўчиш йўналишлари орасидаги бурчак. α бурчак 0° дан 180° гача чегарада ўзгариши мумкин. $\alpha < 90^\circ$ да иш мусбат, $\alpha > 90^\circ$ да манфий, $\alpha = 90^\circ$ да $A = 0$ (иш нолга тенг).

Агар куч кўчиш йўналиши билан ўтқир бурчак ҳосил қилса, у ҳаракатлантирувчи куч деб аталади, унинг иши ҳамма вақт мусбат. Агар куч ва кўчиш йўналишлари орасидаги бурчак ўтмас бўлса, куч ҳаракатга қаршилик кўрсатади, манфий иш ба-

жарани ва қаршилик кучи номи билан юритилади. Кесиш, ишқаланиш, ҳавонинг қаршилик кучлари ва бошқалар қаршилик кучига мисол бўла олади, улар ҳамма вақт ҳаракатга қарама-қарши йўналган бўлади.

$\alpha = 0$ да, яъни куч йўналиши тезлик йўналиши билан устма-уст тушганда $A = Ps$ бўлади, чунки $\cos \alpha = 1$.

$P \cos \alpha$ кўпайтма \vec{P} кучнинг материал нуктанинг кўчиш йўналишидаги проекциясидир. Бинобарин, кучнинг ишини кўчиш s ни \vec{P} кучнинг шу кўчиш йўналишидаги проекциясига кўпайтириб аниқлаш мумкин.



129-расм.

Халқаро бирликлар системаси (СИ) да иш бирлиги қилиб Жоуль (Ж) қабул қилинган, у бир ньютон (Н) кучнинг у билан йўналиши мос тушадиган бир метр узунликдаги кўчишда бажарган ишига тенг:

$$1 \text{ Ж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с}^2.$$

Шунингдек, ишнинг анча катта бирлиги — миля жоульга тенг бўлган киложоуль (кЖ) ҳам ишлатилади: $1 \text{ кЖ} = 1000 \text{ Ж} = 10^3 \text{ Ж}$.

Техникавий система (МКГСС) да иш бирлиги қилиб килограмм-куч метр (кгк. м) қабул қилинган.

Техникавий ва халқаро системаларда иш бирликлари орасидаги нисбатни тегишли куч бирликлари орасидаги нисбатлар асосида осонгина ўрнатиш мумкин:

$$1 \text{ кгк} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Н} \cdot \text{м} = 9,81 \text{ Ж}; \quad 1 \text{ Ж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,102 \text{ кгк} \cdot \text{м}.$$

70-§. Кучнинг эгри чизиқли кўчишда бажарган иши

Эгри чизиқли кўчишда (156) формуладан фойдаланиб бўлмайди. Бу ҳолда йўлнинг тўғри чизиқли деб ҳисоблаш мумкин бўлган жуда кичик участкаси Δs даги (129-расм, б) элементар иш ҳақидаги тушунчадан фойдаланилади:

$$\Delta A = P \Delta s \cos(\vec{P}, \vec{ds}),$$

ёки

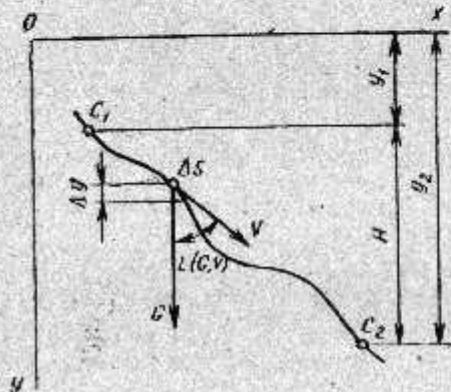
$$\Delta A = P \Delta s \cos(\vec{P}, \vec{v}),$$

бу ерда \vec{v} — нуқтанинг йўналиши бўйича элементар кўчиш билан устма-уст тушадиган тезлиги.

Йўлнинг охири кесмасидаги элементар ишларни қўшиб, тўла ишни ҳосил қиламиз:

$$A = \sum_{C_1}^{C_2} P \Delta s \cos(\vec{P}, \vec{v}). \quad (157)$$

Бу формуладан оғирлик кучи ишини ҳисоблашда фойдаланамиз. Оғирлик кучи \vec{G} бўлган бирор нуқта эгри чизиқли траектория бўйича C_1 нуқтадан C_2 нуқтага кўчди ва бунда бирор H баландликка тушди деб фарз қилайлик (130-расм).



130-расм.

130-расмдан $\Delta s \cos(\vec{G}, \vec{v})$ элементар кўчишнинг \vec{G} куч йўналишидаги проекцияси-дан иборат эканлиги келиб чиқади, яъни

$$\Delta s \cos(\vec{G}, \vec{v}) = \Delta y.$$

Иш формуласи қуйидаги кўринишни олади:

$$A = \sum_{y_1}^{y_2} G \Delta y$$

Йиғинди белгиси остидан ўзгармас катталиқ — оғирлик кучи G ни чиқариб ва элементар кўчишларнинг у ўқ бўйлаб йиғиндиси жисм кўчишининг тўла баландлигига тенглигини, яъни $\sum_{y_1}^{y_2} \Delta y = H$ эканлигини ҳисобга олиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$A = G \sum_{y_1}^{y_2} \Delta y = GH, \quad (158)$$

яъни оғирлик кучининг иши оғирлик кучи билан шу куч қўбилган нуқтанинг вертикал кўчишининг кўпайтмасига тенг.

Шундай қилиб, оғирлик кучининг иши жисмнинг оғирлик кучи силжийдиган траекторияга боғлиқ эмас.

71-§ Қувват.

Кучнинг вақт бирлиги ичида бажарган иши қувват деб аталади. Кичик вақт оралиги Δt даги ўртача қувват қуйидаги формула билан аниқланади:

$$N_{\text{ор}} = \frac{\Delta A}{\Delta t} = \frac{P \Delta s \cos \alpha}{\Delta t}$$

$\Delta t \rightarrow 0$ да лимитга ўтиб ҳақиқий қувватни топамиз:

$$N = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta A}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{P \Delta s \cos \alpha}{\Delta t} \quad (159)$$

Юқорида кўрсатиб ўтилганидек, $P \cos \alpha$ куч P нинг материал нуқтанинг ҳаракат йўналишидаги проекциясидир. $P \cos \alpha$ ни P_v билан белгилаб, қуйидагини оламиз:

$$N = P_v \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t}$$

Кинематикадан маълумки, $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} = v$, яъни тезликдан иборат, у ҳолда

$$N = P_v \cdot v. \quad (160)$$

Қувват нақт бирликларига келтирилган иш бирликларида ўлчанади. Халқаро бирликлар системаси (СИ) да қувват бирлиги қилиб ватт (Вт) қабул қилинган, ватт — бир секундда бажарилган бир жоуль ишга тенг қувват. $1 \text{ Вт} = 1 \text{ Ж/с} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м/с} = 1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$.

Техникавий бирликлар системасида қувват бирлиги қилиб кгк·м/с қабул қилинган; баъзан систематга кирмаган қувват от кучи (о.к.) дан фойдаланилади, у 75 кгк·м/с га тенг ($1 \text{ о.к.} = 75 \text{ кгк} \cdot \text{м/с}$). Халқаро ва техникавий бирликлар системасидаги қувват бирликлари орасидаги нисбат куч ва иш бирликлари нисбатларига ўқшаш: $1 \text{ кгк/с} = 9,81 \text{ Ж/с} = 9,81 \text{ Вт}$; $1 \text{ Вт} = 0,102 \text{ кгк} \cdot \text{м/с}$.

Келтирилган нисбатлардан фойдаланиб, от кучи билан ватт ёки киловатт орасида боғланиш ўрнатамиз:

$$1 \text{ кВт} = 1000 \text{ Вт} = \frac{1000 \cdot 0,102}{75} = 1,36 \text{ о.к.}$$

19-мисол. Горизонтал йўлда массаси 500 т булган поезд текис ҳаракатланмоқда. Поездини ҳаракат тезлиги $v = 21,6 \text{ км/соат}$ бўлганда унинг ҳаракатига қаршилик 1 т массага 200 Н ни ташкил этса, локомотив ҳосил қиладиган қувват аниқлансин.

Е ч и ш. 500 т массали поездини ҳаракатига кўрсатиладиган қаршилик

$$P = 200 \cdot 500 = 100 \cdot 10^3 = 100 \text{ кН.}$$

Локомотив ҳосил қиладиган қувват қуйидаги формула ёрдамида аниқланади.

$$N = P v.$$

Бизнинг мисол учун ($P = 100 \text{ кН}$).

$$v = 21,6 \text{ км/соат} = \frac{21,6 \cdot 1000}{3600} = 6 \text{ м/с.}$$

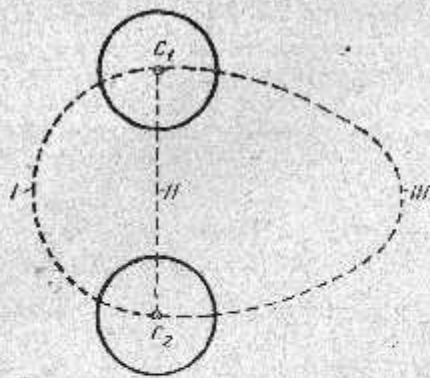
P ва v нинг катталигини қувват формуласига қўйсақ, $N = P v = 100 \cdot 10^3 \cdot 6 = 600 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м/с} = 600 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 600 \text{ кВт}$ бўлади.

37-машқ.

1. Жисм горизонтал силжийганда оғирлик кучининг иши нимага тенг?

А. Оғирлик кучи билан силжийнинг кўпайтмасига тенг. Б. Оғирлик кучининг иши нолга тенг.

2. Тўғри чизиқли силжийда ўзгармас кучининг иши $A = -10 \text{ Ж}$. Кучининг йўналиши силжий йўналиши билан қандай бурчак ҳосил қилади?



131-расм.

ҳаракатни келтириб чиқарадиган сабаб жисмга қўйилган ўққа нисбатан айланттирувчи момент бўлиб, уни жуфт куч ҳосил қилади (132-расм) ва қуйидаги формула билан аниқланади:

$$M = P \frac{D}{2}$$

Жисм (132-расм) φ бурчакка бурилганда P куч билан иш бажаради, куч қўйилган нуқта C_1 вазиятдан C_2 вазиятга силжибди. Куч қўйилган нуқтанинг тўла силжиши R радиусли ёйнинг узунлигига тенг

$$s = R\varphi$$

P куч ҳамма вақт силжишга нисбатан уринма бўйлаб йўналганлиги сабабли, у бажарадиган ишни аниқлаш учун силжишга кўпайтирилади:

$$A = Ps$$

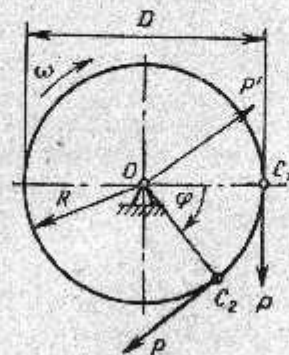
Силжишнинг қийматини қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$A = Ps = PR\varphi = P \frac{D}{2} \varphi$$

P' кучи қўзғалмас O нуқтага қўйилган ва иш бажармайди.

Кучнинг радиусга кўпайтмаси айланттирувчи моментни беради, яъни $P \frac{D}{2} = M$. Буни ҳисобга олиб, узил-кесил қуйидагини топамиз:

$$A = M \varphi \quad (161)$$



132-расм.

А. Ўткир бурчак. В. Тўғри бурчак. В. Ўтмас бурчак.

3. Агар жисмнинг оғирлик маркази I, II ва III траекториялар бўйлаб C_1 вазиятдан C_2 вазиятга силжитилган (31-расм); оғирлик кучларининг ишши узари таққосланг.

А. II траектория бўйича силжитишда сарфланган ишнинг катталлиги энг кичик. Б. Ҳамма траекториялар бўйича силжитишда сарфланган ишларнинг катталлиги бир хил.

72-§. Айланма ҳаракатда иш ва қувват

Қўзғалмас ўқлар атрофида айланадиган машина деталлари кўп учраб туради. Айланма

Шундай қилиб, айланттирувчи моментнинг иши моментнинг бурилиш бурчагига кўпайтмасига тенг.

Айланма ҳаракатдаги қувватни аниқлаймиз:

$$N = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta A'}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{M \Delta \varphi}{\Delta t}$$

$M = const$ ва $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \omega$ (65-параграфга қаранг) эканлигини ҳисобга олсак,

$$N = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} M = M \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = M \omega \quad (162)$$

Шундай қилиб, жисмнинг айланма ҳаракатдаги қувват айланттирувчи моментнинг (жуфт моментнинг) бурчагий тезликка кўпайтмасига тенг.

Қувват ифодасига бурчагий тезлигининг айланмиш частотаси $\omega = \frac{\pi n}{30}$ орқали ифодаланган қийматини қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$N = M \frac{\pi n}{30} = M \frac{n}{9.55}$$

бундан

$$M = \frac{30 N}{\pi n} = 9.55 \frac{N}{n} \quad (163)$$

Двигателнинг берилган қувватида двигатель ҳосил қилиши мумкин бўлган максимал айланттирувчи моментни айланмиш частотасини вариациялаш йули билан ўзгартириш мумкин. Айланмиш частотасини камайтириб, айланттирувчи момент оширилади ва, аксинча, айланмиш частотасини ошириб, айланттирувчи момент камайтирилади.

73-§. Ишқаланиш ҳақида тушунча. Фойдали иш коэффициентини

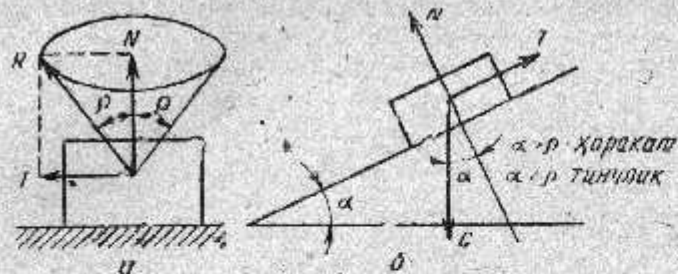
Ишқаланиш бир жисм иккинчи жисм устида ҳаракатланганда ҳосил бўлади ва ҳамма вақт ҳаракатга қарама-қарши йўналади. Ҳаракат турига қараб, сирпаниб ишқаланиш ва юмалаб ишқаланиш бўлади.

Сирпаниб ишқаланишнинг асосий қонуни, Аммонтон — Кулон қонуни қуйидагича таърифланади: ишқаланиш кучи T нормал босим кучи N га пропорционал

$$T = fN \quad (164)$$

Бу ерда f — ишқаланувчи жисмларнинг турига ва уларнинг физикавий ҳолатига боғлиқ сирпаниб ишқаланиш коэффициентини. Ишқаланиш коэффициенти исмсиз катталиқдир.

Ишқаланиш кучлари мавжуд бўлганда тўла реакция нормал ташкил этувчи билан ишқаланиш кучининг геометрик йиғиндидан иборат (133-расм, а): $\vec{R} = \vec{N} + \vec{T}$ ва нормалдан ишқаланиш бурчаги деб аталадиган бирор ρ бурчакка оғади.



133-расм.

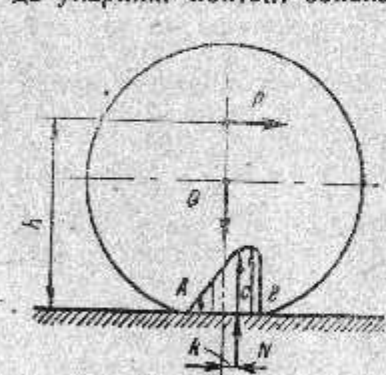
133-расм, а даги кучлар учбурчаклигидан

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{T}{N} = \frac{fN}{N} = f. \quad (165)$$

Агар таянч текисликка перпендикуляр ўқ атропоида тўла реакция векторини айлантириш йўли билан доиравий конус сирти ҳосил қилинса (133-расм, а), у ҳолда учдаги бурчаги иккиланган ишқаланиш бурчагига тенг бўлган *ишқаланиш конуси* ҳосил бўлади. Жисмга қўйилган ҳамма кучларнинг тенг таъсир этувчисининг таъсир чизиғи ишқаланиш конусининг ичкарасида жойлашса, бу куч қанчалик катта бўлмасин, жисмни мувозанат ҳолатидан чиқара олмайди. Бу ҳодиса *ўз-ўзидан тормозланиш* деб юритилади ва ундан механизмларда кенг фойдаланилади. Масалан, қия текисликда ётган жисм (133-расм, б) қиялик бурчаги ишқаланиш бурчагидан катта бўлганида бу текисликда сирпанади. Агар текисликнинг қиялик бурчаги ишқаланиш бурчагидан кичик бўлса, жисм ўз-ўзидан тормозланиши сабабли тинч ҳолатда қолади.

Юмалаб ишқаланиш эгри чизиқли сиртлар юмалатилганда ҳосил бўлади.

Цилиндр горизонтал таянч сирт бўйича (134-расм) юмалатилганда уларнинг контакт зоналарида реакция кучлари ҳосил бўлади.



134-расм.

Бу кучлар тенг тақсимланган. Уларнинг катталиги цилиндрни юмалатишда эзилиш юз берган жойда (CB участкада) катта, ажралиш зонасида (AC участкада) кичик бўлади. Бунинг оқибатида ҳамма кучларнинг тенг таъсир этувчиси бўлган нормал реакция \vec{N} юмалаётган жисм ҳаракатланаётган томонга қараб силжийди.

Цилиндр оғирлик кучининг таъсир чизиғидан бу силжиш содир бўлган h масофа юмалаб ишқаланиш коэффициентини деб аталади.

Цилиндрга юмалаш текислиги устидан бирор h масофада \vec{P} куч қўйилган ва бу куч таъсирида цилиндр таянч текислиги бўйлаб текис юмаламоқда деб тасаввур қилайлик. Цилиндрдаги таъсир этаётган ҳамма кучларнинг C нуқтага нисбатан моментларининг йиғиндисини тузамиз:

$$\sum M_c = 0; -Ph - Nk = 0,$$

бундан $N = G$ бўлганда

$$P = \frac{kN}{k} = \frac{kG}{k} \quad (166)$$

бўлади.

Юмалаб ишқаланиш коэффициентини k узунлик бирликларида (мм, см) ўлчанади. Контактланувчи жисмлар қанчалик қаттиқ бўлса, k коэффициентини шунчалик кичик бўлади.

Ишқаланиш кучлари ва ҳавонинг қаршилиги мавжуд бўлганда сарфланган ишнинг ҳаммаси машиналар ёки механикавий қурilmаларда фойдали ишга айланмайди. Ҳосил қилинган фойдали иш A_{ϕ} ҳамма вақт сарфланган иш A_c дан кичик ($A_{\phi} < A_c$) ва ударнинг нисбати жуда муҳим техника-иқтисодий характеристикани — *фойдали иш коэффициентини* ифодалайди, у ҳамма вақт бирдан кичик

$$\eta = \frac{A_{\phi}}{A_c} \quad (167)$$

Фойдали иш коэффициентини ўнли касрлар ёки процентлар билан ифодаланади.

74-§. Ҳаракат миқдори қонуни

Нуқтанинг массаси билан тезлиги орасидаги кўпайтма

$$\vec{q} = m\vec{v} \quad (168)$$

га тенг бўлган вектор катталиқ материал нуқтанинг ҳаракат миқдори деб аталади.

Ҳаракат миқдори векторининг йўналиши тезлик йўналиши билан устма-уст тушади. Материал нуқтанинг ҳаракат миқдорини координата ўқларига проекциялаш мумкин. Унинг x ўққа проекцияси $m v_x$, y ўққа проекцияси $m v_y$, z ўққа проекцияси эса $m v_z$ бўлади.

Халқаро birlikлар системаси (СИ) да ҳаракат миқдорининг ўлчов бирлиги

$$[q] = |mv| = [m][v] = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}},$$

техникавий birlikлар системаси (МКГСС) да эса

$$[q] = [m][v] = \frac{\text{кгк} \cdot \text{с}^2}{\text{м}} \frac{\text{м}}{\text{с}} = \text{кгк} \cdot \text{с}$$

Куч билан унинг таъсир этиш вақтининг кўпайтмасига тенг бўлиб, йўналиши куч йўналиши каби бўлган вектор ўзгармас куч импульси деб аталади.

$$\vec{S} = \vec{p}(t_2 - t_1), \quad (169)$$

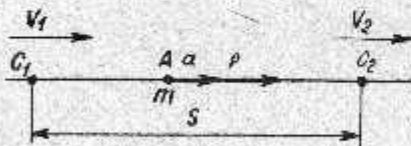
бу ерда t_2 ва t_1 — вақтнинг охириги ва бошланғич пайтлари.

Халқаро бирликлар системаси (СИ)да куч импульсининг ўлчов бирлиги

$$[S] = [Pt] = [P] [t] = \text{Н} \cdot \text{с} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}},$$

техникавий бирликлар системаси (МКГСС)да эса

$$[S] = [P] [t] = \text{кгк} \cdot \text{м}.$$



135-расм.

Куч импульси ҳам ҳаракат миқдори ўлчанган бирликларда ўлчанади.

А нуқта ўзгармас куч таъсирида тўғри чизиqli ҳаракат қилаётган ҳол учун (135-расм) ҳаракат миқдори қонунини ўрнатамиз. Динамиканинг асо-

сий тенгламасига мувофиқ, бунда нуқтанинг тезланиши ўзгармас катталиқ бўлиб, нуқта текис ҳаракатланади.

А нуқтанинг тезлигини ихтиёрий вақт пайти учун текис ҳаракат формуласидан аниқлаймиз

$$v_2 = v_1 + at \quad (a)$$

Динамиканинг асосий қонунини скаляр формада ёзамиз

$$P = ma$$

Тенгламанинг иккала қисмини бирор $t = t_2 - t_1$ вақт оралигига кўпайтириб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$Pt = mat \quad (б)$$

(а) формуладан $at = v_2 - v_1$. at нинг қийматини (б) тенгламанинг ўнг қисмига қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$Pt = mv_2 - mv_1$$

Pt кўпайтма таъсир этувчи кучнинг импульси, яъни $S = Pt$ эканлигини ҳисобга олиб, узила-кесил қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$S = mv_2 - mv_1 \quad (170)$$

Бундан қуйидаги келиб чиқади: *материал нуқта ҳаракат миқдорининг бирор вақт оралигидаги алгебраик орттирмаси худди шу вақт оралигида таъсир этувчи куч импульсига тенг.*

20-масола. Қия текисликка ташлаб юборилган яшиқнинг тезлиги $v = 2 \text{ м/с}$ вди (136-расм). $t = 5 \text{ с}$ дан кейин у ишқаланмиш оқибатида тўхтади ($v_2 = 0$). Яшиқнинг текисликка ишқаланмиш коэффициентини аниқлашсин.

Ечиш. Ҳаракат миқдори тенгламасини тузамиз:

$$mv_2 - mv_1 = S \quad (a)$$

Яшиқнинг массасини унинг оғирлик кучи орқали ифодаalaymиз:

$$m = \frac{G}{g}$$

x ўқ бўйлаб таъсир қилувчи куч импульсини ҳисоблаймиз:

$$S = (G_2 - T) t. \quad (б)$$

Яшиқнинг оғирлик кучи \vec{G} ни қия текислик ва унга туширилган нормал бўйлаб ажратиб, қуйидагиларни ҳосил қиламиз:

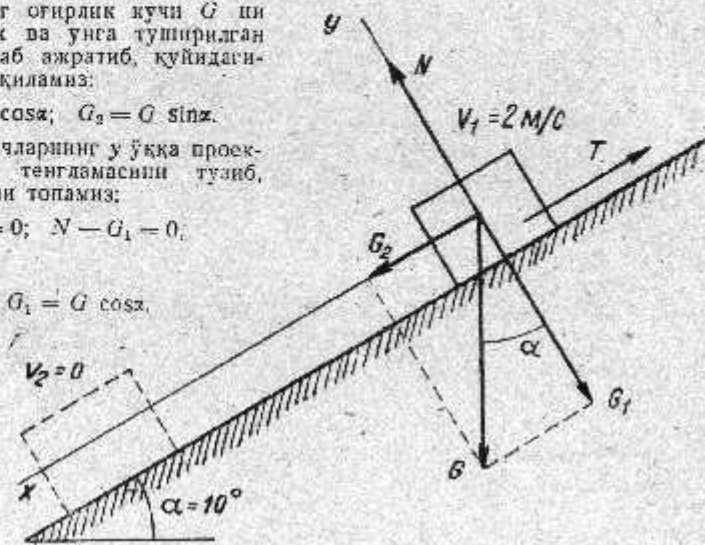
$$G_1 = G \cos \alpha; \quad G_2 = G \sin \alpha.$$

Ҳамма кучларнинг u ўққа проекцияларининг тенгламасини тузиб, қуйидагиларни топамиз:

$$\sum P_{iy} = 0; \quad N - G_1 = 0.$$

бундан

$$N = G_1 = G \cos \alpha.$$



136-расм.

Ишқаланмиш кучи T нормал босим кучига пропорционал

$$T = f N = f G \cos \alpha.$$

(б) ифодага G_2 ва T_2 кучларининг қийматларини қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$S = (G \sin \alpha - f G \cos \alpha) t = G(\sin \alpha - f \cos \alpha) t.$$

Импульснинг қийматини ҳаракат миқдорининг ўзгаришига тенглаштирамиз:

$$\frac{G}{g} v_2 - \frac{G}{g} v_1 = G(\sin \alpha - f \cos \alpha) t.$$

Тенгламани G га қисқартириб ва $v_2 = 0$ эканлигини ҳисобга олсак, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$-\frac{v_1}{g} = t \sin \alpha - f t \cos \alpha.$$

Ҳосил бўлган тенгламани номаълум ишқаланмиш коэффициентига нисбатан ечамиз:

$$f = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} + \frac{v_1}{g t \cos \alpha} = \text{tg} \alpha + \frac{v}{g t \cos \alpha} = \text{tg} 10^\circ + \frac{2}{9,81 \cdot 5 \cdot \cos 10^\circ} = 0,176 + 0,042 = 0,218.$$

38- машқ

1. Массаси 15 килограмм бўлган материал нукта 5 с вақт оралиғида тезлигини 2 дан 4 м/с гача оширган бўлса, куч модули қанча бўлади?

2. 80 км/соат тезлик билан ҳаракатланаётган автомобиль тормозлаш бошлангандан сўнг қандай вақт оралиғида тўхташни аниқланг. Ғидиракчилик кўрсаткичи $f = 0,25$.

Кўрсатма: Аял ҳаракат йўналиши билан устма-уст тушадиган x ўқи бўйлаб ҳаракат яқдори тенгламасини тузинг керак:

$$0 - mv_1 = -Tt.$$

Бу ерда T — ишқаланиш кучининг катталиги. Сўнгра ишқаланиш кучи қатталигини автомобиль оғирлиги ($G = mg$) орқали ифодалаш керак: $T = fG = fmg$. Иккала тенгламани ечиб, t вақт топилади.

75- §. Потенциал ва кинетик энергия

Механикавий энергиянинг икки асосий формаси: *потенциал энергия*, яъни *ҳолат энергияси* ва *кинетик энергия*, яъни *ҳаракат энергияси* мавжуд. Кўпинча, оғирлик кучининг потенциал энергияси билан иш кўришга тўғри келади. *Материал нукта ёки жисмнинг бирор баландликдан денгиз сатҳигача (ноль сатҳгача) туширилганда иш бажара олиш хусусияти механикада бу жисм ёки нукта оғирлик кучининг потенциал энергияси деб аталади.* Потенциал энергия сон жиҳатидан оғирлик кучининг ноль сатҳдан берилган вазиятгача кўчишда бажарган ишига тенг. Потенциал энергияни P билан белгилаб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$P = GH, \quad (171)$$

Бу ерда G — нукта (ёки жисм)нинг оғирлик кучи; H — оғирлик кучининг денгиз сатҳидан баландлиги.

Потенциал энергия иш birlikларида ўлчанади.

Кинетик энергия ҳаракатланаётган жисм (ёки нукта) нинг иш бажара олиши билан аниқланади. Материал нукта учун кинетик энергия сон жиҳатидан материал нукта массаси билан тезлик квадрати кўпайтмасининг ярмига, яъни $\frac{mv^2}{2}$ га тенг.

Кинетик энергия ҳам иш birlikларида ўлчанади.

Халқаро система (СИ)да:

$$\left[\frac{mv^2}{2}\right] = [m] [v^2] = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{с}^2} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \cdot \text{м} = \text{Н} \cdot \text{м} = \text{Ж};$$

техникавий система (МКГСС)да:

$$\left[\frac{mv^2}{2}\right] = [m] [v^2] = \frac{\text{кгк} \cdot \text{с}^2}{\text{м}} \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{с}^2} = \text{кгк} \cdot \text{м}.$$

Ҳар қандай жисм ёки механикавий система сон-саноксиз материал нукталардан тузилади. Шунинг учун қаттиқ жисм ёки бирор механикавий системанинг кинетик энергиясини бу жисм ёки системани ташкил этувчи ҳамма нукталарнинг кинетик энергияларининг йиғиндиси тарзида ифодалаш мумкин. Жисм ёки

системанинг кинетик энергиясини E ҳарфи билан белгилаб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$E = \sum_{i=1}^n \frac{m_i v_i^2}{2}, \quad (172)$$

бу ерда m_i — ихтиёрий нуктанинг массаси; v_i — бу нуктанинг тезлиги; n — кўриб чиқиладётган системадаги нукталар сон, одатда, $n > \infty$.

76- §. Жисмнинг турли ҳаракатланиш ҳолларидаги кинетик энергияси

Қаттиқ жисмнинг илгариланма ҳаракатдаги кинетик энергиясини топамиз (119-расмга қаранг). Жисмнинг илгариланма ҳаракатида унинг ҳамма нукталарининг ҳаракат тезлиги ўзаро тенг ва бир хил йўналишда бўлади, яъни

$$v_1 = v_2 = v_3 = \dots = v_0,$$

бу ерда v_0 — жисм оғирлик марказининг ёки жисмнинг бошқа ҳар қандай нуктасининг тезлиги.

Кўриладики ҳол учун жисмнинг кинетик энергияси:

$$E = \sum \frac{m_i v_i^2}{2} = \frac{v_0^2}{2} \sum m_i = \frac{M v_0^2}{2}, \quad (173)$$

бу ерда M — бутун қаттиқ жисмнинг массаси.

Бинобарин, илгариланма ҳаракат қилаётган жисмнинг кинетик энергияси жисмнинг исталган нуктаси тезлигининг квадрати билан бутун жисм массаси кўпайтмасининг ярмига тенг.

Қўзғалмас ўқ атрофида айланаётган жисмнинг кинетик энергиясини топамиз. Агар жисм у ўқ атрофида ω бурчагий тезлик билан айланаётган бўлса (121-расмга қаранг), у ҳолда жисм ихтиёрий нуктасининг тезлиги бу нуктадан айланиш ўқиғача бўлган масофага пропорционалдир:

$$v_i = r_i \omega,$$

бу ерда r_i — нуктадан айланиш ўқиғача бўлган масофа — ўзгарувчан катталиқ; ω — бурчагий тезлик (жисмнинг ҳамма нукталари учун бир хил қийматга эга).

v_i нинг қийматини кинетик энергия формуласига қўйиб ва ўзгармас катталиқларни йиғинди белгисидан ташқари чиқариб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$E = \sum \frac{m_i v_i^2}{2} = \sum \frac{m_i (r_i \omega)^2}{2} = \frac{\omega^2}{2} \sum m_i r_i^2.$$

Ҳар қайси заррача массаси билан ундая у айланиш ўқиғача бўлган масофа квадратининг кўпайтмасидан иборат $\sum m_i r_i^2$ катталиқ жисм массасининг шу ўққа нисбатан инерция моменти деб атллади ва J , билан белгиланади. Бу катталиқ қаттиқ жисм динамикасида катта роль ўйнайди.

Биробарин, қўзғалмас ўқ атрофида айланаётган жисмнинг кинетик энергияси бурчагий тезлик квадрати билан жисм массасининг айланиш ўқига нисбатан инерция моменти кўпайтмасининг ярмига тенг

$$E = J_y \frac{\omega^2}{2}. \quad (174)$$

Текис-параллел ҳаракатни, кинематикада кўрсатилганидек, икки ҳаракатга: бирор қутб билан биргаликдаги илгариланма ҳаракат ва қутб атрофидаги айланма ҳаракатга ажратиш мумкин. Тегишлича жисмнинг текис-параллел ҳаракатдаги кинетик энергияси ҳам бирор қутб билан биргаликдаги илгариланма ҳаракатининг кинетик энергияси ва қутб атрофидаги айланма ҳаракатининг кинетик энергияси йиғиндисидан иборат бўлади:

$$E = M \frac{v^2}{2} + \frac{J_{\omega^2}}{2}, \quad (175)$$

бу ерда v —қутб илгариланма ҳаракатининг тезлиги; ω —жисмнинг қутбни танлашга боғлиқ бўлмаган айланиш бурчагий тезлиги.

77- §. Бир жинсли баъзи жисмларнинг инерция моментлари

Ҳар қандай жисм массасининг инерция моменти қуйидаги формула билан аниқланади:

$$J = \sum m_i r_i^2. \quad (176)$$

Инерция моментининг халқаро бирликлар системаси (СИ)даги ўлчов бирлиги:

$$[J] = [m] [r^2] = \text{кг} \cdot \text{м}^2$$

Техникавий бирликлар системаси (МКГСС)да:

$$[J] = [m] [r^2] = \left[\frac{\text{кг} \cdot \text{с}^2}{\text{м}} \right] [\text{м}^2] = \text{кг} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}$$

Энг оддий жисмларнинг бирор ўққа нисбатан инерция моментларини ҳисоблаш учун формулаларни келтирамиз (келтириб чиқаришсиз).

1. Бир жинсли стержень учун стержень ўқига перпендикуляр бўлган ва унинг учи орқали ўтадиган ўққа нисбатан (137- расм, а):

$$J_y = \frac{ml^2}{2},$$

бу ерда m —стержень массаси; l —стерженнинг узунлиги.

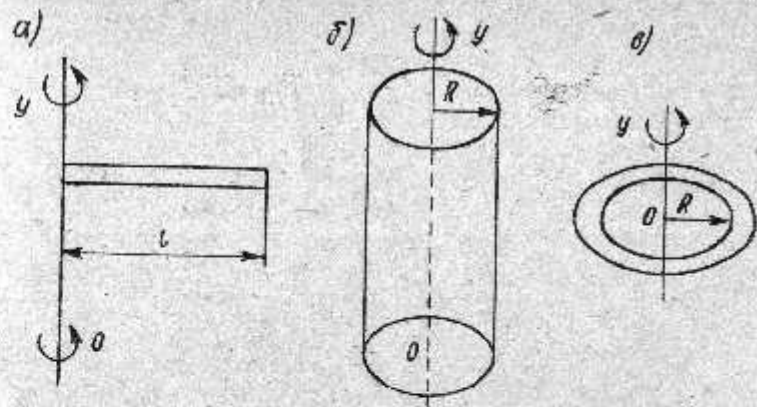
Бир жинсли стержень учун унинг оғирлик марказидан ўтувчи ўққа нисбатан:

$$J_c = \frac{ml^2}{12}$$

2. Бир жинсли цилиндр учун (137- расм, б):

$$J_y = \frac{mD^2}{8},$$

бу ерда m —цилиндрнинг массаси; D —цилиндрнинг диаметри.



137- расм.

3. Айлана ёки юпқа ҳалқа учун, қалинлиги ҳисобга олинмаганда (137- расм, в):

$$J_y = \frac{mD^2}{4}.$$

78- §. Кинетик энергиянинг ўзгариши ҳақидаги қону

Массаси m бўлган материал нуқта учун унга ўзгармас \vec{P} куч таъсир қилган ҳолдаги кинетик энергия қонунини келтириб чиқарамиз. Бу ҳолда нуқтанинг тезланиши $\vec{a} = \frac{\vec{P}}{m}$ ўзгармас, ҳаракати эса текис тезланувчан бўлади.

Ҳаракат йўналиши билан \vec{P} кучининг йўналиши мос тушган ҳолни кўриб чиқамиз (135- расм, а га қаранг).

Нуқта \vec{P} куч таъсирида C_1 вазиятдан C_2 вазиятга кўчади, деб фарз қилайлик.

Нуқтанинг бошланғич ва охириги тезликларини тегишлича v_1 ва v_2 билан белгиласак, ҳаракат тезланишини қуйидаги формула билан аниқлашимиз мумкин:

$$a = \frac{v_2 - v_1}{t}, \quad (a)$$

бу ерда t —ҳаракат вақти.

Бошланғич ва охириги тезликлар орқали куч қўйилган нуқта-ларнинг силжишини ҳам ифодалаш мумкин:

$$s = \frac{v_2 + v_1}{2} t. \quad (б)$$

Энди \vec{P} кучнинг йўналиши силжиш билан мос тушишни ҳисобга олиб, у бажарган иш ифодасини тузамиз:

$$A = P s = P \frac{v_2 + v_1}{2} t.$$

Ишнинг ифодасига динамиканинг асосий қонунига кўра P кучининг қиймати $P = ma = m \frac{v_2 - v_1}{t}$ ни қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$A = mas$$

Кейинги тенгламада тезланиш a ва силжиш s нинг қийматларини уларнинг (а) ва (б)даги ифодалари билан алмаштирамиз ва оддий алгебраик ўзгартиришларни бажариб қуйидаги тенгламани ҳосил қиламиз:

$$A = m \frac{v_2 - v_1}{t} \frac{v_2 + v_1}{2} t = m \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} = \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} \quad (177)$$

Бу тенглама материал нукта кинетик энергиясининг ўзгариши нуктага таъсир этаётган кучнинг ишига тенглигини кўрсатади.

Материал нукталар системаси, масалан, қаттиқ жисм учун кинетик энергия қонуни айнан ушандай кўринишда бўлади:

$$E_2 - E_1 = \sum A, \quad (178)$$

яъни материал нукталар системаси кинетик энергиясининг ўзгариши системага таъсир этаётган кучлар ишининг йиғиндисига тенг.

79-§. Қаттиқ жисмнинг айланма ҳаракати учун динамиканинг асосий тенгламаси

Айланаётган жисмга қўйилган куч билан унга бериладиган бурчагий тезланиш ϵ орасидаги боғланишни аниқлаймиз (138-расм).

Д'Аламбер принципини татбиқ этамиз. Жисмнинг элементар заррачаси m_i га инерция кучларининг нормал ва уризма ташкил этувчиларини таъсир эттириб кўриб чиқамиз. Худди шунга ўхшаш, инерция кучларини жисмнинг ҳамма заррачаларига таъсир эттириб, Д'Аламбер принципига мувофиқ, мувозанатланган кучлар системасини ҳосил қиламиз. Бу системага мувозанат тенгламаларини татбиқ этамиз. Ташқи кучлар P_1, P_2, \dots, P_n нинг айланиш ўқи у га нисбатан моментларининг алгебраик йиғиндисини M_y^e билан белгилаймиз ва уни айлантурувчи момент деб атаймиз.

Нормал инерция кучлари айланиш ўқини кесиб ўтади ва унга нисбатан момент ҳосил қилмайди. Уризма инерция кучлари айланиш ўқи га нисбатан моментлар ҳосил қилади. Ҳар қайси нуктадаги уризма инерция кучи \vec{P}_{oi}^t нинг елкаси тенгшли радиус r_i дан иборат бўлади.

Бу кучлар йиғинди моментининг йўналиши бурчагий тезланиш ϵ нинг ва тенгшлича айлантурувчи момент M_y^e нинг йўналишига қарама-қарши, чунки ҳар қандай нуктадаги уризма инерция кучи унинг уризма тезланишига қарама-қарши йўналган. Айланма ҳаракат қилаётган жисм нукталари уризма инерция кучларининг катталиги қуйидаги формула билан аниқланишини эслатиб ўтамиз:

$$P_{oi}^t = m_i r_i \epsilon$$

Айланиш ўқи у га нисбатан моментлар тенгладасини тузамиз:

$$\sum M_{iy} = 0; M_y^e - \sum P_{oi}^t r_i = 0.$$

бундан

$$\sum P_{oi}^t r_i = M_y^e.$$

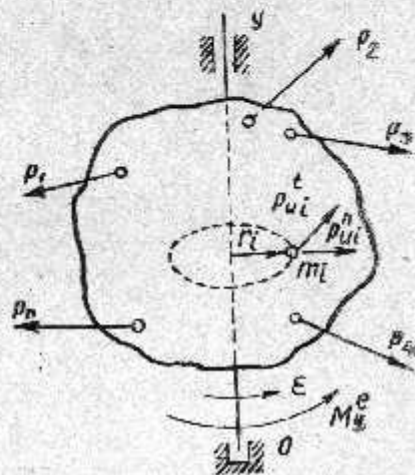
P_{oi}^t нинг қийматини қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\sum m_i r_i^2 \epsilon = M_y^e.$$

Бурчагий тезланишнинг қиймати ϵ жисмнинг ҳамма нукталари учун бир хил катталик сифатида йиғинди белгисидан ташқарига чиқарамиз

$$\epsilon = \sum m_i r_i^2 = J_y$$

ϵ нинг олдидаги кўпайтувчи бизга таниш катталик; у жисмнинг у ўқи га нисбатан инерция моментидир



138 расм.

$$\sum m_i r_i^2 = J_y$$

Натижада қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$J_y \epsilon = M_y^e \quad (179)$$

Бу тенглама қаттиқ жисмнинг айланма ҳаракати учун динамиканинг асосий тенгламасидир. Унга кўра жисм инерция momenti билан унинг бурчагий тезланиши орасидаги кўпайтма ҳамма кучларнинг айланиш ўқи га нисбатан моментларининг йиғиндисига тенг.

(179) тенгламадан қуйидаги келиб чиқади

$$\epsilon = \frac{M_y^e}{J_y}$$

Шундай қилиб, жисмнинг инерция momenti қанча катта бўлса, жисмга маълум бурчагий тезланиш ϵ бериш учун унга шунча катта айлантурувчи момент таъсир эттириш керак.

Шунинг учун илгариланма ҳаракатда масса материал нукта ёки жисмнинг инертлиги ўлчови бўлиб хизмат қилгани каби,

қўзғалмас ўқ атрофидаги айланма ҳаракатда массанинг инерция моментини қаттиқ жисмнинг инертлиги ўлчови деб қараш мумкин.

39- машқ

1. Массаси 20 кг бўлган нуқтанинг тезлиги 10 дан 20 м/с гача ортган бўлса, унинг кинетик энергиясининг ўзгаришини ҳисоблаш.
2. Тўғри чизиқли ҳаракат қилаётган нуқтанинг тезлиги икки марта ортган бўлса, унинг кинетик энергияси қандай ўзгаради?
А. Икки марта ортади. Б. Тўрт марта ортади.
3. Тўғри чизиқли ҳаракат қилаётган ва оғирлик кучи 981 Н бўлган жисмнинг тезлиги 5 дан 25 м/с гача ортган бўлса, унга таъсир эттирилган кучнинг бажарган иши нимага тенг?

Тўртинчи бўлим МЕХАНИЗМ ВА МАШИНА ДЕТАЛЛАРИ

ХVI БОБ. АСОСИЙ ТУШУНЧАЛАР ВА ТАЪРИФЛАР

80- §. Машиналарнинг классификацияси

Машина жисмоний ва ақлий меҳнатни енгиллаштириш, одамнинг меҳнат ва физиологик функцияларини қисман ёки тўла алмаштириш йўли билан меҳнат унумдорлигини ошириш ва меҳнатни енгиллаштириш мақсадида табиат қонунларини ўрганиш ва улардан фойдаланиш учун инсон томонидан яратиладиган қурилмадир.

Бинобарин, машинани қуйидаги белгилар характерлайди: энергияни механикавий ишга айлантириш ёки механикавий энергияни бошқа тур энергияга айлантириш;

битта қисмининг ҳаракати берилганида унинг ҳамма қисмларининг ҳаракатини аниқлаб олиш мумкинлиги; инсон меҳнати натижасида сунъий яратилганлиги.

Турли-туман машиналарни иш процессининг характерига кўра классларга бўлиш мумкин: энергиянинг бирор турини (электрик, иссиқлик ва ҳ. к.) механикавий ишга айлантирувчи машина-двигателлар; механикавий ишни энергиянинг бирор бошқа турига айлантирадиган машина-ўзгартиргичлар (электрик генераторлар, ҳаво насослари, гидравлик насослар ва ҳ. к.); двигателдан олинadиган механикавий ишни массаларни кўчиришдаги механикавий ишга ўзгартирадиган транспорт машиналари; технологик процессларни бажариш учун, яъни ишланадиган материалнинг хоссаларини, шакллари, ўлчамлари ва ҳолатини ўзгартириш учун мўлжалланган технологик машиналар; информацион машиналар; кибернетик машиналар.

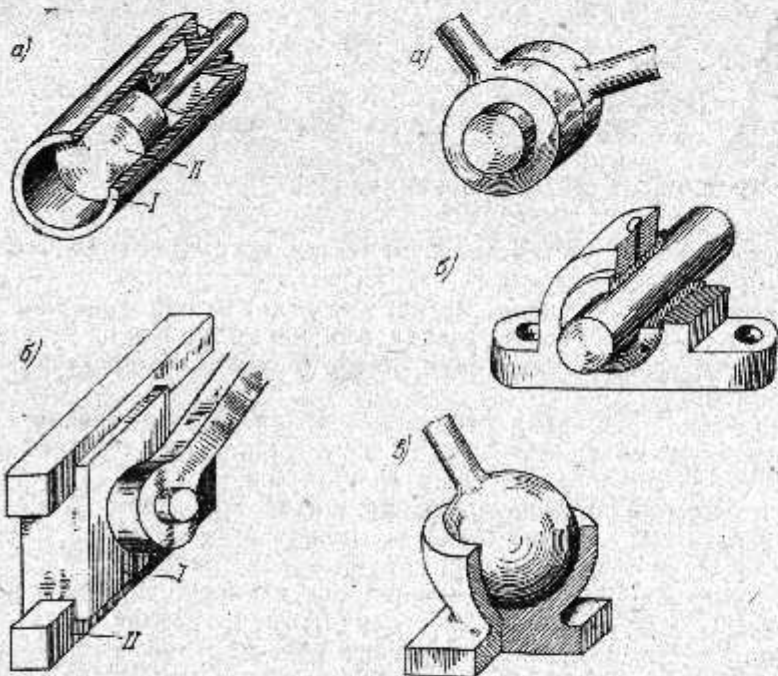
Машинада қуйидаги асосий қисмларни ажратиб кўрсатиш мумкин: машинани ҳаракатга келтирувчи ташқи кучларнинг таъсирини бевосита қабул қилиб олувчи *приёмниклар*; машинада ҳосил қилиниши мўлжалланган ишни бажарувчи *ижрочи механизмлар*; приёмникдан ижрочи механизмга бериладиган ҳаракатни узатишга ва уни ўзгартиришга мўлжалланган *узатиш механизмлари ёки юритмалар*.

Машинада кўрсатиб ўтилган асосий қисмлардан ташқари,

ҳаракатни бошқариш ва ростлаш қисмлари, шунингдек, машинанинг ҳаракатланувчи қисмларини тутиб туриш учун хизмат қиладиган қўзғалмас қисм (станина, фундамент) бўлади.

81- §. Кинематик жуфтлар ва занжирлар

Иккита бир-бирига тегиб турадиган звеноларнинг, масалан, поршень билан цилиндр, вал билан подшипник ва бошқаларнинг қўзғалувчан бирикмаси *кинематик жуфт* деб аталади. *Кинематик жуфтни ташкил этувчи жисмлар звенолар* деб аталади.



139- расм.

140- расм.

Элементларнинг тегиб туриш характерига кўра, кинематик жуфтлар икки асосий классга: *қуйи* ва *юқори* классларга бўлинади. Қуйи кинематик жуфтларда звенолар сиртлари бўйича, юқори кинематик жуфтларда эса чизиқлар ёки нуқталар бўйича тегишади.

Қуйи кинематик жуфтлар: 1) илгариланма (139- расм): а — цилиндр I ва поршень II штоги билан; б — ползун I ва тўғри чизиқли йўналтиргичлар II, 2) айланма (140- расм): а — текис шарнир; б — вал ва подшипник; в) шаравий шарнир.

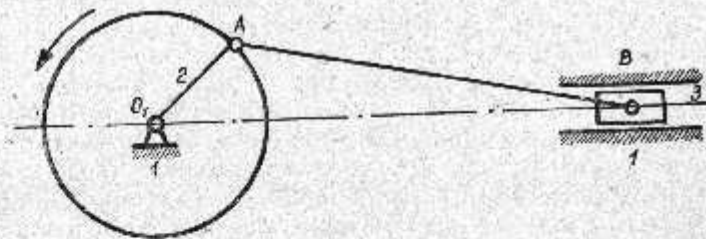
Юқори кинематик жуфтлар: 1) гилдирак ва рельс—чизиқ бўйича тегишиш (141- расм, а); 2) фрикцион катоклар—чизиқ бўйича тегишиш (141- расм, б); 3) кулачокли жуфт ўткир учли толкатель билан—нуқтала тегишиш (141- расм, в).

Қуйи жуфтлар ейилишга анча чидамли, чунки бир звенонинг иккинчи звенога босиш кучи уларда тегишиш сирти бўйича тақсимланади, ҳолбуки юқори жуфтларда звенолар нуқталарда ёки чизиқлар бўйича тегишади.

Узаро кинематик жуфтлар ҳосил қилувчи звеноларнинг боғланган системаси кинематик занжир деб аталади.

Битта ёки бир нечта қаттиқ жисмларнинг ҳаракатини бошқа қаттиқ жисмларнинг талаб этган ҳаракатига ўзгартириш учун муалжалланган жисмлар системаси механизм деб аталади.

Механизмда, албатта, қўзғалмас 1, етакловчи 2 ва етакланувчи 3 звенолар бўлади (142- расм). Қўзғалмас звено баъзан стойка деб ҳам юртилади. Берилган ҳаракатни узатувчи звено *етақловчи звено* деб аталади. Ҳаракатни қабул қилиб олувчи звено *етақланувчи звено* деб аталади.



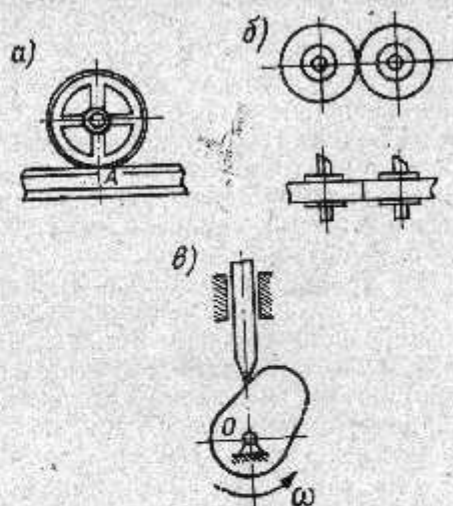
142- расм.

Стойкалар ва кинематик жуфт тарзида қўйилган бошқа боғланишлар борлиги туфайли етакловчи звенонинг ҳаракат қонуни берилганида механизмда етакловчи звеноларнинг маълум ҳаракатларини ҳосил қилиш имкони бўлади.

82- §. Машиналарга ва машина деталарига нисбатан қўйиладиган асосий талаблар. Баъзи машинасозлик материалларининг характеристикалари

Машиналар социалистик жамиятда инсон меҳнатини енгиллаштиради. Халқ ҳўжалигининг барча тармоқларида ишлаб чиқаришнинг асосий процесслари машиналар билан бажарилади.

Асосий мақсади меҳнаткашларнинг фаровонлигини ҳар томон-



141- расм.

лама туҳтосиз устиридан борат бўлган социалистик ишлаб чиқаришнинг эҳтиёжи совет машинасозлигини тараққий эттиришдаги асосий тенденцияларни аниқлайди: машиналарнинг иш унумини ва қувватини, тезликларни, босимларини ва технологик процесслар интенсивлигининг бошқа кўрсаткичларини орттириш, машиналарнинг фойдали иш коэффициентини ошириш, уларнинг массалари ва габаритларини камайтириш, машиналарни бошқаришни кенг автоматлаштириш, уларнинг ишончлилигини ва узоқ ишлашнинг таъминлаш, тайёрлаш қийматини пасайтириш, ишлатишдаги иқтисодий самарадорликни, хизмат кўрсатиш қулайлиги ва хавфсизлигини ошириш.

Бу тенденциялар билан машиналарнинг вазифасига алоқаси бўлмаган қуйидаги умумий талаблар бевосита борланган: иш унуми юқори бўлиши; фойдали иш коэффициенти катта бўлиши; йиғилиши, қисмларга ажратилиши, хизмат кўрсатиш ва бошқаришнинг қулай ва оддий бўлиши; тайёрлаш қиймати паст; ишончли, узоқ ишлайдиган ва ишлашда хавфсиз бўлиши; габаритлари ва массаси кичик бўлиши.

Ана шу нарсалардан ҳар қандай машинанинг деталларига нисбатан қўйиладиган қуйидаги асосий талаблар келиб чиқади:

мустаҳкамлиги — деталь унга таъсир этаётган кучлар таъсирида белгиланган хизмат муддати давомида смиримаслиги ёки қолдиқ деформацияси ҳосил қилмаслиги керак;

бикрлик — детальга таъсир этаётган кучлар туфайли ҳосил бўладиган эластик силжишлар олдиндан белгиланган, йўл қўйиладиган катталиклардан ортиб кетмаслиги лозим;

ейилишга чидамлик — деталнинг ейилиши белгиланган хизмат муддати давомида унинг бошқа деталлар билан туташини характерини бузмаслиги ва унинг мустаҳкамлигининг йўл қўйиб бўлмайдиган даражада камайиб кетишига олиб келмаслиги керак;

массаси кичик ва габаритларининг минималлиги — деталь иложи борица минимал габаритларда ва массада етарли даражада мустаҳкам, бикр ва ейилишга чидамли бўлиши лозим;

материаллари камёб бўлмаслиги — олдин айтиб ўтилган ҳамма талаблар камёб материаллар ишлатиш ҳисобига қондирилмаслиги зарур, чунки бундай материаллар ишлатилса, деталнинг нархи жуда ортиб кетади;

технологиклиги — деталнинг шакли ва материали уни тайёрлаш учун кам меҳнат ва вақт сарфланадиган қилиб танланиши зарур;

хавфсизлиги — деталнинг шакли ва ўлчамлари машинани тайёрлашда ва уни ишлатишда хизмат қилувчи ходимлар учун хавфсиз бўлиши лозим;

давлат стандартларига мос келиши — деталь шакллари, ўлчамлари, сортлари ва материал маркасига оид амалдаги стандартларни қаноатлантириши лозим.

Машинасозликда энг кўп ишлатиладиган материалларга чўянлар, бронза, турли маркадаги пўлатлар кирди. Кейинги йилларда

4-жадвал. Баъзи машинасозлик материалларининг характеристикалари

Маркаси	Материали	$\sigma_{0.2}$ (МПа)		Тажрибий ишлатилиши
		$\sigma_{0.2}$ (МПа)	$\sigma_{0.2}$ (МПа)	
Ст. 3 Ст. 5 Ст. 6	Олдий сифатли углеродли пўлат (ГОСТ 380—71) ^а	380—470	240	Парвин мишлар, болталар, гайкалар Вал, ўк, тишли гилдираклар Шпонка, вал, тишли гилдираклар
		500—620	280	
		600—720	310	
Пўлат — 15 ; 35 ; 45 ва 50 ; 50 г	Сифатли конструкция углеродли пўлат (ГОСТ 1050—74)	350	210	Центрифугаланидиган деталлар учун Болт, гайка, ўк, валлар, Тишли гилдираклар, муфталар, валлар, Фрикцион дисклар Ейиладиган деталлар
		520	300	
		600	340	
		650	370	
Пўлат 20 Х	Легирланган конструкция пўлат (ГОСТ 4543—71)	800	600	Центрифугаланидиган деталлар; тишли гилдираклар, кулачок муфталар учун
		1000	800	
Пўлат 40 Х			420	Тишли гилдираклар, каток, ўк, валлар

Маркаси	Материали	Техник шартлар			Техник шартларнинг қисқартмаси
		$\sigma_{\text{т}} (\sigma_{\text{В}})$	$\sigma_{\text{ок}} (\sigma_{0,2})$	σ_{-1}	
СЧ 12-28 СЧ 15-32 СЧ 21-40	Кул рағ қўян куймалари (ГОСТ 1412-70) ⁸	120	—	280	Кожухлар, корпуслар Станна, секси юрар тишли ғилдирақлар Тишли ғилдирақлар, Ричаглар, маховиклар
		150	—	320	
		210	—	400	
БрОЦС-5-5-5	Қалайли хўйма бронзалар (ГОСТ 613-65)	180—220	80—100	—	Подшипникларнинг вкладышлари
БрОФ10-1	Қалайли хўйма бронзалар (ГОСТ 613-65)	200—350	200	—	Мухим подшипниклар, втулка червяк ғилдирақлари учун тишли танбарак, юрши винтларининг ғайкалари
БрЛЖ9-4	Қалайсиз бронзалар (ГОСТ 493-54) ⁸	500—550	350	—	Подшипник втулкалари (ва сырти тобланганда), червяк ғилдирақлари, инестериялар, йирик куймалар

5-жадвал. Баъзи пластмассаларнинг механикавий характеристикалари

Материали	Маркаси	Пайв		Ишлатилишига мисоллар
		$\sigma_{\text{оч}}$	$\sigma_{\text{очс}}$	
Текстолит	2	120	150	Шкивлар, тишли ғилдирақлар, втулкалар, подшипникларнинг вкладышлари Йўналиштиригичлардаги устқуймалар
	ПТК	160	150	
Ўғоч-қағазли пластик	ДСП-Г	100	120	Подшипникларнинг вкладыш- лари, втулкалар, шкивлар
Капрон	—	60—70	70—80	Зарбий мустаҳкамлик юқори, сўйлишга чидамли деталлар: втулкалар, тишли ғилдирақ- лар, кранлар ва ҳоказолар
Шинтапластик	—	150—350	—	Йирик табаритли деталлар; дўмбалар, тоғора, кожухлар ва ҳоказолар
Полистирол	—	80—85	80—100	Приборларнинг қисмлари, панеллар, ғалтаклар, изоляциялар

нометалл материаллар: пластмассалар, ёғоч, резина тобора кўп ишлатилмоқда.

4- ва 5-жадвалларда баъзи машинасозлик материалларининг характеристикалари келтирилади.

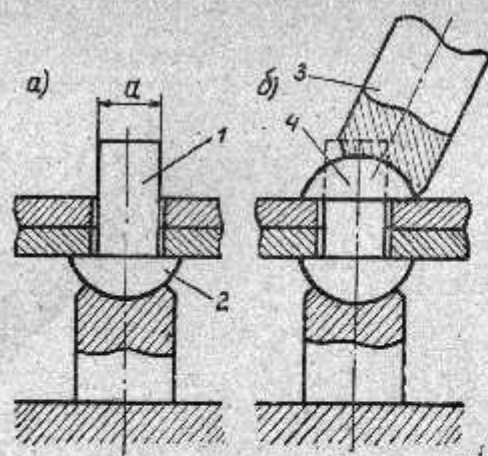
XVII Б.О.Б. ДЕТАЛЛАРНИНГ БИРИКМАЛАРИ

83-§. Парчин михли, пайванд ва елимланган бирикмалар

Яқин вақтларгача парчин михли бирикмалардан турли инженерлик иншоотларида: кемалар, қозонлар, кранлар, кўприклар ва бошқаларда кенг фойдаланилар эди. Кейинги ўн йилларда бундай бирикмаларни ишлатиш пайвандлаш усуллари ривожланиши туфайли машинасозликда анча камайди. Енгил қотишмалар (дюралюминий) дан металл конструкциялар тайёрлашда парчин михли бирикмалар ҳали ҳам ажратилмайдиган бирикмаларнинг кенг тарқалган тури бўлиб қолмоқда.

Парчин мих (143-расм, а) доиравий кўндаланг қесимли цилиндрик стержень 1 бўлиб, унинг учиде кўндирма каллагиде 2 бор. Парчинлаш процессиде цилиндрик стерженнинг чиқиб турган учи қисқич 3 биле бошқа, туташтирувчи каллак деб аталувчи каллак 4 га айлантирилади (143-расм, б).

Парчин михларнинг асосий типлари 144-расмда кўрсатилган. Улар каллакларининг шакли биле фарқ қилади. Ярим доиравий каллакли парчин михлар энг кўп ишлатилади (144-расм, а). Деталдан каллакларнинг чиқиб туришига йўл қўйилмайдиган ҳолларда яширин каллакли парчин михлар (144-расм, б) ишлатилади. Бу парчин михлардан ташқари самолётсозликда на сапо-



143-расм.

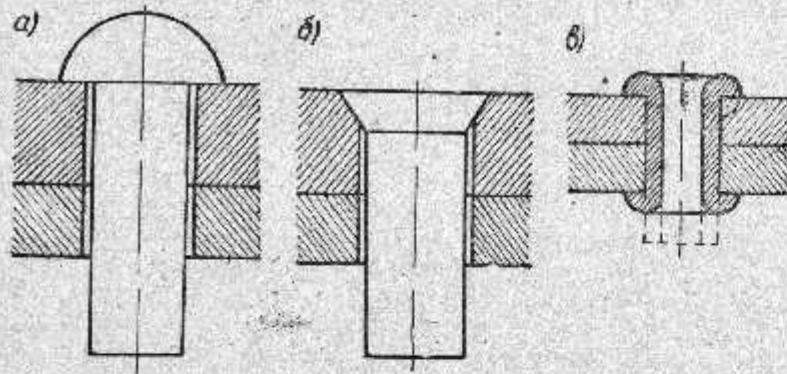
атнинг бошқа тармоқларида махсус типдаги парчин миҳлар, масалан, пистонлар ишлатилади (144-расм, в).

Парчин миҳ учун материал сифатида, чокнинг вазифасига ва парчинланган деталларнинг материалга қараб, кам углеродли пўлат (Ст. 2, Ст. 3 маркалари), мис, алюминий ва бошқалар ишлатилади.

Листларнинг (ёки бирор бошқа деталларнинг) парчин миҳлар ёрдамида бириктирилган жойи *парчин миҳли чок* деб аталади.

Вазифасига қараб қуйидаги парчин миҳли чоклар бўлади:

мустаҳкам чоклар — бу чоклардан фақат мустаҳкамлик талаб этилади (балкалар, фермалар ва бошқа инженерлик ишқотлари);
 жинс чоклар — бу чоклар мустаҳкамликдан ташқари конструкцияларнинг (резервуарлар, буг қозонлари, цистерналарнинг) герметиклигини таъминлаш керак.



144-расм.

Тўла герметиклик бўлиши учун чокка зарб берилади (чеканка қилинади); махсус асбоб — чекан билан парчинланган лист четининг бир қисми бир лист иккинчисига жипс сиқилиб туриши учун чуқурилади.

Листларнинг ўзаро жойлашувига қараб устма-уст ва бир ёки икки устқўймали учма-уч чоклар бўлади. Парчин миҳларнинг жойлашувига қараб чоклар бир қаторли ва кўп қаторли чокларга

бўлинади. Парчин миҳлар шахмат тартибда ёки параллел қаторлар тарзида жойлаштирилиши мумкин.

Ҳозирги машинасозликда ва қурилишда *пайвандлаш* ёрдамида амалга ошириладиган ажралмайдиган бирикмалар кенг тарқалади.

Пайвандлаш — металл қисмларни уларнинг пайвандланган участкаларини маҳаллий қиздиришдан фойдаланиб, қисмларни ҳамирсимон эгилувчан ёки суюқ ҳолатга келтиришдан иборат. Биринчи ҳолда пайвандланган қисмларнинг бирикиши уларни бир-бирига сиқишда содир бўлади.

Парчин миҳли бирикмаларга қараганда пайвандлашнинг асосий афзалликлари:

1) қуйидагилар туфайли пайвандлаб бириктиришда материалдан тежалаяди ва конструкция енгиллаштирилади: а) бириктириладиган элементлар (лист бурчакликлар) нинг материалдан яхши фойдаланилади, чунки уларнинг иш кесимлари парчин миҳлар учун тешик тешилиб заифланмайди ва таъсир этувчи кучларнинг айнан бир хил катталигида пайвандланган элементлар учун кичик кесимларни қабул қилиш мумкин; б) устқўймалар талаб қилмайдиган учма-уч бириктириш чокларидан фойдаланиш имкони бор; в) пайвандлашда бириктириладиган элементларнинг оғирлиги кам (парчин миҳларнинг оғирлиги пайванд чокларнинг оғирлигидан катта).

2) тешикларни режалаш ва пармалаш (тешиш) операциялари бўлмаганлиги сабабли меҳнат сарфи кам; парчин миҳлар пайвандлашга қараганда сермеҳнат; пайвандлашни эса автоматлаштириш мумкин.

3) профили эгри чизикли деталларни бириктириш имкони бор;

4) бирикма жипс ва ўтказмайдиган бўлади;

5) технологик процесс шовқинсиз ўтади.

Пайвандлашнинг асосий турлари: электр ёй ёрдамида, электр-механикавий (контаклаш), химиявий (газ алангаси ёрдамида).

Электр ёй ёрдамида пайвандлаш. Пайвандлашнинг бу усулида металл электр ёйнинг иссиқлиги таъсирида суюқлантирилади, бу ёй пайвандланган жойда металл электрод билан пайвандланган деталлар орасида ҳосил бўлади. Металл электрод (пайвандлаш метали) суюқланиб, пайвандланган деталлар орасини тўлдирани.

Пайвандлаш материали сифатида пўлат электрод симдан фойдаланилади. Пайвандлаш сими (электрод) га махсус таркиб қопланади (суркалади), электрод суюқланганда бу таркиб металл чокида металлни оксидланишдан сақлайдиган ва бу билан унинг мустаҳкамлигини оширадиган юпқа шлак қатлами ҳосил қилади.

Электр ёйида температура 3900°C гача ётади. Бу температурада қўндаланган ўлчамлари катта деталларни пайвандлаш мумкин. Ёйни таъминлаш учун таст (24—40 В) кучланишли, лекин кучи катта (40—200 А) ток зарур.

Электр ёйи ёрдамида пайвандлашни қўлда ва чокнинг юқори сифатли бўлишини таъминлайдиган иш унуми юқори бўлган махсус автоматларда бажариш мумкин.

Электр ёйи ёрдамида бажариладиган пайванд чокларни учма-уч чокларга ва бурчакли валиксимон чокларга бўлиш мумкин. Бир текисликда ўтувчи деталларнинг торецларини бириктирувчи чоклар учма-уч чоклар деб аталади. Пайвандлашда олдин бириктириладиган торецлар ишланиши керак; шундай қилинганда суюқлантирилиши лозим бўлган сиртларга электродларни яқинлаштириш осонлашади. Устма-уст бириктириш бурчакли (валиксимон) чоклар: *рунара* (76-расм, *б* га қаранг) ва *ён бош* (76-расм, *а* га қаранг) чоклар билан бажарилади.

Яхлит пайванд чок билан бириктиришдан ташқари кўпинча узлукли чок, шунингдек, электр парчиланишдан фойдаланилади (145-расм).



145-расм.

Электр механикавий (контактаб) пайвандлаш. Металл бириктириладиган элементлардан ток утаётганда ажралган иссиқлик таъсирида қиздирилади, ҳамирсимон ҳолга келтирилади ва қисилади. Электр-механикавий пайвандлаш усули билан полтоса ва доиравий кесимли материалларни учма-уч бириктириш (учма-уч пайвандлаш) ва юққа листовий материалларни устма-уст бириктириш мумкин (нуқтавий, роликавий пайвандлаш).

Химиявий (газ алангаси ёрдамида) пайвандлаш. Пайвандланадиган материал суюқланиш ҳолигача келтирилади. Бунинг учун зарур бўлган температура ёнувчи газлар (ацетилен, водород) ни кислород оқимида ёндириб ҳосил қилинади. Ацетилен катта температура беради, бу эса қалин (40 мм гача) металл қисмларни пайвандлашга имкон беради.

Химиявий пайвандлашдан кам углеородли нўлатлардан ясалган элементларни, юққа нўлат ластларни, чўян, рангли металллар ва уларнинг қотишмаларини пайвандлашда фойдаланилади. Пайванд конструкциялар тайёрлашда металлларни газ алангаси ёрдамида кесил процесслари жуда катта роль ўйнайди. Кесиклар металлнинг кислород оқимида ёниши ҳисобига ҳосил бўлади.

Металлар ва пластмассаларни ультратовуш ёрдамида пайвандлаш. Металл ва пластмасса деталларни, шунингдек, турли жинсли материаллар (пластмасса ва металл) дан ясалган деталларни бириктириш учун ультратовуш ёрдамида пайвандлашдан фойдаланилади. Бириктириладиган деталлар бир-бирига қисилади ва ультратовуш таъсир эттирилади. Ультратовуш билан пайвандлаш анча қалин ва мураккаб шаклли деталларни бириктиришга имкон беради.

Елимланган бирикмалар. Ажралмайдиган бирикмаларнинг ҳозирги турларидан бири—металдан ясалган элементларни, металл ва металлмас материаллар (текстолит, пенопласт ва бошқалар)ни

металлмас материалларни елим ёрдамида ўзаро бириктиришдир.

Пайванд ва парчинли бирикмаларга қараганда елимланган бирикмаларнинг қуйидаги асосий афзалликлари бор:

жуда юққа листовий материаллардан ясалган деталларни пухта бириктириш мумкин;

турли жинсли материалларни бириктириш мумкин;

елимланган конструкцияларнинг сирти силдиқ бўлади;

кучланишлар концентрацияси йўқ (ёки жуда кичик);

парчин миқли бирикмаларда зарур бўладиган тешик туфайли конструкцияларнинг заифланиши йўқ;

герметик бўлади;

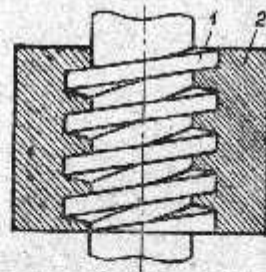
коррозия бардош бўлади.

Иссиқ бардошлиги пастлиги, „юлинишга“ қаршилиги камлиги, вақт ўтиши билан баъзи елим турлари мустақкамлигининг пасайиши (эскириши) елимланган бирикмаларнинг камчиликларидир.

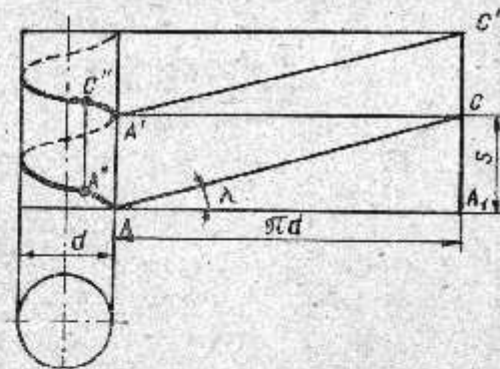
84-§. Резьбали бирикмалар

Кенг ишлатиладиган резьбали бирикмалар болт, винт, шпилька, тортки, резьбали муфтлар ва шу кабилар ёрдамида бажарилади. Резьбали бирикманинг асосий элементи винтли жуфтдир.

Винтли жуфт винт *1* ни гайка *2* билан бириктириб ҳосил қилинади (146-расм), улар сир-сирга винт сиртлар бўйича тегиб туради.



146-расм.



147-расм.

Винт сиртларнинг ҳосил бўлишини кўриб чиқамиз. Тўғри доиравий цилиндрни оламиз (147-расм). Унга асоси AA' цилиндр асоси айланасининг узунлиги бўйича πd га тенг ва баландлиги $A_1C = S$ бўлган тўғри бурчакли учбурчакликни ўраймиз. λ ҳолда гипотенуза AC цилиндр сиртида *винт чизиғи* деб аталадиган чизиқ ҳосил қилади. Айни бир винт чизиғидаги икки қушни масофа орасидаги, цилиндр ясовчиси бўйича ўлчанган $A''C''$ масофа винт чизиғининг қалами деб аталади. Қалам катталиги учбурчаклик баландлиги S га тенгдир. Учбурчакликнинг асоси билан гипотенуза орасидаги λ бурчак винт чизиғининг *кўтарилиш бурчағи* деб аталади.

147-расмдан қуйидаги келиб чиқади:

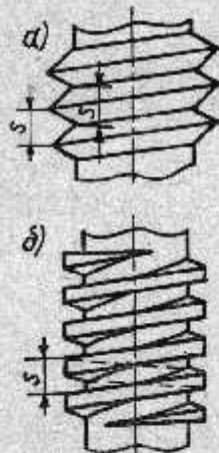
$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S}{\pi d}. \quad (180)$$

Цилиндрнинг ўқи вертикал турганида цилиндрнинг кўринадиган қисмида чапдан ўнгга қараб кўтариладиган винт чизиқ *унақай* (148-расм) деб аталади. 147-расмда *чапақай* винт чизиқ кўрсатилган.

Цилиндрнинг ясовчисига ясси шаклни (учбурчаклик, тўғри тўртбурчаклик трапецияни) 148-расмда кўрсатилгандек қўйиб, кейин уни учлари винтавий чизиқ бўйича ҳаракатландирган, ўзи эса цилиндр ўқий кесимининг текислигида қолгани ҳолда цилиндр сиртига тегиб турадиган қилиб силжитсак, у ҳолда шаклнинг томонлари фазода *винт сиртлар* чизади.



148- расм.



149- расм.



150- расм.

Винт сиртлар ҳосил қилинган цилиндрик жисм (стержень) винт деб аталади.

Жисмнинг винт сиртлар билан чегараланган қисми *резьба* деб аталади. Ясси фигуранинг профили ҳосил қиладиган шаклга қараб *учбурчаклик резьбали* (149-расм, а), *тўғри тўртбурчаклик резьбали* (149-расм, б), *трапецеидал резьбали* ва ҳ. к. винтлар бўлади. Резьба профили резьбали бирикманинг назифасига қараб танланади.

Резьбанинг цилиндр сиртидаги бир айланиши *ўрам* (ип) деб аталади. Агар битта винтавий чизиқнинг ўрамлари орасида яна битта ёки иккита винтавий чизиқнинг ўрамларини кессак, *икки киримли* (150-расм, а) ёки *уч киримли* (150-расм, б) резьба ва

ҳ. к. ҳосил бўлади. Кирими биттадан ортиқ бўлган винтлар *кўп киримли резьбалар* деб аталади.

Винтнинг қамраб оладиган тешигидаги резьба чиқиқлари билан винт резьбасининг ўйиқларига кириб турадиган жисм *гайка* деб аталади.

Винт резьбаси ҳам винт чизиқ каби ўнақай ёки чапақай бўлиши мумкин. Ўнақай резьбали винт соат стрелкаси ҳаракати йўналишида айлантирилганда буралиб киради, соат стрелкаси ҳаракатига тескари йўналишида айлантирилганда буралиб чиқади.

Цилиндр ясовчи бўйлаб икки қўшни ўрамнинг бир номли нуқталари орасида улчанган масофа резьбанинг қадами деб аталади ва *P* ҳарфи билан белгиланади.

Кўп киримли резьбалар учун қўшимча тушунча — йўл тушунчаси киритилади, уни гайканинг қўзғалмас винт ўқи бўйлаб бир айланишдаги силжиши билан белгилаймиз.

Йўл S_1 ва қадам P орасида қуйидаги нисбат бор:

$$S_1 = aP, \quad (181)$$

бу ерда a — киримлар сони.

Демак, бир киримли резьбада қадам катталиги йўл катталигига тенг бўлади.

Кўп киримли винтлар (гайкалар)нинг кўтарилиш бурчаги қуйидаги формула билан топилиши мумкин:

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S_1}{\pi d} = \frac{aP}{\pi d}.$$

Резьбаларда ташқи диаметр d , ички диаметр d_1 ва ўрта диаметр $d_{\text{ур}} = d_2 = \frac{d + d_1}{2}$ бўлади.

Резьбанинг кўтарилиш бурчаги деганда винт чизиқнинг диаметри ўрта диаметр d_2 га тенг бўлган цилиндрдаги кўтарилиш бурчаги тушунилади.

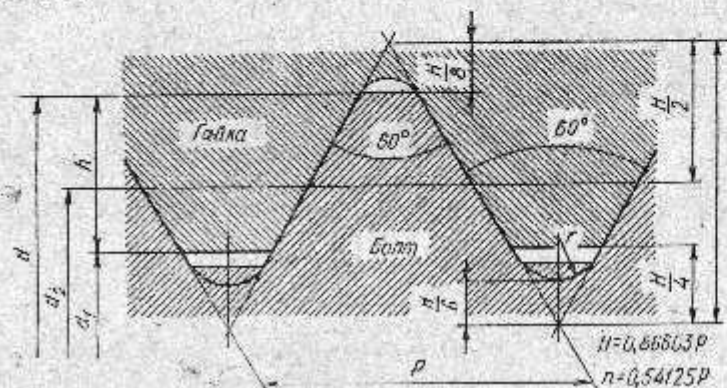
Машинасозликда ишлатиладиган ҳамма резьбалар *маҳкамлаш* резьбаларига (деталларни бириктириш учун мўлжалланган) ва *маҳсу* резьбаларга бўлинади.

Маҳкамлаш резьбасининг профили учбурчакликдан иборат бўлади. Резьбанинг мустаҳкамлиги берилган ўлчамларида бу ҳолда бошқа профили резьбалариникидан юқори бўлади. Совет Иттифоқида энг кўп ишлатиладиган маҳкамлаш резьбаси метрик резьбадир (ГОСТ 9150-59*).

Метрик резьбанинг профили — профилининг бурчаги $\alpha = 60^\circ$, асоси қадамга тенг ва учи тўмтоқлаштирилган (винтда баландлигининг $\frac{1}{8}$ қисми қадар ва гайкада баландлигининг $\frac{1}{4}$ қисми қадар) тенг томонли учбурчаклидир (151-расм). Метрик резьбалар йирик ва майда қадамли резьбаларга бўлинади. Масалан, диаметри 24 мм бўлган стерженда қадами $P=3$ мм бўлган йирик қадамли метрик резьба (М24 деб белгиланади) ва майда 2; 1,5 ва 0,75 мм қадамли бир нечта метрик резьба қирқиш мумкин, улар тегишлича М24×2; М24×1,5, М24×1, М24×0,75 деб белгиланади.

Майда қадамли резьбалар йирик қадамли резьбаларга қараганда ўз-ўзидан тормозланишда ишончлироқдир. Шу сабабдан, уларни ишораси ўзгарувчан нагрузкалар таъсир қиладиган ёки титраш ҳосил бўладиган жойларда, шунингдек, юққа деворли деталларда ишлатиш керак.

Маҳкамлаш резьбаларидан яна профилининг бурчаги $\alpha = 55^\circ$ ва ўлчамлари дюйм ҳисобида ўлчанадиган (ОСТ НКТП 1260) дюймий резьбалар учрайди. Дюймий резьба фақат бор ускуналарнинг сўйилган қисмларини алмаштиришдагина ишлатилади. Ундан яна янгидан тайёрланадиган машиналарда фойдаланишга руҳсат берилмайди.



151-расм.

Махсус резьбалар ҳақида қисқача маълумотлар бериб ўтаем.

Учбурчаклик профили труба резьбаси (ГОСТ 6357-73); трубалар, трубопроводлар арматуралари ва фитингларни бириктиришда ишлатилади.

Труба резьбасининг белгиланишига мисол: *Труб. 3"*, бу ички диаметри 3 дюйм (тахминан 76 мм) бўлган трубадаги труба резьбасини билдиради.

Трапецидал резьбанинг профили профилининг бурчаги $\alpha = 30^\circ$ (ГОСТ 9484-73) бўлган тенг ёнли трапециядан иборат, ҳар икки томонига ҳаракат узатадиган кучланиш винтларида ишлатилади. Трапецидал резьбанинг белгиланишига мисол: *Трап. 40 × 8*.

Тирак резьба (ГОСТ 10177-62) бир томонга қўпроқ куч берадиган винтлар (домкратлар, тискилар) учун мўлжалланган.

Юк винтлари (домкратлар, пресслар ва шу кабилар) учун ҳам тўғри **тўртбурчаклик** резьба ишлатилади.

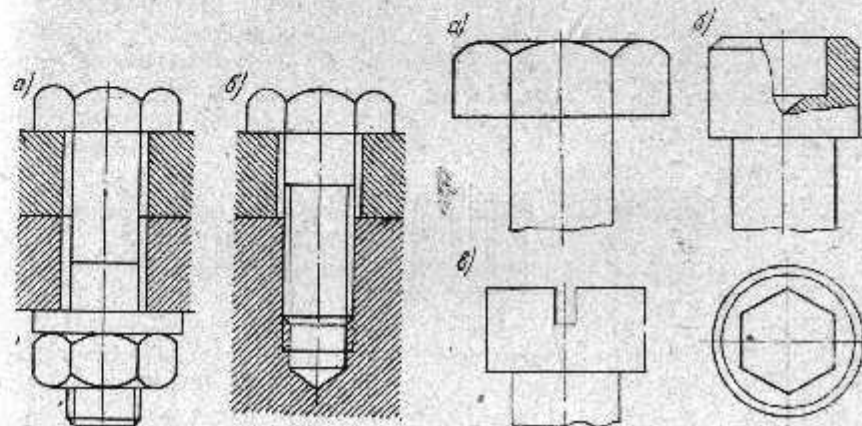
Резьбали бирикмалар резьбали маҳкамлаш буюмлари ёрдамида тайёрланади, улар шакли ва вазифаси бўйича жуда ҳам турлитуман бўлади. Буларга болт, винт, шпилька, гайкалар, трубопроводларнинг деталлари киради.

Бир учда резьбаси бор каллакци цилиндрик стержень **болт** деб аталади. Каллак ёрдамида болт айлантирилади ёки, аксинча, деталларни бириктиришда болтнинг айланишдан тутиб турилади.

Болт стерженининг резьба қирқилган қисми гайкага бураб киритилади.

Резьбали маҳкамлаш деталларнинг бошқа типини — **винт** — болтдан гайкага эмас, балки бириктириладиган деталлардан бирининг резьбали тешигига бураб киритилиши билан фарқ қилади.

152-расм, *a* да икки деталнинг болт, гайка ва шайбадан иборат болтли стандарт бирикмаси кўрсатилган. Болт каллаги, одатда, олти ёкли призма шаклида бўлади. Болт стержени бириктириладиган деталларнинг тешигига зазор билан киради. Болт стерженига гайка бураб киритилади. Бириктириладиган деталлар билан



152-расм.

153-расм.

гайка орасида, детални айланаётган гайка шикастламаслиги учун, ҳалқасимон пластинка **шайба** қўйилади. Бирикmani монтаж қилишда болт унинг каллагига кийдирилган калити билан айланишдан тутиб турилади. Гайка иккинчи бир калит билан айлантирилганда бириктириладиган деталлар гайка билан болт каллаги орасида сиқилади. Болтли бириктиришдан қалинлиги унча катта бўлмаган деталларни бириктириш учун ва болт каллаги ҳамда гайкани жойлаштириш учун жой бўлганда фойдаланилади.

Бириктириладиган деталлардан бирига бураб киритиш йўли билан бажариладиган винтли бириктириш 152-расм, *b* да кўрсатилган.

Ўлчамларига ва вазифаларига қараб болт ва винтларнинг каллаклари (153-расм), турлича: *a* — олтиёқлик; *b* — ички олтиёқлик цилиндрлик; *c* — отвёртка учун мўлжалланган шлицли (ариқчали) цилиндрлик ва ҳоказо бўлади.

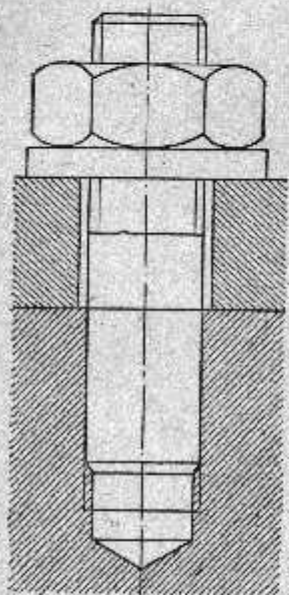
Деталларни шпилька ёрдамида бириктириш 154-расмда кўрсатилган. **Шпилька** — иккала учда резьбаси бўлган цилиндрик стержендир. Шпилька билан бириктиришда уни бириктириладиган деталларнинг бирига бураб киритилади, шпильканинг иккинчи учига эса гайка буралади.

Болт билан бириктириш ўрнида шпилька билан бириктиришдан қўйидаги ҳолларда фойдаланилади:

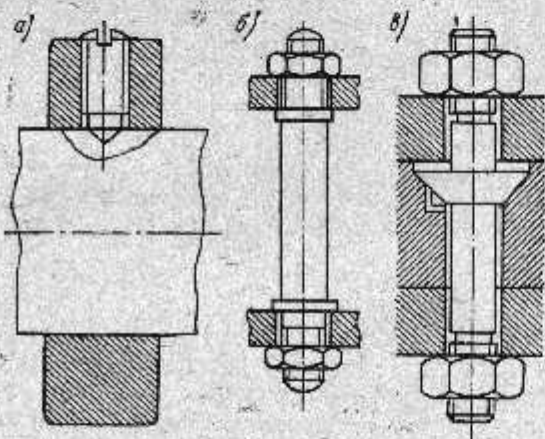
болтларни бириктириладиган деталлар орқали ё уларнинг умумий қалинлиги ҳаддан ташқари катта бўлганлиги сабабли ўтказиб бўлмастидан ёки бўлмаса деталларни бириктиришда болт бошқа деталларни ҳам кесиб ўтадиган ҳолларда;

агар механизм тез-тез қисмларга ажратилиб турилса ва винт, чўян ёки енгил қотншмадан ясалган, бириктириладиган деталлардан бирига кўп марталаб буралиб туриши резьбанинг тез ёйилишига ва емирилишига олиб келади.

Валга ўрнатиш ҳалқаларини, кичикроқ шкивларни, кўрсаткичларни ва шу кабиларни маҳкамлаш учун, вал ўқи бўйлаб тишли ғилдирақлар, шкивлар ва



154- расм.



155- расм.

бошқа деталларнинг унча катта бўлмаган ўқий нагрузкаларда силжишининг олдини олиш учун ўрнатиш винтларидан фойдаланилади (155- расм, а).

Стандарт маҳкамлаш винтларидан ташқари, машинасозликда махсус винтлар ва гайкалар нисбатан кенг ишлатилади. Масалан, бириктириладиган икки деталь орасидаги масофани ўзгармас сақлаш учун *тирак болтлар* хизмат қилади (155- расм, б).

Учта детални улардан бирини қолган иккитасининг бириктиришини бузмасдан ажратиб олинадиган қилиб бириктириш зарур бўлган ҳолларда оралиқ калмақли болтлар ўрнатилади (155-расм, в).

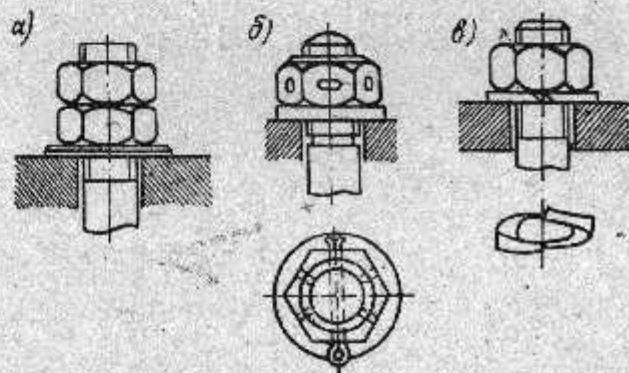
Машиналарни фундамент билан бириктириш учун *фундамент болтлари* хизмат қилади. Болтнинг пирамидал стержени тана-сида илгаклар ясалган ёки винт қилиб буралган пўлат полосо шаклида тайёрланган. Болт фундамент тешигига туширилади ва цемент қоринмаси қўйиб маҳкамланади.

Гайка турлича шаклларда бўлади. Кўпинча улар олтиёқлик қилиб тайёрланади. Гайкаларнинг ўлчамлари болтларнинг ўлчамларига мос қилиб олинади. Гайканинг балаандлиги, вазифаси ва материалга қараб қўйидаги чегаралардан олинади:

$$h = (0,6 + 2,0) d \quad (182)$$

Ҳамма маҳкамлаш деталлари бирикмага таъсир қиладиган зарблар ва титрашларда ўз-ўзидан тормозланиш талабларини қаноатлантиришига қарамасдан ўз-ўзидан буралиб кетиш ҳоллари ҳам бўлиб туради. Ўз-ўзида буралиб кетишнинг олдини олиш мақсадида *гайка қулфлари* деб аталадиган махсус қурилмалардан фойдаланилади. Улардан баъзиларини кўриб чиқамиз.

Контргайка (156- расм, а) — асосий гайка устидан бураладиган ва резьбада ташқи ўқий кучлар бор-йўқлигига боғлиқ бўлмаган ишқаланиш кучи ҳосил қилинадиган иккинчи гайка.



156- расм.

Шплинт — кўндаланг кесими ярим доиравий бўлган, икки қаватланган ва гайка ёки болт орқали ўтказилган сим (156- расм, б). Шплинтнинг учлари кериб (букиб) қўйилади.

Пружинавий шайба (156- расм, в) — гайка остига қўйиладиган махсус шайба. Гайканинг буралиб чиқишига шайба қиррасининг ўткир учлари гайка тозаёқига ва сиқилаётган деталга таяниб тўсқинлик қилади. Бундан ташқари, болтдаги ўқий зўриққан камай-ганила шайбанинг эластик кучлари бирикгани зўриққан ҳолатда тутиб туради ва гайканинг ўз-ўзидан буралишига тўсқинлик қилади.

85- §. Резьбали бирикмаларни ҳисоблаш

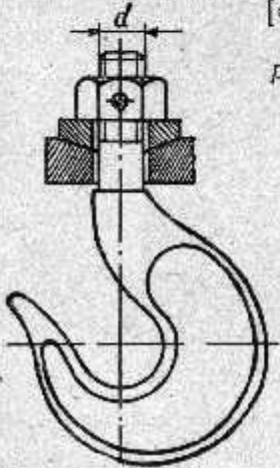
Резьбали бирикмалар болт стержени емирилиши (узилиб кетиши), резьба кесилиб кетиши, шунингдек, эзилиши оқибатида ишдан чиқиши мумкин. Резьбали бирикманинг емирилишининг асосий тури — болт танасининг (силлиқ ёки резьбали қисмининг) узилиб кетишидир. Шунинг учун қўйида биринчи навбатда наг-рузка берилган болтнинг диаметрини аниқлашга доир ҳисоблаш-лар кўриб чиқилади.

Тортилмаган болтларни ҳисоблаш. Бундай болтларга юк кўтариш машиналари юк илгакларининг резьбали учи характерли мисол бўла олади (157-расм). Гайка стерженга эркин бураб киритилади ва шпинт билан фиксациялаб қўйилади. Болт стержени ташқи нагрузка қўйилганида нагрузкаланади ва фақат чўзилишга ишлайди. Ҳисоблаш резьба кесилган қисмининг диаметри аниқлашдан иборат. Резьбали стержендаги хавфли кесим резьбали қисмининг диаметри резьбанинг ички диаметри d_1 га тенг бўлган кесими ҳисобланади. Бу ҳол учун мустаҳкамлик шarti

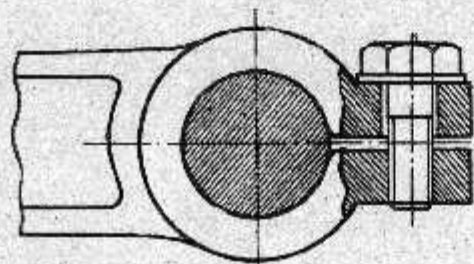
$$\sigma_{qz} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_{qz}], \quad (183)$$

бу ерда Q — ўқий нагрузка; d_1 — резьбанинг ички диаметри; $[\sigma_{qz}]$ — чўзилишдаги рухсат этилган кучланиш. (183) формуладан резьбанинг ички диаметри аниқлаш мумкин:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_{qz}]}} \quad (184)$$



157- расм.



158- расм.

d_1 ни билган ҳолда резьбанинг қолган ўлчамлари ГОСТ дан аниқлаш мумкин.

Тортилган, ташқи ўқий нагрузка билан юкланмаган болтли бирикмани ҳисоблаш. Бундай бирикмага герметиклигига алоҳида талаблар қўйилмайдиган люклар, қопқоқларнинг маҳкамланиши мисол бўла олади. *Клеммали бирикма* ҳам бунга яна бир мисолдир (158-расм).

Болт ёки гайканинг қалит дастасига бериладиган куч билан ҳосил қилинадиган момент таъсирида буралишида болтли бирикма тортилади. Болт стержени тортиш кучи билан чўзилади ва резьбадаги M_p момент билан буралади.

Ўқий куч ва болтнинг тортишдан ҳосил бўладиган буровчи моментнинг биргаликдаги таъсирида болтни келтирилган (эквивалент) кучланиш бўйича мустаҳкамликка ҳисоблаш зарур. Келтирилган кучланиш метрик резьбалар учун ўрта ҳисобда чўзувчи кучланиш σ_{qz} дан тахминан 30% ортиқ.

Шундай қилиб, болтни мураккаб кучланишга кўра ҳисоблаш ўрнига, берилган тортиш кучини эмас, балки ундан 1,3 марта ортиқ кучни, яъни

$$\sigma_{qz} = \frac{4Q_0}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_{qz}] \quad (185)$$

деб қабул қилиб, уни чўзилишга ҳисоблаш мумкин; бу ерда Q_0 ҳисобий (эквивалент) нагрузка, яъни болтли бирикмани ҳисоблашда олинishi зарур бўлган нагрузка.

$$Q = 1,3 \cdot Q_0 \quad (186)$$

Лойиҳа ҳисобида резьбанинг ички диаметри қуйидаги формула ёрдамида ҳисобланади:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2 Q}{\pi[\sigma_{qz}]}} \quad (187)$$

Сиқиб тортилганидан кейин ташқи ўқий нагрузка қўйилиб зўриқтирилган болтли бирикмани ҳисоблаш. Кўрилатган ҳол кўпгина бирикмалар (қопқоқ, фланецлар) учун характерлидир. Бундай бирикмалар жуда ҳам жипс бўлиши (цилиндрларнинг қопқоқлари), бириктирилган жойнинг очилишга йўл қўйилмаслиги — ташқи нагрузка қўйилганида бириктириладиган деталлар орасида зазор ҳосил бўлмаслиги керак. Бу талабни бажариш учун болтларнинг дастлабки тортилиши шундай бўлиши керакки, иш нагрузкаси қўйилганидан кейин бириктирилган жой очилиб қолмаслиги ёки жипслиги бузилмаслиги лозим.

Болтларнинг ва болтлар билан тортиладиган деталларнинг эластиклик хоссаларига, шунингдек, бирикманинг вазифасига қараб ҳисобий ўқий нагрузка Q_1 қуйидаги чегараларида бўлади:

$$Q_1 = (1,1 \div 1,4)Q.$$

Сириб тортишдаги буралишни ҳисобга олиб, кўриб чиқилаётган болтларни

$$Q_1 = (1,4 \div 1,8)Q.$$

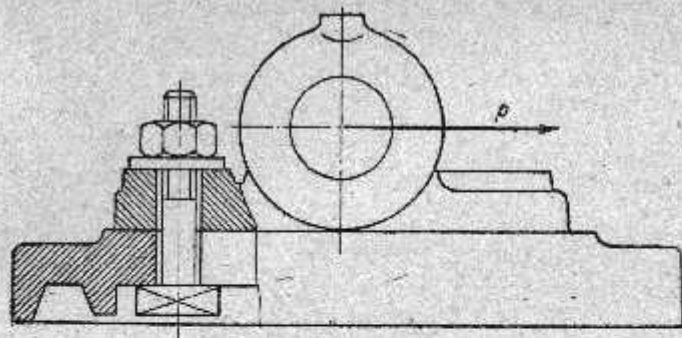
нагрузка бўйича ҳисоблаш мумкин.

$Q_0 = 1,8 \cdot Q$, деб қабул қилиб, резьбанинг ички диаметри аниқланадиган қуйидаги формулани ҳосил қиламиз:

$$d_1 = \sqrt{\frac{7,2 Q}{\pi[\sigma_{qz}]}} \quad (188)$$

Кўндаланг нагрузка таъсиридаги болтли бирикма. Горизонтал куч P билан юкланган подшипникни болтлар билан маҳкамлаш (159-расм) кўндаланг нагрузка таъсиридаги болтли бирикмага мисол бўла олади.

Сириб тортилган болтнинг, унинг ўқига перпендикуляр ташқи нагрузка таъсирида, ишлаш шароити ноқулай. Шу сабабдан бириктириладиган деталларга доиравий (160-расм, а) ёки тўғри



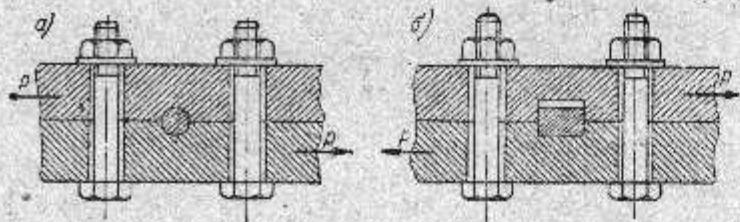
159-расм.

тўртбурчаклик (160-расм, б) кесимли шпонкалар ўрнатилиб, болтнинг кўндалиг нагрукасини йўқотишга ҳаракат қилинади.

Ст. 3 маркали пўлатдан ясалган болтлар учун рухсат этилган кучланишлар қуйидаги берилганлардан танланади:

Резьбанинг ташқи диаметри

d , мм	12	18	24	30	36	42
$[\sigma_{\text{қўз}}]$, Н/мм ²	45	60	80	95	105	125



160-расм.

Ҳисоблаш йўли билан болтнинг ички диаметри аниқлангач, стандарт резьбалар жадвалларидан унинг яқин катта қиймати ва резьбанинг унга тегишли номинал (ташқи) диаметри танланади.

21-мисол. Диаметри $D = 500$ мм (161-расм) бўлган дойравий арра валга икки шайба орасида маҳкамланган ва ишқаланиш кучи таъсирида бурилишдан тўтиб турилади, бу куч вал учидagi гайкани тортиб ҳосил қилинади. Арра билан шайбалар орасидаги ишқаланиш коэффициентини $f = 0,1$; шайбанинг ички диаметри $d_{\text{ички}} = 100$ мм; ташқи диаметри $d_{\text{таш.}} = 140$ мм бўлса, валнинг резьба кесилган қисмининг диаметри аниқлансин.

Кесилишга қаршилик кучи $P = 350$ Н.

Ечмш. 1. Ҳаракатни аррага ишончли узатиш учун ишқаланиш кучларининг momenti кесил кучлари моментидан 20—25% ортиқ, яъни

$$M_{\text{ишқ}} > 1,25M_{\text{кес}}$$

бўлиши керак.
ёки

$$T_{\text{ишқ}} \frac{d_{\text{тв}}}{2} > 1,25P \frac{D}{2}$$

$$d_{\text{тв}} = \frac{d_{\text{ички}} + d_{\text{ташқ}}}{2} = \frac{0,1 + 0,14}{2} = 12\text{мм.}$$

буздан

$$T_{\text{ишқ}} = \frac{1,25P \frac{D}{2}}{\frac{d_{\text{тв}}}{2}} = \frac{1,25 \cdot 350 \cdot 0,25}{\frac{12}{2}} = 1830\text{Н.}$$

2. Арра ни сиқиш учун керак бўлган куч

$$Q = \frac{T_{\text{ишқ}}}{f} = \frac{1830}{0,1} = 18300\text{ Н.}$$

Бу кучга кўра арра валининг резьба кесилган қисми ҳисобланади.

3. Қўрилаётган ҳолда валнинг резьба кесилган қисми ва гайкалар ташқи ўқий нагрукасиз сириб тортилган, зўриқтирилган резьбали бирикма шароитларида ишлайди.

Рухсат этилган кучланишни танлаш учун резьба диаметрига $d = 20$ мм қиймат берамиз. У ҳолда, юқорида келтирилган, берилганларга кўра, $[\sigma_{\text{қўз}}] \approx 65$ Н/мм². (187) формулани татиқ этиб, қуйидагичи ҳосил қиламиз:

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2Q}{\pi[\sigma_{\text{қўз}}]}} = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 18300}{3,14 \cdot 65}} = 22\text{мм.}$$

ГОСТ 9150-59* бўйича ҳисобий диаметрга энг яқин диаметр $d_1 = 23,752$ мм бўлиб, у $d = 27$ мм. (М27) га мос келади. $d = 27$ мм учун келтирилган маълумотларга кўра $[\sigma_{\text{қўз}}] \approx 88$ Н/мм², у ҳолда

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2 \cdot 18300}{3,14 \cdot 88}} = 19\text{мм.}$$

ГОСТ 9150-59* бўйича энг яқин катта қиймат $d_1 = 19,294$ мм ва $d = 22$ мм ларни толамиз. Бунда валнинг резьба кесилган қисмининг кўндалиг кесимидagi ҳисобий кучланиш

$$\sigma_{\text{қўз}} = \frac{1,3Q}{\pi d_1^2} = \frac{1,3 \cdot 18300}{3,14 \cdot 19,294^2} = 79,5\text{ Н/мм}^2.$$

рухсат этилган кучланиш эса $[\sigma_{\text{қўз}}] = 76$ Н/мм², яъни ниш (ҳисобий) кучланиши рухсат этилганидан 4,6% ортиқ, бу эса хафли эвас.

Шундай қилиб, узил кесил М 22 резьбани қабул қиламиз.

XVIII БОБ. ВИНТЛИ МЕХАНИЗМЛАР

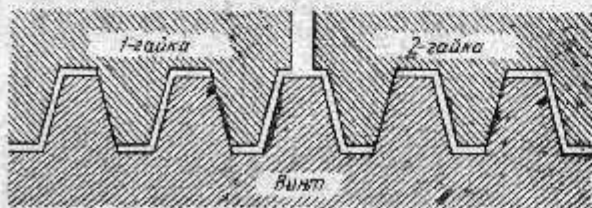
86-§. Умумий маълумотлар

Винт-гайка узатмаси жуфт элементларидан бирининг айланма ҳаракатини иккинчи элементнинг илгариланма ҳаракатига айлантиришга (ўзгартиришга) мўлжалланган. Бунда винт ҳам, гайка ҳам айтиб ўтилган ҳаракатлардан бирини, ёки иккала ҳаракатни биргаликда бажариши мумкин.

Винтли механизмларнинг афзалликларига: секин илгариланма ҳаракат ҳосил қилиш оддийлиги ва кучдан ютиш катта бўлиши мумкинлиги, раволиги, шовқинсиз ишланиш, катта нагрузкаларни қабул қила олиши, силжиларни юқори аниқликда бажариш мумкинлиги, конструкцияларнинг соддалиги киради.

Винтли механизмларнинг камчиликларига: ишқаланишда кетадиган иерофларнинг катталиги ва бунинг оқибатида фойдали иш коэффициентининг кичиклиги киради. Кўп ҳолларда резъбасининг кўтарилиш бурчаги ўз-ўзидан тормозланишни таъминлайдиган, яъни ишқаланиш бурчагидан ортиб кетмайдиган винтлар ишлатилади, бунда винтли жуфтнинг фойдали иш коэффициенти 50% дан паст бўлади.

Винтли механизмлардаги винтлар вазифасига қараб юк (домкратлар, пресслар, тискилар) ва суриш винтларига (станокларда, ўлчаш қурилмаларида ҳаракатни аниқ узатиш учун хизмат қиладиган винтларга) бўлинади.



162-расм.

Юқори даражада аниқлик талаблари қўйилмайдиган юк ва суриш винтларининг гайкалари яхлит қилиб ясалади. Винтли механизмларнинг гайкалари аниқ сурилишлар учун муҳалланган, винт ва гайка ўрамлари орасидаги зазорни камайтиришга имкон берадиган конструкцияли бўлади, бу зазор эса тайёрлашдаги ноаниқлик ёки иш процессидаги ейилиш оқибатида ҳосил бўлади.

162-расмда кўрсатилган вариантда икки гайка бўлиши кўзда тутилган. Суриш гайкаларидан бирини (унинг ўнг учидagi қамбар гайкалар ёрдамида) иккинчисига ишбатан суриб, резъбадаги зазорни камайтириш мумкин. Бунда ҳар икки суриш гайкаларининг ўрамлари винт ўрамларининг турли томонларига тегиб туради.

Винтларнинг материали — Ст4, Ст5, 10, 45 ва 50 маркали пўлатлар. Гайкаларнинг материали — қалайли бронзалар (ОФ10=0,5; ОЦС-5-5-5), қалайсиз бронзалар ва антифрикцион чўян.

Q юкни кўтариш учун зарур бўладиган моментни ва винтли жуфтнинг фойдали иш коэффициентини кўпинча юк кўтариш қурилмаларида, домкратларда ишлатиладиган тўғри тўртбурчаклик резъбали винт мисолида аниқлаймиз (163-расм). Винтга бураладиган гайкага ўқий куч Q таъсир қиладди.

Тенг тақсимланган нагрузкани резъба сиртидаги нуқталардан бирига тўплаб, Q юкни кўтариш учун зарур бўлган моментни

винт ўқига ишбатан аниқлаш мумкин. Тенгламини келтириб чиқаришсиз ёзамиз¹.

$$M_p = Pr_2 = TL = Qr_2 \operatorname{tg}(\lambda + \rho),$$

ёки

$$r_2 = \frac{d_2}{2}$$

эканлигини ҳисобга олсак

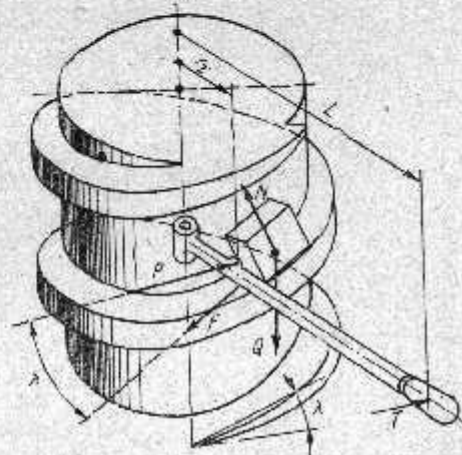
$$M_p = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho), \quad (189)$$

бу ерда P—резъба ўрта диаметрининг айланасига уринма бўйлаб қўйилган айлана куч; r_2 —резъбанинги ўрта радиуси; T—дастага қўйилган куч; L—дастанинг узунлиги; λ —винт қизиқнинг кўтарилиш бурчаги; $\rho = \operatorname{arctg} f$ —ишқаланиш бурчаги (f—винтли жуфтдаги ишқаланиш коэффициенти).

Шу тарзда учбурчаклик резъбали винт учун

$$M_p = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho');$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} > \rho,$$



163-расм.

бу ерда ρ' —ўткир бурчакли резъба учун келтирилган ишқаланиш бурчаги; f' —ўткир бурчакли резъбали винтли жуфтдаги келтирилган ишқаланиш коэффициенти

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

Бу ерда α —резъба профилнинг бурчаги.

Винтли жуфтнинг юкни кўтаришдаги фойдали иш коэффициенти тўғри тўртбурчаклик винтли жуфт учун қуйидаги формула билан аниқланади:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \lambda}{\operatorname{tg}(\lambda + \rho)} \quad (190)$$

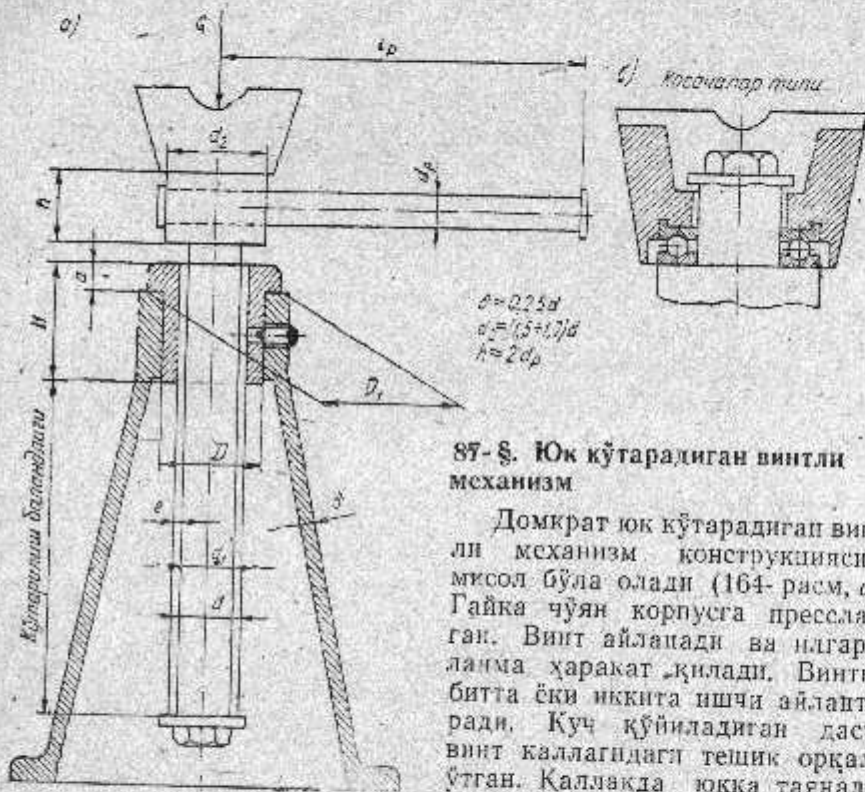
Гайкани қўзғалмайдиган қилиб олиб, винт айлантирилса, ҳосил қилинган натижалар ўзгармайди.

¹ Тенгламанинг келтириб чиқарилиши М. С. Мовсин ва Д. Г. Гольцнернинг «Детали машин» (Л., «Сулостроение», 1971) китобида келтирилган.

Фойдаланиш коэффициентини λ ва ρ бурчакларининг нисбатига боғлиқдир: λ ортса ф.и.к. ортади ва $\lambda = 45^\circ - \frac{\rho}{2}$ да максимум қиймат олади.

Агар винтли механизм ўз-ўзидан тормозланиш хоссасига эга бўлса, у ҳолда $\lambda \leq \rho$ ва ф.и.к. юқорида кўрсатиб ўтилганидек, 50% дан кичик бўлади.

Ўз-ўзидан тормозланувчи винтларни анча кўп ишлатишга тўғри келади, чунки улар ўқий кучлар таъсирида ҳаракат бўлмаслигини таъминлайди. Масалан, ўз-ўзидан тормозланувчи юк винтлари (домкратлар) да кўтариладиган юк ўз-ўзидан тушиб кетмайди.



164-расм.

87-§. Юк кўтарилган винтли механизм

Домкрат юк кўтарилган винтли механизм конструкциясига мисол бўла олади (164-расм, а). Гайка чўян корпусга прессланган. Винт айланади ва илгариланма ҳаракат қилади. Винтни битта ёки иккита ишчи айлаптиради. Куч қўйилганда даста винт қаллагидаги тешик орқали ўтган. Қаллақда юкка таянган косача маҳкамланган. Ҳалқасимон юза бўйича винт қаллаги билан косача орасидаги иш-

қаланишни камайтириш учун косача таянч юзасининг радиуси камайтирилади ёки тирак шарикли подшипник ишлатиб, сирпаниб ишқаланиш думалаб ишқаланиш билан алмаштирилади (164-расм, б). Ишчининг эътиборсизлиги оқибатида винтнинг гайкадан тўла буралиб чиқиб кетишига тўсқинлик қилиш учун винтнинг учига шайба маҳкамланган.

Винтли механизмлар лойиҳалаш процессида резьба иш сирт-

ларининг ейилишига, винт ва гайканинг мустаҳкамлигига ҳамда винтнинг бўйлама устиворлигига (сиқилишда) ҳисобланади. Винтли узатмалар кўпинча гайка (винт) нагрузка билан айлантирилганда бир-бирининг устида сирпанувчи гайка (винт) ўрамлари юзларининг ейилиши оқибатида ишдан чиқади.

Винтли жуфтнинг хизмат муддати нормал давом этиши учун ўрамлар сиртига тушадиган босим қуйидаги рухсат этилган босимдан ортиб кетмаслиги керак

$$p = \frac{4Q}{\pi(d^2 - d_1^2)z} \leq [p], \quad (191)$$

бу ерда $\frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)$ — битта ўрамнинг ҳалқасимон иш сирти; z — гайкадаги ўрамлар сони, Q — ўқий куч.

Резьбадаги рухсат этилган босим $[p]$ пўлат — чўян жуфт учун 6 — 10 Н/мм², пўлат — бронза жуфт учун 8 — 15 Н/мм².

Винт танаси ўқий куч Q билан сиқилиш (чўзилиш) нинг ва (189) формула ёрдамида аниқланадиган M_p момент билан бураланишнинг биргаликдаги таъсирида бўлади. Ҳисоблашни тақрибан қуйидаги формула билан бажариш мумкин

$$Q_{\text{ҳис}} = \beta Q,$$

бу ерда $\beta = 1.25 \div 1.3$.

Диаметр аниқланади

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\beta Q}{\pi[\sigma_{\text{сирт}}]}} \quad (192)$$

ва резьбанинг энг яқин катта стандарт ўлчами танланади.

Гайканинг баландлиги (191) шартга кўра ейилишга чидамликка ҳисоблаб аниқланади. Гайка ўрамлари сони

$$z \geq \frac{4Q}{\pi(d^2 - d_1^2)[p]}$$

ни аниқлаб, гайканинг баландлигини топамиз

$$H = Pz \quad (193)$$

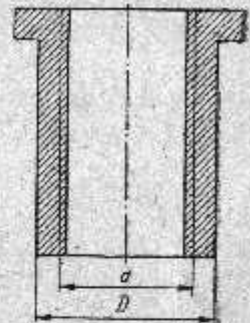
бу ерда P — резьбанинг қадами.

Бу ҳисоблашни баъзан мойнинг сиқиб чиқарилмаслигини ҳисоблаш деб ҳам юритилади.

Бундан ташқари, гайка ҳалқасимон кесими бўйича (165-расм) чўзилишга ҳисобланади:

$$\sigma_{\text{чўз}} = \frac{\beta Q}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \leq [\sigma_{\text{чўз}}]. \quad (194)$$

Гайка танаси чўзилишдан ташқари буралади ҳам, уни β коэффициентини киритиб, тақрибан ҳисобга олинади.



165-расм.

22 - мисол. $Q=100$ кН юк кўтара оладиган, кўтариш баландлиги $l_0=0,5$ м бўлган домкратнинг (164-расм, а га қаранг) винтди механизми ҳисоблансин. Е ч и ш. 1. Дастлаб сиқилишга мустаҳкамлик шартидан (буралишни ҳисобга олиб) винтнинг ички диаметрини аниқлаймиз:

$$d_1 = \sqrt{\frac{43Q}{\pi[\sigma_{\text{снк}}]}}$$

Ст. 5 пўлат учун

$$[\sigma_{\text{снк}}] = 80 \text{ Н/мм}^2$$

деб қабул қилиш мумкин, у ҳолда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,25 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80}} = 44,5 \text{ мм}$$

2. Винт резьбасини танлаш. ГОСТ 9484-60 бўйича энг яқин катта диаметри $d_1 = 60$ мм, $d_2 = 51$ мм, $d_3 = 36$ мм, $P = 8$ мм толамиз.

3. Резьбани ейилишга чидамликка ҳисоблаб, гайканинг зарур баландлигини аниқлаймиз

$$z \geq \frac{4Q}{\pi(d_2^2 - d_1^2)[\rho]}$$

Пўлат винт ва БрОЦС-5-5-5 бронзадан ясалган гайка жуфти учун рухсат этилган босимни $[\rho] = 12 \text{ Н/мм}^2$ деб қабул қиламиз. У ҳолда

$$z = \frac{4 \cdot 100 \cdot 10^3}{3,14(60^2 - 51^2)12} \approx 10.$$

XIХ БО Б. АЙЛАНМА ҲАРАКАТ УЗАТМАЛАРИ

88-§. Узатмаларнинг классификацияси ва уларнинг вазифаси

Айланма ҳаракат узатмалари энг кўп тарқалган. Бунга сабаб айланма ҳаракатнинг қайтар-илгариланма ҳаракатга қараганда ўта афзаллигидир. Қайтар-илгариланма ҳаракатда салт юришларга (олдинга иш юриши, кетинга — салт юриш) вақт исроф бўлади, шунингдек, ҳаракат йўналишининг ўзгариши билан боғлиқ бўлган катта динамик нарузкалар ҳосил бўлади, бу эса машиналарнинг иш тезликларини оширишни чеклаб қўяди.

Бажариладиган иш шароитларига кўра маъинна айрим қисмларининг ҳаракат тезликлари турлича бўлиши керак, шунинг учун узатиш механизмлари ҳаракатни тезликларнинг маълум, олдиндан белгиланган нисбати билан узатиши лозим.

Двигатель билан машинани тўғридан-тўғри улашнинг номақбуллигига ва баъзан иложи йўқлигига қуйидагилар сабаб:

уларнинг тезликлари бир-бирига мос келмаслиги (двигателларнинг бурчагий тезликларни одатда, катта бўлади, бу эса уларни ихчамроқ ясашга имкон беради, машина-қуролларнинг иш органларида эса унча катта бўлмаган тезликларда катта момент бўлиши талаб этилади);

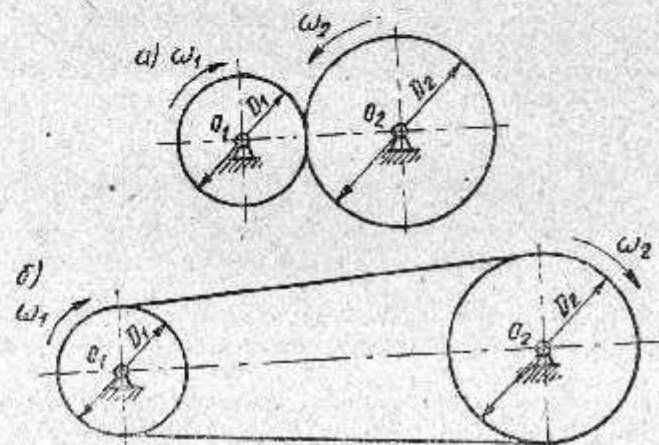
танланган двигателларнинг ўзгармас тезлигида машина тезлигини ўзгартириш зарурати борлиги;

айрим ҳолларда битта двигатель билан бир нечта механизмни ҳаракатга келтириш зарурати бўлиши.

Ҳозирги машиналарда механикавий, гидравлик, пневматик ва электрик узатмалар ишлатилади. Бу бўлимда фақат механикавий узатмаларнинг деталаригина кўриб чиқилади.

Механикавий узатмалар қуйидаги белгиларига қараб классификацияланади:

ҳаракатни узатишдаги физикавий шароитларга кўра: ишқаланиш билан (фрикцион, тасмали, канатли узатмалар); бир звенонинг иккинчиси билан илашиши орқали (тишли, червякли, занжирли узатмалар);



166-расм.

етақловчи ва етақланувчи звеноларнинг бириктирилиш усулига кўра — етақловчи ва етақланувчи звенолари бевосита бир-бирига тегиб турадиган узатмалар — фрикцион, тишли, червякли узатмалар, (166-расм, а); етақловчи звенони етақланувчи звенога бириктирувчи оралиқ звеноли узатмалар — тасмали, канатли, занжирли узатмалар (166-расм, б).

Ҳар қайси узатиш механизмида иккита асосий звено: етақловчи ва етақланувчи звено бўлади. Кўп погонли узатмаларда етақловчи звено билан етақланувчи звено орасига оралиқ звено жойлаштирилади.

89-§. Узатиш сони

Етақловчи звенонинг берилган бурчагий тезлиги ва диаметрига кўра унинг айлана тезлигини қуйидаги формула билан аниқлаймиз:

$$v_1 = \frac{\omega_1 D_1}{2}$$

Шу тарзда етакловчи звенонинг айлана тезлиги

$$v_2 = \frac{\omega_2 D_2}{2}$$

Хар икки звенонинг айлана тезликлари сирпаниш бўлмаганида тенг $v_1 = v_2$ бўлиши керак, яъни

$$\frac{\omega_1 D_1}{2} = \frac{\omega_2 D_2}{2}, \text{ ёки } \frac{\pi D_1 n_1}{60} = \frac{\pi D_2 n_2}{60},$$

бундан

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1},$$

бу ерда ω_1, ω_2 ва n_1, n_2 — етакловчи ва етакланувчи звеноларнинг бурчагий тезлиги (рад/с) ва айланиш частотаси (айл/мин); D_1 ва D_2 — етакловчи ва етакланувчи звеноларнинг диаметрлари; z_1 ва z_2 — етакловчи ва етакланувчи звеноларнинг тишлари сони.

Етакловчи звено бурчагий тезлигининг етакланувчи звено бурчагий тезлигига нисбати ёки етакловчи звено айланиш частотасининг етакланувчи звено айланиш частотасига нисбат *узатиш сони* деб аталади

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (195)$$

Етакловчи валдаги қувват N_1 маълум бўлса, у ҳолда инсталланган валдаги ёки чиқиш валидаги қувват N_i қуйидагича бўлади:

$$N_i = N_1 \eta_{1i} \quad (196)$$

бу ерда η_{1i} — узатманинг биринчи валдан i -валгача бўлган фойдали иш коэффициенти.

$N = M\omega$ эканлиги маълум, бу ерда M — айлантурувчи момент, ω — бурчагий тезлик.

У ҳолда $M_i \omega_i = M_1 \omega_1 \eta_{1i}$ деб ёзиш мумкин, бундан

$$M_i = M_1 \frac{\omega_1}{\omega_i} \eta_{1i} = M_1 u_{1i} \eta_{1i} \quad (197)$$

Узатмалар айрим турлари фойдали иш коэффициентларининг қийматлари справка адабиётида келтирилган.

Кўп погонали тишли узатмада умумий узатиш сони қуйидаги формула ёрдамида аниқланади:

$$u_{1n} = u_1 u_2 u_3 \dots u_n; \quad (198)$$

фойдали иш коэффициентининг умумий қиймати (узатма элементлари кетма-кет бириктирилганида)

$$\eta_{1n} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n \quad (199)$$

23-мисол. 167-расмда кўрсатилган икки погонали тишли узатманинг ҳар қайси валидаги моментлар ва қувватлар аниқлансин.

Хар қайси тишли гнлдиракнинг ф. и. к. $\eta_{\text{тиш}} = 0,98$; битта валининг таянчидаги исрофларин ҳисобга олувчи ф. и. к. $\eta_{\text{таянч}} = 0,99$; биринчи валдаги фойдали қувват $N_1 = 10$ кВт; биринчи валининг айланиш частотаси $n_1 = 100$ айл/мин; узатиш сонлари $u_{12} = 2$; $u_{23} = 2,5$.

Еч.иш. Валларнинг бурчагий тезликлари ва айланиш частоталарини аниқлаймиз:

$$n_1 = 100 \text{ айл/мин}; \quad \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = 0,105 n_1 = 10,5 \text{ рад/с};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{100}{2} = 50 \text{ айл/мин}; \\ \omega_2 = 5,25 \text{ рад/с};$$

$$n_3 = \frac{n_1}{u_{13}} = \frac{n_1}{u_{12} u_{23}} = \frac{100}{2 \cdot 2,5} = 20 \text{ айл/мин}; \\ \omega_3 = 2,1 \text{ рад/с}.$$

Биринчи валдан иккинчи ва учинчи валга узатишдаси ф. и. к.:

$$\eta_{12} = 0,99 \cdot 0,98 = 0,97; \\ \eta_{13} = 0,99^2 \cdot 0,98 = 0,958.$$

Иккинчи ва учинчи валларга келтириладиган қувватлар

$$N_2 = N_1 \eta_{12} = 10 \cdot 0,97 = 9,7 \text{ кВт}; \\ N_3 = N_1 \eta_{13} = 10 \cdot 0,958 = 9,58 \text{ кВт}.$$

Валлардаги моментлар

$$M_1 = 1000 \frac{N_1}{\omega_1} = 1000 \frac{10}{10,5} = 953 \text{ Н} \cdot \text{м} = 9738 \text{ кгк} \cdot \text{см}; \\ M_2 = 1000 \frac{N_2}{\omega_2} = 1000 \frac{9,7}{5,25} = 1850 \text{ Н} \cdot \text{м} = 18850 \text{ кгк} \cdot \text{см}; \\ M_3 = 1000 \frac{N_3}{\omega_3} = 1000 \frac{9,58}{2,1} = 4560 \text{ Н} \cdot \text{м} = 46500 \text{ кгк} \cdot \text{см}.$$

XX Б.О.Б. ФРИКЦИОН УЗАТМАЛАР

90-§. Фрикцион узатмаларнинг вазифаси ва ўзига хос хусусиятлари

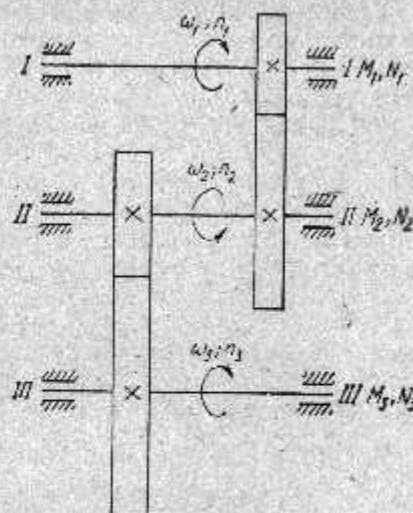
Фрикцион узатма фрикцион катоклар 1 ва 2 ларнинг контакт жойида бир-бирига сиқилиши ва етакловчи каток 1 га M_1 момент қўйилиши натижасида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучидан фойдаланишга асосланган.

Фрикцион механизмлар валлар геометрик ўқларининг ўзаро жойлашинишга қараб қуйидаги узатмаларга бўлинади:

1) ўқлари параллел узатмалар — цилиндрик силлиқ катоклар билан, цилиндрик понасимон катоклар билан, конуссимон катоклар билан;

2) ўқлари кесишадиган узатмалар — конуссимон катоклар билан, цилиндрик катоклар билан.

Фрикцион узатмаларнинг афзалликлари: конструкцияси оддий; раван, шовқинсиз ишлайди; узатиш сонини раван (погонасиз) ўзгартириш йўли билан узатишни амалга ошириш мумкин; ўта нагрузкаларда фрикцион катоклар сирпана олади, бу эса ҳаракат-



167- расм.

та келтириладиган механизм деталларини сириб кетишдан сақлайди.

Фрикцион узатмаларнинг камчиликлари: узатиладиган қувват катталиги чекланган (цилиндрик фрикцион узатма учун, одатда, 10 кВт гача); валлар ва валларнинг таянчларига катта нагрузка тушади: катаклар ўзаро сирпанишлари оқибатида узатиш сони ўзгариб туради; катаклар ортиқча ейилади, бунинг оқибатида узатма бир оз шовқин чиқариб ишлай бошлайди; ф. и. к. нисбатан кичик (одатдаги тиңдаги узатмалар учун $\eta = 0,8 - 0,9$).

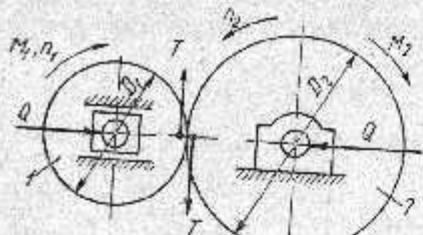
Фрикцион узатмаларни узатиш сони ўзгармас ёки ўзгарувчан қилиб тайёрлаш мумкин.

Етакловчи вал бурчакли тезлигининг поғанасиз ўзгаришини таъминлайдиган фрикцион узатмалар *вариаторлар* деб аталади. Станокларда, темирчилик-пресслаш жиҳозларида ва шу кабиларда фрикцион вариаторлар кенг ишлатиладиган бўлди.

91-§. Фрикцион узатмалардаги кинематик нисбатлар

Етакловчи ва етакланувчи звенолар орасида сирпаниш бўлмаганда узатманинг узатиш сони қуйидаги кўринишда бўлади (168-расмга қarang):

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (a)$$



168-расм.

Аmmo фрикцион узатма ишлаганида ҳамма вақт сирпаниш бўлади, бу нарса етакланувчи каток тезлигининг (а) нисбат ёрдамида ҳосил қилинган ω_2 қийматга нисбатан бир оз камайишида ўз аксини топади. Сирпаниш катталиги узатманинг конструкцияси, нагрузка ва бошқа факторларга боғлиқ.

Сирпаниш ε коэффициенти билан ҳисобга олинади.

$$\varepsilon = \frac{\omega_2 - \omega_2'}{\omega_2} = \frac{n_2 - n_2'}{n_2} \quad (200)$$

бу ерда ω_2' , ω_2 ва n_2' , n_2 — етакланувчи катокнинг тегишлича назарий (сирпанишсиз) ва ҳақиқий бурчакли тезликлари ва айланмиш частоталари.

Сирпаниш ҳисобга олинганда узатиш сони қуйидаги кўринишда бўлади:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \quad (201)$$

ε нинг амалий қийматлари 0,005 дан 0,05 гача чегараларда ўзгариши мумкин.

Конуссимон катокли фрикцион узатмалар ўқлар кесишадиган бўлганда ишлатилади (169-расм). Узатиш сони (сирпаниш бўлмаганда) қуйидаги формула ёрдамида аниқланади:

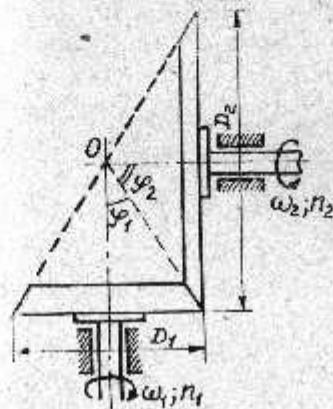
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$ бўлган узатмалар учун

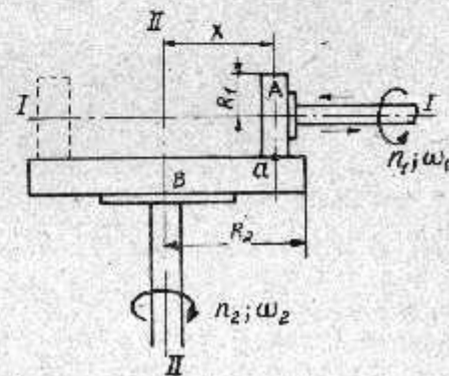
$$\frac{D_1}{D_2} = \operatorname{tg} \varphi_1 \quad \text{ва} \quad \frac{D_2}{D_1} = \operatorname{tg} \varphi_2,$$

нисбатлар тўғри келганлигидан

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{ctg} \varphi_1. \quad (202)$$



169-расм.



170-расм.

92-§. Вариаторлар ҳақида тушунча

Узатиш сони ўзгариб турадиган фрикцион узатмаларга мисол сифатида валларнинг кесишувчи ўқлари орасида айланма ҳаракат узатишга мўлжалланган лобовой фрикцион механизми кўриб чиқамиз. У энг оддий вариатордан иборат (170-расм).

А диск ўз ўқи атрофида айланиб ва диск В билан куч воситасида тутшиб тургани ҳолда уни айланма ҳаракатга келтиради. А диск ўзининг I—I айланиш ўқи бўйлаб силжиганида унинг II—II ўқдан масофаси x ўзгаради, бунинг натижасида узатиш сони ҳам ўзгаради.

А диск a нуқтасининг айлана тезлиги

$$v_A = \omega_1 R_1.$$

В диск a нуқтасининг айлана тезлиги

$$v_B = \omega_2 x.$$

Сирпанишни ҳисобга олмасдан қуйидагини ҳосил қиламиз

$$v_A = v_B \quad \text{ёки} \quad \omega_1 R_1 = \omega_2 x,$$

бундан

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{x}{R_1} \quad (203)$$

А диск II—II ўқдан ўтказиб ($I—I$ ўқ бўйлаб) силжитилса, у ҳолда етакланувчи диск B қарам-қарши йўналишда айланади.

Етакловчи валнинг айланиш йўналиши ўзгармаганида етакланувчи вал айланиш йўналишининг ўзгариши юришнинг *реверсланиши* деб аталади.

XXI БОЪ. ТИШЛИ УЗАТМАЛАР

93- §. Тишли узатмаларнинг турлари. Узатиш сони

Ҳозирги машинасозликда энг кўп тарқалган узатмалар—тишли узатмалардир. Уларнинг асосий афзалликлари—ф.и.к. юқори, ихчам, ишончли ишлайди, ишлатилиши оддий, узатиш сони ўзгармас, узатадиган қувватлари диапазонга катта (мингларча улушлардан то ўн мингларча киловаттгача). Тишли узатмаларнинг асосий камчиликларига уларни тайёрлашнинг нисбатан мураккаблиги (махсус жиҳозлар ва асбоблар зарурлиги) ва ноаниқ тайёрланганида ҳамда катта айлана тезликларда шовқин чиқариб ишлаши. Етакловчи ва етакланувчи валларнинг ўқлари орасидаги масофа катта бўлганида тишли узатмалар жуда бесўнақай бўлиб чиқади ва бундай ҳолларда улардан фойдаланиш иррационал бўлади.

Етакловчи ва етакланувчи валлар геометрик ўқларнинг бири-бирига нисбатан назиятига қараб қуйидаги тишли узатмалар бўлади:

валларнинг ўқлари параллел бўлганида ишлатиладиган цилиндрик гилдиракли узатмалар;

валларнинг ўқлари кесишадиган ҳолларда ишлатиладиган конуссимон гилдиракли узатмалар;

валларнинг ўқлари фазода айқаш жойлашганда ишлатиладиган винтсимон ва гипонид гилдиракли ҳамда червякли узатмалар.

Цилиндрик тишли гилдираги бўлган узатмалар энг кўп тарқалган. Тишларнинг ясовчига нисбатан жойлашишига қараб тўғри тишли (171-расм, *a*), қия тишли (171-расм, *b*) ва шеврон тишли (171-расм, *в*, *г*) цилиндрик тишли гилдираклар бўлади.

Ишлатилаётган тиш қирқинш жиҳозлари ва асбобларига қараб шеврон тишли гилдираклар ё протокали (арикчали) қилиб (171-расм, *в*) ёки бўлмаса бикр бурчакли шеврон тарзида (171-расм, *г*) тайёрланади.

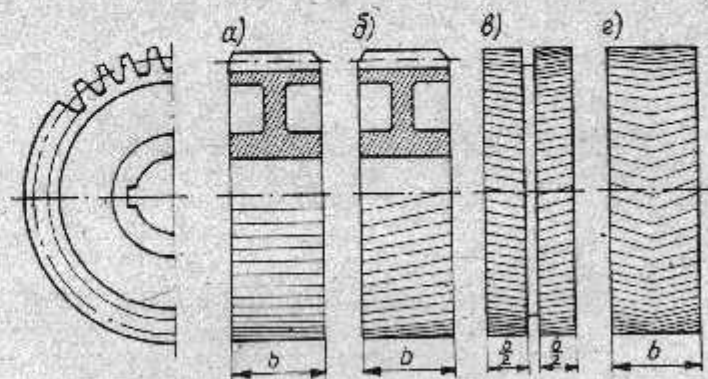
Цилиндрик тишли гилдираклар *ички ва ташқи илашишли* бўлиши мумкин (172-расм).

Конуссимон гилдираклар тўғри тишли (173-расм, *a*), қия тишли (173-расм, *b*) ва эгри чизикли тишли (173-расм, *в*) қилиб тайёрланади.

Конструктив жиҳатдан тахт қилинишига қараб қуйидаги тишли узатмалар бўлади:

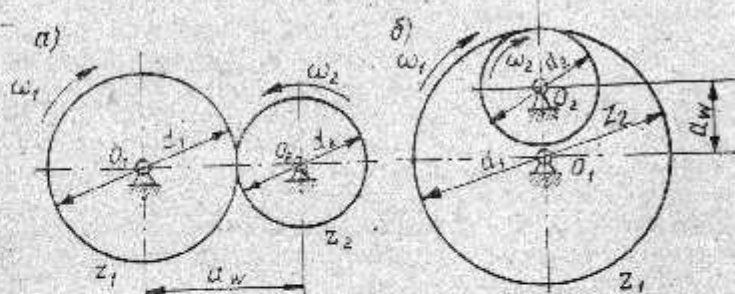
очиқ узатмалар, яъни ўтказмайдиган корпусга жойланмаган ва чанг ҳамда ифлосликлар таъсиридаги узатмалар;

ёпиқ узатмалар, яъни махсус корпусга жойланган, ташқаридан чанг киришдан ҳимояланган ва корпусдаги мой ваннасида (ботиб чиқиб) доимо мойланиб турадиган ёки тишларнинг илашган жойига тушган мой билан мойланиб турадиган узатмалар (оқизиб мойлаш).



171- расм.

Тишли гилдиракларни тайёрлашда талаб этилган аниқлик ударнинг айлана тезлигига жуда ҳам боглиқ. Аниқлик етарлича бўлмаганида ва тезлик катта бўлганида тишли гилдирак анча шовқин чиқариб ишлайди, тишларга эса қўшимча динамик нагрузка тушади.



172- расм.

Тишли узатмаларнинг кинематикасини қараб чиқамиз.

172-расм, *a*, *b* да цилиндрик тишли узатманинг схемалари тасвирланган. Етакловчи валга ўтказилган гилдираклардан бирининг тиши жуфт гилдиракнинг ботиғига киради. Айланаётган етакловчи гилдиракнинг тиши етакланувчи гилдиракни бирор бурчакка бурилишига мажбур қилади, шундан кейин тишларнинг иккинчи ва ҳоказо жуфтлари илашишга киради. Шундай қилиб,

етақланувчи ғилдирак узлуксиз айланма ҳаракатга келтирилади.

Бунда ҳамма вақт етакловчи ва етакланувчи ғилдиракларда бир-бирига тегиб ўтадиган шундай айланаларни ўтказиш мумкинки, улар тишли ғилдираклар билан умумий ўққа эга бўлади ва бир-бирининг устида сирпанишсиз юмалайди. Бу айланалар *бошланғич айланалар* деб аталади.

Қуйидагича белгилаймиз: d_{ω_1} ва d_{ω_2} — ғилдираклар бошланғич айланаларининг диаметрлари; ω_1 ва ω_2 — ғилдиракларнинг бурчағий тезликлари; v_1 ва v_2 — бошланғич айланаларда жойлашган нуқталарнинг айлана тезликлари; u — тишли узатманинг узатиш сони; u етакловчи ғилдирак бурчағий тезлигининг етакланувчи ғилдирак бурчағий тезлигига нисбатидан иборат.

Тишлашиш шартига кўра $v_1 = v_2$, лекин

$$v_1 = r_1 \omega_1 = \frac{d_{\omega_1}}{2} \frac{\pi n_1}{30}$$

$$v_2 = r_2 \omega_2 = \frac{d_{\omega_2}}{2} \frac{\pi n_2}{30}$$

Биобарин, узатиш сони

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{\omega_2}}{d_{\omega_1}} \quad (204)$$

Ғилдирак қўшни тишларининг бир номили томонлари орасидаги масофа (174-расм) айлана ёйи бўйича ўлчанади. Айлана радиуси қанча катта бўлса, тишлар орасидаги масофа шунча катта бўлиши ўз-ўзидан равшан. Бу масофа тиш қирқиш асбобининг қадамига

тенг бўлган айлана бўлиш айланаси деб аталади: унинг диаметри d билан белгиланади.

Шундай қилиб, *илашиш қадами* p ғилдиракнинг икки қўшни тишининг бир номили томонлари орасида бўлиш айланаси ёйи бўйича ўлчанган масофага тенг.

Агар тишли ғилдираклар жуфтининг марказлараро масофаси бўлиш айланалари радиусларининг йиғиндисига тенг бўлса, бўлиш айланалари бошланғич айланалар билан устма-уст тушади.

Берилган ғилдиракда фақат битта бўлиш айланаси бўлади: у тишли ғилдиракнинг асосий ўлчамларини аниқлаш учун Саза сифатида олинади.

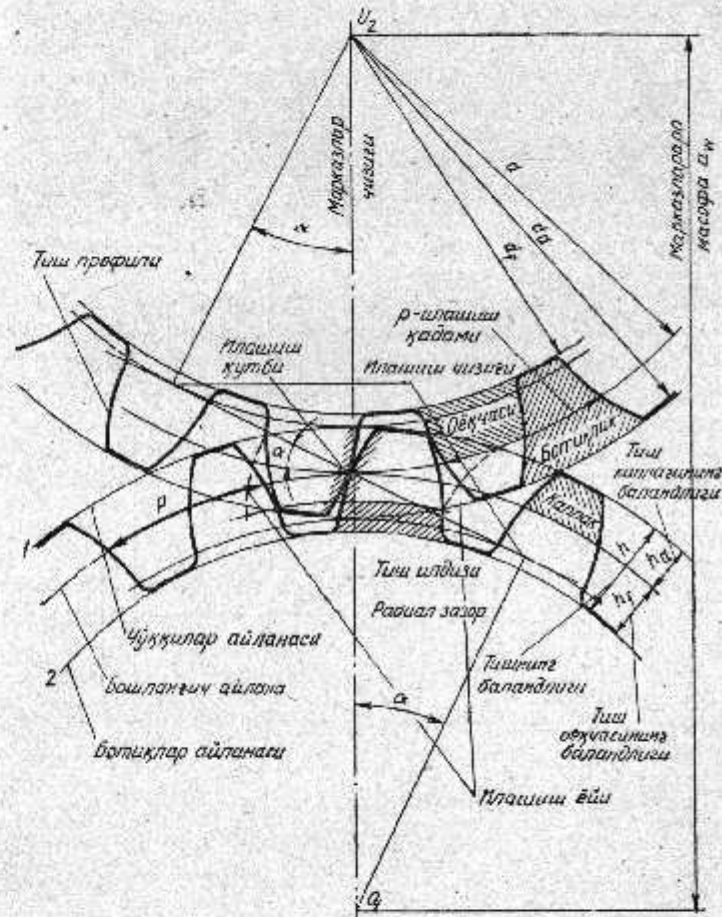
Қадамнинг таърифидан қуйидаги келиб чиқади

$$p = \frac{\pi d_1}{z_1} = \frac{\pi d_2}{z_2}$$

бундан

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Биобарин, тишли узатманинг узатиш сони етакловчи ғилдирак тишлари сонининг етакланувчи ғилдирак тишлари сонига нисбати билан ифодаланиши мумкин.



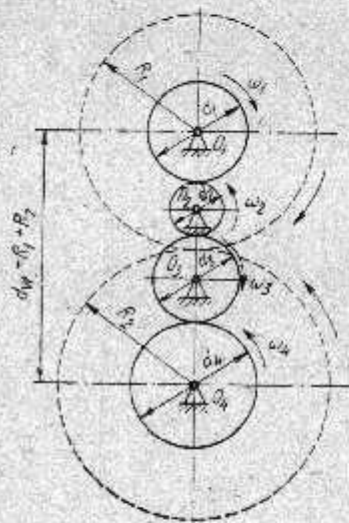
174-расм.

Бундан бўён бошланғич ва бўлиш айланаларининг диаметрлари устма-уст тушадиган узатмаларни текшираемиз. (204) формулага асосан қуйидагини ҳосил қилаемиз:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (205)$$

94-§. Тишли гилдираклар серияларининг узатиш сонлари

Етакловчи ва етакланувчи гилдираклар бир-биридан анча узоқ масофада жойлашган ҳолда ҳаракатни фақат иккита тишли гилдирак билан узатишнинг фойдаси бўлмайди, чунки узатманинг габарит ўлчамлари катталашиб кетади (175-расм, штрих чизиқлар). Талаб этилган узатиш сони u билан узатишни 175-расм, a да кўрсатилганидек, яъни параллел валларга ўтказилган кўп сонли гилдираклар ёрдамида амалга ошириш маъқулроқ. Етакловчи валга диаметри d_1 бўлган тишли гилдирак, етакланувчи валга диаметри d_2 бўлган гилдирак ўтказилган. Айнан ўшандай илашиш қадамлари бўлган d_3 ва d_4 диаметрли гилдираклар оралиқ гилдираклар деб аталади.



175-расм.

Биринчи жуфтнинг узатиш сони

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

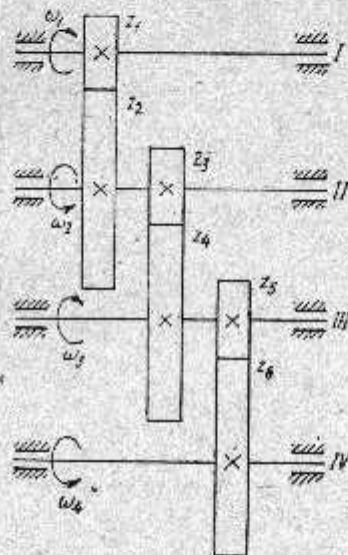
иккинчи жуфтники

$$u_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{d_3}{d_2} = \frac{z_2}{z_3}$$

учинчи жуфтники

$$u_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{d_4}{d_3} = \frac{z_3}{z_4}$$

Ҳар қайси (хусусий) узатиш сонларини кўпайтириб қуйдагини топамиз



176-расм.

$$u_{12} u_{23} u_{34} = \frac{\omega_1 \omega_2 \omega_3}{\omega_2 \omega_3 \omega_4} = \frac{d_2 d_3 d_4}{d_1 d_2 d_3} = \frac{z_2 z_3 z_4}{z_1 z_2 z_3} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{d_4}{d_1} = \frac{z_4}{z_1} u_{14}$$

Ҳосил қилинган натижа узатманинг умумий узатиш сонидан иборат

$$u_{14} = u_{12} u_{23} u_{34} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{z_4}{z_1}$$

Баён этилганлардан шу нарса келиб чиқадики, оралиқ гилдираклари бор тишли гилдираклар кетма-кет қаторининг умумий узатиш сони серияни ташкил этувчи узатмалар хусусий узатиш сонларининг кўпайтмасига тенг бўлар экан.

Оралиқ гилдираклар умумий узатиш сонини ўзгартирмайди, лекин етакланувчи валнинг айланиш йўналишига таъсир қилади: оралиқ гилдираклар сони жуфт бўлганида етакловчи ва етакланувчи гилдираклар қарама-қарши йўналишда айланади, тоқ бўлганида эса бир хил йўналишда айланади.

Катта габаритли ва оғирлиги катта иккита гилдирак ўрнига берилган узатиш сонини сақлаган ҳолда кичик тишли гилдираклар сериясидан фойдаланилганда узатманинг оғирлиги камаёди ва габаритлари кичиклашади (бу нарса машина ва станокларда айниқса муҳим) ва етакланувчи гилдиракнинг айланиш йўналишини ўзгартиришга имкон беради.

Бир жуфт тишли гилдирак билан узатиш сони катта (одатда, $u_{\max} < 10$) бўлган узатма ясашнинг иложи йўқ. Катта узатиш сонларини ҳосил қилиш учун кўп поғонали узатма деб юритиладиган узатмадан фойдаланилади (176-расм).

Узатманинг узатиш сони

$$u_{1-IV} = \frac{\omega_1}{\omega_{IV}} = \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}$$

қуйидаги мулоҳазалар асосида аниқланади:

$$u_{I-II} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_I}{\omega_{II}}; \quad u_{II-III} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{\omega_{II}}{\omega_{III}};$$

$$u_{III-IV} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{\omega_{III}}{\omega_{IV}}$$

Бу тенгликларни ўзаро кўпайтириб қуйдагини ҳосил қиламиз

$$u_{I-IV} = u_{I-II} u_{II-III} u_{III-IV} = \frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5} = \frac{\omega_I}{\omega_{IV}} \quad (206)$$

Шундай қилиб, кўп поғонали узатманинг умумий узатиш сони узатмага кирадиган алоҳида тишли гилдираклар жуфтлари узатиш сонларининг кўпайтмасига тенг.

95-§. Тишли илашманинг геометрияси

Бўлиш айланаси тишни икки қисмга: каллак ва оёққа бўлади.

Гилдирак марказидан чизилган ва унинг каллаклари учини чегараловчи айлана I (174-расмга қаранг) тиш уларининг айланаси деб аталади.

Гилдирак марказидан чизилган ва унинг ботиқликларини гилдирак танаси томонидан чегараловчи айлана 2 тиш тубининг айланаси деб аталади.

Тиш учлари айланаси билан ўйиқчалар айланаси орасидаги радиал масофа тиш баландлиги деб аталади ва h ҳарфи билан белгиланади.

Қадамнинг таърифидан $p = \frac{\pi d}{z}$ эканлиги келиб чиқади.

Бундан бўлиш айланасининг диаметри

$$d = \frac{p}{\pi} z. \quad (207)$$

$\frac{p}{\pi}$ нисбат илашиш модули деб аталади ва m ҳарфи билан белгиланади:

$$\frac{p}{\pi} = m. \quad (208)$$

Модулни қийматини (207) формулага қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз

$$d = mz. \quad (209)$$

Илашиш модули миллиметр ҳисобида ўлчанади, унинг қийматлари стандартлаштирилган (ГОСТ 9563-60**). Модулни стандарт қийматлари қуйидагилар (ГОСТ 9563-60** бўйича стандарт модулларнинг биринчи қаторидаги маълумотлар келтирилган): 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

(209) ифодадан қуйидаги келиб чиқади

$$m = \frac{d}{z}. \quad (210)$$

Шундай қилиб, илашиш модули m ни бўлиш айланаси диаметрининг гилдиракнинг битта тишига тўғри келадиган қисмининг узунлиги (мм ҳисобида) сифатида аниқлаш мумкин. Шунинг учун баъзан илашиш модули тишли гилдиракнинг диаметриал қадами деб аталади.

ГОСТ 13755-68 га асосан тиш каллагининг баландлиги модулга тенг қилиб олинади.

$$h_a = m. \quad (211)$$

Тиш оёғининг баландлиги 1,25 модулга тенг қилиб олинади

$$h_f = 1,25 m. \quad (212)$$

Тишнинг баландлиги

$$h = h_a + h_f = m + 1,25 m = 2,25 m \quad (213)$$

Бир гилдирак тиши баландлиги билан иккинчи гилдирак каллагини баландлиги орасидаги айрма радиал зазор c ни ҳосил қилиши зарур:

$$c = h_f - h_a = 0,25 m \quad (214)$$

Тиш учлари айланасининг диаметри

$$d_a = d + 2 h_a = z m + 2 m = m (z + 2) \quad (215)$$

Тиш туби айланасининг диаметри

$$d_f = d - 2 h_f = z m - 2,5 m = m (z - 2,5) \quad (216)$$

Тиш учлари айланасининг диаметри маълум бўлса, илашиш модулини аниқлаш мумкин. (215) формуладан қуйидаги келиб чиқади:

$$m = \frac{d_a}{z + 2} \quad (217)$$

Тишнинг назарий қалинлиги s ва бўлиш айланаси бўйича ўйиқчасининг эни s_e ўзаро тенг

$$s = s_e = \frac{p}{2} = \frac{\pi m}{2} = 1,57 m.$$

Аммо тишли жуфтнинг нормал ишлаши учун зарур бўлган ён зазорни ҳосил қилиш мақсадида тиш бир оз юлқароқ қилинади, натижада у ўйиқчага эркин киради.

Иккита илашувчи тишли гилдиракнинг марказлараро (ўқлараро) масофаси қуйидаги формула билан аниқланади

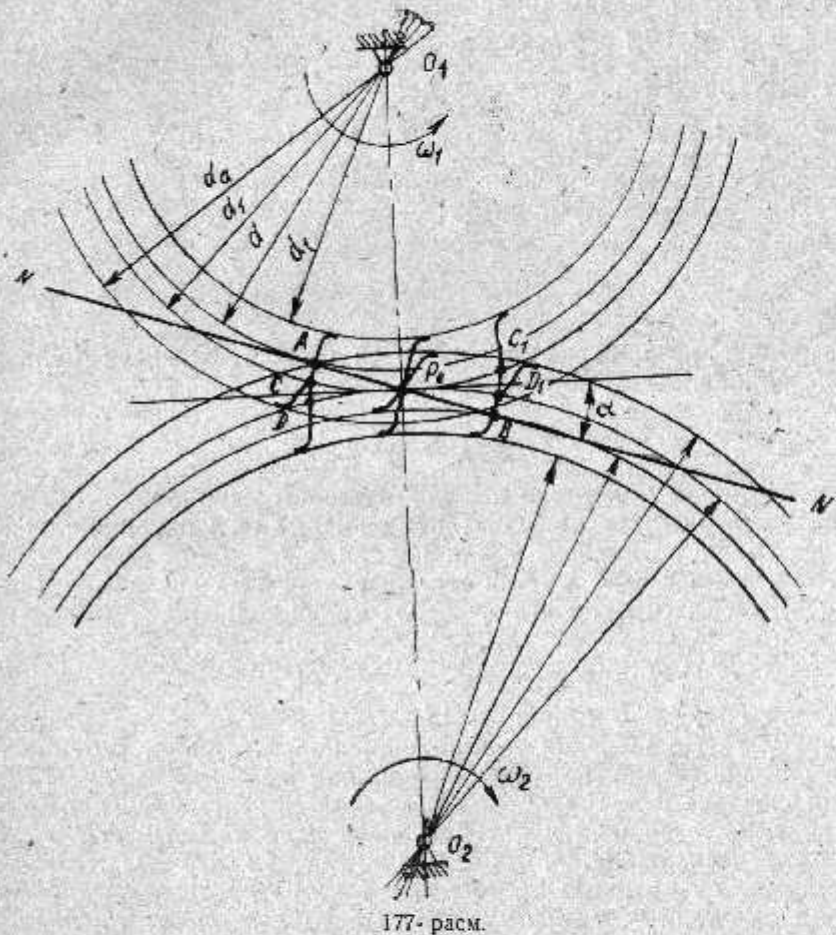
$$a_a = r_1 + r_2 = \frac{z_1 m}{2} + \frac{z_2 m}{2} = m \frac{z_1 + z_2}{2}. \quad (218)$$

Тишларнинг профилини ҳосил қилган эгри чизиқлар узатиш сонининг ўзгармаслигини таъминлаши керак. Бунинг учун эса илашишнинг асосий қонуни бажарилиши зарур. У қуйидагича таърифланади: узатиш сонини ўзгармас сақлаш учун профилларга улар тегишган нуқтада ўтказилган нормал NN нинг марказлар чизиғи $O_1 O_2$ ни илашиш қутби деб аталадиган айнан бир P_2 нуқтада кесиб ўтиши зарур ва етарлидир. Бу нуқта марказлар чизиғини узатиш сонига тенг нисбатда бўлади (177 - расм).

Илашишнинг асосий қонунини кўпгина эгри чизиқлар қаноатлантиради, лекин амалда (махсус ҳоллар бундан мустасно) тишларнинг профили эвольвента деб аталувчи эгри чизиқ бўйича ясалади.

$O_1 O_2$ га нисбатан қўзғалмас бўлган, туташган профилларнинг тегишиш нуқтаси ҳаракатланадиган NN чизиқ илашиш чизиғи деб аталади. Илашиш чизиғи $O_1 O_2$ чизиққа ўтказилган перпендикуляр билан α бурчак ҳосил қилади, бу бурчак илашиш бурчаги деб аталади. СССРда қабул қилинган стандартга мувофиқ бу бурчак 20° га тенг.

Тиш профилнинг бошлангич айлана бўйлаб унинг ҳақиқий илашиши вақтида ўтган йўли *илашиш ёйи* деб аталади. Илашиш ёйи S ҳарфи билан белгиланади. Илашишнинг узлуксиз бўлишига нисбатан қўйиладиган зарурий шартлардан бири илашиш ёйининг илашиш қадамидан катта, яъни $S > p$ бўлишидир.



177-расм.

Илашиш ёйи узунлигининг илашиш қадамига нисбати *қоплаш коэффициентини* деб аталади:

$$\epsilon = \frac{S}{p} \quad (219)$$

Қоплаш коэффициентини бир вақтнинг ўзида илашишда бўлган жуфт тишларнинг ўртача сонини ифодалайди. Цилиндрик тишли филдираклар учун $\epsilon \geq 1, 2$ қабул қилинади.

Тишлар узатмавининг ўлчамлари берилган узатиш нисбатида кичик филдирак тишлари сонини камайтириш йўли билан кичрайтирилиши мумкин.

Тишлари сони кам филдираклар тайёрлашда *тишлар кесилиши мумкин*, яъни стандарт асбоб — рейка, червяк фреза ёки долбёк тишининг қаллаги филдирак тишининг оёқчасига асосий айланадан юқорида ҳам, пастда ҳам кесиб қиради (178-расм). Бунда тишнинг мустаҳкамлиги анча камайди.



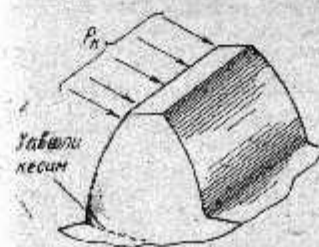
178-расм.

Тишли узатмаларни лойиҳалашда филдирак тишлари сонини z_{\min} дан кам олмаслик зарур, уларнинг қийматини ҳаракатлантирувчи узатмалар учун $z_{\min} \geq 17$ қилиб олиш тавсия этилади.

96 - §. Тишларнинг емирилиш турлари

Тишларнинг қуйдаги емирилиш турлари учрайди: 1) синиш, 2) ейилиш, 3) уваланиш.

Илашиш бошланишида тиш учига нагрузка тушади, натижада эгувчи кучланиш ҳосил бўлади. Нагрузка P_n тиш учига қўйилганда (179-расм) бу кучланиш энг катта бўлади.



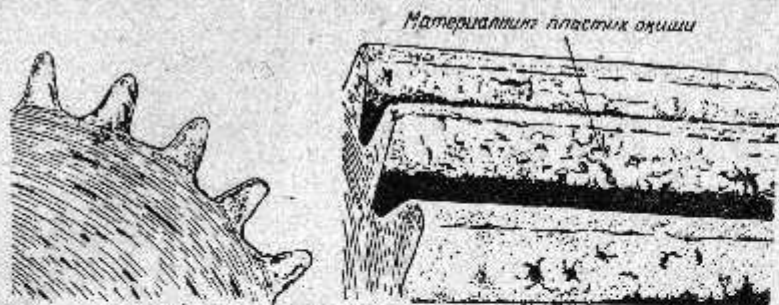
179-расм.

Тиш анча катта такрор-ўзгарувчан ўта нагрузка (энг катта нагрузка)да синиши мумкин, бунда статикавий мустаҳкамлик етарли бўлмай қолади, яъни ҳақиқий кучланишлар мустаҳкамлик чегарасидан ортаб кетади.

Тишларда ҳосил бўладиган эгувчи кучланиш вақт мобайнида ўзгариб туради, чунки тиш ҳамма вақт илашишда бўлмайди. Тишларнинг толиқиш мустаҳкамлиги етарли бўлмаган ҳолларда ўзгарувчан нагрузкалар таъсирида уларнинг тубида ёриқлар ҳосил бўлиши мумкин. Толиқишдан ёрилишнинг ўсиши тишларнинг синишига олиб келади.

Илашиш зонасига тушган металл зарралари, чанг, ифлосликларнинг тишлар юзасига ишқаланиш натижасида тишларнинг ейилиши *абразив ейилиш* деб аталади. Бундай ейилиш оқибатида тишлар занфлашади, улар кесимларининг ўлчамлари кичрайдди, кучланишлар ортади ва тишлар синадди. Тишларнинг юзаси ўта гадир-будур бўлганида ҳам ейилиш содир бўлиши мумкин. 180-расмда ейилган тишлар кўрсатилган.

Тишлар иш юзалари уваланиши натижасида ҳам емирилиши мумкин. Жуфт филдираклардан биттасининг тишининг иккинчи филдирак тишига босишида улар тегишган зонада контакт кучланишлар ҳосил бўлади, бу кучланишларнинг катталиги илашиш процессида нолдан максимумгача ўзгаради. Тажриба кўрсатадики, мойлаб ишлатиладиган узатмаларда тишларга анча катта такрорий контакт кучланишлар таъсир этиши натижасида тишларда майда толиқиш ёриқлари ҳосил бўлиши мумкин, улар ривожланиб (кутб чизигидан пастда) майда чўтирликлар ҳосил



180- расм.

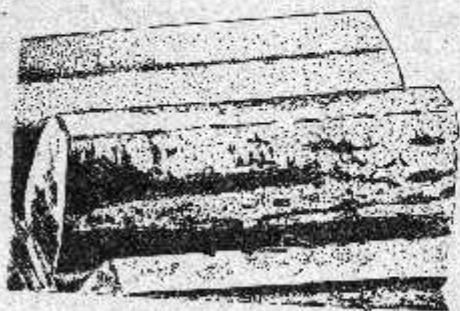
қилади. Тишларнинг кейинги ишлашида чўтирликларнинг четлари синади ва уваланиш чуқурчалари ҳосил бўлиб, улар тишнинг бутун эинини эгаллайди (181-расм). Емирилишнинг бу тури мойланиб ишлатиладиган ёпиқ узатмалар учун характерлидир.

97-§. Тўғри тишли цилиндрик гилдираклар тишларининг эгилишини ҳисоблаш

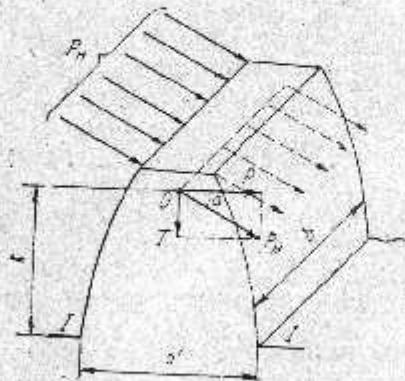
Тиши гилдираклар тишларининг мустаҳкамлигини эгувчи кучланишлар бўйича ҳисоблашда илашиш модулининг катталиги аниқланади.

Цилиндрик тўғри тишли узатма бир жуфт тишининг илашиш процесси етакловчи шестерня тишининг учидан ўтадиган айланада ётувчи нуқтада тугайди. Бунда шестерня тишининг гилдирак тишига таъсир кучи \vec{P}_n тиш асосидан энг узоқда жойлашган чизиққа қўйилган бўлади, нагруканинг бу ҳолда қўйилиши эса энг хавфли ҳисобланади.

Гилдирак битта тишининг бошқа гилдирак тишига узатадиган тўла кучи (тишлар орасида ишқаланиш йўқ деб фараз қилинганда) тегишиб турадиган профиаларга ўтказилган умумий нормал бўйича йўналади (182-расм).



181- расм.



182- расм.

Тиш учига қўйилган нормал куч \vec{P}_n ни тиш ўқиға ётувчи O нуқтага кўчирамиз ва уни икки йўналиш бўйича: айланага ўтказилган уринма бўйича (айлана куч \vec{P}) ва унга ўтказилган нормал бўйича (радиал куч \vec{T}) ажратамиз:

$$P = P_n \cos \alpha; T = P_n \sin \alpha.$$

Айлана куч \vec{P} тишни эгади, радиал куч \vec{T} уни сиқади. Тишнинг T куч билан сиқилишидан ҳосил бўладиган нисбатан катта бўлмаган кучланишларни ҳисобга олмасдан тишнинг эгилишдаги мустаҳкамлик шартини текшираемиз.

Тишни эркин учига нагрукка қўйилган консоль балка деб қараш мумкин. У ҳолда тишнинг эгилишидаги мустаҳкамлик шартини қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\sigma_{\text{эр}} = \frac{M_{\text{эр}}}{W_x} \leq [\sigma_{\text{эр}}]$$

ёки

$$M_{\text{эр}} = Pl \leq W_x [\sigma_{\text{эр}}],$$

бу ерда l — P кучнинг хавфли кесимга нисбатан елкаси; W_x —хавфли кесимнинг ўқий қаршилик моменти; $[\sigma_{\text{эр}}]$ —эгилишдаги руҳсат этилган кучланиш.

Тишнинг тўғри тўртбурчаклик l — l кесимининг ўқий қаршилик моменти

$$W_x = \frac{b(a')^2}{6},$$

бу ерда b —тишнинг узунлиги (тишли гилдиракнинг эни); a' —тиш тубининг қалинлиги.

Бинобарин,

$$Pl \leq \frac{b(a')^2}{6} [\sigma_{\text{эр}}],$$

l ва a' модулга пропорционал; $l = km$; $a' = qm$, бу ерда k ва q —тиш шаклига, яъни α ва z га боғлиқ бўлган коэффициентлар.

У ҳолда мустаҳкамлик шартини қуйидаги кўринишда олади:

$$Pkm = \frac{bq^2m^2}{6} [\sigma_{\text{эр}}]$$

ёки

$$P \leq \frac{bq^2m}{6k} [\sigma_{\text{эр}}].$$

Одатда у билан белгиланадиган $\frac{q^2}{6k}$ ифода тиш шаклининг коэффициентини деб аталади (6-жадвал). Бу белгилашдан фойдаланиб қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$P \leq bym [\sigma_{\text{эр}}] \quad (220)$$

6-жадвал. $\alpha=20^\circ$ бўлганда эволюентали ташқи илашиш учун γ коэффициентининг қийматлари

Тишлар сон	γ	Тишлар сон	γ	Тишлар сон	γ
10	0,292	18	0,354	40	0,442
12	0,304	20	0,372	50	0,457
14	0,324	25	0,398	100	0,481
15	0,332	30	0,416	300	0,496
16	0,339	34	0,428	рейка	0,523

Илашиш модули аниқланадиган формулани келтириб чиқарамиз. Тишнинг узунлигини илашиш модули орқали ифодалаймиз: $b = \phi m$, бу ерда ϕ — пропорционаллик коэффициенти (гилдирак энининг коэффициенти). Коэффициент ϕ 6 — 25 чегарасида қабул қилинади. ϕ нинг кичик қийматларини тишли гилдиракларни тайёрлаш аниқлиги паст бўлганда, шунингдек, валлар ва уларнинг таянчларининг бикрлиги кичик бўлганда қабул қилиш зарур, чунки валлар деформацияланганда жуфт гилдираклар ўқларининг ўзаро қийшайиши оқибатида нагрузка тиш бўйлаб бир текис тақсимланмайди.

(220) тенгламада тишнинг узунлиги b ни

$$b = \phi m,$$

ифода билан алмаштириб, қуйидаги кўринишдаги ҳисоблаш формуласини ҳосил қиламиз:

$$P = \frac{M}{d_w} = \frac{2M}{mz} \leq \gamma \phi m [\sigma_{\text{ср}}],$$

бу ерда M — гилдирак узатадиган момент; d_w — гилдирак бошланғич айланасининг диаметри; $[\sigma_{\text{ср}}]$ — эгилишда рухсат этилган кучланиш.

Олдинги тенгламадан

$$2M \leq \gamma \phi m^2 z [\sigma_{\text{ср}}],$$

бундан

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M}{\gamma \phi z [\sigma_{\text{ср}}]}} \quad (221)$$

Бу ерда агар M ни Н·мм ва $[\sigma_{\text{ср}}]$ ни Н/мм² ҳисобида олинса, m миллиметр ҳисобида чиқади. Тишларнинг эгилишини текшириш ҳисоби қуйидаги шартга асосан бажарилади:

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{2M}{\gamma \phi m^2 z} \leq [\sigma_{\text{ср}}]. \quad (222)$$

Тишларнинг мустақкамлигини ҳисоблашни нагрузканинг қўйишнинг динамик характерини ва унинг тиш эни бўйича концентрацияланиши мумкинлигини ҳисобга олган ҳолда бажариш керак. Шунинг учун (221) ва (222) формулаларда номинал момент $M_{\text{ном}}$

билан нагрузка коэффициенти K нинг кўпайтмасига тенг бўлган ҳисобий момент M ни қўйиш керак

$$M = M_{\text{ном}} K, \quad (223)$$

бу ерда $M_{\text{ном}}$ — машина ишининг барқарор режимига мос келадиган берилган нагрузкага (двигатель валидаги нагрузка ёки қаршилик кучларига) асосан аниқланадиган номинал момент; K — нагрузка коэффициенти; тишли гилдираклар симметрик жойлашганида $K \approx 1,3$; гилдираклар носимметрик жойлашганида ёки гилдираклардан бири консоль тарзида жойлашганида $K \approx 1,5$.

24-мисол. Қуйида берилганларга асосан тўри тишли бир погонали цилиндрик узатманинг текшириш ҳисоби бажарилиши: $z_1 = 27$; $u = 1,96$; $m = 4$ мм; $b = 45$ мм (183-расм). Нагрузка катталиги ва йўналиши жиҳатидан ўзгармас (яъни нереверсив нагрузка). Шестернядаги номинал қувват $N_{\text{ном}} = 4,5$ кВт, айланмиш частотаси $n_1 = 150$ айл/мин. Таянчлар тишли гилдиракларга нисбатан симметрик жойлашган. Шестернянинг материали — пўлат 45, тишли гилдиракники — пўлат 35.

Ечиш. 1. Гилдиракнинг тишлари сонини аниқлаймиз

$$z_2 = uz_1 = 1,96 \cdot 27 = 53.$$

2. Шестернядаги номинал моментни топамиз.

$$M_{\text{ном}} = 9,55 \frac{N_{\text{ном}}}{n} = 9,55 \frac{4500}{150} \approx 287 \text{ Н·м}.$$

3. Тишли гилдираклар таянчларга нисбатан симметрик жойлашганда $K = 1,3$ лигини ҳисобга олиб, шестернядаги ҳисобий моментни аниқлаймиз

$$M = M_{\text{ном}} K = 287 \cdot 1,3 = 370 \text{ Н·м} = 370 \cdot 10^3 \text{ Н·мм}$$

4. Рухсат этилган кучланишларни аниқлаймиз. 7-жадвалда келтирилган маълумотлар бўйича материалларнинг чидамлик чегараларини аниқлаймиз: шестерняники (пўлат 45) $\sigma_{-1} = 260$ Н/мм², гилдиракники (пўлат 35) $\sigma_{-1} = 230$ Н/мм². Шестерня учун $[\sigma_{\text{ср}}]_{\text{ш}} = 0,6 \sigma_{-1} = 0,6 \cdot 260 = 156$ Н/мм², гилдирак учун $[\sigma_{\text{ср}}]_{\text{г}} \approx 0,6 \sigma_{-1} = 0,6 \cdot 230 = 138$ Н/мм².

5. 6-жадвалдан шестерня ва гилдиракнинг тишлари шаклининг коэффициенти топамиз: $u_{\text{ш}} = 0,400$; $u_{\text{г}} = 0,460$.

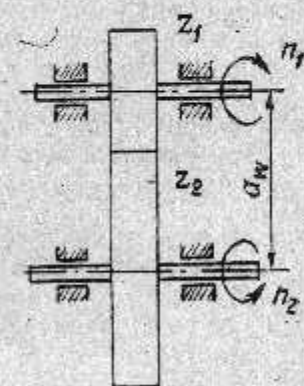
6. Шестерня ва гилдирак тишларининг эгилишдаги мустақкамлигини таққослаймиз:

$$[\sigma_{\text{ср}}]_{\text{ш}} u_{\text{ш}} = 156 \cdot 0,400 = 62,5 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_{\text{ср}}]_{\text{г}} u_{\text{г}} = 138 \cdot 0,460 = 64,2 \text{ Н/мм}^2.$$

7-жадвал. Тишли гилдираклар материалларининг характеристикаси

Маркаси	Номи	Металлик харақтеристикалар		
		$\sigma_{\text{ш}}$ Н/мм ²	$\sigma_{\text{г}}$ Н/мм ²	σ_{-1} Н/мм ²
Ст. 5	Оддий сифатли конструкцион пўлат	500—620	280	240
Пўлат 35	Сифатли конструкцион пўлат	520	300	230
Пўлат 45	Сифатли конструкцион пўлат	600	320	260



183-расм.

[σ_r] у кўпайтма шестерня учун гилдиракнингга нисбатан анча кичик бўлганидан мустаҳкамликни ҳисоблаш шестерня тишлари учун бажарамиз.

7. Иш кучланишларини рухсат этилган кучланишлар билан таққослаймиз.

$$\sigma_r = \frac{2M}{y_{\text{ш}} z_{\text{ш}} b m^2} = \frac{2 \cdot 370 \cdot 10^3}{0,400 \cdot 27 \cdot 45 \cdot 4^2} = 81 \text{ Н/мм}^2.$$

Рухсат этилган кучланиш [σ_r]_ш = 156 Н/мм², бинобари, мустаҳкамлик шартига риоя қилинган.

98- §. Тишларнинг контакт мустаҳкамлигини ҳисоблаш

Тишларнинг контактлашувчи юзларининг мустаҳкамлигини ҳисоблаш энг катта нормал кучланишларни чеклашга асосланган. Бунда қуйидаги фаразларга йўл қўйилади:

тишлар контактда турган икки цилиндрдан иборат, уларнинг ясовчилари эса параллел деб қаралади, бу цилиндрларнинг радиуслари тишлар профилларининг илашиш қутбидagi эгрилик радиусларига тенг деб қабул қилинади;

нагрузка тиш узунлиги бўйлаб тенг тақсимланган деб ҳисобланади;

контактлашувчи профиллар қуруқ деб фараз қилинади, аслида контакт юзасидаги мой кучланишларнинг контакт юзачаси бўйлаб тақсимланишига анча ўзгартиришлар киритади.

Тишли гилдиракларни ҳисоблашга Герц формуласи асос қилиб олинган

$$\sigma_{\text{max}} = 0,418 \sqrt{\frac{q E_{\text{кек}}}{\rho_{\text{кек}}}}, \quad (224)$$

бу ерда $q = \frac{P_{\text{ш}}}{b}$ — тишлар контакт чизигининг бирлик узунлигига

тўғри келадиган нагрузка; $E_{\text{кек}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ — илашадиган тишлар материалнинг келтирилган эластиклик модули (E_1, E_2 — биринчи ва иккинчи гилдирак тишлари материалнинг эластиклик модуллари); $\rho_{\text{кек}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ — тишлар профилларининг келтирилган эгрилик радиуси (ρ_1 ва ρ_2 биринчи ва иккинчи гилдирак тишлари профилларининг эгрилик радиуслари).

Лойиҳа ҳисобида илашадиган гилдираклар жуфтининг марказлараро (ўқлараро) масофаси $a_{\text{ш}}$ аниқланади. Ташқи илашишли пўлат гилдираклар учун $\alpha = 20^\circ$ бўлганда ҳисоблаш формуласи қуйидаги кўринишда ёзилди

$$a_{\text{ш}} = (u + 1) \sqrt{\left(\frac{340}{\sigma_r}\right)^2 \frac{M_{\text{т.х}}}{\psi_{\text{ш}} u^2}}. \quad (225)$$

бу ерда [σ_r] — гилдирак учун рухсат этиладиган нормал контакт кучланиш; одатда, гилдирак, шестернянинг материалига қараганда, сифати пастроқ материалдан ясалади (пўлат гилдирак учун [σ_r] $\approx 1,7\sigma_{\text{с}}$, Н/мм² деб қабул қилиш мумкин); $M_{\text{т.х}}$ — тез.орар валдаги ҳисобий момент, Н·мм;

$M_{\text{т.х}} = M_{\text{т.ном}} \cdot K_{\text{дин}} \cdot K_{\text{кш}}; K_{\text{дин}}$ ва $K_{\text{кш}}$ — динамикавий коэффициент ва нагрузканинг концентрация коэффициенти справка маълумотларидан танланади.

Тахминан қуйидагича қабул қилиш мумкин: тишли гилдираклар симметрик жойлашганида

$$K_{\text{дин}} K_{\text{кш}} \approx 1,3;$$

гилдираклар таянчларга нисбатан носимметрик жойлашганда ёки илашадиган гилдираклардан атиги биттаси консол тарзда жойлашганда

$$K_{\text{дин}} K_{\text{кш}} \approx 1,5;$$

$\varphi a_{\text{ш}} = \frac{b}{a_{\text{ш}}}$ — гилдирак энининг коэффициенти, у 0,12—0,4 атрофида танланади (катта қийматлар анча аниқ ва бикр узатмалар учун).

Топилган марказлараро масофа $a_{\text{ш}}$ га кўра қуйидаги

$$m = (0,01 \div 0,02) a_{\text{ш}} \quad (226)$$

нисбат бўйича ёки тишлар сонига қиймат бериб ва гилдиракнинг тишлари сони $z_2 = z_1$ и ни ҳисоблаб, модуль аниқланади

$$m = \frac{2a_{\text{ш}}}{z_1 + z_2} \quad (227)$$

Модулнинг қиймати ГОСТ 9563 — 60** бўйича стандарт қийматига қадар яхлитланади. (226) формулада коэффициентнинг кичик қийматлари анча аниқ ва бикр узатмалар учун қабул қилинади.

Гилдиракларнинг ўлчамлари берилган бўлса, шунингдек, лойиҳа ҳисоблари билан ҳосил қилинган ўлчамларда бирор ўзгаришлар қилинган бўлса (модулни яхлитлаш, $a_{\text{ш}}$ нинг стандарт қийматларини танлаш ва ҳ. к), у ҳолда контакт мустаҳкамлик, яъни қуйидаги мустаҳкамлик шартининг (пўлат гилдираклар учун) бажарилиши текширилади

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{340}{a_{\text{ш}}} \sqrt{\frac{(u+1)^2 M_{\text{т.х}}}{b u}} \leq [\sigma_r] \quad (228)$$

Қуйида цилиндрик тўғри тишли узатмаларнинг асосий параметрларини танлаш бўйича тавсиялар келтирилган.

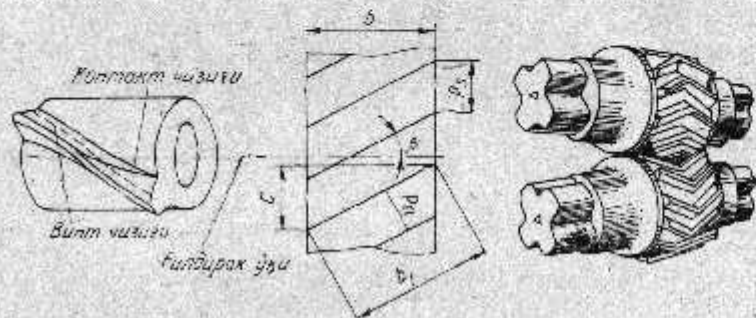
1. Узатманинг узатиш сонини олтидан ортиқ қилиб қабул қилиш ярамайди ва мустасно тариқасида 12,5 гача олинади.

2. Кичик гилдирак (шестерня) тишлари сонини 18—30 чегарасида ва ҳеч бўлмаганда $z_{\text{мин}} = 17$ дан кам қабул қилмаслик тавсия этилади. Тишлар сони катта бўлиши равон ишлашни ва гилдиракларнинг узоққа чидашини таъминлайди.

3. Цилиндрик тишли гилдиракли редукторларнинг асосий параметрлари ($a_{\text{ш}}, m, u, \psi_{\text{ш}}$) стандартлаштирилган (ГОСТ 2185 — 66). Индивидуал ишлаб чиқариш учун редукторни лойиҳалашда ГОСТ да кўрсатилган параметрлардан четга чиқишга йўл қўйилади. $a_{\text{ш}}$ нинг ҳисоблаб топилган қиймати бутун сонгача (миллиметр ҳисобида) яхлитланиши керак.

99-§. Цилиндрик қия тишли ва шеврон гилдираклар

Тўғри тишли гилдиракнинг тиши бутун узунлиги бўйича бирданига илашади. Ноаниқ гайёрланганда, масалан қадамда хатога йўл қўйилганда, тиш илашишга кирганда турткилар ҳосил бўлишига олиб келади, тезлик қанча юқори бўлса, турткилар шунчалик интенсивлашади. Узатманинг раволиги пасаяди, шовқин ортади. Бундай ҳол бўлмаслиги учун қия тишли ва шеврон цилиндрик гилдираклар ишлатилади. Бу гилдиракларда тишлар илашишга аста-секин бир тишнинг охиридан бошқасига киради. Айлана тезлик $v > 6$ м/с бўлганида қия тишли (ёки шеврон) гилдираклардан фойдаланиш тавсия этилади, чунки бундай тезликларда тўғри тишли гилдираклар фақат юқори аниқликда тайёрланганидагина қониқарли ишлайди.



184-расм.

Қия тишли гилдираклар тишларининг ясовчилари винт чизиқ бўйлаб жойлашади. 184-расмда қия тишли гилдиракнинг бир қисми схематик тасвирланган. Унда торец қадам p_s , нормал қадам p_n , тишнинг силжиши c , тиш чамбарагининг эни b , тишнинг узунлиги b_1 ва тишнинг гилдирак ўқиға қиялик бурчаги β берилган.

Расмдан $p_s = \frac{p_n}{\cos \beta}$ эканлиги кўриниб турибди.

Ўзаро қўйидаги

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \beta} \text{ ва } m_n = m_s \cos \beta \quad (229)$$

ифодалар билан боғланган торец модуль m_s ва нормал модуль m_n бўлади.

Қия тишли гилдиракларни лойиҳалашда нормал модуль ГОСТ 9563 — 60** бўйича танланади. Нормал кесимдаги илашиш бурчаги α_n 20° га тенг қилиб олинади. Тишларнинг профили эвольвента бўйича чизилади.

Ташқи илашишли қия тишли узатмаларда гилдираклардан бирининг тишлари винт чизиқнинг ўнг йўналишида, иккинчисининг тишлари бу чизиқнинг чап йўналишида бўлади. Тишларнинг қиялик бурчақлари ҳар икки гилдиракда бир хил.

Ўзатиш сони қия тишли гилдиракларда тўғри тишли узатмалардагидек аниқланади

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Тишлари сони z_1 ва z_2 берилганда гилдиракларнинг бошланғич ва бўлиш айланаларининг диаметрлари қуйидагиларга тенг.

$$d_1 = m_s z_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = m_s z_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} \quad (230)$$

Марказлараро масофа

$$a_w = m_s \frac{z_1 + z_2}{2} = m_n \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} \quad (231)$$

Чиқиқлар ва ўйиқлар айланаларининг диаметрлари

$$\left. \begin{aligned} d_a &= m_s z + 2m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos^2 \beta} + 2 \right); \\ d_f &= m_s z - 2,5m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos^2 \beta} - 2,5 \right). \end{aligned} \right\} \quad (232)$$

Гилдирак чамбарагининг эни тишнинг силжиши c унинг торец қадамига тенг ёки катта бўладиган қилиб танланади:

$$c = btg \beta \geq p_s = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{\pi m_n}{\cos \beta}$$

ёки

$$b \geq \frac{\pi m_n}{\sin \beta}$$

Тишларнинг кесилиши бўлмаганида қия тишли гилдираклар учун йўл қўйиладиган энг кам тишлар сони z'_{\min} қуйидаги формула ёрдамида аниқланади

$$z'_{\min} = z_{\min} \cos^2 \beta, \quad (233)$$

бу ерда z_{\min} — тўғри тишли гилдиракнинг минимал тишлари сони, бунда тишларнинг кесишиши бўлмайди (тишлар рейка типидagi асбоб билан кесилганида $z_{\min} = 17$ бўлишини эслатиб ўтамин).

Қия тишларнинг профиллари контакт чизиги бўйича аста-секин фақат тиш баландлиги бўйлабгина эмас, балки гилдирак эни бўйлаб ҳам тегишади. Қия тишли узатмаларда қолаш коэффициенти ϵ нинг катталиги 10 гача етади ва ундан ҳам ортади. Бундай гилдираклар ёрдамида 6) — 70 м/с гача (ҳатто 100 м/с гача) бўлган айлана тезликларда бир неча ўн минг киловаттгача етадиган қувватлар узатилади.

Қия тишли узатмаларда тишлар орасидаги таъсир кучи фақат айлана ва радиал ташкил этувчиларин эмас, балки ўқий куч ҳам ҳосил қилади.

Вал таянчига катта ўқий нагрузкалар тушмаслиги учун β бурчаги катта (odatла, $\beta \leq 15^\circ$) бўлган гилдираклардан фойдаланиш

тавсия этилмади. Шу билан бирга 3 бурчаклар 8° дан кичик бўлса, қия тишли узатмалардан олинмиши кутилган самарага эришиб бўлмайди.

Ўқий кучларни бартараф қилиш учун шеврон гилдираклардан фойдаланилади.

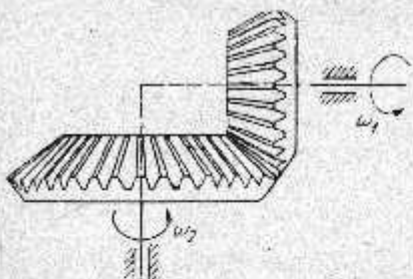
Шеврон гилдиракларда тишларнинг қиялик бурчаги β марказлараро масофа a_z га қараб $25-38^\circ$ атрофида бўлади (истисно тариқасида 45° гача бўлади).

Қия тишли ва шеврон узатмаларнинг мустақкамлиги тўғри тишли гилдиракларга онд формулалардан кам фарқ қиладиган формулалар билан ҳисобланади.

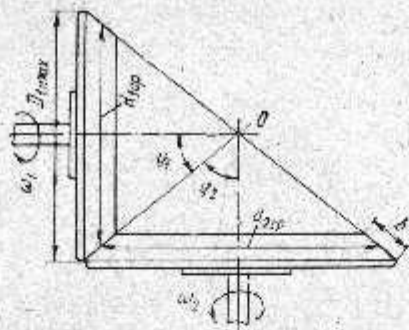
100-§. Конуссимон тишли гилдираклар

Етакловчи ва етакланувчи звеноларнинг ўқлари бирор бурчак ҳосил қилиб кесишганида конуссимон тишли гилдираклар ишла-тилади.

185-расмда конуссимон тишли гилдирак кўрсатилган. Гилдираклар учлари валларнинг ўқлари кесишган нуқтада жойлашган конуслардан иборат. Конусларнинг ён сиртларида тишлар бўлиб, уларнинг ўлчамлари (қалинлиги ва баландлиги) конус учлари томон йўналишда камайиб боради.



185- расм.



186- расм.

Тишли гилдиракларнинг ўқлари орасидаги бурчак 90° га тенг бўлган конуссимон узатмалар энг кўп тарқалган. Шундай узатмани кўриб чиқамиз. Конуссимон тишли узатманинг узатиш сони u конуссимон фриക്ഷон катоклар ва цилиндрик тишли узатмалар учун топилган йўл билан аниқланади (186-расм):

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{z_2}{z_1} = u = \operatorname{tg} \varphi_2 = \operatorname{ctg} \varphi_1, \quad (234)$$

бу ерда φ_1 ва φ_2 бошланғич конуслар, яъни илашиш процессида бир-бирининг устида сирпанишсиз юмалайдиган конуслар ясовчиларининг гилдираклар ўқларига қиялик бурчаклари, бунда

$$\varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$$

Конуссимон гилдиракларнинг тишлари цилиндрик гилдиракларнинг тишлари каби эвольвента бўйича профилланади.

Тишининг ўлчамлари узунлиги бўйича ўзгарувчан бўлганлигидан, максимал модуль m (ишлаб чиқариш модули) ва ўрта модуль $m_{\text{ор}}$ бўлади (тиш узунлигининг ўртаси бўйича). Максимал модуль, одатда, модулларнинг стандарт қаторидан танланади (бундай қилиш аслида шарт эмас).

Конуссимон тишли гилдиракнинг ўрта ва максимал модуллари орасидаги нисбатни топамиз (186-расм). Бўлиш айланасининг модули ва диаметри ўзаро цилиндрик гилдираклардагидек нисбатлар билан боғланган:

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2,$$

лекин, 186-расмга мувофиқ

$$\frac{d_1}{2} = \frac{d_{\text{ор}}}{2} + \frac{b}{2} \sin \varphi_1,$$

ёки

$$mz_1 = m_{\text{ор}} z_1 + b \sin \varphi_1.$$

Тенгликнинг иккала қисмини z га бўлиб, m ва $m_{\text{ор}}$ орасидаги қидирилайётган боғланишни топамиз

$$m = m_{\text{ор}} + \frac{b}{z_1} \sin \varphi_1. \quad (235)$$

Конуссимон гилдиракнинг қолган ўлчамлари қуйидаги формулалар ёрдамида аниқланади:
чиқиклар айланасининг диаметри

$$d_a = d + 2a \cos \varphi = m(z + 2 \cos \varphi); \quad (236)$$

ботиқлар айланасининг диаметри

$$d_f = d - 2,5m \cos \varphi = m(z - 2,5 \cos \varphi). \quad (237)$$

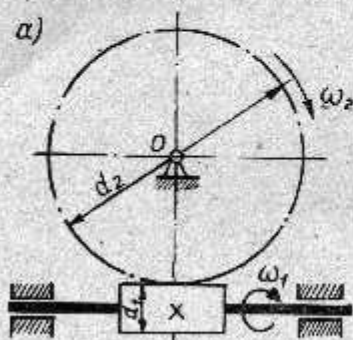
Тишлари эгри чизикли бўлган конуссимон тишли гилдираклар тишлари тўғри чизикли бўлган гилдиракларга қараганда деярли шовқинсиз ва анча кам титрашлар билан ишлайди. Бундай гилдиракларнинг қоплаш коэффициенти тишлари тўғри чизикли бўлган гилдиракларникидан катта.

Бундай турдаги узатмаларнинг камчилиги уларни тайёрлаш мураккаблиги ва ўқий кучларнинг анча катта бўлишидир, бу кучлар (гилдиракнинг айланиш йўналишига қараб) бошланғич конуснинг учига қараб ҳам, учидан ҳам йўналиши мумкин.

Конуссимон тишли узатмаларнинг мустақкамлиги цилиндрик тишли узатмаларни ҳисоблашга ўхшаш бажарилади.

101- §. Ишлатилиш соҳаси. Узатиш сони ва ф. и. к.

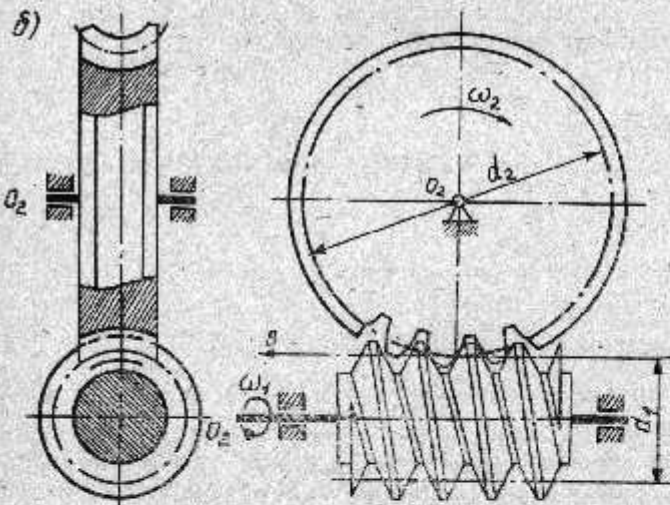
Ўқлари кесишадиган валлар орасида ҳаракат узатиш учун червякли узатмалар ишлатилади. Червякли узатманинг схемаси ва унинг ташқи кўриниши 187-расм, а, б да кўрсатилган. Валга ўтказилган червяк ёки (кўпроқ учрайдиган) вал билан бир бутун қилиб ишланган червяк бошқа валда жойлашган червяк гилдирагини айлантиради.



Червякли узатма тишли-винтли узатмалар деб юритиладиган узатмаларга киради, яъни уларда ҳам тишли, ҳам винтли узатмаларга хос белгилар бўлади.

Червяк ҳам, винт каби, p билан белгиланадиган қадами ва S орқали белгиланадиган йўли (кўп киримли червяклар учун) билан характерланади, бунда

$$S = pz_1 \quad (238)$$



187-расм.

бу ерда z_1 — червякнинг киримлари сони.

Червякли жуфтнинг узатиш сонини аниқлаймиз. Червяк айланганида (187-расм) илгариланма ҳаракатланадиган гилдиракнинг чизиқли тезлиги

$$v_1 = S \frac{\omega_1}{2\pi}; \quad (v_1 = \frac{S\omega_1}{60}),$$

бу ерда ω_1 червякнинг бурчагий тезлиги (n_1 — червякнинг айланиш частотаси).

Червяк гилдирагининг бошланғич айланасидаги чизиқли тезлик

$$v_2 = \frac{d_2\omega_2}{2}; \quad (v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}),$$

бу ерда d_2 — гилдирак бошланғич айланасининг диаметри; ω_2 — гилдиракнинг бурчагий тезлиги (n_2 — гилдиракнинг айланиш частотаси).

Бу айнан бир хил тезлик, яъни $v_1 = v_2$ бўлгани учун

$$S\omega_1 = \pi d_2 \omega_2; \quad (Sn_1 = \pi d_2 n_2) \text{ ва узатиш сони}$$

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi d_2}{S}$$

Бу ифодага гилдирак айланаси узунлигининг қиймати

$$\pi d_2 = z_2 p$$

ва йўлнинг қиймати

$$S = z_1 p,$$

ни қўйиб, қуйидагини ҳосил қиламиз

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2 p}{z_1 p} = \frac{z_2}{z_1} \quad (239)$$

бу ерда z_1 — червякнинг киримлари сони; z_2 — гилдирак тишларининг сони.

Червякли узатманинг машинасозликнинг турли соҳаларида кенг ишлатилишига сабаб бўлган асосий афзалликлари:

1. Равон ва шовқинсиз ишлайди.
2. Узатманинг нисбатан кичик габаритларида катта узатиш сонлари ҳосил қилиш мумкин. Червякли узатмалар $u = 5$ дан $u = 500$ гача бўлган узатиш сонлари билан ишлатилади. Куч узатмаларида фойдаланиладиган узатиш сонларининг диапазони $u = 10 - 80$ (камдан-кам ҳолларда 120 гача).
3. Ихчамлиги. Юқорида червякли узатманинг узатиш сони $u = \frac{z_2}{z_1}$ эканлиги кўрсатилган эди. Шундай қилиб, $u = 100$ узатиш сонини бир киримли червяк ва тишлари сони $z = 100$ бўлган гилдирак билан ҳосил қилиш мумкин (худди шундай узатиш сони ҳосил қилиш учун уч поғонали тишли гилдирак талаб этилган бўларди). Шу мисолдан кўриниб турибдики, узатиш сони катта червякли узатма шунга мос тишли узатмалардан анча ихчам бўлади.

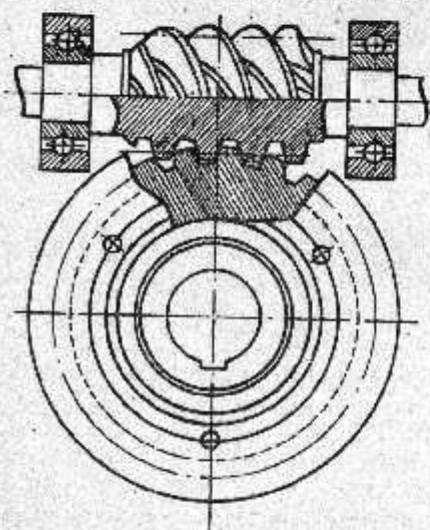
4. Ўз-ўзидан тормозланиш хоссаси бўлган узатма тайёрлаш имкони бор. Бу хосса шундан иборатки, ҳаракатин червякдан фақат червяк гилдирагига узатиш мумкин, бу ёса юк кўтариш қурилмаларида жуда муҳим, чунки ҳаракатлантириш двигатели тўхтатилганда тормозга ҳожат бўлмайди. Юк бу ҳолда червяк

гилдирагига маҳкамланган, барабанга ўралган, тросда осилганича туради.

Червякли узатманинг камчиликлари.

1. Ф. и. к. nisbatan kichik. Червякли узатмада ф. и. к. одатда, тишли жуфтдагига қараганда кичик бўлади, бунга сабаб червяк ва гилдиракнинг туташган профилларининг нагрузка таъсирида бир-бирига nisbatan силжишлари туфайли катта исрофлар бўлишидир. Кўп киримли червяклар бор узатмаларда червяклар обдон яхши тайёрланганда $\eta = 0,95$ бўлишига эришилади.

2. Ишқаланишга кетадиган исрофларнинг иссиқлик энергиясига ўтиши оқибатида узатманинг кучли қизиши. Қизишни камайтириш учун червякли узатмада иссиқликни атроф ҳавосига узатишни анча интенсивлаш мақсадида қовурғали деворчалари бўлган мой резервуарлари ишлатилади, корпусни пуфлаш ва



188-расм.

бошқа совитиш усулларидан фойдаланилади.

3. Тишли узатмалардагига қараганда анча кам қувват узатилади.

Червякли узатмалар бир-биридан червякнинг киримлари сони билан — бир, икки, уч ва кўп киримли червяклар; червяк валининг жойлашиши билан — червяк гилдирагига nisbatan юқорида, пастда ва ёнбошда жойлашиши билан фарқ қилади.

Цилиндрик червяги бор червякли узатмалар энг кўп тарқалган (188-расм).

Червякли узатмадаги исрофларга илашмадаги, червяк вали таянчларидаги ва гилдиракдаги исрофлар ва мойни аралаштириш ва сачратиш учун бўладиган исрофлар сабаб бўлади. Шундай

қилиб, узатманинг ф. и. к. учта хусусий коэффициентнинг кўпайтмаси кўрнинишида ёзилши мумкин

$$\eta = \eta_n \eta_d \eta_c$$

бу ерда η_n η_d η_c — илашмадаги, валларнинг таянчларидаги, мойни аралаштириш ва сачратиш учун бўладиган исрофларни ҳисобга олунчи фойдали иш коэффициентлари.

Тақрибий ҳисоблашлар учун червяклар учун червякли узатманинг тўла фойдали иш коэффициенти қийматини тахминан қуйидаги қийматларга кўра қабул қилиш мумкин

Бир киримли червяк	0,7 — 0,75
Икки киримли	0,75 — 0,82

Секин юрар узатма учун червяк гилдирагининг чамбараги чўяндан тайёрланади. Тез юрар ва оғир юкланган узатмалар гилдиракларнинг чамбараклари учун турли маргадаги бронзалар ишлатилади.

Одатда, фақат червяк гилдирагининг чамбараги юқори сифатли антифрикцион металлдан, гилдиракнинг қолган қисми эса чўяндан тайёрланади. Тўғри гилдирак маркази билан болтлар ёки стопор винтлар ёрдамида бириктирилади (188-расм).

Червяклар пулатдан тайёрланади. Тез юрар узатмаларнинг червяклари $HRC \geq 45$ қаттиқликкача термик ишлов берилади ва жилдирланади. Секин юрар узатмаларнинг червяклари, одатда, термик ишлов берилмайди.

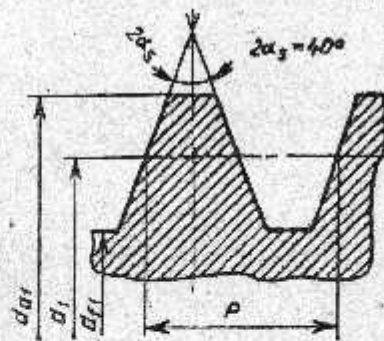
102- §. Червякли узатмалардаги геометрик nisbatlar

Червяк ўрамлари ўқ бўйлаб кесимида профилнинг бурчаги $2\alpha_2 = 40^\circ$ бўлган рейка шаклида бўлади (189-расм). Червяк резъбасининг ўқий қалами, модули ва йўли орасидаги bogланиш қуйидаги формула ёрдамида ифодаланади:

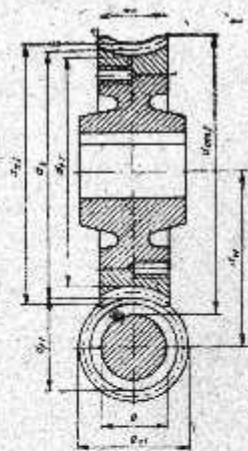
$$p = \pi m_s = \frac{S}{z_1}$$

Червяк бўлиш айланасининг диаметрини ўқий модулга қаррали қилиб танлаш тавсия этилади.

$$d_1 = qm$$



189-расм.



190-расм.

бу ерда q — червяк бўлиш айланасидаги модулар сони бўлиб, у стандарт қатордан танланди (ГОСТ 19063 — 73).

Червяк чиқиқлари айланасининг диаметри

$$d_{g1} = d_1 + 2m.$$

Червяк ботиқлиги айланасининг диаметри

$$d_{f2} = d_1 - 2,4m.$$

Кўрсатилган боғланиш радиал зазор $0,2 m$ га тўғри келади. Баъзан радиал зазор $0,25 m$ га тенг қилиб олинади, у ҳолда

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m.$$

Червяк қиримлари сони $z = 1 \dots 4$ чегарасида танланади.

Червяк резьбасининг йўли қадамни қиримлар сонига кўпайтириб аниқланади.

$$S = pz_1.$$

Резьбанинг кўтарилиш бурчаги

$$\lambda = \arctg \frac{z_1 p}{\pi d_1}.$$

Бу боғланишга p ва d_1 нинг қийматларини қўйиб, формулани қўйдаги кўриништа келтирамиз

$$\lambda = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (240)$$

Червякнинг резьба қирқиладиган қисмининг узунлиги l (мм) ҳисобида қўйдаги эмпирик боғланишлардан танланади

$$z_1 = 1 \dots 2 \text{ бўлганда } L_0 \geq (11 + 0,06 z_2)m;$$

$$z_1 = 3 \dots 4 \text{ бўлганда } L_0 \geq (12,5 + 0,09 z_2)m.$$

Червяк гилдираги қўйдаги формулалар билан аниқланадиган ўлчамларга эга бўлади (190- расм):

$$d_2 = z_2 m;$$

$$d_{a2} = z_2 m + 2m;$$

$$d_{f2} = z_2 m - 2,5m \text{ (ёки } d_{f2} = z_2 m - 2,4m).$$

Гилдирак чамбараги червякни қамраб олганлиги учун гилдиракнинг ташқи диаметри чиқиқлар айланасининг диаметридан катта бўлади

$$d_{\text{внз}} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Гилдирак чамбарагининг эниши қўйдагича қабул қилиш тавсия этилади: $z_1 = 1 \dots 3$ бўлганда $B \leq 0,75d_1$; $z_1 = 4$ бўлганда $B \leq 0,67d_1$.

Червякнинг гилдирак чамбараги билан тўла қамралишини характерловчи марказий бурчак 2γ , олатда, қўйдагича қабул қилинади

$$2\gamma = 90 \dots 110^\circ.$$

$\left(\frac{d_{a1}}{2} - 0,25m\right)$ радиусли айлана ёни бўйича тиш узунлиги ҳисобий узунлик ҳисобланади, яъни

$$b = \left(\frac{d_{a1}}{2} - 0,25m\right) \frac{2\gamma \cdot 3,14}{180}.$$

бу ерда γ бурчак қўйдаги ифодадан аниқланади

$$\sin \gamma = \frac{B}{\left(\frac{d_{a1}}{2} - 0,25m\right)}.$$

Червяк ва гилдирак валларининг ўқлари орасидаги масофа a_w қўйдаги нисбатдан аниқланади:

$$a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2} - \frac{qm}{2} + \frac{mz_2}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2).$$

Червяк валидаги M_1 ва гилдирак валидаги M_2 моментлар қўйдагича боғланган

$$M_2 = M_1 u \eta$$

Червяк валидаги момент гилдиракдаги айлана куч (ёки, худди шунинг ўзи, червякдаги ўқий куч) га ва червяк бошланғич айланасининг диаметрига қараб қўйдаги формула ёрдамида ифодаланади

$$M_1 = P_x \frac{d_1}{2} \lg(\gamma + \rho'),$$

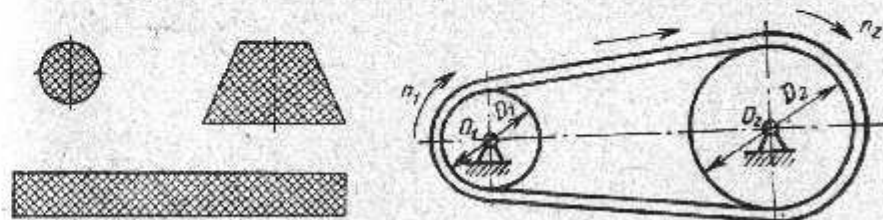
бу ерда P_x — гилдиракдаги ўқий куч; d_1 — червяк бошланғич айланасининг диаметри.

XXIII 606. ТАСМАЛИ УЗАТМАЛАР

103- §. Тасмали узатмаларнинг тузилиши. Ҳаракатлантириш тасмаларининг турлари

Айланма ҳаракатни бир валдан бошқа валга улар орасидаги масофа анча катта бўлганда шкив билан эгилувчан жисм орасидаги ишқаланиш кучидан фойдаланиб, эгилувчан боғланиш ёрдамида узатиш мумкин. Тасмалар эгилувчан боғланиш вазифасини бажаради. Тасманинг кўндаланг кесми шаклига қараб (191- расм) ясси тасмали, понасимон тасмали ва доғравий тасмали узатмалар бўлади.

Тасмали узатма (192- расм) шкивлар деб аталадиган икки гилдиракдан (етакловчи ва етакланувчи) ва уларни қамраб олув-



191- расм.

192- расм.

чи чексиз тасмадан иборат бўлади. Айланаётган етакловчи шкив ишқаланиш кучи туфайли тасмани ўзи билан эргаштириб кетади, тасма ҳам айнан ўша сабаб туфайли етакланувчи гилдиракни айлананишга мажбур этади. Шкивлар билан тасманинг тегишиб турган сиртларидаги ишқаланиш кучи тасма шкив тўғинларига тегишлича сиқилганида, яъни тасма тарангланганида ҳосил бўлади.

Ясси тасмалардан фойдаланилганда марказлараро масофа катта бўлганида ҳам (15 м гача, камдан-кам ҳолларда ундан ҳам ортиқ) ҳаракатни узатиш мумкин.

Ясси тасмалар чармдан, ип-газлама тўқимадан яхлит қилиб ва тикилиб, резиналаниб, жуп, илак ва синтетик толалардан, пона-симон тасмалар кардогазлама ва кардонурлардан тайёрланади.

Чарм тасмалар якка ва қўшалок бўлади. Чарм тасмаларнинг ўлчамлари ОСТ НКЛП 5773/176 дан қабул қилинади.

Тўқимадан резиналаниб ясалган ясси ҳаракатлангириш тасмалари энг кўп тарқалган бўлиб, (ГОСТ 101—54) улар: А, Б ва В типда тайёрланади. А типдаги тасмаларда кесма каркас маҳсус ип-газламадан ясалди; ҳамма қистирмалар орасида резина қатламлар бўлади. Б типдаги тасмаларда қаватлаб ўралган тўқима каркас ва қистирмалар орасида резина қатламлар бўлади, бу қатламлар бўлмаслиги ҳам мумкин. В типдаги тасмаларнинг каркаси тўқимадан қатламларсиз спирал тарзда ўралган бўлади. Ҳамма типдаги тасмалар резина қопламали ёки қопламасиз бўлади. Резиналанган тасмалар билан кичик ва катта қувватларни узатиш мумкин. Нагрузкалар кескин ўзгариб турадиган ҳолларда бу тасмаларни ишлатиш ярамайди. Улар намлик юқори шароитларда ишлатишга яроқли, икки томонида қопламаси бўлганида эса кислота буғлари бўлганида ҳам ишлай олади. Нефть маҳсулотлари буғи бўлган муҳитда уларни ишлатиш ярамайди.

Ип-газламадан яхлит тўқилиб, шимдирилган тасмалар (ГОСТ 6982 75 бўйича) кичик ва ўрта қувватларда ишлатилади.

Ясси тасмаларни елимлаб, тикиб ёки қистириб маҳкамлаб бириктириш мумкин.

Ясси тасмали узатмаларнинг марказлараро масофаси доимий (ўзгармайдиган) ва ўзгарувчан (оствланадиган) бўлади. Биринчи ҳолда зарур тарангликни сақлаб туриш учун ё тасма чўзила бошгани сари уни вақт-вақти билан қайта тикилади (оддий узатмалар), бунда тикиш шундай ҳисоб билан бажарилалдики, тасмани шкивларга кийгизилганда олдиндан таранглик ҳосил бўлади, ёхуд тасмани босиб турадиган қўшимча шкивлар қўйилди (тарангловчи роликли узатма).

Тасмали узатмаларда чечаравий айлана тезлик чарм тасмалар учун 40 м/с гача, резиналанган тасмалари учун 20—40 м/с гача, ип-газлама тасмалар учун 25 м/с гача ва жун тасмалар учун 30 м/с гача белгиланган.

Ясси тасмали узатмаларнинг афзалликлари: конструкцияси оддий ва арзон; юриши раво, зарбларни юмшата олади (тасма эластик бўлганлиги туфайли) ва тасодифий ўта нагруккаларда (тасма шатаксыраб

қолганида) ҳаракатлангирилатган механизмларни синишдан сақлай олади:

етақловчи ва етакланувчи валлар ўқлари орасидаги масофа анча катта бўлганда ҳам қувват узатишга имкон беради; шовқинсиз ишлайди (ғишли узатмага қараганда); қараб туриш ва хизмат кўрсатиш оддий.

Узатманинг камчиликлари:

узатиш сони ўзгарувчан;

габаритлари нисбатан катта;

тасма чўзилиб қолади, бу эса марказлараро масофа ўзгармас бўлганида уни қайта тикиш ёки таранглаш мосламасидан фойдаланиш заруриятини туғдиради.

Ясси тасмали узатмалар қуйидаги турларга бўлинади:

очиқ — валлари параллел;

айқаш — валлари параллел;

ярим айқаш, бурчагий ва бошқалар.

193-расмда иккита шкив ва чексиз ясси тасмадан иборат очиқ узатманинг схемаси кўрсатилган. Тасма тармоқлари билан шкив айланаси уринган нуқталардан ўтказилган радиуслар орасидаги бурчак қамраш бурчаги деб аталади, у қуйидаги формула ёрдамида етарлича аниқлик билан аниқланади (рад. ҳисобида).



193-расм.

$$\alpha = \left(\pi - \frac{D_{\max} - D_{\min}}{A} \right)$$

ёки

$$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_{\max} - D_{\min}}{A} 57,5^\circ,$$

бу ерда A — узатманинг марказлараро масофаси (шкивларнинг марказлари орасидаги масофа).

Тасманинг етакловчи шкивга ўралиб келадиган тармоғи (расмда пасткиси) етакловчи тармоқ деб, етакланувчи шкивга ўралиб келадигани етакланувчи тармоқ деб аталади.

Тасманинг узунлиги (шкивни қамраб олган эгиловчан, чўзилмайдиган ипнинг узунлиги) қуйидаги формула ёрдамида аниқланади.

$$L \approx 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}. \quad (241)$$

Тасма қанча калта бўлса, берилган тезликда у шкивларни қамрашида шунчалик тез-тез қўшимча эгувчи кучланишлар таъсирида бўлади ва толиқиши натижасида шунчалик тез ишдан чиқади. Шунинг учун марказлараро масофа тасманинг узоқ

ишланиш тарти буйича қуйидаги формулаларнинг бири ёрдамида таълиқланади:

$$A \approx (0,1 \div 0,7) v, \quad (242)$$

ёки

$$A \geq (1,5 \div 2,0)(D_1 + D_2). \quad (243)$$

Узатиш сонини аниқлаш учун етакловчи ва етакланувчи шкивларнинг айлана тезликларини билиш керак. Етакловчи шкивнинг айлана тезлиги

$$v_1 = R_1 \omega_1 = \frac{D_1}{2} \omega_1.$$

Етакланувчи шкивнинг айлана тезлиги

$$\omega_2 = \frac{D_2}{2} \omega_2.$$

Агар тасманинг шкивда сирпаниши ҳисобга олинмаса, яъни шкивнинг айлана тезлиги тахминан тасманинг қизиқли тезлигига тенг деб фараз қилинса, v_1 ва v_2 тезликлар ўзаро тенг бўлади. Бинобарин,

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}.$$

Амалда тезликлар $v_1 \neq v_2$, чунки ҳамма вақт тасманинг шкив тўғрисидаги *эластик сирпаниши* деб аталадиган сирпаниш мавжуд бўлади.

Эластик сирпаниш сон жиҳатидан етакланувчи шкив тезлигининг нисбий йўқотилиши — *сирпаниш коэффициентини* билан ифодланади:

$$\varepsilon = \frac{\omega_2' - \omega_2}{\omega_2} \quad (244)$$

бу ерда ω_2' — етакланувчи шкивнинг назарий бурчағий тезлиги; ω_2 — етакланувчи шкивнинг ҳақиқий бурчағий тезлиги.

Сирпанишни ҳисобга олсак, қуйидаги келиб чиқади:

$$v_2 = (1 - \varepsilon) v_1$$

бу ерда ε — сирпаниш коэффициентини ($\varepsilon = 0,01 \div 0,03$).
Бинобарин,

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon) D_1} \quad (245)$$

Тасмали узатма нагрузка билан ишлаганида эластик сирпаниш албатта бўлади. Уни узатма ўта нагрузкаланганда ҳосил бўладиган, *шатаксияш* деб аталадиган зарарли сирпаниш билан чалкаштириш ярамайди.

194-расмда шкивларига олдиндан таранглаштирилган ясси тасма кийгизилган тасмали узатма кўрсатилган. Агар узатмага нагрузка берилмаган бўлса, яъни шкивлар айланмаса ёки салт

айланса, тасманинг ҳар икки тармоғининг таранглиги бир хил ва S_0 га тенг бўлади (194-расм, а). Узатмага нагрузка берилганда, яъни етакловчи валга айлантурувчи момент M_1 , етакланувчи валга айланиш йўналишига қарама-қарши йўналган қаршилик momenti M_2 қўйилганда етакловчи тармоқнинг таранглиги S_1 гача ортади, етакланувчи тармоқда S_2 гача камаяди (194-расм, б). Бунда

$$S_1 + S_2 = 2S_0. \quad (246)$$

Айирма

$$S_1 - S_2 = P \quad (247)$$

қаршилик моментини енгизиш учун етакловчи шкив тўғрисида қўйилиши керак бўлган айлана кучлар иборат.

Кейинги икки тенгликдан тасмали узатма етакловчи тармоқнинг таранглиги S_1 ва етакланувчи тармоқнинг таранглиги S_2 ни ҳосил қиламиз.

$$S_1 = S_0 + \frac{P}{2}; \quad S_2 = S_0 - \frac{P}{2}. \quad (248)$$

104- §. Ясси тасмали узатмани тортиш лаёқати бўйича ҳисоблаш

Ишлаб турган тасманинг зўриқишига тасма етакловчи тармоқнинг таранглиги S , сабаб бўлади. Бундан ташқари, тасмала унинг шкивларини қамрашида эллиптидан ва марказдан қочма инерция кучлари таъсирида кучланишлар ҳосил бўлади.

Тасманинг қўзиллишида ҳосил бўлган нормал кучланишлар унинг кўндаланг кесими бўйича тенг тақсимланган деб ҳисоблаш мумкин, демак

$$\sigma = \frac{F}{F} = \frac{S_1}{b},$$

бу ерда F — тасма кўндаланг кесимининг юзи; b — тасманинг эни; δ — тасманинг қалинлиги.

Агар тақрибан, тасма материали деформацияланганида Гук қонунига бўйсунди деб қабул қилинса, у ҳолда кичик шкивдаги эгувчи момент

$$\sigma_u = E \frac{\sigma}{D_1}$$

Марказдан қочар и перния кучларидан ҳосил бўлган кучланиш

$$\sigma_v = \frac{q_0 v^2}{g}$$

Келтирилган формулаларда E — тасманинг бўйлама эластиклик модули (стандарт чарм тасмалар учун $E = 100 \div 350 \text{ Н/мм}^2$); q_0 — кесими 1 м^2 бўлган 1 м тасманинг массаси; g — оғирлик кучининг тезланиши.

Тасма бир айланиб чиққанида шкивлар атрофида икки марта эгилади ва яна тўғриланади. Бунда шкивнинг диаметри қанча кичик ва тасма қанча қалин бўлса, эғувчи кучланиш шунча катта бўлади. Эғувчи кучланишларнинг кўп марталиб таъсири тасманинг толиқиб емирилишига сабаб бўлиши мумкин. Тасмага таъсир этувчи марказдан қочма кучлар қўшимча кучланишлар ҳосил қилишдан ташқари, тасмали узатманинг қамраш бурчагини ва тортиш лаёқатини камайтиради.

Энг катта кучланиш тасманинг кичик шкивга чиққан жойида ҳосил бўлади ва қуйидагини ташкил этади

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_n + \sigma_v = \frac{S_1}{b\delta} + E \frac{\delta}{D_1} + \frac{q_0 v^2}{g} \quad (249)$$

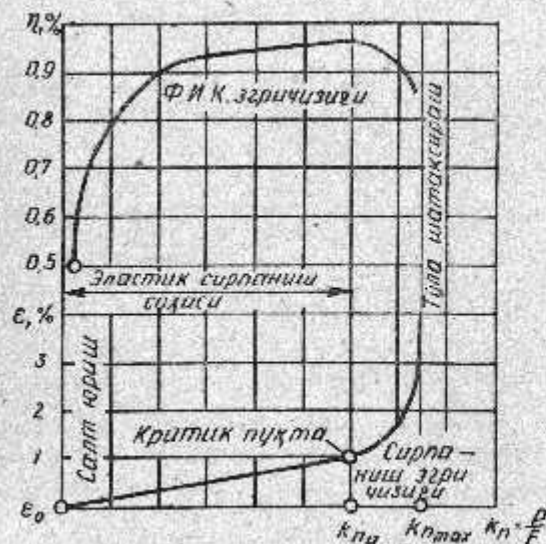
Аммо амалда тасмали узатмаларни, кўпинча, *тортиш лаёқати* бўйича ҳисоблашдан фойдаланилади. Бунда тасмали узатма иложи борича кўпроқ айлана куч P ни шатаксирасдан узата олиши керак, деб мулоҳаза юритилади. Лекин P ортиши билан ($P = S_1 - S_2$) сирпаниш ортади. P ва ϵ ни ўлчаб, уларнинг бири-бирига боғлиқлигини график тарзда тасвирлаш мумкин.

Фойдали кучланиш ёки *солиштирма айлана кучи*, яъни айлана куч P нинг тасма кесим юзига тақсимланганини κ_ϕ билан белгилаймиз

$$\kappa_\phi = \frac{P}{F} \quad (250)$$

ϵ ва κ_ϕ орасидаги боғланиш сирпаниш эгри чизиги деб аталади (195-расм). Бундай эгри чизиклар турли тасмалар учун тажриба йўли билан ҳосил қилинган.

$\kappa_\phi = \kappa_{\phi k}$ бўлган A нуктагача нагрузка орта бориши билан сирпаниш секин ортади, кейин сирпаниш эгри чизиги кескин



195-расм.

юқорига кўтарилади. $\kappa_\phi < \kappa_{\phi k}$ да фақат эластик сирпаниш ҳосил бўлади, $\kappa_\phi > \kappa_{\phi k}$ да тасма шатаксирай бошлайди.

Шундай қилиб, $\kappa_\phi = \kappa_{\phi k}$ ни узатманинг ишлатилиш чегараси деб ҳисоблаш керак. $\kappa_{\phi k}$ *катталиқ ружсат этилган келтирилган фойдали кучланиш* деб аталади.

$\kappa_{\phi k}$ нинг қиймаглари экспериментнинг стандарт шароитларига: айлана тезлик $v = 10 \text{ м/с}$, қамраш бурчаги $\alpha = 180^\circ$, $\frac{D}{\delta} = 33 \div 37$ нисбат ва олдиндан таранглаш коэффициентини $\tau_0 = 1,8 \text{ Н/мм}^2$ мос келади.

Аммо лойиҳаланаётган узатманинг ишлаш шароити $\kappa_{\phi k}$ аниқланган эксперимент шароитларидан анча фарқ қилиши мумкин. Шу сабабдан узатманинг зарур тортиш лаёқати учун қуйидаги шарт бажарилиши керак:

$$\kappa_\phi \leq [\kappa_\phi], \quad (251)$$

бу ерда $[\kappa_\phi]$ — узатманинг берилган ишлаш шароитлари учун *ружсат этилган фойдали кучланиш*.

$[\kappa_\phi]$ қийматни $\kappa_{\phi k}$ ни α , v нинг ва узатма ишлаш шароитининг ўзгаришини ҳисобга олувчи тузатма коэффициентларга кўпайтириб ҳосил қилиш мумкин.

Тасмали узатма қуйидаги кетма-кетликда ҳисобланади:

1. Тасма тини танланади (ишлаш шароитига қараб).
2. Кичик шкивнинг диаметри миллиметр ҳисобида қуйидаги эмпирик формула билан аниқланади (мм):

$$D_1 = D_{\min} = (525 \div 630) \sqrt[3]{\frac{N}{\sigma_{\max}}} \quad (252)$$

3. Етакланувчи шкивнинг диаметри аниқланади

$$D_2 = u(1 - \epsilon) D_1.$$

Шкивларнинг ҳосил қилинган диаметрлари ГОСТ 17383-72 бўйича энг яқин катта қийматларигача яхлитланади.

4. Тасманинг қалинлиги δ қуйидаги тенгсизликни ҳисобга олиб топилади:

$$\frac{D_{\min}}{\delta} \geq \left[\frac{D_{\min}}{\delta} \right]_{\min}$$

бундан

$$\delta \leq \frac{D_{\min}}{\left[\frac{D_{\min}}{\delta} \right]_{\min}} \quad (253)$$

$\frac{D_{\min}}{\delta}$ нисбат тасма кичик шкивни қамраганда унда ҳосил бўладиган эғувчи кучланишларнинг катталигини аниқлайди. Бу нисбатнинг кичик қийматларида тасманинг ишлаш муддати кескин камаяди, шунинг учун $\frac{D_{\min}}{\delta}$ нисбат δ -жадвалда келтирилган катталиқлар билан чекланади.

8-жадвал. Ясси тасмалар учун минимал нисбат $\left[\frac{D_{min}}{\delta}\right]$ ва $\left[\frac{D_{min}}{\delta}\right]$ нинг турли қийматларида рухсат этилган фойдали кучланиш $k_{ф}$

Тасманинг тили	Минимал рухсат этилган нисбат $\left[\frac{D_{min}}{\delta}\right]$	$\frac{D_{min}}{\delta}$ қуйилганча бўлганда рухсат этилган келтирилган фойдали кучланиш $k_{ф}$ (Н/мм ²)				
Чарм	25	1,7	1,9	2,1	2,4	2,6
Резиналанган	30	—	2,0	2,1	2,2	2,2
Иш-газлама тўқима	25	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
Жун тўқима	20	1,2	1,3	1,5	1,6	1,7

Тасманинг ҳосил қилинган қалинлиги стандарт қийматларигача яхлитланади.

5. Тасманинг тезлиги (м/с) аниқланади

$$v = \frac{D_1}{2} \omega \left(v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \right)$$

v катталиги 10 — 20 м/с чегарасида бўлгани маъқул. Тезлик кичик бўлганда шкивларнинг диаметрларини катталаштириш зарур.

6. Марказлараро масофа (м) аниқланади;

$$A \geq A_{min} = (0,1 \div 0,07) v,$$

ёки

$$A \geq A_{min} = (1,5 \div 2) (D_1 + D_2).$$

7. Тасманинг узунлиги топилади

$$L \approx 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

8. Тасманинг кичик шкивни қамраш бурчаги α аниқланади:

$$\alpha = \pi - \frac{D_2 - D_1}{A}$$

α нинг қиймати 150° дан кам бўлмаслиги керак; агар бу шартга риоя қилинмаса, марказлараро масофани ошириш керак.

9. Ҳақиқий $\frac{D_1}{\delta}$ нисбатга қараб рухсат этилган келтирилган фойдали кучланиш $k_{фк}$ таъланеди (8-жадвалга қаранг).

10. Тасма кўндаланг кесимининг талаб этилган юзи топилади.

$$F = b\delta = \frac{P}{[k_{ф}]} = \frac{P}{k_{ф} C_1 C_2 C_3 C_4} \quad (254)$$

бу ерда b —тасманинг эни, мм; δ —тасманинг қалинлиги, мм; P — айлана куч, Н; $P = 1000 \frac{N}{v}$; $[k_{ф}] = k_{ф} C_1 C_2 C_3 C_4$ — ҳисобланаётган

узатманинг ишлаш шароитига мос келадиган рухсат этилган фойдали кучланиш; C_1 —қамраш бурчагини ҳисобга олувчи коэффициент; C_2 —тасманинг тезлигини ҳисобга олувчи коэффициент; $C_2 = 1,04 - 0,0004v^2$; C_3 —тасмали узатма иш режимининг коэффициенти (агар иш нарузкаси ўзгармас бўлса, $C_3 = 1 - 0,9$; нарузка бироз ўзгариб турса, $C_3 = 0,9 - 0,8$, нарузка ўзгариб турганида $C_3 = 0,8 - 0,7$; нарузка жуда нотекис бўлганда $C_3 = 0,7 - 0,6$; C_4 —узатманинг турнга ва унинг горизонтга қиялик бурчагига боғлиқ бўлган коэффициент; C_4 нинг қийматлари 9-жадвалда келтирилган. F нинг топилган қиймати учун тасманинг эни аниқланади ва стандарт қийматигача яхлитланади.

9-жадвал. C_4 коэффициентининг қийматлари

Узатма	Горизонтга қиялиги, град		
	0—60	60—80	80—90
Таранглиги даврий равишда ростлаб туриладиган очик	1,0	0,9	0,8
Айқаш	0,9	0,8	0,7
Ярим айқаш	0,8	0,1	0,6

105-§. Ясси тасмали узатма шкивларининг конструкцияси

Тасмали узатмаларнинг шкивлари чўян, пўлат, ёғоч, ёғоч пластиклар ва силуминдан тайёрланади. Кўпинча чўян шкивлар ишлатилади, улар ўлчамларига қараб кегайли қилиб (196-расм) ёки яхлит диск кўрилишида ясалади.

Шкивнинг эни тасманинг энига қараб қуйидаги формула ёрдамида аниқланади:

$$B \approx (1,1 + 1,3)b. \quad (255)$$

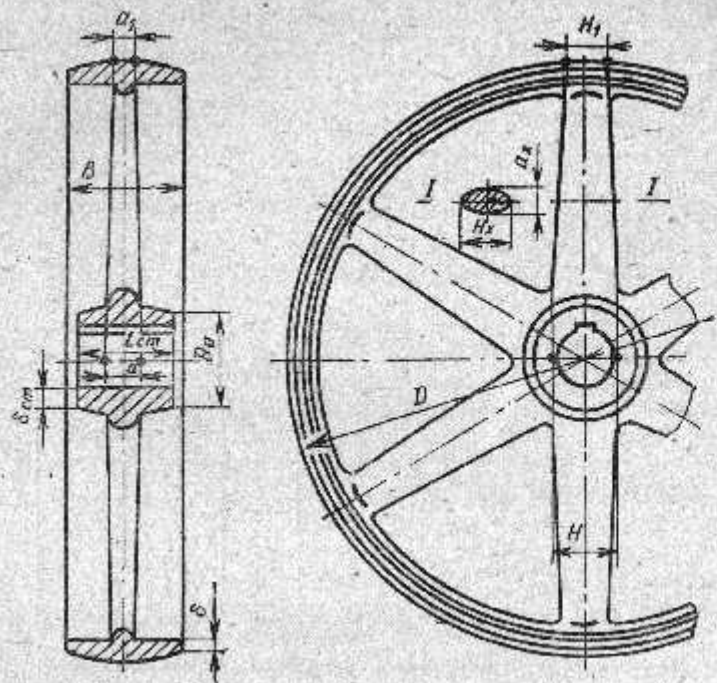
Шкив тўғренининг иш юзаси тасмани шкивда тутиб туриш учун баъзан қавариқ қилинади (196-расм), чунки шкивлар бирига нисбатан боаниқ ўрнатилганда тасма уларнинг четига сурилиб кетади. Шкивлардан бирида қавариқлик бўлганда эса четга сурилган тасма шкивнинг ўртасига қайтиб келади. Қавариқлик ёйининг катталиги f шкивнинг энига боғлиқ ва ОСТ 1655 бўйича қабул қилинади.

Шкивнинг кегайлари сони қуйидаги формула ёрдамида аниқланади

$$l_0 = (9 + 10) \frac{\sqrt{D}}{2}, \quad (256)$$

бу ерда D —шкивнинг диаметри, м.

Агар ҳисоблашда $l_0 < 4$ бўлиб чиқса, шкив кегайсиз яхлит диск тарзида ясалади.



196- расм.

Чўян шкив тўғривчи четининг қалинлиги қуйидагига тенг қилиб олинади (м):

$$\delta = 0,005D + 0,003. \quad (257)$$

Гупчакнинг диаметри

$$D_0 = (1,7 + 2,0)d,$$

бу ерда d — валнинг диаметри.

Гупчакнинг узунлиги

$$l = (1,5 + 2,0)d.$$

106- §. Понасимон тасмали узатма

Понасимон тасмали узатманинг (197- расм) ясси тасмали узатмаларга қараганда қуйидаги афзалликлари бор: анча катта узатиш нисбатлари ҳосил қилиш имкони бор (7 гача ва ҳатто 10 гача);

марказлараро масофа A кичик бўлганида ишлатиш мумкин; ясси тасмали узатма бўлган ҳолда $A_{min} = 2(D_1 + D_2)$ бўлса, понасимон тасмали узатма бўлган ҳолда эса $A_{min} \approx D_2$;

узатма ҳар қандай вазиятда ва ҳаттоки валлар вертикал жойлаштирилганда ҳам ишончли ишлайди;

таранглаш роликларидан фойдаланмасдан туриб, битта узатма билан бир неча стакланувчи валларни айлантириш мумкин;

стакланувчи вал бурчагий тезлиги поғонаси ростланадиган узатма яратиш мумкин;

тасмалар қистириб бириктирилмаганлиги учун жуда равои ишлайди;

узатма ихчам бўлганидан уни ихоталаш бирмунча оддий;

битта тасма узилганида ҳам иш лаёқатини сақлайди, чунки понасимон тасмалар анча катта ўта нарузкаларга йўл қўяди ва қолган тасмалар одатда берилган қувватни узата олади.

Понасимон тасмали узатмаларнинг бир қанча афзалликларига тасма (шкив)нинг понасимон сиртларида айнан бир хил тарангликдаги ясси тасмали узатмаларга қараганда катта ишқаланиш кучи ҳосил бўлиши сабабчидир.

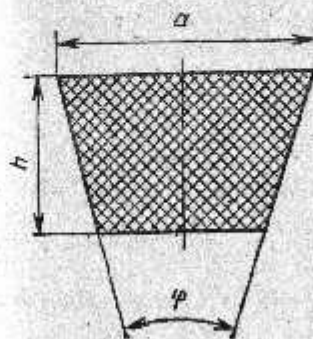
Ҳозир понасимон тасмали узатма тишли гилдиракдан кейин энг кўп тарқалган узатмадир.

Понасимон тасма кўндаланг кесимида трапециядан иборат (198- расм).

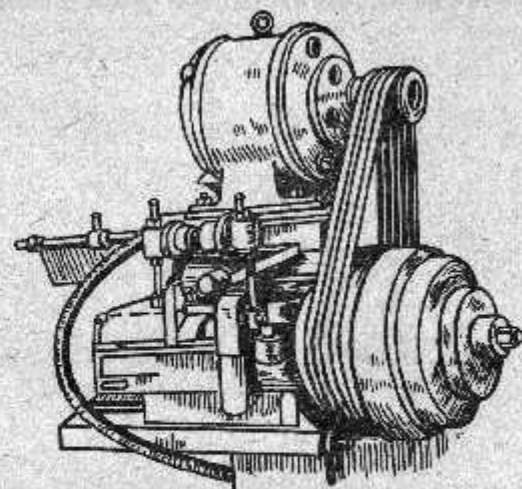
Понасимон тасмалар кесимларининг ўлчамлари ГОСТ 1284—68** бўйича қабул қилинади. Профиль бурчаги φ (198- расм) 40° га тенг. Понасимон тасмали узатма учун шкивларнинг диаметрлари 10- жадвалдан танланади.

Понасимон тасмали узатманинг ҳар қайси тасмаси учун қуйруғи йўқ (чексиз) тасмадан иборат. Тасмани кийдириш ва олиш, шунингдек, унинг таранглигини ростлаш (чўзилгани сари) қулай бўлиши учун шкивлардан бири вал ўқиға перпендикуляр силжий оладиган қилиб ўрнатилади. Тўғри ўрнатилган тасма шкив новининг ён ёқларига жипсе тегиб туриши, тўғри четидан чиқиб турмаслиги ва нов тубига тегиб турмаслиги керак (199- расм).

Понасимон тасмали узатма юритманинг қуввати 200кВт гача ва айлана тезликлар 25—30 м/с гача бўлганида ишлатилади.



198- расм.



197- расм.

Қуйдаги тасма кесимлари учун шкивларнинг диаметрлари, мм						
О	А	Б	В	Г	Д	Е
63	90	125	200	315	500	800
71	100	140	224	355	560	900
80	125	160	250	400	630	1000
90	140	180	280	450	710	1120
100	160	224	315	500	800	1250
112	180	250	355	560	900	1400
140	200	280	400	630	1000	1600
ва ортиқ	ва ортиқ	ва ортиқ	ва ортиқ	ва ортиқ	ва ортиқ	ва ортиқ

Узатмани ҳисоблаш стандарт профилли ва узунликдаги тасма танлаш ҳамда берилган қувват N ни узатиш учун зарур бўлган тасмалар сони z ни аниқлашдан иборат.

Ҳисобни бажариш учун қуйдагилар маълум бўлиши керак: A —маъқул кўриладиган марказлараро масофа, N —узатиладиган қувват, ω_1 —етақловчи шкивнинг бурчагий тезлиги, ω_2 —етақланувчи шкивнинг бурчагий тезлиги.



99-расм.

Понасимон тасмали узатмани қуйдаги кетма-кетликда ҳисоблаш тавсия этилади.

1. Берилган қувватга қараб тасманинг мос профилли танланади (11-жадвал).

2. Узатиш сони аниқланади

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

3. Кичик шкивнинг ҳисобий диаметри танланади (10-жадвалга қараб). Тасманинг хизмат муддатини ошириш учун узатманинг конструктив хусусиятларини ва тасманинг тавсия этиладиган тезликлари чегараси 15—25 м/с ни ҳисобга олиб, шкивларнинг катта диаметрларини танлаш керак. Тезликларнинг қиймати 5 м/с дан паст ва 30 м/с дан ортиқ қилиб олиш, шунингдек, шкивларнинг диаметрини жадвалда келтирилган минимал қиймат-

ларидан кичик қилиб олиш ярамайди, яъни қуйдагича бўлиши керак:

$$5 \leq v \leq 30 \text{ м/с}; D_1 \geq D_{\text{min}}$$

11-жадвал. Қувват ва тезликка қараб тасманинг кесими

Узатиладиган қувват N , кВт	Тезлик қуйдагилар бўлишида (м/с) тасманинг тавсия этиладиган кесими		
	5 гача	5 дан ортиқ 10 гача	10 дан ортиқ
$< 0,75$	О, А	О	О
0,8—2	О, А, Б	О, А	О, А
2,1—4	А, Б	О, А, Б	О, А
4,1—7,4	Б, В	А, Б	А, Б
7,5—15	В	Б, В	Б, В
15,5—30	—	В, Г	В, Г
31—60	—	Г, Д	В, Г

4. Қуйдаги формула ёрдамида катта (етақланувчи) шкивнинг диаметри аниқланади.

$$D_2 = D_1(1-\epsilon)i,$$

бу ерда $\epsilon = 0,01+0,03$ —тасманинг сирпанишини ҳисобга олувчи коэффициент.

Ҳисобий диаметр D_2 ни ГОСТ 1284—68** (10-жадвалга қараб) бўйича стандарт қийматларигача яхлитлаб олиш зарур.

5. Қуйдаги формула ёрдамида тасманинг ҳисобий узунлиги аниқланади

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$$

Шу тарзда ҳисоблаб топилган узунлик L бўйича ГОСТ 1284—68** дан тасманинг стандарт узунлиги L_0 танланади ва марказлараро масофа A га аниқлик киритилади

$$A = A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2}, \quad (258)$$

бу ерда

$$A_1 = \frac{1}{4} [L_0 - \frac{\pi}{4} (D_1 + D_2)]; \quad A_2 = \frac{(D_2 - D_1)^2}{8}$$

6. Айлана куч аниқланади

$$P = \frac{N}{v}$$

7. Тасмалар сони аниқланади

$$z \geq \frac{P}{[k_\Phi]F}, \quad (259)$$

бу ерда $[k_\Phi]$ —рухсат этиладиган фойдали кучланиш, Н/мм²; F —танланган профилдаги тасма кўндаланг кесимининг ГОСТ 1284—68** бўйича юзи, мм².

Рухсат этиладиган фойдали кучланиш понасимон тасмали узатманинг тортичи қобилиятини аниқлаш юзасидан ўтказилган тажриба асосида танланади ва рухсат этилган келтирилган фойдали кучланиш билан, 12-жадвалдан танланадиган қуйидаги нисбат орқали боғланган.

$$[k_{\phi}] = k_{\phi} C_1 C_2 C_3, \quad (260)$$

бу ерда C_1 —қамраш бурчагини ҳисобга олувчи тузатма коэффициент:

α , рад	3,14	2,95	2,8	2,6	2,44
C_1	1,0	0,98	0,96	0,93	0,90
α , рад	2,25	2,1	1,9	1,73	1,57
C_1	0,87	0,83	0,79	0,74	0,68

C_2 —тезликнинг таъсирини ҳисобга олувчи тузатма коэффициент

v , м/с	1	5	10	15	20	25	30
C_2	1,05	1,04	1,00	0,94	0,86	0,74	0,60

C_3 —иш режими коэффициенти.

Установканинг характери

Генераторлар, вентиляторлар, енгил тезюрар станоклар, лентали транспортёрлар ва зарбсиз равиш юритили бешка машиналар	1,0.
Енгил турткиларга мўлжалланган машиналар (токарилик, пармалаш станоклари, торец арралар)	0,9
Оғир ёноч арралаш установкалари, йўнинг станоклари, насослар	0,8
Оғир турткилар билан ишлайдиган машиналар (майдалагичлар, тегирмонлар)	0,75
Экскаваторлар, пресслар, юлчи машиналари	0,7.

Тасмалар сони $z = 8 - 12$ дан бешмаслиги керак, акс ҳолда кўндаланг кесими катта тасма танлаш зарур.

Тасмалар сонининг чекланишига сабаб шуки, уларнинг сони катта бўлганда улар орасида нагруканинг текис тақсимланишини ҳисоблаш қийин, чунки тасмаларнинг ҳақиқий узунлиги ўзгариб туради ва шкивларнинг айрим ариқчаларининг ўлчамларида четта чиқишлар бўлади.

25-масал. Электр двигателидан ёноч арралаш рамсига ҳаракат узатадиган понасимон тасмали узатма ҳисоблансин. Двигателининг қуввати $N = 55$ кВт, рамсадаги шкив диаметри $D_2 = 900$ мм; двигатель валининг бурчаги тезлиги $\omega_1 = 75$ рад/с; этакланувчи шкивнинг бурчаги тезлиги $\omega_2 = 30$ рад/с (200-расм).

Еч иш. Тасма профилини танлаймиз. Тезлик $v > 10$ м/с бўлганда $N = 55$ кВт қувват учун В ёки Г профилилар тавсия этилади (11-жадвалга қараңг). Г профилини қабул қиламиз.

Узатиш сони

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{75}{30} = 2,5$$

3. $\varepsilon = 0,02$ бўлганда кичик (этакловчи) шкивнинг диаметри

$$D_1 = \frac{D_2}{(1-\varepsilon) u} = \frac{900}{(1-0,02) 2,5} = 367 \text{ мм.}$$

12-жадвал бўйича Г-профиль учун $D_{\min} = 315$ мм ва, бинобарин, $D_1 > D_{\min}$.

ГОСТ 1284—68** бўйича $D_1 = 355$ мм қабул қиламиз. Бунда ҳақиқий узатиш сони

$$u_{\text{факт}} = \frac{D_2}{D_1 (1-\varepsilon)} = \frac{900}{355(1-0,02)} = 2,58$$

яъни берилгандан тахминан 3% фарқ қилади. Бунга иула қуйиш мумкин.

4. Марказлараро масофани тахминан қуйидагича қабул қиламиз.

$$A_{\min} = D_2 = 0,9 \text{ м.}$$

5. Тасманинг узунлиги

$$L = 2A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = 2 \cdot 0,9 + 1,57$$

$$(0,9 + 0,355) + \frac{(0,9 - 0,355)^2}{4 \cdot 0,9} = 1,8 + 1,97 + 0,0082 = 3,852 \text{ м.}$$

Гост 1284—68** бўйича Г-профиль тасманинг энг яқин ҳисобий узунлиги $L_0 = 4000$ мм. Тасманинг қабул қилинган узунлигига мувофиқ марказлараро масофага аниқлик киритамиз

$$A = A_1 + \sqrt{A_1^2 + A_2^2}$$

бу ерда

$$A_1 = \frac{1}{4} \left[L_0 - \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) \right] + \frac{1}{4} \left[4,0 - 1,57 (0,355 + 0,9) \right] = 0,507$$

$$A_2 = \frac{(D_2 - D_1)^2}{8} = \frac{(0,9 - 0,355)^2}{8} = 0,0372$$

у ҳолда

$$A = 0,507 + \sqrt{0,507^2 + 0,0372} \approx 0,977 \text{ м} = 977 \text{ мм.}$$

6. Айлана куч

$$P = \frac{N}{v} = \frac{1000 \cdot 55}{13,9} = 3950 \text{ Н.}$$

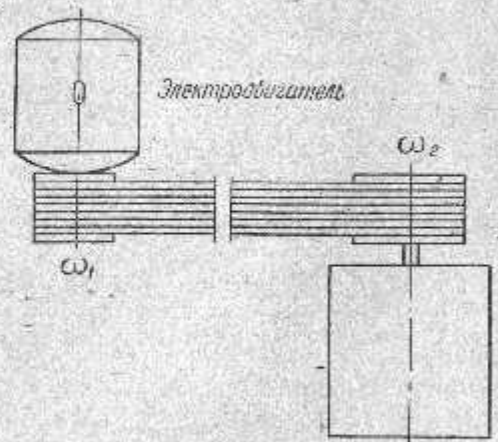
7. Тасмалар сони

$$z \geq \frac{P}{[k_{\phi}] F}$$

12-жадвал $\sigma_0 = 1,5$ Н/мм² да рухсат этилган келтирилган фойдали кучланишнинг қиймати

Кичик шкивнинг диаметри, мм	Тасма профили	k_{ϕ} , Н/мм ²	Кичик шкивнинг диаметри, мм	Тасма профили	k_{ϕ} , Н/мм ²
63	О	(1,35)	315	Г	1,67
71		1,62	355		1,93
80		1,74	400		2,16
90		1,86	450		2,24
90	А	(1,35)	450	Д	(1,32)
100		1,67	500		1,67
112		1,80	560		1,93
125		1,91	630		2,24
125	Б	(1,35)	710	Е	(1,30)
140		1,67	800		1,67
160		1,88	900		1,95
180		2,05	1000		2,24
280	В	(1,35)	—	—	—
200		1,67	—		—
224		1,89	—		—
250		2,07	—		—
280	2,24	—	—	—	

Эслатма. Қавслар ичида $\sigma_0 = 1,2$ Н/мм² га мос келадиган қийматлар кўрсатилган.



$k_f = 1,93 \text{ Н/мм}^2$ (12-жадвалга қаранг);

$$\alpha = 3,14 - \frac{D_2 - D_1}{A} = 3,14 - \frac{0,9 - 0,355}{0,977} = 2,6 \text{ рад}$$

Одди келтирилган берилганларга мувофиқ [(260) формула],

$C_1 \approx 0,93$; $C_2 = 0,94$; $C_3 = 0,8$; $[k_f] = k_f C_1 C_2 C_3 = 1,93 \cdot 0,93 \cdot 0,94 \cdot 0,8 = 1,33 \text{ Н/мм}^2$
ГОСТ 1284 — 68** бўйича

$$F = 4,76 \text{ см}^2 = 476 \text{ мм}^2$$

$$z \geq \frac{3950}{1,33 \cdot 476} \approx 6,3.$$

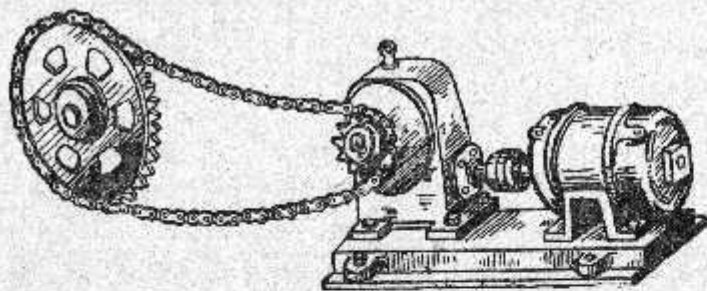
Етти тасма қабул қиламиз.

XXIV б.б. ЗАНЖИРЛИ УЗАТМАЛАР

107-§. Занжирли узатмаларнинг хусусиятлари ва ишлатилиш соҳалари

Занжирли узатма оралиқ звеноли (эгиловчан боғланишли) узатмалар қаторига киради.

Занжирли узатма (201-расм) иккита (ёки ундан ортиқ) юлдузчани — тиши махсус профилли гилдиракни қамраб олувчи чексиз занжир ёрдамида амалга оширилади. У фақат параллел валлар орасида ҳаракат узатиш учун хизмат қилади. Тасмали узатмадан фарқли ўлароқ, занжирли узатма тишли узатма сингари сирпанишсиз ишлайди.



201-расм.

Занжирли узатманинг асосий афзалликлари:

иччам;

валларга тушадиган нагрузка тасмали узатмалардагига қараганда кам;

ҳаракатни анча узоқ масофаларга (5 — 8 м гача) узатиш имкони бор;

битта занжир билан бир нечта валларга ҳаракат узатиш имкони бор (202-расм);

узатманинг ф. и. к нисбатан катта (0,98 гача).

Занжирли узатманинг камчиликлари:

шарнирлар сийлиши туфайли занжирнинг қадами катталашади (занжир чўзилади), бу эса таранглаш қурилмалари ишлатилиши талаб қилади;

унга қараб туриш (мойлаш, ростлаш, валларнинг қийшайишини бартараф қилиш) тасмали узатмалардагига нисбатан анча мураккаб;

остиқча шовқин чиқариб ишлайди.

Занжирли узатмалар металл ва ёғочга ишлов бериш станокларида, транспорт қурилмаларида ва бошқаларда кенг ишлатилади.

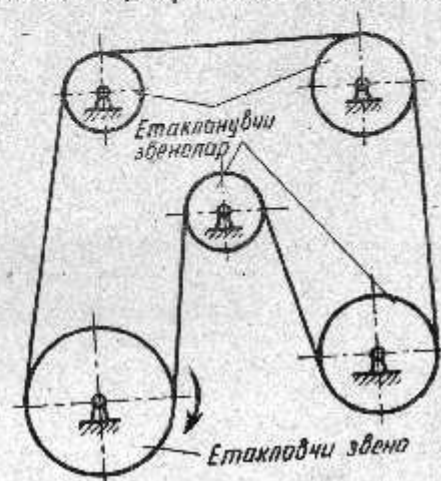
Ҳозирги занжирли узатмалардан $i < 10$ узатиш соннда, занжирнинг $v = 25$ м/с гача тезлигида ва 150 кВт гача қувватни узатишда фойдаланилади. Улар ҳам тишли узатмалар каби очик ва ёпиқ бўлади.

Машинасозликда ишлатиладиган занжирлар бажарилган ишнинг характериға қараб учта асосий гуруппага бўлинади: ҳаракатлантирувчи, юк кўтарувчи ва тортувчи занжирлар. Ҳар қайси гуруппа, ўз навбатида, конструктив белгиларига қараб турли типларга бўлинади. Қуйида фақат ҳаракатлантирувчи занжирлар кўриб чиқилади; улардан роликли, втулкали ва тишли (шовқин чиқармайдиған деб юритиладиган) занжирлар энг кўп тарқалган.

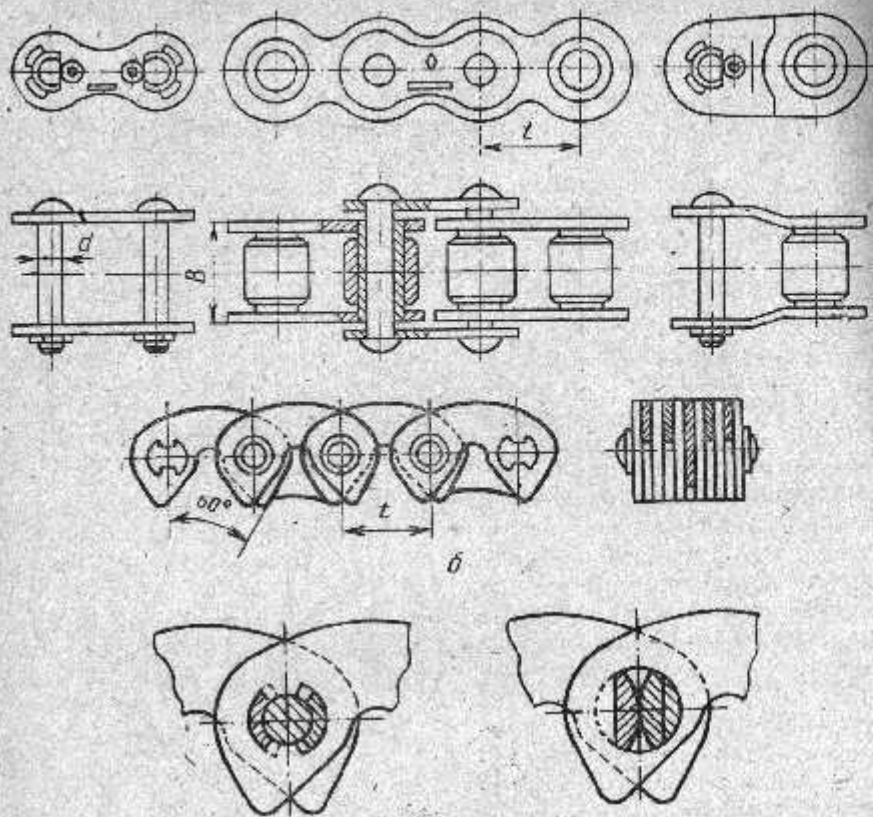
Роликли занжирлар (203-расм, а) икки қатор ички ва ташқи пластиналардан иборат. Ташқи пластиналарга ўқлар ясалган бўлиб, улар ички пластиналарга прессланган втулкалардан ўтказилган. Втулкага иш роликлари ўтказилган бўлиб, илашиш процессида юлдузча тишларида юмалайди. Втулкали занжирлар ҳам шунга ўхшаш конструкцияли, аммо роликсиз бўлади. Втулкали ва роликли занжирлар бир қаторли ва кўп қаторли бўлади. Уларнинг чегаравий тезлиги $v \leq 15$ м/с.

Тишли занжирларда юлдузчалар тишларининг профилига мос келадиган махсус профилли пластиналар бўлади (203-расм, б). Бу занжирлар ички ва ён йўналтирувчи пластиналари билан чиқарилади. Пластиналарни бириктириш характери 203-расм, в да кўрсатилган.

Ҳамма ҳаракатлантирувчи занжирлар стандартлаштирилган: роликли ва втулкали занжирлар ГОСТ 10947 — 64** бўйича, тишли занжирлар ГОСТ 13522 — 68 бўйича.



202-расм.



203- расм.

108- §. Ҳаракатлантирувчи занжирлар ва юлдузчаларни танлаш

Занжирли узатманинг узатиш сони

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

бу ерда ω_1, ω_2 ва n_1, n_2 — етакловчи ва етакланувчи валларнинг бурчагий тезлиги ва айланиш частотаси; z_1, z_2 — етакловчи ва етакланувчи юлдузчаларнинг тишлари сони.

Шу нарсани таъкидлаб ўтиш зарурки, занжирли узатманинг узатиш сони етакловчи юлдузчанинг бир айланишида ўзгармасдан қолмайди, бу эса ўз навбатида етакланувчи юлдузча бурчагий тезлигининг ўзгариб туришига олиб келади. Занжирли узатманинг фақат ўртача узатиш сони ўзгармас.

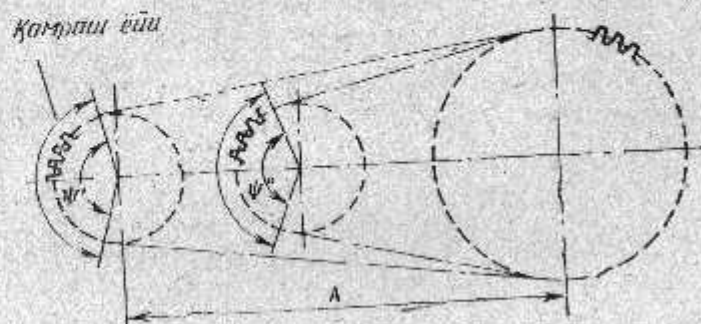
Қамраш бурчаги ортиши билан юлдузчанинг занжир билан илашишда бўлган тишлари сони ортади (204- расм).

Занжирнинг асосий ўлчами унинг қадами t бўлиб, уни занжирнинг сйилишга чидамлигини ҳисоблашдан, яъни занжир шарнирларидаги босимнинг катталиги бўйича аниқланади. Қадам (миллиметр ҳисобида) қуйидаги формулалар ёрдамида тахминан аниқланади:

роликли ва втулкали занжирлар учун

$$t = 2,8 \sqrt[3]{\frac{M_1 k}{z_1 [\rho] m}} \quad (261)$$

Ψ қамраш бурчаги



204- расм.

ташди занжирлар учун

$$t = 3,3 \sqrt[3]{\frac{M_1 k}{z_1 [\rho] \psi_1}} \quad (262)$$

бу ерда M_1 — кичик юлдузчадаги айлантуруви момент, Н·мм; k — нарузка коэффиценти; z_1 — кичик юлдузчанинг тишлари сони; $[\rho]$ — шарнирлардаги рухсат этилган босим (13- жадвал), Н/мм²; m — занжир қаторлари сони; $\psi_1 = \frac{b}{t}$ занжир энининг коэффиценти (b — занжирнинг эни).

Қадамнинг ҳосил қилинган катталигини энг яқин стандарт қийматигача яхлитлаш зарур.

Узатманинг марказлараро масофаси A ни $A = (30 + 50)t$ атрофида танланади; максимал марказлараро масофа

$$A_{\max} = 80t.$$

Занжир звенолари сони (занжирнинг қадамлар ҳисо-

13- жадвал. Шарнирларда рухсат этилган босимнинг қийматлари

Катта юлдузчанинг эни, мм	Занжирнинг қадами t мм) $[\rho]$, Н/мм ²					
	12-15,87		19,05-25,4		30-38,1	
	1	2	1	2	1	2
50	34,3	19,6	34,3	19,6	34,3	19,6
200	30,9	17,6	29,4	16,7	28,1	16,1
400	28,1	16,1	25,7	14,7	23,7	13,7
800	23,7	13,7	20,6	11,8	18,1	10,3

Эслатма. 1 — $[\rho]$ нинг втулка-роликли занжирлар учун қиймати ($z_1 = 15 + 30$); 2 — $[\rho]$ нинг ташди занжирлар учун қиймати ($z_1 = 17 + 35$).

бида ифодаланган узунлиги) қуйидаги ифодадан аниқланади

$$L_1 = 2 \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A} \quad (263)$$

Юлдузчанинг тишлари сови қанча кам бўлса, занжир шунча кўп ейлади, чунки бунда шарнирнинг бурилиш бурчаги ортади. Юлдузчанинг энг кам тишлари сонини роликли втулкали занжирлар учун $z_{\min} = 13$ қилиб ва тишли занжирлар учун $z_{\min} = 17$ қилиб олиш тавсия этилади. Одатда, тишлар сови z_{\min} дан 1,5 — 2 марта ортиқ бўлган (узатиш сонига қараб) юлдузчалар қабул қилинади.

Қадам аниқланган, бурчагий тезлик ω_1 нинг рухсат этилган чегаравий $[\omega_{1\max}]$ дан ортиб кетмаганлиги текширилади (14-жадвал).

Танланган занжирнинг ейилишга чидамлилиги қуйидаги формула ёрдамида текширилади:

$$p = \frac{P_k}{F} \leq [p]. \quad (264)$$

Нагрузка коэффициентини k учта коэффициентнинг кўпайтмасига тенг

$$k = k_1 k_2 k_3.$$

Коэффициент $k_1 = 1 + 1,4$ нагрузка характериини, $k_2 = 1 + 1,5$ мойлаш усулининг таъсириини, $k_3 = 1 + 1,45$ иш давомийлигини (бир, икки ва уч сменали) ҳисобга олади.

Шарнир таянч сиртининг проекцияси: втулка-роликли занжир учун

$$F = md(c - 2s);$$

тишли занжирлар учун

$$F = 0,76 db,$$

бу ерда d — шарнир ўқининг диаметри; c — занжир ички пластиналари орасидаги масофа; s — пластинанинг қалинлиги; b — занжирнинг эни

Шундан кейин ҳақиқий мустақкамлик запаси коэффициентини аниқланади ва уни рухсат этилган қиймати билан таққосланади

$$n = \frac{Q}{P_0} \geq [n], \quad (265)$$

бу ерда Q — емирувчи нагрузка; P_0 — занжирнинг етакловчи шахобчасидаги ҳисобий куч

$$P_0 = P_k + P_{\text{ин}} + P_f, \quad (266)$$

P — айлана куч; $P_{\text{ин}}$ — марказдан қочма инерция кучлари таъсирида ҳосил бўладиган таранглик; $P_{\text{ин}} = \frac{q}{g} v^2$; q — 1 м занжир-

нинг оғирлиги; g — оғирлик кучи тезланиши; v — занжирнинг тезлиги, м/с;

$$v = \frac{z_1 t \omega_1}{2\pi};$$

P_f — занжирнинг солқиланишидан ҳосил бўладиган таранглик;

$$P_f = k_f q A;$$

k_f — занжирли узатманинг жойлашувининг таъсириини ҳисобга олувчи коэффициентини; горизонтга қиялик бурчаги $\gamma < 40^\circ$ бўлганда $k_f = 2 - 6$; $\gamma > 40^\circ$ бўлганда $k_f = 1 + 1,5$; A — юлдузча ўқлари орасидаги масофа.

Занжирнинг узок муддат хизмат қилиши мойлашнинг рационал ташкил этилишига боғлиқ. Занжир шарнирлари етарлича мойланмаганида ишқаланиш туфайли занжир тез ейлади (сийқаланади) ва чўзилади.

Тўғри монтаж қилинган узатмаларнинг ф. и. к. 0,96 — 0,97 атрофида ўзгариб туради.

XXV Б.О.Б. ҚАЙТАР-ИЛГАРИЛАНМА ВА ТЕБРАНМА ҲАРАКАТ МЕХАНИЗМЛАРИ

109-§. Кривошип-шатунли механизм

Ҳозирги асбоблар ва машиналарда ричагли механизмлар деб юритиладиган механизмлар ва биринчи навбатда кривошип-шатунли механизм (205-расм) кенг тарқалди, бу механизм стойка 1, кривошип 2, шатун 3 ва йўналтирувчи 5 да ҳаракатланувчи ползун 4 дан иборат.

Кривошип-шатунли механизм кривошипнинг айланма ҳаракатини ползуннинг қайтар-илгариланма тўғри чизиқли ҳаракатига айлантириш учун хизмат қилади. Аксинча, ползун етакчи эвено бўлганида ползуннинг қайтар-илгариланма тўғри чизиқли ҳаракати кривошипнинг ва у билан боғланган валнинг айланма ҳаракатига айланади.

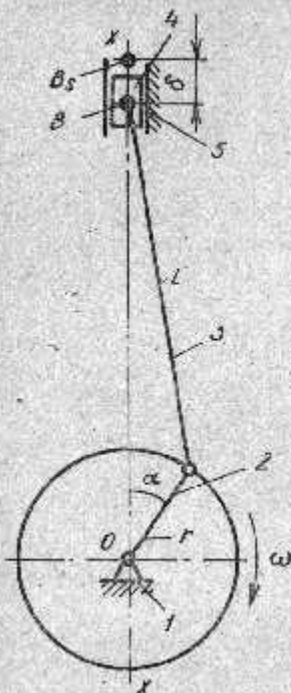
Кривошип-шатунли механизмлар поршенли двигателларда, компрессорларда, прессларда, насослар ва шу қабилада кенг ишлатилади.

Агар шарнирнинг маркази B ҳаракатланадиган xx тўғри чизиқ кривошипнинг айланиш ўқи O орқали ўтса, у ҳолда механизм *марказий* механизм деб юритилади. Агар бу тўғри чизиқ O нуқтадан ўтмаса, у ҳолда ҳосил бўлган кривошип-шатунли механизм *дезаксиал* ёки *номарказий* механизм деб юритилади.

Баъзи ҳолларда кривошип-шатунли механизм ползуннинг силжиши, тезлиги ва тезланишининг кривошип бурилиш бурчагига боғлиқлигининг аналитик ифодасини топиш керак бўлади (205-расм).

Бу боғланишни келтириб чиқармасдан унинг учун тақрибий формулаларни келтираемиз:

Тишлар сови	Қадм t да (ω_1) [rad/s]		
	12	19,05	30
Роликли ва втулкали занжирлар учун			
15	2300	1350	1100
23	2500	1500	1100
30	2500	1550	1100
Тишли занжирлар учун			
17—35	8300	2200	1300



205-расм.

ползуннинг силжиши
 $s \approx r(1 - \cos\alpha);$ (267)

ползуннинг тезлиги
 $v \approx \omega r \sin\alpha;$ (268)

ползуннинг тезланиши
 $a \approx \omega^2 r \cos\alpha$ (269)

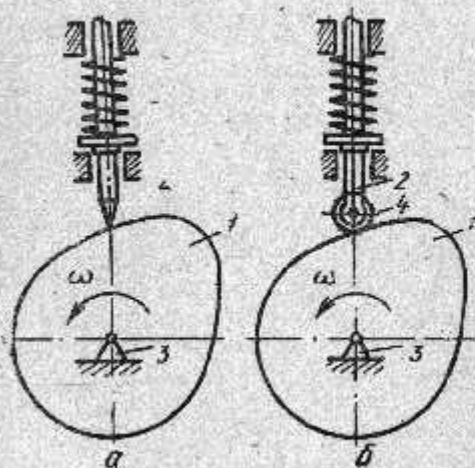
110-§. Кулачокли механизмлар

Етакланувчи звенонинг силжиши, тезлиги ва тезланиши олдиндан берилган қонун бўйича ўзгариши керак бўлган ҳолларда, чунончи, етакловчи звенонинг узлуксиз ҳаракатида етакланувчи звенонинг даврий равишда тўхташи зарур бўлган ҳолларда кулачокли механизмлар ишлатилади.

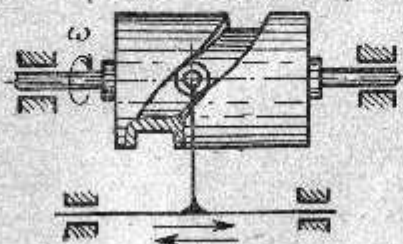
Кулачокли механизмлар, кўпинча, учта звенодан (206-расм, а): кулачок 1, толкатель 2 ва стойка 3 дан тузилади. 206-расм, б да тўрт звеноли кулачокли механизм кўрсатилган (тўртинчи звено — ролик 4).

Кулачокли механизмлар текис ва фазовий механизмларга бўлинади. Кулачоги ва толкатели битта ёки параллел

текисликларда ҳаракат қиладиган механизмлар текис кулачокли механизмлар деб, кулачоги ва толкатели нопараллел текисликларда ҳаракатланадиган механизмлар фазовий кулачокли механизмлар деб аталади. 207-расмда фазовий цилиндрик кулачокли механизмнинг схемаси (ёни сиртидаги профили пазни билан) кўрсатилган.



206-расм.



207-расм.

Кулачокнинг бардошлилигини ошириш учун у иш юзаси юқори қаттиқликда бўлган юқори сифатли пўлатдан тайёрланади. Ишқаланиш ва ейилишчи камаййтириш мақсадида толкателга ролик ўрнатилади, ролик ўқла айланади ва кулачокнинг иш сиртида сирпанишсиз юмалайди (206-расм, б).

Кулачокли механизмларда звенолар ейилишидан ташқари, уларнинг яна бир камчилиги звенолар орасида доимий тегишиб туришликни таъминлаш зарурлигидир. Кулачокли механизмнинг иш процессида толкателнинг иш сиртини кулачокдан ажратишга йўналган катта кучлар, асосан, инерция кучлари ҳосил бўлиши мумкин. Бу кучларга қаршилик кўрсатиш учун кинематик занжирнинг ё геометрик (кинематик) ёки куч таъсирида туташуви қўлланилади.

Геометрик (кинематик) туташув 208-расмда кўрсатилган пазли кулачоги бор механизмда қўлланилган. Расмда толкатель илгариланма ҳаракатланади. Кулачок айланганида толкателнинг ролиги кулачокда ўйилган пазнинг ён томонларига тегади. Паз кулачокнинг икки иш профилини ҳосил қилади, бу профиллар толкатель ролигини ҳар икки йўналишда силжитади.

Куч таъсирида туташишда толкатель барча вазиятларда кулачокка куч билан босилиб туради, бу куч толкателни кулачокдан ажратишга иштиловчи кучдан катта бўлади. Туташтирувчи куч кўп ҳолларда пружина билан ҳосил қилинади (206-расмга қаранг).

Кулачок профилини тайёрлашнинг мураккаблиги кулачокли механизмларнинг камчиликларидан биридир, ҳолбуки кулачок профилидан айниқса, тезюзар узатиш механизмлари учун, катта аниқлик талаб этилади.

Толкатель даврий равишда тўхтаб-тўхтаб ҳаракат қилиши зарур бўлган ҳолларда кулачок профилининг бу даврларга тўғри келадиган участкалари кулачокнинг айланиш марказидан ўтказилган айлана ёйлари билан чизилган бўлиши керак.

XXVI БОБ. УЗЛУКЛИ БИР ТОМОНЛАМА ҲАРАКАТ ҚИЛАДИГАН МЕХАНИЗМЛАР

111-§. Храповикли механизмлар

Узлукли бир томонлама ҳаракат кўпинча храповикли ва малъта механизмлари ёрдамида амалга оширилади.

Храповикли механизмлар турли станокларда асбобни ва ишланадиган материални суриш ҳаракатларини бажариш учун ишлатилади. Бундан ташқари, улардан тесқари юришга тўсқинлик қилувчи тормоз қурилмалари сифатида фойдаланилади. Масалан, храповикли механизм юк кўтариш чигирларида кўтарилган юкнинг тушиб кетишига йўл қўймайди.

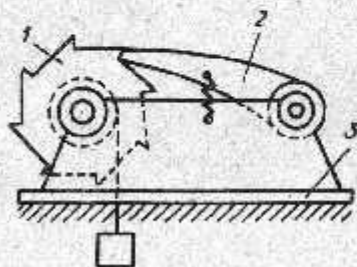


208-расм.

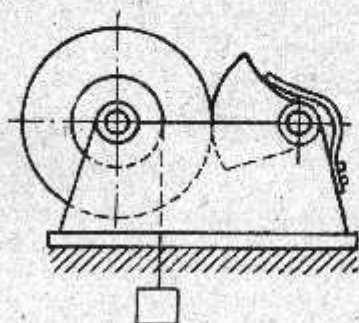
Храповикли механизмининг асоси храповикли жуфтдир (209-расм), у храповик деб аталувчи тўхтатиладиган звено 1 ва собачка ёки лўкидон деб аталадиган тўхтатувчи звено 2 дан иборат. Бу икки звенони стойка 3 билан туташтириб, храповикли механизм ҳосил қиламиз.

Храповикли механизмлар икки асосий классга бўлинади:

1. Храповик собачка билан фақат бир йўналишда тўхтатиладиган, бошқа йўналишда эса собачкани кўтариб ҳаракат қила оладиган механизмлар. Бу классга ўткир тишли храповиклари бор механизмлар киради (209-расм).



209-расм.



210-расм.

2. Храповик икки йўналишда тўхтатиладиган механизмлар. Бу классга симметрик тишли храповиклари бор механизмлар киради. Бундай храповикнинг ишлаши қарама-қарши томонга қараб ишлаётган икки храповикли механизмнинг ишлашига мос келади.

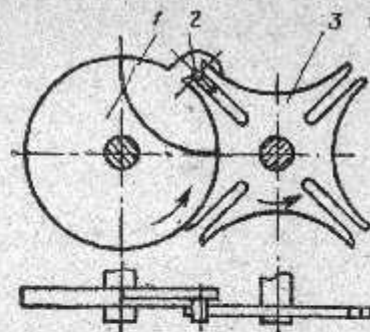
Фрикцион храповикли механизмлар кенг тарқалган. Уларни қадами чексиз кичик бўлган тишли механизмлар деб қараш мумкин. 210-расмда кулачокли фрикцион храповикли механизм тасвирланган.

112-§. Мальта механизмлари

Мальта механизмлари (211-расм) етакчи звено 1 нинг узлуксиз айланма ҳаракатини етакланувчи звено 3 нинг узлуклики ҳаракатига айлантириш учун ишлатилади. Етакловчи звено 1 га маҳкамланган бармоқ 2 етакловчи звено (крест 3) нинг ўйиқларига кетма-кет киради. Расмда крест 3 нинг ҳаракатлана бошлаган пайти кўрсатилган. Бармоқ 2 ўйиқнинг бошланишида турибди. Звено 1 соат стрелкаси юриши бўйича айланганида бармоқ ўйиқ ичига кириб, крестнинг айланмиш ўқиға яқинлаша боради, сўнгра ўқдан узоқлаша бошлайди ва ўйиқдан чиқади. Бармоқ ўйиққа ҳаракатланганида крест бурилади, бармоқ ўйиқдан чиққанидан кейин эса тўхтайдди. Бармоқ айланмишини давом эттириб, бирор вақтдан кейин крестнинг навбатдаси ўйиғига киради ва крестнинг ҳаракати яна тўқорланади. Агар крестла, 211-расмда кўрсатилганидек, тўртта ўйиқ бўлса, у ҳолда бармоқ

бир марта айланганида крест чорак марта бурилади. Крест тўхтаб турганида ўз-ўзидан бурилиб кетмаслиги учун ўйиқлар орасидаги юза ботиқ қилинади, етакловчи дискнинг юзаси эса қавариқ қилинади.

Мальта механизмлари крестнинг ўйиқларини учта, тўртта, бешта, олтига ва саккизга қилиб тайёрланади, бу эса етакловчи звено бир марта тўла айланганида етакланувчи звенонинг $\frac{1}{3}$, $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{5}$, $\frac{1}{6}$ ва $\frac{1}{8}$ айланмишига мос келади.



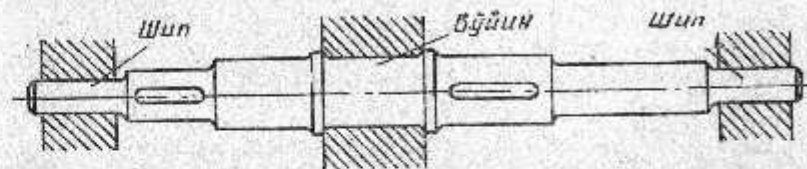
211-расм.

XXVII БОБ. ВАЛЛАР ВА ЎҚЛАР. ТАЯНЧЛАР ВА МУФТАЛАР

113-§. Ўқлар ва валларнинг конструктив шакллари

Айланувчи қисмлар (шкивлар, тишли гилдирақлар ва ҳоказолар) ўтқазилган деталлар ўқлар ёки валлар деб аталади. Ўқлар ва валлар бир-биридан ишлаш шароити билан фарқ қилади. Айланувчи қисмларни ўзида олиб юривчи ўқлар моментлар узатмайди ва фақат эгилиш таъсирида бўлади, валлар, ўқлар каби, деталларни тутиб туриши билан бирга, момент узатади ва фақат эгилишга эмас, балки бурилишга ҳам ишлайди.

Ўқлар ва валлар, узатмаларнинг деталларини тутиб туриши билан бирга, ўз навбатида ўзлари ҳам қўзғалмас таянч қисмларга—подшипниклар ва товон ретиларига таяниб туради. Ўқлар ва валларнинг таянчда ётувчи участкалари шип деб, оралиқ цапфалар эса бўйин деб аталади (212).



212-расм.

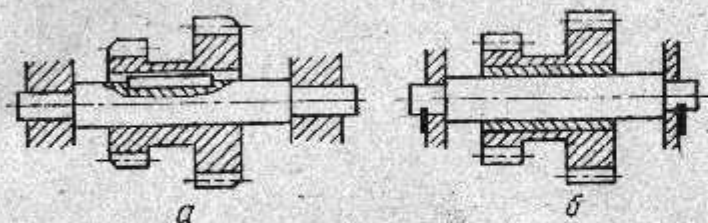
Вал ёки ўқнинг қўзғалмас таянчга тиралиб турадиган ва ўқ бўйлаб йўналишда силжишга қаршилик қиладиган торец қисми (ёки чиққиғи) товон деб аталади. Товонлар текис, шарсимон ёки конус шаклида бўлиши мумкин.

Ўқлар конструкцияси бўйича икки асосий гурппага бўлинади: таянчларда ўзига ўтқазилган деталлар билан айланувчи ўқлар (213-расм, а);

ўзида айланадиган деталларга таянч бўлиб хизмат қиладиган қўзғалмас ўқлар (213-расм, б).

Валлар конструкцияси бўйича ўқи тўғри чизиқли яхлит ва ичи ковак (212-расмга қаранг), тирсақли (214-расм, *a* ва *b*), геометрик ўқининг шакли ўзгарувчан (эгиловчан симли — 214-расм, *b* ва шарнирли 214-расм, *z*) бўлади.

Ўқлар ва валлар, одатда, турли диаметрли бир қанча цилиндрик участкалардан иборат стерженьлар тарзида конструкция қилинади.



213-расм.

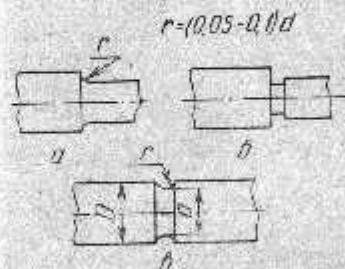
Ўқлар ва валлар уларга ўтказиладиган узатма деталлари билан шпонка, шлица ва ҳоказолар ёрдамида бириктирилади. Шу мақсадда валда шпонка ариқчалари ёки шлицлар ясалади. Валга ўтказиладиган деталлар ўқ бўйлаб силжишдан махсус ўрнатиш ҳалқалари, поғасимон шпонкалар (камдан-кам), тирак втулкалар ёрдамида, шунингдек, валдаги чиқиқ ва поғоналар туфайли



215-расм.

216-расм.

таъсирида бўлгани туфайли, айниқса хавфлидир. Агар галтелларни эллипс ёки ёки икки турли радиусли ёй ёрдамида ясалса, кучланишлар концентрациясини янада кўпроқ камайтириш мумкин. Вал (ўқ)нинг бир диаметрдан иккинчи диаметрга ўтишини 215-расм, *b* да кўрсатилгандек қилиб ясаш иорационал ҳисобланади, чунки виточка кучланишлар кўп тўпланадиган жойдир. Агар виточка юмалоқлантирилса, унинг таъсирини бироз камайтириш мумкин (215-расм, *b*).



Мустақкамликни ошириш учун вал учун умуман ҳажмий ва ейиладиган цапфалар учун юзаки —

валларга ҳажмий (яхлит ёки маҳаллий) ёки юзаки термик ишлов берилади.

Узун валлар улама қилиб ясалади. Вал ёки ўқни енгиллаштириш учун баъзан улар ичи ковак қилиб ясалади. Ўқ ва валлар Ст 5 (термик ишловсиз), 35, 40, 45 (термик ишлов берилган) маркали углеродли ҳамда 40 X, 30 XГТ ва бошқа маркали легирланган пўлатлардан ясалади.

Шиндаги битта ёки иккита бурт (чиқиқ) тегишлича битта ёки икки йўналишда таъсир қилувчи кичик ўқий нарузкаларни қабул қилиш учун мўлжалланган.

216-расмда вал бўйинлари кўрсатилган. Бўйинларнинг диаметрини қўшни участкаларнинг диаметрига нисбатан кичик қилиб олишга йўл қўйилмайди, чунки унинг кўндаланг кесимларида валнинг қўшни участкаларидагидан кам бўлмаган буровчи ва эгувчи моментлар ҳосил бўлади. Шу сабабдан ўқий кучлар бўлмаганида бўйин текис вал диаметри билан бир хил қилинади. Вални ўқ бўйлаб силжишдан тутиб туриш зарурати бўлганда валнинг қолган участкалари диаметрдан кичик бўлмаган диаметри бўйинда буртлар (чиқиқлар) қилинади.

Ўқлар ва валлар эгилишга ёки эгилиш ва бурилишга ишлайдиган доиравий кўндаланг кесимли бруслар сингари (IX ва X бобларга қаранг) мустақкамликка ва бикрликка ҳисобланади.

114-§. Шпонкали ва тишли (шлицли) бирикмалар

Вал билан унга ўтказиладиган деталь — тишли гилдирак, шкиф, муфта — орасига уларни ўзаро бириктириш ва айлантирувчи моментни валдан деталга ёки деталдан валга узатиш учун киритиладиган поғасимон ёки призматик пўлат стержень шпонка деб аталади.

тутиб турилади. Вални йиғиш қулай бўлиши учун поғонали қилиб ясашга тўғри келади, шундай қилинганда детални ўзидан олдинги вал участкаси ўтказиладиган жойдан куч билан олиб ўтишга тўғри келмайди.

Валнинг турли диаметрли участкаларини иложи борича катта радиусли ёй билан ясалган равои ўтишли (галтелли) қилиб туташтирилгани маъқул (215-расм, *a*). Шу тарзда ўтиш жойида кучланишлар концентрацияси анча камайтирилади, кучланишлар концентрацияси вал ҳамда айланаётган ўқ ўзгарувчан нарузка

Шпонкалар икки асосий группага бўлинади: зўриқтирилган бирикмалар ҳосил қиладиган *понасимон* (қияликли) шпонкалар;

зўриқтирилмаган бирикмалар ҳосил қиладиган *призматик* (қияликсиз) шпонкалар.

Монтаж қилиш процессида, яъни ташқи кучлар қўйилганига қадар деталларда кучларнинг ҳосил бўладиган бирикмалар *зўриқтирилган* бирикмалар деб аталади.

Юқориги ёғи 1:100 қияликда бўлган *понасимон шпонка* вал билан деталь орасига болга ёки босқон ёрдамида уриб киритилади, шунинг натижасида зўриқтирилган бирикма ҳосил қилинади. Бундай шпонкалар *қоқма* шпонкалар деб аталади. Шунингдек, қўйма понасимон шпонкалар ҳам ишлатилади; бундай шпонка вал назига қўйилади, кейин шкив, занжир юлдузчаси ва бошқалар пресслаб киритилади.

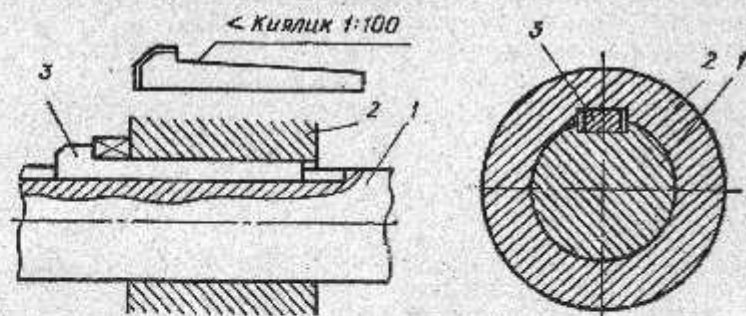
Понасимон шпонкаларга *уйиққа жойлаштириладиган, лискада ўрнатиладиган ва фрикцион* шпонкалар киради. Уйиққа жойлаштириладиган понасимон шпонкалар 3 учун деталь 2 да ҳам, вал 1 да ҳам ариқчалар ясалади (217-расм). Лискада ўрнатиладиган понасимон шпонкалар ишлатилганда фақат деталда ариқча ясалади, валда эса текис — лиска қилинади (218-расм, а); понасимон фрикцион шпонкалар ишлатилганда валда лиска қилинмайди (218-расм, б).

Торецларининг шаклига қараб, *каллакли ва каллаксиз* понасимон шпонкалар бўлади. Каллакли, пони ёрдамида, қисмларга ажратишда шпонкани уриб чиқаришда фойдаланилади. Айланадиган валдаги шпонка каллаги бахтсиз ҳодисаларнинг олдини олиш учун устидан беркитиб қўйилиши керак. Понасимон шпонкаларда иш ёқлари бўлиб кенг ёқлар ҳисобланади; ён ёқлар бўйлаб завор бўлади.

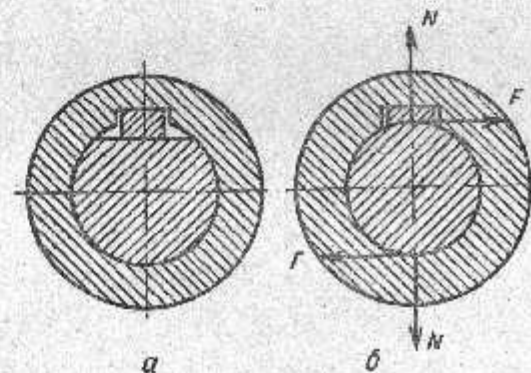
Деталларни понасимон шпонкалар ёрдамида бириктиришнинг асосий камчилиги — ўтқазиладиган деталь ўқининг вал ўқига нисбатан радиал силжиши мавжудлигидир, бу ҳол қўшимча тепишни юзага келтиради. Шунинг учун улар камдан-кам — асосан, аниқлиги ласт секни юрар узатмалардагина ишлатилади.

Призматик шпонкаларда қиялик бўлмайди. Улар валдаги пазга қўйилади (219-расм, а). Бундай шпонкалар детални ўқ бўйлаб силжишидан тўтиб тура олмайди, шу мақсадда валдаги занлечиклар, ўрнатиш ҳалқалари, стопор винтлар ва ҳоказолардан фойдаланилади. Призматик шпонкалар қўзғалмас ва қўзғалувчан шпонкали бирикмаларда ишлатилади. Кейинги ҳолда шпонка валга вунт билан маҳкамлаб қўйилади (219-расм, б); бундай шпонка *ўнналтирувчи* шпонка деб аталади. Торецларининг шаклига қараб, юмалоқланган ва текис торецли призматик шпонкалар бўлади.

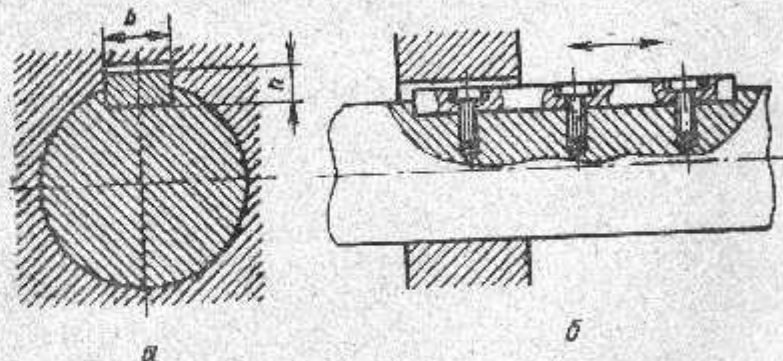
Айтиб ўтилган шпонкалардан ташқари, сегментсимон, тангенциал ва махус конструкцияли шпонкалар кенг тарқалган. *Сегментсимон шпонка* (220-расм) юмалоқланган томони билан валда фрезалаб ясалган мос шаклдаги пазга қўйилган сегмент-



217-расм.



218-расм.

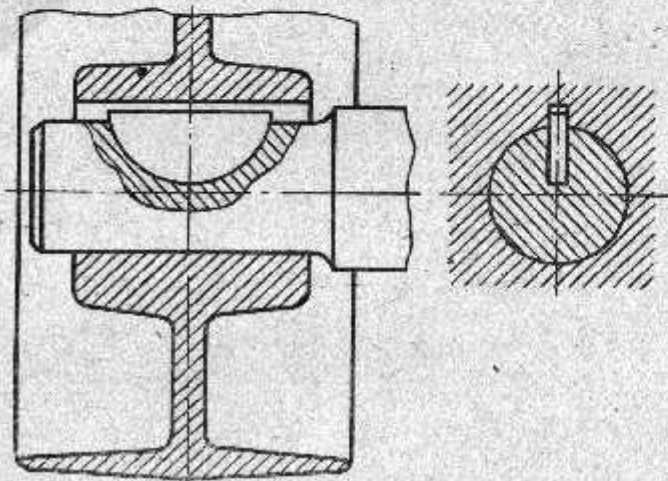


219-расм.

симон пластинкадан иборат. Бу шпонкалар йиғишда ва ажратишда қулай; тайёрланиши оддий, ammo кичик айлантурувчи моментлардаги ва ишлатса бўлади.

Понасимон шпонкалардан фарқли ўлароқ, призматик шпонкаларда иш ёқлари бўлиб энсиз ёқлар ҳисобланади.

Шпонкаларнинг ўлчамлари маълум бир айлантурувчи момент узатишни таъминлаши керак. Валининг ўлчамлари ҳам узатиладиган моментга боғлиқ, шунинг учун шпонкалар кесимларининг ўлчами ва валларнинг диаметрлари мослаштирилган бўлиши лозим. Ўйиққа ўриштиладиган понасимон шпонкалар, призматик ва сегментсимон шпонкалар стандарташтирилган.



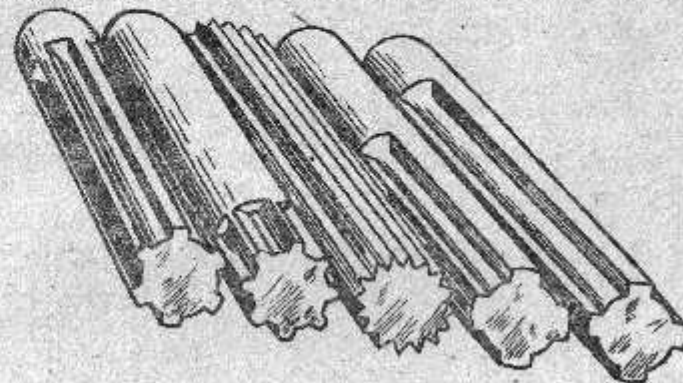
220-расм.

Шундай қилиб, валининг диаметри берилган бўлса, шпонка кесимининг ўлчамлари ГОСТ 8791 — 68** бўйича (понасимон шпонкалар), ГОСТ 8788 — 68** бўйича (призматик шпонкалар), ГОСТ 8794 — 68** бўйича (сегментсимон шпонкалар) аниқланади. Шундан сўнг уларнинг мустаҳкамлиги текширилади. Шпонканинг узунлиги, одатда, $l \leq 1,5d$ га тенг қилиб (d — вал диаметри), лекин вал билан бириктириладиган деталь гупчагининг узунлигидан кам қилиб олинади.

Шпонкалар мустаҳкамлик чегараси (вақтли қаршилиги) $\sigma_b \geq 500 \text{ Н/мм}^2$ бўлган пўлатлардан (пўлат 45 ва бошқалардан) тайёрланади.

Шпонкалар учун ўйилган ариқчалар валларни анча заифлаштиради, чунки улар катта кучланиш концентрациялари ҳосил қилади. Кучланишлар концентрациясини камайтириш, шунингдек, валда детални марказлаштиришни яхшилаш ва шпонкада бирикмада эзувчи кучланишни камайтириш учун (бу айниқса қўзғалувчи бирикмалар учун муҳим) деталларни вал билан шлицали (ёки тишли) бириктиришдан фойдаланилади. Бундай бириктириш тури кейинги вақтларда кенг тарқалди.

Тишли бириктириш валдаги чиқиқлар ва ўтқазиладиган валдаги шуларга мос ўйиқлар ёрдамида ҳосил қилинади. Вал ва тешикли деталь шлицаларнинг ён сиртлари ёки цилиндрик сиртларининг участкалари (шлицаларнинг ички ва ташқи диаметри бўйича) бир-бирига жипс тегиб турадиган қилиб ишланади. Тегишли ички ёки ташқи диаметр бўйича марказлаштириладиган шлицали бирикмалар бўлади. Марказловчи бўлиб ҳисобланмайдиган цилиндрик сиртлар орасида вазор қолдирилади.



221-расм.

Чиқиқлар ва ўйиқлар шаклига қараб: ГОСТ 1139 — 58 га кўра ташқи ва ички диаметри бўйича марказлаштириладиган тўғри ёни бирикмалар, шунингдек, ён сиртлари бўйича марказлаштириладиган тўрт, олти, саккиз ёки ўн шлицали бирикмалар бўлади; эвольвентсимон шлицали бирикмалар бўлади, уларда шлицаларнинг ён сиртлари эвольвента бўйича ясалган бўлади. Шлицали валларнинг умумий кўриниши турли тилдаги шлицалар билан 221-расмда кўрсатилган.

115-§. Сирпаниш подшипниклари

Ўқ ва валларни уларга ўтқазилган деталлар билан тутиб туриш ва уларга таъсир қиладиган кучларни қабул қилиш учун махсус таянчлар: радиал кучлар билан юкланадиган подшипниклар ва ўқий кучлар билан юкланадиган товон остилар хизмат қилади. Иш элементларининг ишқаланиш характерига қараб таянчлар сирпаниш таянчларига ва думалаш таянчларига (шарикли ва роликли подшипникларга) бўлинади. Таянч турини танлаш жуда кўп конструктив ва эксплуатацион факторларга боғлиқ. Улардан баъзиларини кўрсатиб ўтамиз.

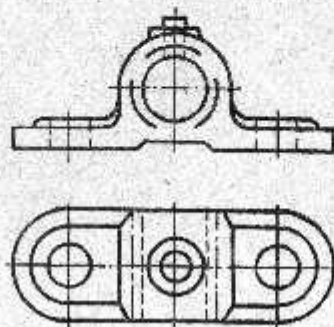
Думалаш таянчларида ишқаланишга кетадиган исроф сирпаниш таянчларидагига қараганда кам. Думалаш таянчларидаги ейилиш ҳисобга олмаслик даражада кам. Сирпаниш таянчларида суоқликли ишқаланиш ҳосил қилинса, улардаги ишқаланишга

кетадиган исрофийи думалаш таянчларидаги исрофга тенглаштириш мумкин, ammo бу ишни ҳамма вақт қилиб бўлмайди.

Сирпаниш подшипниклари ҳозирги машинасозликда думалаш подшипникларидан анча кам ишлатилади. Ammo шундай соҳалар борки, улардан фойдаланиш маъқулроқ ҳисобланади, масалан, ўта оғир валлар учун подшипниклар (булар учун думалаш подшипниклари тайёрланмайди), зарбий ёки вибрацион нагрузка таъсир этадиган подшипниклар, ажраладиган подшипникларга (тирсакли валлар учун) зарурат тугилганда ва ҳоказо ҳолларда.

Сирпаниш подшипниги икки асосий элементдан: *корпус* ва *вкладышдан* иборат.

Таянчнинг иш элементи ҳисобланган вкладыш корпусга нисбатан кўзгалмас, кўзгалувчан ва ўз-ўзидан ўрнатилувчи бўлиши мумкин; вкладышларнинг тури цапфа узунлиги l нинг диаметри d га нисбати, яъни $\varphi = l/d$ га ва айни цапфанинг ишлаш шароитига қараб танланади. Бевосита станина бобишқасида ёки машина рамасида йўналган цилиндрлик тешикдан иборат ажралмайдиган подшипник энг оддий подшипникдир.



222-рasm.

Ёпиқ, ажралмайдиган, ammo алоҳида тайёрланган ва станина билан болтлар ёрдамида бириктириладиган подшипниклар ҳам анча қулай (масалан, 222-рasm). Бундай типдаги подшипниклар вкладышли қилиб ва вкладышсиз тайёрланади. Вкладышлар тешикка прессланган (чўян, бронза, ёғочли пластика ёки бошқа антифрикцион материалдан ясалган) втулкадан иборат. Кўпинча металл вкладышлар устига антифрикцион қотинима (баббит ва бошқалар) юпқа қатлам ҳосил қилиб қўйилади. Подшипник корпуси одатда чўяндан қўйиб ясалади.

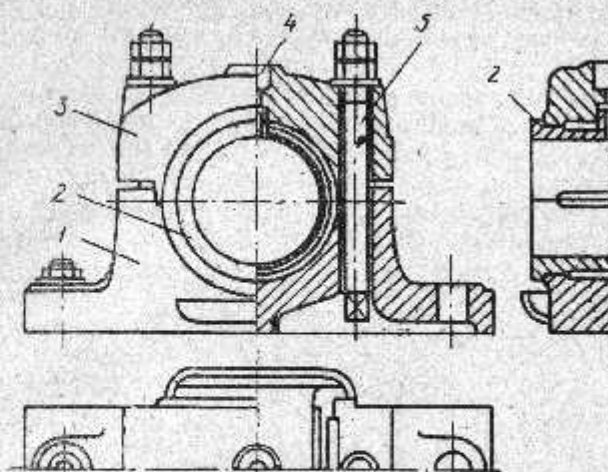
Бундай типдаги таянчнинг камчилиги — тешикнинг иш сиртлари ейилганда бир қисмини иккинчи яқинлаштириш йўли билан бу ейилишнинг ўрнини тўлдиришнинг (компенсация қилишнинг) иложи йўқлигидир.

Ажралмайдиган подшипниклар бир қанча типларга бўлинади: энгсиз, энли, фланецли, уяли.

Ажралмайдиган сирпаниш таянчларидан нисбатан бикр ўқ ва валлар учун фойдаланиш мумкин.

223-рasmда ажраладиган подшипник кўрсатилган. Бу группа подшипниклари корпус 1, қиқма вкладыш 2, қопқоқ 3 ва болтлар 5 дан иборат. Вкладыш корпус ва қопқоққа нисбатан кўзгалмас.

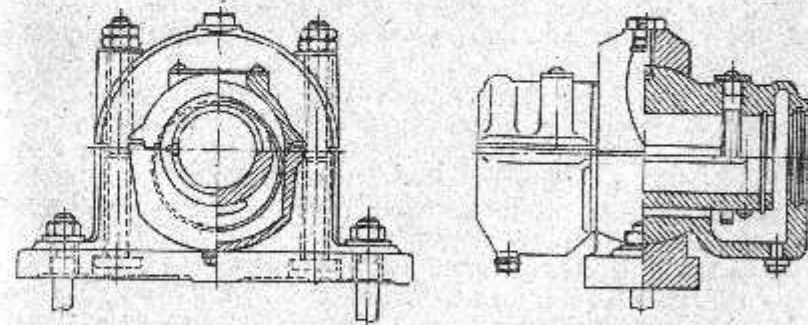
Мой ишқаланувчи сиртларга қопқоқдаги тешик орқали мой резервуар-мойдон 4 дан тушади. Вкладышнинг ейилиши қопқоқни вкладышнинг иқоридаги қисми билан биргаликда сириб тортиш йўли билан компенсация қилинади. Вкладыш жуда ейилиб кетганда янгиси билан алмаштирилади.



223-рasm.

Цапфалар нисбатан узун бўлганида ($\varphi = l/d > 1,5$) нагрузка кўзгалмас вкладыш узунлиги бўйлаб бир текис тақсимланмайди, бу эса вкладышнинг торецлари ёнида интенсив ейилишга олиб келади. Бунга сабаб шуки, валнинг нагрузка таъсирида деформацияланиши натижасида цапфа ўқининг оғишига вкладыш мослаша олмайди. Бундай ҳолларда ўз-ўзидан ўринлашувчи вкладышлар ишлатиш зарур (224-рasm).

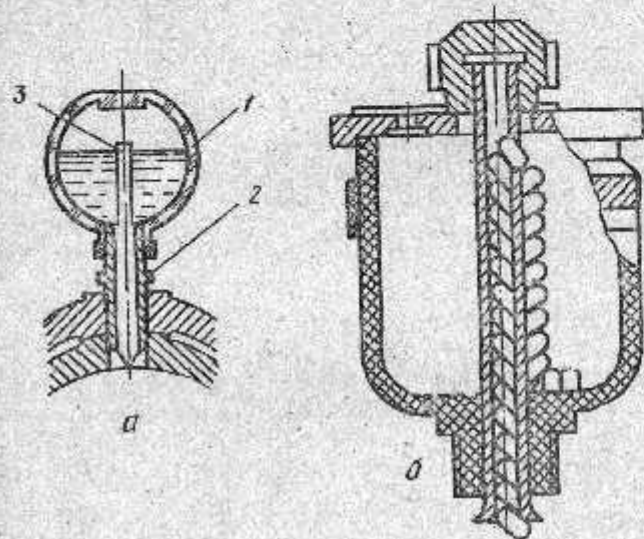
Сирпаниш подшипникларида вкладышлар чўяндан (кичик тезликда ва босим бир меъёрда бўлганида), брнзадан (анча юкланган подшипниклар ва катта тезликлар учун), чўян ёки пўлат қўйма устига баббит қўйиб, ёғочдан (бакаут, қайин, акация ва бошқалар), прессланган ёғоч, яхлит прессланган ёғочли пластикадан, турли пластмассалар (текстолит, капрон ва бошқалар) дан тайёрланади.



224-рasm.

Сирпаниш подшипниклари қопқоғининг корпуси, одатда, чуяндап (катта нарузкаларда нулатдан) қуйиб ёки пайвандлаб ясалади.

Подшипник нормал ишлаши учун цапфанинг ва вкладишнинг ишқаланувчи сиртлари мойланиб туриши керак. Мой цапфа билан орасидаги зазорга киритилади. Мойлашдан мақсад ишқаланишга кетадиган исрофини камайтириш, ейлишни камайтириш, ишқаланиш иши ҳосил қилган иссиқликни олиб кетиш ва подшипникни коррозиядан сақлашдир.



225-расм.

Мойлаш материаллари сифатида суюқ мой ва қуюқ (консистент) мазлардан фойдаланилади.

Подшипниклар даврий равишда узлуксиз мойланади: мой ё босим билан, ёки босимсиз берилади. Даврий равишда кичик тезликларда ишлайдиган механизмлар учун босимсиз индивидуал мойлашдан фойдаланилади.

Суюқ мойни даврий равишда узатиб туриш учун подшипник корпусига пресслаб ёки бураб қўйиладиган пресс мойдонлардан фойдаланилади (ГОСТ 1303 — 56**).

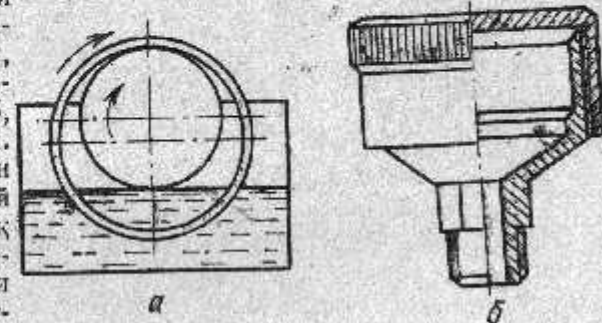
225-расм, а да суюқ мой узатиш учун игнали мойдон кўрсатилган. Мой конуссимон тиқин 2 билан беркитилган резервуар 1 да туради; тиқиннинг иккинчи учи ҳам конуссимон бўлиб, подшипник қопқоғидан тешикка киритиб қўйилади. Тиқин орқали цапфа сиртига таяниб турувчи игна 3 ўтади. Вал айланганда цапфанинг сирти нотекислиги туфайли игна титрайди ва мой резервуардан игна билан тиқин тешиги орасида ҳосил бўладиган зазор орқали ўтади. Вал айланмасдан турганида мой тушмайди.

Сифон принципида ишлайдиган пиликли мойдонлар (225-расм, б) мойнинг ишқаланувчи сиртларга бир текис тушишини таъмин-

лайди. Пиликли мойдонларнинг камчилиги шундаки, вал айланмай турганида ҳам улардан подшипникларга мой тушиб туради.

Сирпаниш подшипникларини ҳалқа ёрдамида мойлаш кепг тарқалди (226-расм, а). Цапфага диаметри цапфа диаметридан катта бўлган ҳалқа кийдирилади. Вал айланганда цапфага қўшилиб ҳалқа айланади ва у ҳаракати вақтида мой ваннасидан ўтади. Ҳалқадаги мой цапфага оқиб тушади ва уни мойлайди.

Подшипникни қуюқ мой (мазь) билан мойлаш учун ГОСТ 1303 — 56** бўйича қалпоқли мойдонлар ишлатилади. Қуюқ мой мойдон корпуси ва қопқоғининг бўшлиғига тўлдирилади, кейин қопқоғини бир-икки айлаштириб, корпусга буралади. Қопқоғини бир-икки оборотга бураб (мой камайган сари) суюқ мой мойдондан марказий тешик орқали ишқаланувчи сиртларга сиқиб чиқарилади.



226-расм.

Мой подшипникда мойлаш ариқчалари ёрдамида тақсимланади. Мойлаш ариқчалари вкладиш ясовчилари бўйлаб, подшипникнинг нарузка тушмайдиган томонида жойлашиши керак. Ариқчаларнинг четлари раво юмалоқланган бўлиши лозим.

116-§. Думалаш подшипниклари

Думалаш подшипниклари стандарт буюмлар бўлиб, ихтисослаштирилган заводларда кўплаб тайёрланади.

Думалаш подшипниклари ГОСТ 3395 — 57** бўйича классификацияланади.

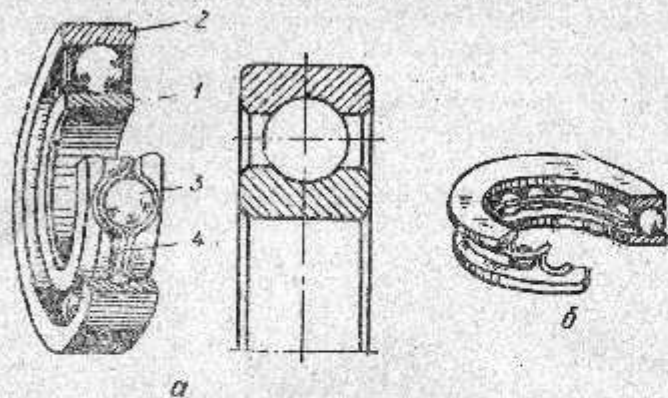
Нарузканинг таъсир этиш йўналиши бўйича:

1) радиал подшипниклар, асосан, подшипникнинг айланиш ўқиға перпендикуляр йўналишда таъсир этувчи радиал нарузкани қабул қилади (227-расм, а);

2) тирак подшипниклар, асосан, айланиш ўқи бўйлаб таъсир этувчи ўқий нарузкани қабул қилади (227-расм, б);

3) радиал-тирак подшипниклар подшипникка бир вақтнинг ўзида радиал ва ўқ йўналишларига таъсир этувчи комбинацияланган нарузкани қабул қилади.

Думалаш жисмининг шаклиға қараб подшипниклар шарикли (228-расм, а) ва роликли (228-расм, б) подшипникларга бўлинади. Роликли подшипниклар роликларнинг шаклиға қараб қуйидаги группаларга бўлинади: қисқа цилиндрлик роликли, узун цилиндрлик роликли, игнасимон роликли, конуссимон ва сферик роликли.



227-расм.

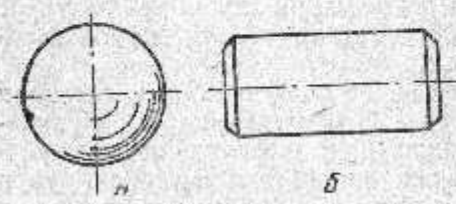
Думалаш жисмларининг қаторларисонига қараб подшипниклар бир қаторли (227-расм, а), икки қаторли (229-расм), тўрт ва кўп қаторли подшипникларга бўлинади.

Асосий конструктив белгиларга қараб подшипниклар ўзи ўрнашадиган ва ўзи ўрнашмайдиган; ички ҳалқаси цилиндрик ёки конуссумон тешикли подшипникларга бўлинади.

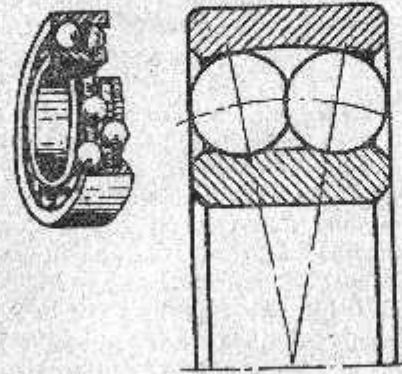
Думалаш подшипниклари (227-расмга қаранг) икки ҳалқадан — ички 1 ва ташқи 2 ҳалқалардан (ички ҳалқа валга ўтказилади, ташқи ҳалқа корпусга маҳкамланади), — думалаш жисмларидан ҳалқаларининг думалаш ўлчамларида бир-биридан бирор масофада думаловчи шариклар 3 ёки ролликлардан ва думалаш жисмларини бир-биридан ўзгармас масофада тутиб турувчи махсус деталь — сеператор 4 дан иборат бўлади. Думалаш жисмлари ва ҳалқа ўта мустаҳкам тобланган пўлатдан тайёрланади.

Думалаш подшипниклари суюқ ва консистент мойлаш билан мойланади; суюқ мой билан мойлаш тезроқ тишли филдираклар сачратилган майда мой томчилари билан бажарилади (узатма корпусида „мой тумани“ ҳоқил бўлади).

Консистент мой узелни виришда таянчга қўйилади; таянчининг



228-расм.



229-расм.

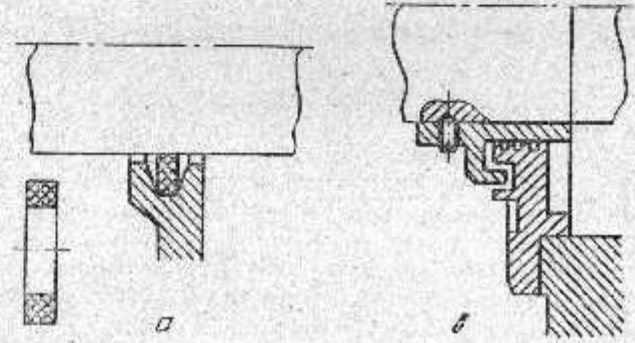
ишлан шароитига қараб (таянчни албатта керосин билан ювиб) мой 2 — 12 ойда бир марта алмаштирилади.

Подшипник узели ташқаридан нам ва чағи тушишидан, шунингдек, мойи оқиб кетишидан тигизлагичлар ёрдамида химоя қилинади, улар подшипникни корпуснинг ички қисмларидан ҳам, ташқи фазодан ҳам ажратиб туради. Тигизлаш вариантлари 230-расмда кўрсатилган:

а — наматли тигизлаш; б — лабиринт тигизлаш.

Думалаш подшипниклари турли аниқлик классларида тайёрланади. Умуман машинасозликда нормал аниқлик класси II қўлланади.

Думалаш подшипникларининг сираниш подшипникларига нисбатан камчиликларига қуйидагилар киради: катта бурчагий тезликларда ва оғир нагрузкаларда ишлашининг чекланганлиги; динамик нагрузкаларни қабул қилиш лаёқати чекланганлиги; диаметри катталлиги (айниқса оғир подшипникларда).



230-расм.

117-§. Думалаш подшипникларини танлаш

Думалаш подшипниклари деталларнинг хизмат қилиш муддатини ҳисоблаш жорий этилган биринчи группасидир. Думалаш-подшипникларининг хизмат қилиш муддати думалаш йўчалари сирт қатламларининг толиқиб уваланиши билан чекла қўйилади.

Думалаш-подшипниклари статик ёки динамик юк кўтарувчанлиги бўйича танланади.

Статик юк кўтарувчанлиги бўйича подшипниклар, подшипникнинг айланадиган ҳалқасининг айланиш частотаси $n \leq 1$ айл/мин бўлган шартга асосан танланади. Подшипниклар $Q_0 \leq C_0$ шартга асосан танланади, бу ерда Q_0 — статик юк кўтарувчанлигининг талаб этилган катталлиги; C_0 думалаш подшипниклари каталогларининг жадвалларида кўрсатилган жадвалий қиймат.

Подшипникнинг айланиш частотаси 1 айл/мин дан ортиқ бўлганида улар динамик юк кўтариши бўйича танланади.

ГОСТ 18855 — 73 га кўра радиал ва радиал-тирак подшипникларнинг динамик юк кўтариши ўзгармас радиал нагрузка бўлиб, бу нагрузкада қўзғалмас ташқи ҳалқали бир хил подшипниклар группаси ички ҳалқанинг 1 млн. марта айланишига чидайдди.

Тирак ва тирак-радиал подшипниклар учун динамик юк кўтариш ўзгармас ўқий нагрузка бўлиб, бу нагрузкада бир хил подшипниклар группаси ҳалқалардан бирининг 1 млн. марта айланишига чидайдди.

Подшипникларни танлашда уларнинг хизмат қилиш муддати соат ҳисобида ёки миллион айланиш ҳисобида берилади. Гаранцияланган хизмат қилиш муддати — бу иш соатлари сони бўлиб, бу вақт ичида берилган подшипниклар группасидан камида 90 % подшипник металлнинг толиқиш белгиларисиз хизматини ўташи керак.

Думалаш подшипниклари ишини тадқиқ қилиш нагрузка Q , динамик юк кўтариши C ва подшипникларнинг хизмат қилиш муддати L орасида қуйидаги боғланишни ўрнатишга имкон берди:

$$\left(\frac{C}{Q}\right)^a = L, \quad (270)$$

бу ерда a — шарикли подшипниклар учун 3,0 га, роликли подшипниклар учун 3,33 га тенг бўлган даража кўрсаткичи; C — думалаш подшипниклари каталогларида кўрсатилган динамик юк кўтарувчанлик.

Келтирилган (эквивалент) нагрузка Q подшипникларининг ишлаш лаёқатига таъсир этувчи бир қанча факторларни: радиал ва ўқий нагрузкаларнинг биргаликдаги таъсирини, ҳосил бўладиган туртки ва зарбаларни, ички ва ташқи ҳалқанинг айланишини, шунингдек, температуранинг ўзгаришини ҳисобга олади.

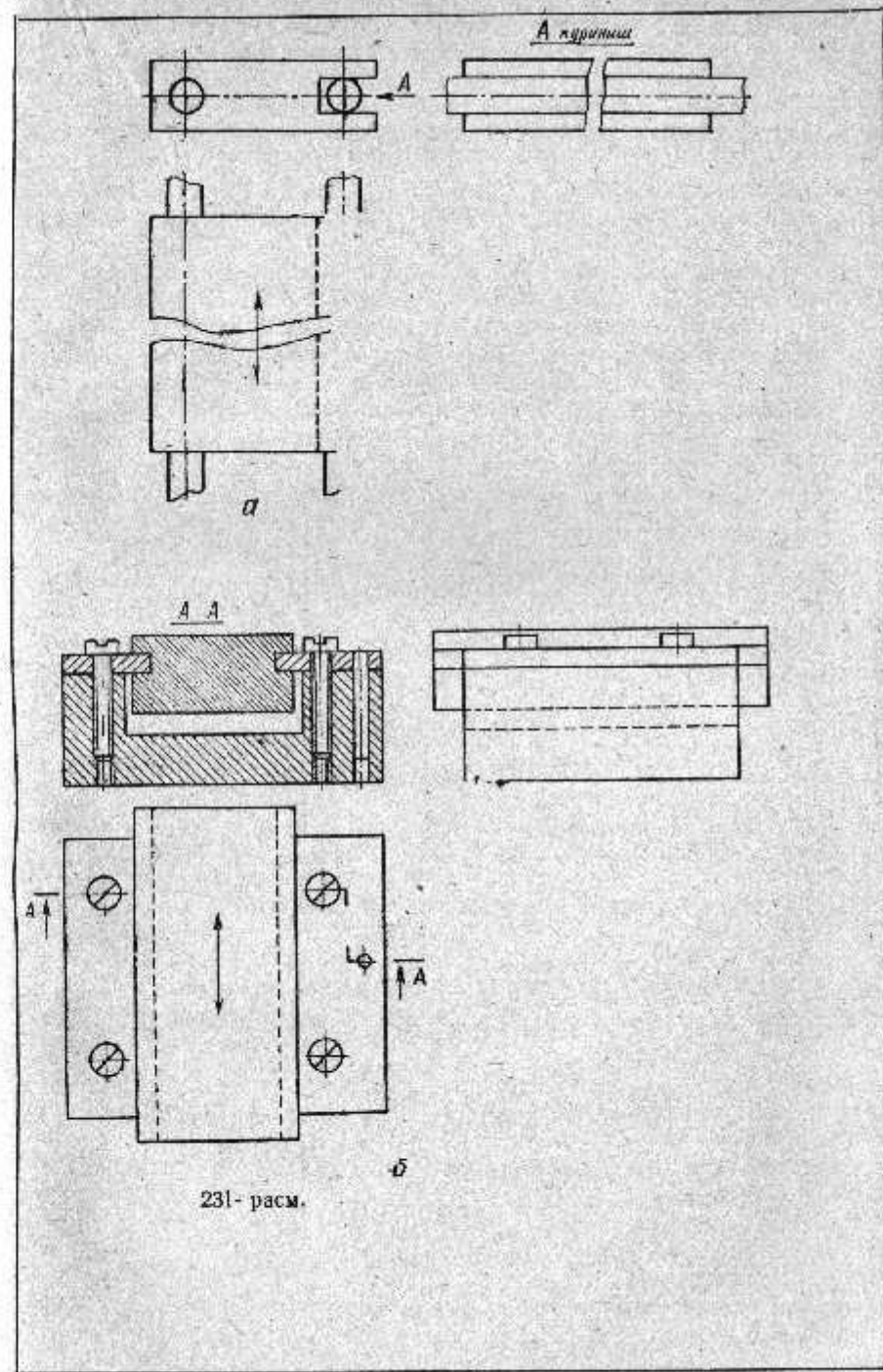
Шарикли радиал ва радиал-тирак ҳамда роликли радиал-тирак подшипниклар учун эквивалент нагрузка қуйидаги формула ёрдамида ҳисобланади:

$$Q = (X K_k R + Y A) K_0 K_t, \quad (271)$$

бу ерда K_k — айланиш коэффициенти (ички ҳалқа айланганида $K_k = 1$; ташқи ҳалқа айланганида $K_k = 1,2$); R — радиал нагрузка; A — ўқий нагрузка; X ва Y — радиал ва ўқий нагрузкаларнинг коэффициентлари; радиал ва ўқий нагрузкалар нисбатига боғлиқ равишда ҳар бир думалаш подшипник тури учун алоҳида топилади. K_0 — таъсир этаётган нагрузканинг динамиклигини ҳисобга олувчи хавфсизлик коэффициенти; K_t — температура коэффициенти, иш температураси 100°C дан ортиқ бўлганида киритилади.

Ҳисобланган келтирилган нагрузка ва ҳисобий хизмат қилиш муддати бўйича подшипникнинг талаб этилган динамик юк кўтариши қуйидаги формула билан аниқланади:

$$C_{\text{таб}} = L^a Q. \quad (272)$$



Думалаш подшипниклари каталог жадвалларидан танланади, у ерда зарур бўлган ҳамма справка катталиклари кўрсатилган.

118-§. Илгариланма ҳаракатни йўналтиргичлар

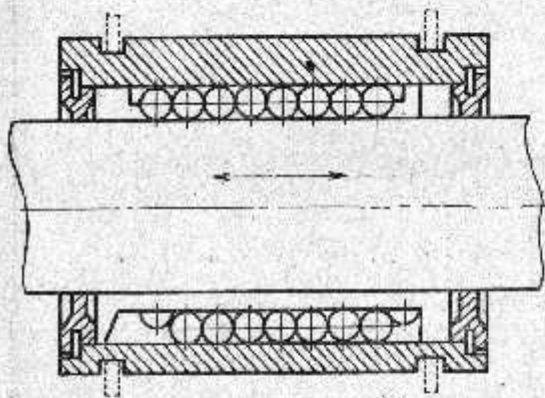
Илгариланма ҳаракатни йўналтиргичларга нисбатан қўйиладиган асосий талаблар: енгил юриши, аниқ силжиши ва тиқилиб қолмаслиги керак.

Илгариланма ҳаракатни йўналтиргичлар икки турли бўлади: сирпаниб ишқаланишли ва думалаб ишқаланишли.

Сирпаниб ишқаланишли йўналтиргичлар энг кўп тарқалган ва илгариланма силжийдиган звенolari бўлган турли механизмларда ишлатилади: тикув машиналарининг игна олиб юривчилари, ёзув машиналарининг каретқалари, пармалаш станокларининг шпинделлари ва бошқалар. 231-расм, *а* да цилиндрик йўналтиргичларнинг тузилиши, 231-расм, *б* да призматик йўналтиргичларнинг тузилиши кўрсатилган.

Илгариланма ҳаракат йўналтиргичларида механизмларни бурилиб кетишдан сақлайдиган қурилма бўлиши керак.

Ишқаланишли камайтириш учун муҳим конструкцияларда думалаб ишқаланишли йўналтиргичлар ишлатилади. 232-расмда ана шундай қурилма кўрсатилган.



232-расм.

119-§. Муфтларнинг вазифаси ва классификацияси

Валларни ўзаро ёки айлантирувчи моментни узатиш мақсадида валга эркин ўтказилган деталлар (тишли ғилдираклар, шкивлар) билан бириктириш учун хизмат қиладиган қурилмалар *муфтлар* деб аталади. Муфтлар *муттасил уланган* ва *тишлашиш* муфтларига бўлинади.

Муттасил уланган муфтлар: бириктириладиган валларнинг қатъий ўқдош бўлишини талаб этувчи *ёпиқ* муфтлар; ўқларнинг параллел силжишига, ўзаро қийшайишига, бириктириладиган валлар узунлигининг температура таъсирида ўзгариши оқибатида ўқий силжиниға йўл қўядиган *компенсацияловчи* муфтлар.

Компенсацияловчи муфтлар, ўз навбатида, бикр муфтларга, яъни эгилувчан элементлари бўлмаган ва ҳосил бўлиши мумкин бўлган туртки ҳамда зарбларни момент билан биргаликда узатувчи муфтларга ва туртки ҳамда зарбаларни юмшатувчи *эластик* муфтларга бўлишади.

Тишлашиш муфтлари: *фрикцион* муфтлар (яъни тишлашиши ишқаланиш кучлари ҳисобига амалга оширадиган муфтлар); *кулачокли* муфтлар.

Фрикцион тишлашиш муфтлари иш (ишқаланиш) сиртларининг шакллари турлича бўлиши мумкин, ана шунга қараб дискли (бир дискли ва кўп дискли), конуссимон ва барабанли (қолодкали) муфтлар деб юритилади.

Валларни муттасил улаш ёки бошқариладиган қилиб бириктириш вазифасини бажарувчи муфтлардан ташқари, авариявий ўта нагрузкада асосан машинани сипишдан сақлашга мўлжалланган сақлагич муфтлар ҳам ишлатилади.

Муфтларнинг маълум типлари сони жуда кўп. Қуйида энг кўп ишлатиладиган баъзи конструкцияларни кўриб чиқилган.

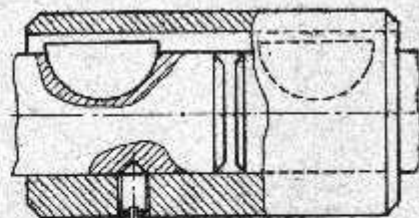
120-§. Ёпиқ бикр ва компенсацияловчи эластик муфтлар

Втулкали муфта (233-расм) — муттасил уланган ёпиқ муфтларнинг энг оддийси. Бу муфта бириктириладиган валларнинг учларига тарағ қилиб ўтказилган пўлат ёки чўян втулкалардан иборат. Муфта валларга маҳкамланади ва призматик, понасимон ёки сегментсимон шпонкалар ёхуд конуссимон штифтлар ёрдамида момент узатади. Муфтларнинг конструкцияси ва тайёрланиши мураккаб эмас. Втулкали муфтларнинг камчиликлари — қисмларга ажратиш қийин, валлар ўқларининг аниқ мос келтирилиши зарур.

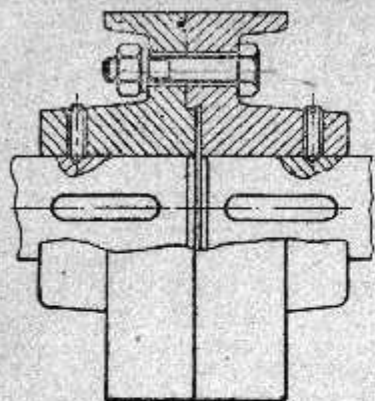
Кўндаланг-сиқилувчи муфта (234-расм) ҳам қатъий ўқдош ўқларни бириктириш учун ишлатилади. Муфта фланецлар шаклидаги иккита ярим муфтадан иборат. Ярим муфтлар бириктириладиган валларнинг учларига ўтқазилади ва болтлар билан сириб тортилади.

Бўйлама-сиқилувчи (ёки бўйлама-ажраладиган) *ёпиқ муфта* болтлар билан бириктириладиган иккита ярим муфтадан иборат (235-расм). Вал билан муфта сиртида босим қилиш учун муфтларнинг ажралиш текислигида кичик зазор бўлади. Болтларни сириб тортишда ҳосил бўладиган босим вал сиртида ишқаланиш кучларини юзага келтиради.

Бўйлама-сиқилувчи муфтларнинг афзалликлари: йиғиш ва

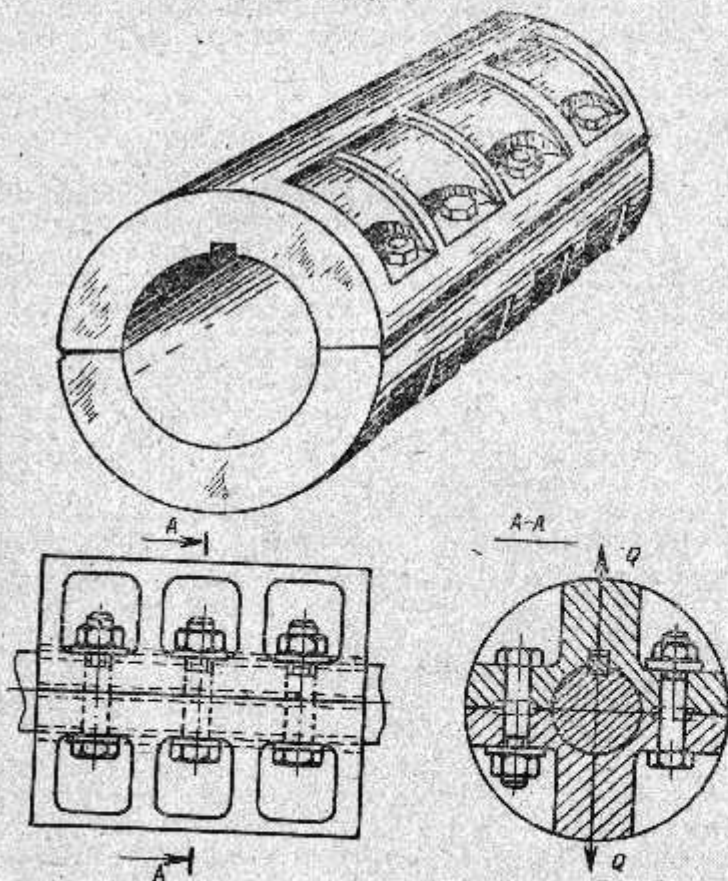


233-расм.



ажратиш оддий, диаметри бўйича габарити кичик муфтани валларни ўқ бўйлаб сурмасдан олиш мумкин. Бикр ва компенсацияловчи эластик муфтalar бириктириладиган

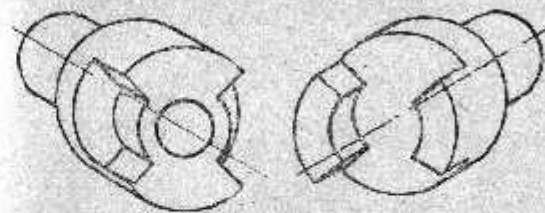
234- расм.



235- расм.

валларнинг нисбий вазиятидаги камчиликларни: марказларнинг силжишини; ўқларнинг ўзаро қияланишини, ўқий силжишини компенсациялаш учун ишлатилади.

Бирор тур четга чиқишни компенсациялаш мумкинлиги муфта конструкциясига боғлиқ. Масалан, кулачокли кенгаювчи муфта (236-расм) фақат ўқий силжишни компенсациялайди. Вал ўқларининг параллел силжишини ($0,05 d_v$ га-ча), шунингдек, кичик ўқий силжишларни компенсациялаш учун крестовина-кулачки муфта ёки Ольдгем



236- расм.

муфтаси (237-расм) ишлатилади. У торец юзасида пазлари бўлган иккита ярим муфтадан ва иккита ўзаро перпендикуляр чизиқлари бор ўрта дискдан иборат, бу чизиқлар ярим муфтalarнинг пазига кириб туради. Муфта билан бириктирилган, ўқлари силжиган, аммо параллеллигича қолган валлар айланганида ўрта дискнинг чиқиқлари ярим муфтalarнинг богиқликларида сирпа-нади.

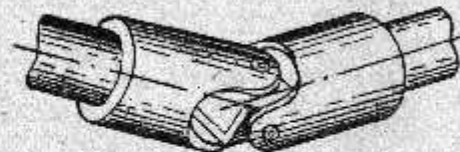
Компенсацияловчи бикр муфтalarга крестовина-шарнирли муфтalar ҳам киради (универсал шарнир, Кардан-Гук муфтаси), улар автомобилсозликда, приборсозликда ва саноатнинг бошқа соҳаларида кенг ишлатилади.

Муфта (238-расм) иккита вилка ва крестовинадан иборат. Вилкалар валларнинг бириктириладиган учларига ўтқазилади, крестовина эса валикларни шарнир воситасида бирлаштиради.

Муттасил уланган компенсацияловчи муфтalar эластик муфтalar деб аталади, улар валлар ўқларининг бироз силжишига ва ўзаро қияланишига йўл қўйибгина қолмасдан, балки айлантирувчи моментни узатишда туртки ва зарбларни юмшатади.



237- расм.



238- расм.

Втулка-бармоқли эластик муфта энг оддий ва кенг тарқалган муфтalarдир (239-расм). Конструкция бўйича у кўндаланг сиқилувчи муфтага ўхшаш (ярим муфта-фланецлар ҳам валларнинг учларига ўтқазилган), аммо ярим муфтalarнинг бирида болтлар ўрнига пўлаг бармоқлар маҳкамланган бўлиб, уларга ре-

зина втулкалар кийгизилган. Иккинчи ярим муфтагинг дискасида тешиклар бор, бу тешикларга сармоқлар втулкалари билан киради. Момент узатишдаги туртки ва зарблар резина втулкаларнинг деформацияси натижасида юмшатилади (заифлаштирилади).

Эластик элементлар сифатида эластик муфтларнинг турли конструкцияларида резина, чарм, турли шакл ва бикрликдаги пружиналар ишлатилади.

121-§. Тишлашиш муфтлари ва сақлагич муфтлари

Тишлашиш муфтлари валлар айланиб турганида (тўхтамасдан) ёки тўхтаб турган вақтида (тинч турганида) уларни бирлаштириш ва ажратиш учун мўлжалланган.

Кулачокли тишлашиш муфтаси (240-расм) валларнинг бириктириладиган учларига ўтказилган икки қисмдан иборат. Битта ярим муфта қўзғалмайдиган қилиб ўтказилган, иккинчи ярим муфта эса вал бўйлаб призматик йўналатувчи шпонка бўйича бошқариш ричаглари ёрдамида силжиши мумкин. Ҳар икки ярим муфтанинг ички торелларида чиқиқлар (кулачоклар) ва улар орасида ботиқликлар бор. Тишлашишда қўзғалувчи ярим муфтанинг кулачоклари қўзғалмас ярим муфтанинг ботиқликларига киради.

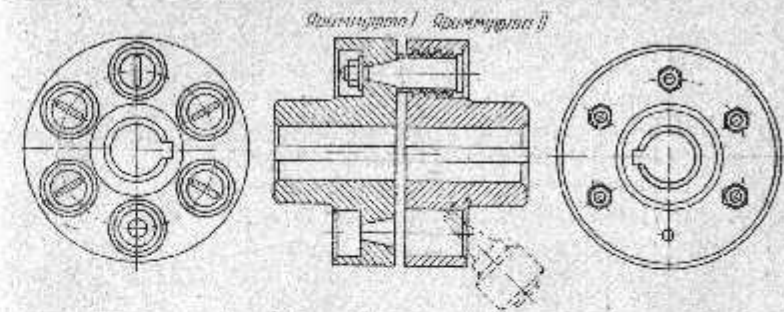
Фрикцион муфтлар етакловчи ва етакланувчи валларни равион тишлаштириш ва қўзғалмас вални айланаётган етакчи валдан юргизиб юборишни таъминлайди. Момент муфтанинг етакловчи ва етакланувчи қисмлари орасидаги ишқаланиш кучлари ҳисобида узатилади. Нагрузка ортиб кетганида фрикцион муфтлар сирпанади, бу эса машина ёки механизмни синишдан сақлайди.

Фрикцион муфтлар ишқаланувчи иш сиртларининг шакли ва сонига қараб *дискли* (241-расм), *кўп дискли*, *конуссимон*, *барабанли* (колодкали, кериладиган ҳалқали, тортқи лентали ёки пружинали) муфтларга бўлинади.

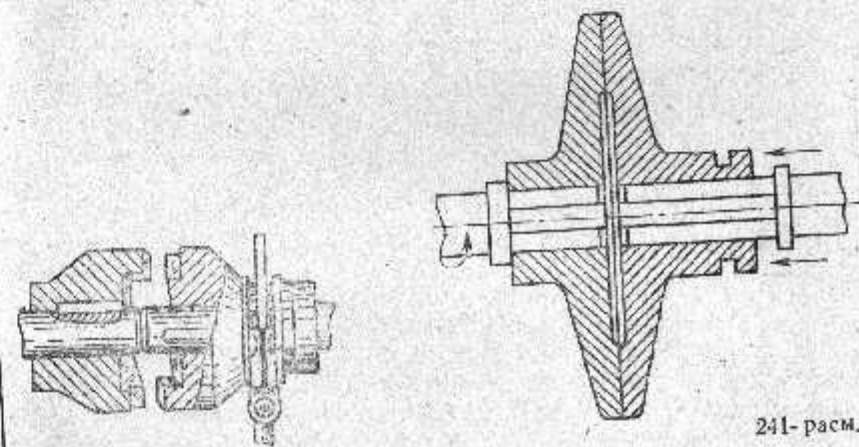
Сақлагич муфтлар механизмларда узатиладиган моментни чеклаш ва ҳисобий пағузқадан ортиқ ҳамда иш процессида ва юргизиб юборишда ёки машинани кескин тормозлашда ҳосил бўладиган анча катта пағузқаларда машина қисмларини синишдан сақлаш учун ишлатилади.

Энг оддий сақлагич муфта кесилувчи штифтли муфтадир. Тобланган пўлат втулка ичига қўйилган пўлат штифт (242-расм) ярим муфтларни бирлаштириб туради. Шундай қилиб, момент бир ярим муфтадан иккинчи ярим муфтага фақат штифт билан узатилади, штифт эса айни ҳолда кесилишига ишлайди. Ута пағузқада штифт кесилиб кетади.

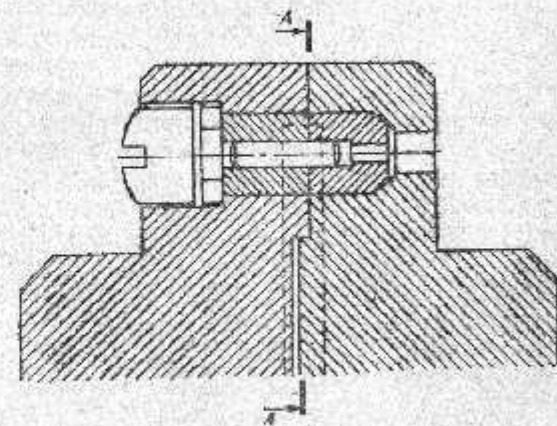
Фрикцион сақлагич муфтлар кенг тарқалган. Конструкцияси бўйича улар тишлашиш муфтларига ўхшаш, аммо унинг иш-



239-расм.



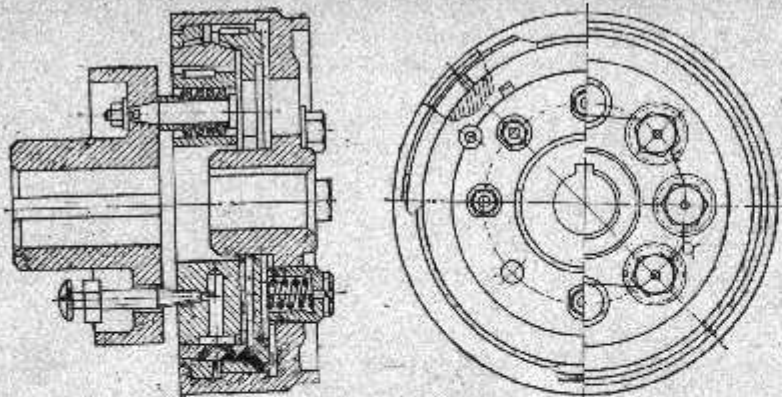
240-расм.



241-расм.



242-расм.



243-расм.

дан тўхтатадиган (узиб қўядиган) қурилмаси бор. Бу муфтлар доимо уланган бўлади. 243-расмда шунга ўхшаш муфта кўрсатилган.

Жавоблар ва машқларга оид консультациялар

1. 1. А. Нотўғри. Тенг таъсир этувчи ва мувозанатловчи кучлар қарама-қарши томонга йўналган.

1. 1. В. Нотўғри. Тенг таъсир этувчи ва мувозанатловчи кучларнинг ўзаро жойлашиши ихтиёрий бўлиши мумкин эмас.

1. 2. Б. Нотўғри. Агар кучларнинг икки системаси мувозанатлашса, у ҳолда уларнинг тенг таъсир этувчилари модули бўйича тенг ва бир тўғри чизиқ бўйлаб қарама-қарши томонларга йўналган (иккинчи аксиомага қаранг).

1. 3. Нолга тенг.

1. 4. Б. В. Нотўғри (бешинчи аксиомага қаранг).

1. 5. В. Нотўғри. Бу кучлар бир нуқтага қўйилмаган бўлса ҳам, статика иккинчи аксиомасидан келиб чиқадиган ҳулосага асосан кучларни уларнинг таъсир чизиги бўйлаб бу кучларнинг таъсир чизиқлари кесилган нуқтага келтириш ва бир нуқтага қўйилган икки параллел кучни қўшиш учун параллелограмм қондасини татбиқ этиш мумкин.

1. 6. Тенг таъсир этувчи куйидаги ҳолларда аниқланади:

А — кучлар таъсир чизиқларининг орасидаги бурчак 90° га тенг бўлганда; Б — агар кучлар бир тўғри чизиқ бўйлаб бир томонга йўналган бўлса (бурчак нолга тенг); В — агар кучлар бир тўғри чизиқ бўйлаб қарама-қарши томонга йўналган бўлса (бурчак 180° га тенг).

2. 1. Б, В, Д. Нотўғри. Эгилувчан ипнинг реакцияси ҳамма вақт ип бўйлаб йўналган. Агар боғланиш бикр тўғри стержень

бўлса, у ҳолда реакция стержень ўқи бўйлаб йўналган. Гадир-будур сиртнинг ишқаланиш кучи реакция текислигини нормалдан оғдиради.

2. 2. А. Нотўғри. Боғланиш реакцияси — таянчнинг таянувчи жисмга таъсир кучи.

2. 3. А. Гадир-будур сирт контакт зонасида ҳосил бўладиган ишқаланиш туфайли сирт реакциясини нормалдан оғдиради.

2. 3. Б. Нотўғри. Сиртнинг тўла реакцияси сиртга параллел йўналган бўлиши мумкин эмас, фақат реакциянинг уринма ташкил этувчиси — сирпаниб ишқаланиш кучигина шундай йўналган.

3. 1. А. Б. В. Г. Нотўғри. Кўч кўпбурчаклигида тенг таъсир этувчи биринчи қўшилувчи векторнинг учидан охириги қўшилувчи векторнинг охирига қараб йўналган. \vec{OA} , \vec{AB} , \vec{BC} ва \vec{CD} векторлар биринма-кетин йўналган, шунинг учун улардан бирортаси ҳам тенг таъсир этувчи куч бўла олмайди.

3. 2. Б. Нотўғри. Кучлар кўпбурчаклиги II-расм, б да \vec{OA} вектор билан ёпилган. Кучлар системаси тенг таъсир этувчига келтирилади, бундай кучлар системаси мувозанатлашмаган бўлади.

4. 1. $P = 50 \text{ Н}; \cos(\vec{P}, x) = \frac{P_x}{P} = \frac{30}{50} = 0,6.$

4. 2. А. В. $\beta = 0$ да куч ўққа параллел, унинг проекциялари куч модулига тенг. $\beta = 180^\circ$ да куч проекцияси манфий ишорали бўлади.

4. 3. $R_y = P_{1y} + P_{2y} + P_{3y} + P_{4y} = -120 \text{ Н}.$

5. 1. Тенг таъсир этувчининг модули $R = 155 \text{ Н}.$

5. 2. А. Б. Г. Тенг таъсир этувчининг x ёки y ўқдаги проекцияси нолга тенг эмас; бу демак, тенг таъсир этувчининг ўзи ҳам нолга тенг эмас, бинобарин, кучлар системаси мувозанатлашмаган.

5. 3. А. Биринчи тенгламада биринчи ва иккинчи қўшилувчилар нотўғри ишора билан киритилган, иккинчи тенгламада учинчи қўшилувчининг ишораси нотўғри.

6. 1. А. Нотўғри. 20-расм, а даги системада кучлар модулари бўйича тенг эмас.

6. 1. Б. 20-расм, б да кўрсатилган кучлар бир томонга йўналган, бинобарин, улар жуфт куч эмас.

6. 1. Г. Нотўғри. 20-расм, г да кучларнинг таъсир чизиқлари кесишади, бинобарин, улар жуфт куч ҳосил қилмайди.

6. 2. А. Аниқмас. Жуфт куч таъсирининг эффекти унинг айланиш йўналиши билан ҳам аниқланади.

6. 3. А. Нотўғри. Жуфт кучнинг тенг таъсир этувчиси бўлмайди, яъни уни битта куч билан алмаштириш мумкин эмас, шунинг учун жуфт куч билан мувозанатлаб бўлмайди.

7. 1. А. Нотўғри. Жуфт кучни унинг таъсир текислигида қўчириш мумкин, шунинг учун жуфт куч таъсирининг эффекти унинг айна текисликда жойлашишига боғлиқ эмас.

7. 2. А. Учта жуфт кучнинг ҳаммаси эквивалент, уларнинг моментлари 50 кН·м дан.

7. 2. Б. Берилган жуфт кучлар моментларининг ишораси ҳар хил, бинобарин, моментлар жисми турли томонларга айлантиришга интилади ва жуфт кучлар эквивалент эмас.

7. 3. Кучнинг модули $100 : 0,2 = 500$ Н. Жуфт кучнинг елкаси икки марта ортса, кучларнинг модули икки марта камаяди.

8. 1. Б. Агар жуфт кучлар моментларининг алгебраик йиғиндиси нолга тенг бўлса, жуфт кучларнинг бундай системаси мувозанатлашган бўлади. Бу мисолда: $m = -600 + 320 + 280 = 0$. Бинобарин, жуфт кучлар системаси мувозанатлашган.

8. 2. А. Потўғри. Кучнинг нуқтага нисбатан елкаси — нуқтадан кучнинг таъсир чизигига туширилган перпендикулярнинг узунлиги.

8. 2. Б. Потўғри. Куч елкасининг таърифига қаранг.

8. 3. А. Бу қўпол хато. H нуқта \vec{P} кучнинг таъсир чизигида ётади.

8. 4. А. Потўғри. Нуқтанинг куч таъсир чизигига нисбатан жойлашувига кучнинг елкасигина эмас, балки моментнинг ишораси ҳам боғлиқ.

8. 5. А. Тўғри, лекин тўлиқ эмас. Агар куч ва ўқ бир текисликда жойлашса, икки ҳол бўлиши мумкин: а) куч ўққа параллел; б) кучларнинг таъсир чизиги ўқни кесиб ўтади. Ҳар иккала ҳолда ўққа нисбатан куч momenti нолга тенг.

8. 6. А. Потўғри. Ўққа нисбатан куч моментининг ифодасига кучнинг ҳамма катталиги эмас, балки унинг ўққа перпендикуляр текисликдаги проекцияси киради.

8. 6. Б. Потўғри. \vec{P}_1 ташкил этувчи Oz ўққа параллел, бинобарин, унинг бу ўққа нисбатан momenti нолга тенг.

8. 6. Г. \vec{P}_1 ташкил этувчининг елкасининг узунлиги потўғри олинган.

8. 7. 25 Нм.

9. 1. А. Потўғри. B нуқтага қўйилган \vec{P}' кучнинг таъсири A нуқтага қўйилган \vec{P} кучнинг таъсирига эквивалент эмас.

9. 1. В. Потўғри. \vec{P}' ва \vec{P}'' ўзаро мувозанатлашади ва уларни ташлаб юбориш мумкин. A нуқтага қўйилган \vec{P} кучнинг таъсири B нуқтага қўйилган \vec{P}' кучнинг таъсирига эквивалент эмас, чунки B нуқта \vec{P} кучнинг таъсир чизигида ётмайди.

9. 2. Б. Потўғри. Қўшилган жуфт кучнинг momenti куч модулининг елкага кўпайтмасига тенг.

9. 3. $m = -P_{\perp} = -60$ Нм.

10. 1. Б. Потўғри. Маълумки, келтириш марказига қўйилган кучларнинг геометрик йиғиндиси марказнинг вазиятига боғлиқ эмас.

10. 2. А. Потўғри. Ҳар қайси кучнинг momenti келтириш марказининг вазиятига боғлиқ, чунки унинг текисликдаги вазияти ўзгариши билан ҳар қайси кучнинг елкаси ўзгаради. Бинобарин, берилган системалаги ҳамма кучлар моментларининг алгебраик йиғиндисига тенг бўлган бош момент ҳам келтириш марказининг вазиятига боғлиқ.

10. 3. $R = 2,1$ кН; $\angle(\vec{P}, \vec{R}) = 45^\circ$; $M_0 = -3,1$ кН. Минус ишораси бош моментнинг соат стрелкаси юришига қарама-қарши йўналганлигини кўрсатади.

10. 4. А. Потўғри. Сиз тенг таъсир этувчининг momenti билан ташкил этувчи кучларнинг айнан бир нуқтага нисбатан моментларининг йиғиндиси орасидаги боғланишни (Вариньон теоремасини) яхши ўзлаштириб олмагансиз.

10. 5. А. Потўғри. Сиз оғирлик кучи текис тақсимланган параллел кучларнинг тенг таъсир этувчисидан иборат эканлигини ҳисобга олмадингиз. Бу ҳолда тенг таъсир этувчи қўйилган нуқта стержень узунлигининг ўртасида ётади; елка $l/2 = 0,6$ м.

11. 1. Б. Потўғри. Агар бош вектор ва бош момент нолга тенг бўлса, у ҳолда кучларнинг бутун системаси нолга эквивалент, шу нарса кучлар системасининг мувозанат шартидир.

11. 2. А. Потўғри. Битта мувозанат тенгламасига риоя қилинганда кучлар системаси мувозанатда бўлиши шарт эмас. Агар бу тенглама бирор ўқдаги проекциялар йиғиндисидан иборат бўлса, у ҳолда системанинг шу ўққа перпендикуляр тенг таъсир этувчиси бўлиши мумкин. Агар шу ягона тенглама моментлар тенгламаси тарзида танланган бўлса, у ҳолда система таъсир чизиги моментлар марказидан ўтувчи тенг таъсир этувчига эга бўлиши мумкин.

11. 2. В. Потўғри. Параллел кучларнинг текис системаси учун, кучларнинг ихтиёрый текис системаси учун тузиш мумкин бўлган учта мувозанат тенгламадан биттаси ё айниятга айланади ёхуд қолган иккитасидан биттасининг натижаси бўлади.

12. 1. $R = 5$ кН; $x_c = 0,47$ м.

12. 2. Б. Оғирлик маркази симметрия ўқида жойлашади.

12. 3. Б. Потўғри. Статик момент юзанинг оғирлик марказидан ўққача бўлган масофага кўпайтмасига тенг; бинобарин, статик моментнинг катталиги ва ишораси ўқнинг юзига нисбатан жойлашувига боғлиқ.

12. 4. $S_x = 480$ см³, $S_{x_0} = 0$.

12. 5. А. В. Потўғри. Агар ўқ оғирлик маркази орқали ўтса, юзачаларнинг улар оғирлик марказидан ўққача бўлган масофаларга кўпайтмасининг йиғиндиси нолга тенг.

12. 6. $y_c = 59,2$ см.

13. 1. $J_p = 402$ см⁴.

13. 2. $J_p = 389$ см⁴.

13.3. 6,3 % га.

13.4. А. Нотўғри. Ўқий инерция моментларини аниқлашда юзачалардан ўққача бўлган масофа квадратга кўтарилади, шунинг учун ўқий инерция моментлари ҳамма вақт мусбат катталиклардир.

13.5. А. Нотўғри. Агар ўқ оғирлик маркази орқали ўтса, у ҳолда $a = 0$ ва ўқий инерция momenti келтирилган формуланинг биринчи қўшилувчисига тенг.

$$13.6. J_{x_0} = 160 \text{ см}^4, \quad J_{y_0} = 9000 \text{ см}^4.$$

$$13.7. J_x = 2080 \text{ см}^4$$

13.8. А. Б. Нотўғри. Диаметр ўзгариши туфайли ўқий инерция моментининг юз берган ўзгаришини аниқлаш учун ўқий моментнинг диаметр тўртинчи даражасига пропорционал эканлигини ҳисобга олиш керак ($J_x = \frac{\pi d^4}{64}$).

14.1. А. Нотўғри. Валлар емирилмади ва уларда пластик деформациялар ҳосил бўлмади, фақат бу ҳодисалар мустақкамликнинг бузилиши сифатида қаралади.

14.1. В. Нотўғри. Валларнинг эластик эгилишида мувозанатнинг дастлабки шаклининг турғунлиги сақланади, шунинг учун бу ерда нормал иш валларининг турғунлиги етарли бўлмаганлиги туфайли бузилади.

14.2. А. Нотўғри. Ҳолбуки, кегай емирилмади, фақат у дастлабки тўғри чизикли мувозанат шаклини сақламади.

14.3. Б. Нотўғри. Бикрлик жиёмнинг эластик деформацияланишига ҳаршнлигини характерлайди. Агар канат фақат етарлича бикр бўлмаганида эди, у ҳаддан ташқари чўзиларди, аммо узилмасди.

14.4. Б. Нотўғри. \vec{P} кучни A нуқтадан B нуқтага кўчиришда AB участка чўзилмайди, шу сабабдан бутун стерженнинг узайиши кучни кўчиришда камайиши ўз-ўзидан аниқ.

14.4. В. Нотўғри. Кучни A нуқтадан B нуқтага кўчиришда AB участка деформацияланмайди, куч A нуқтага қўйилганда AB участка чўзилган эди.

15.1. Б. Нотўғри. Жисмга қўйилган ташқи кучлар мувозанатланган, яъни кесимдан ўнг томонда жойлашган кучларнинг таъсири чап томонда жойлашган кучларнинг таъсирига эквивалент. Шунинг учун кесимларда ҳосил бўладиган ички куч факторлари жисмининг қайси қисми ташлаб юборилишига боғлиқ бўлиши мумкин эмас.

15.2. А. Б. Жавоб тўлиқ эмас. Кесимда айни бир вақтда эгувчи момент ва бўйлама куч ҳосил бўлади—деформация тури мураккаб.

15.3.1—1 кесимида (62-расмга қаранг) бўйлама куч $N_x = 10$ кН ҳосил бўлади. II—II кесимда кўндаланг куч $Q_x = 10$ кН ва эгувчи момент $M_y = 8$ кН·м ҳосил бўлади. Горизонтал участка чўзилган. Вертикал участка тўғри кўндаланг эгилишга ишлайди.

16.1. А. Нотўғри. Кесимлар методи ёрдамида ички кучлар бош

вектори ва бош моментининг ташкил этувчиларини аниқлаш мумкин, аммо ички кучларнинг кесим бўйича қандай тақсимланганини аниқлаб бўлмайди.

16.2. А. Айни нуқтадаги кучланишларни кесим текисликларининг турли йўналишларида бир хил деб ҳисоблаш ярамайди. Кучланиш ички куч факторлари ва кесимнинг геометрик кесимлари орқали аниқланади, кесим тезлигининг йўналиши ўзгариши билан ички куч факторлари ҳам, кесимнинг геометрик характеристикалари ҳам ўзгаради.

$$16.3. 163 \text{ Н/мм}^2; 163 \text{ Н/мм}^2; 510 \text{ Н/мм}^2$$

17.1. А. Нотўғри. Кесимлар методи кўлланилган ва сиз бўйлама кучнинг стержень кўндаланг кесимларида (66-расм, a га қаранг) P га тенг эканлигини кўрасиз.

17.2. I участкада $N_1 = 12$ кН; II участкада $N_2 = -4$ кН; III участкада $N_3 = -12$ кН; IV участкада $N_4 = -8$ кН.

17.3. А. Нотўғри. Брус $A-B$ участкасининг бўйлама кесимларида бўйлама кучлар нолга тенг, бунга участкада кесимлар ўтказиб (68-расм, b га қаранг) ва қолдирилган чап кесимнинг мувозанатини текшириб осонгина ишонч ҳосил қилиш мумкин.

17.3. Б. Нотўғри. Қистириб маҳкамланган жойга ёндош E участка сиқилади—бўйлама куч $N = P - 2P - P = -2P$, текширилатган участка учун эпюрада эса (68-расм, e га қаранг) бўйлама куч мусбат деб кўрсатилган.

18.1. А. Нотўғри. Ҳисобий (иш) кучланишлар бўйлама кучнинг кўндаланг кесим юзига бўлинганга тенг ($\sigma = \frac{N}{F}$), бинобарин, у материалга боғлиқ эмас. Стерженнинг мустақкамлиги, яъни унинг ҳосил бўладиган кучланишларга чидай олиш қobiliяти материалнинг механикавий хоссаларига боғлиқ эмас.

$$18.2. N = 14000 \text{ Н} = 14 \text{ кН}.$$

$$18.3. n = \frac{\sigma_{\text{мет}}}{\sigma} = \frac{320}{160} = 2$$

18.4. А. Нотўғри. Агар иш кучланишлари рухсат этилганидан биров ошса, у ҳолда конструкция емирилиш хавфи остида бўлмайди.

18.5. Б. Нотўғри. Мустақкамлик запаси коэффициенти қанча кичик бўлса, рухсат этилган кучланиш шунингдек катта бўлади. Рухсат этилган кучланишлар ортини билан кўндаланг кесимнинг талаб этилган юзи камайд ($F = \frac{N}{[\sigma]}$). Конструкция массаси кўндаланг кесим юзига пропорционал бўлганлигидан, бинобарин, у камайд.

19.1. $\sigma = 160 \text{ Н/мм}^2$; чизикли деформация $\epsilon = 0,0008$; материал пўлат ($E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$).

19.2. $d_1 = 16$ мм; $d_2 = 22$ мм. Юқориги юк 2,9 мм, пастки юк 8,7 мм пастга тушади.

19.3. Тахминан 3,2—4 марта.

19.4. $\mu = 0,15$ ва $\mu = 0,4$ нутўғри аниқланган (79-бетга, μ нинг қўйматиға қаранг).

19.5.А. Нотўғри. Чўзилишда кўндаланг кесим ўлчамлари кичираяди.

$$20.1 \tau_{\text{тес}} = 191 \text{ Н/мм}^2; \sigma_{\text{ээ}} = 187,5 \text{ Н/мм}^2.$$

20.2.А. Нотўғри. Тешиклар ўйиб очишда материал емирилади. Оқувчанлик чегараси бўйича емирувчи кучни аниқлаш мумкин эмас, чунки оқувчанлик чегарасига тенг кучланишларда материал фақат пластик деформацияланади.

20.2.Б. Нотўғри. Тешиклар ўйиб очишда материал узилмайдди, балки кесилади.

20.3.А. Нотўғри. Диаметр икки марта ортганида кесилиш юзи тўрт марта ортади.

20.4.А. Нотўғри. Чок қалинлиги камайганда унга тўғри пропорционал равишда кесилиш юзи ҳам камайди. Шунинг учун рухсат этилган кучланиш икки марта камайди.

21.1. Шкивлар орасидаги кесимларда буровчи момент $M_{\text{бур}} = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

21.2.А. Нотўғри. Валнинг шкивларидан то таянчларигача бўлган участкаларига буровчи моментлар таъсир қилмайди, бинобарин, бу участкалар буралмайди.

21.3.А. Нотўғри $2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ — етакловчи шкивдаги айлантирувчи момент, яъни ташқи момент, валнинг мустаҳкамлиги эса унинг кўндаланг кесимларида ҳосил бўладиган максимал буровчи момент, яъни ички момент бўйича ҳисобланади.

21.4.А. Нотўғри. Айлантирувчи моментнинг катталиги буровчи моментлар эпюрасидаги сакрашга тенг, бу сакраш ташқи момент қўйилган жойда ҳосил бўлади.

21.5.Б. Нотўғри. Агар етакловчи шкив 79-расм, a да кўрсатилгандек вал учиди жойлашган бўлса, буровчи моментнинг максимал катталиги етакловчи шкивдаги айлантирувчи моментга тенг бўлади, яъни максимал буровчи момент етакловчи шкив етакланувчи шкивлар орасида жойлашгандагига қараганда катта бўлади (78-расм, a га қаранг).

22.1.Б. Нотўғри. Пропорционалик чегараси—кучланиш билан деформация орасида тўғри пропорционалик сақланадиган кучланиш. Бинобарин, агар бурилишда кучланиш пропорционалик чегарадан ортиб кетмаса, у ҳолда Гук қонуни тўғри келади.

$$22.2. W_p = 5300 \text{ мм}^3.$$

22.3.А. Нотўғри. Келтирилган формула фақат кўндаланг куч марказларидан энг узоқликда жойлашган нуқталар учунгина, яъни $r = d/2$ да тўғри.

22.3.В. Нотўғри. Бу нуқтада $\tau = 0$.

22.4.А. Нотўғри. A нуқта B нуқтага қараганда кўндаланг куч марказига икки марта яқин, бурилишда нуқтадаги кучланиш эса ундан марказгача бўлган масофага пропорционал.

22.5.А. Нотўғри. Бурилишдаги иш кучланиши кўндаланг кесимнинг буровчи моменти ва қутбий қаршилиқ моменти билан аниқланади.

22.6.Б. Нотўғри. Вал кесимининг бурилиш бурчаги материалнинг бикрлигига боғлиқ: силжиш модули қанчалик катта бўлса, бурилиш бурчаги шунчалик кичик бўлади.

22.7.А.Б. Нотўғри. Бурилишдаги кучланиш қутбий қаршилиқ диаметри $W_p \approx 0,2d^3$ га, яъни диаметрининг кубига тескари пропорционал.

23.1.А. Нотўғри. Соф эгилишда фақат битта ички куч фактори—эгувчи момент ҳосил бўлади.

23.2.А. Иккита кўрсатилган тенглама таянч реакцияларини аниқлайди, аммо битта реакцияни аниқлашда хатога йўл қўйилган бўлса, иккинчи реакцияни аниқлашда ҳам бу нарса албатта хатоликка олиб келади. Бошқа мувозанат тенгламаларидан фойдаланилса, бу ҳолга йўл қўймаслик мумкин.

23.3. Хато шундан иборатки, мувозанат тенгламаларининг биринчи иккитасига жуфт кучнинг моменти киритилмаган ($\sum P_{iy} = 0$ тенглама тўғри тузилган). Масалан, $\sum M_A = 0$ тенглама қўйидаги кўринишда бўлиши керак: $q \cdot 2a^2 - m \cdot l + P \cdot 3a - V_B \cdot 4a = 0$.

24.1.Б. Нотўғри. $2aq$ нагрузка балканинг чап қисмини ўнг қисмига нисбатан туширишга интилади, шунинг учун бу нагрузка ҳосил қилган кўндаланг куч минус ишорали бўлади. Ташқи момент m кўндаланг куч ҳосил қилмайди.

24.1.В. Нотўғри. V_B куч балканинг ўнг қисмини чап қисмига нисбатан кўтаришга интилади, бинобарин, бу ҳолга тегишли кучланиш минус ишорали бўлади.

24.2.А. Нотўғри. P кучининг моменти балкани ботиқ томони билан пастга томон эгишга интилади, шунинг учун бу куч ҳосил қиладиган эгувчи момент манфий ишорали бўлади. Бу куч таъсирида эгилиш характери аниқлаш учун балка таянчларини фикран ташлаб юбориш, эгувчи момент аниқланаётган кесимни эса бикр маҳкамлаган деб ҳисоблаш керак.

24.3. Кўндаланг куч $Q = -1 \text{ кН}$; эгувчи момент $M = 0,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

24.4.А. Нотўғри. Кесимлар методи кўриб чиқишда бруснинг чап қисмига тегишли берилган кесимда ҳосил бўладиган ички кучлар ва айнан шу кесимда, аммо бруснинг ўнг қисмига тегишли кесимда ҳосил бўладиган ички кучлар таъсир ва акс таъсир кучлари бўлганлиги учун уларнинг катталиклари жиҳатидан тенглиги ва қарама-қарши йўналганлиги тушунтирилган эди. Шу билан бирга ишоралар қондаси шундай тузилганки, кўндаланг куч ва эгувчи моментнинг ишораси балканинг қайси қисми текшириляётганига боғлиқ бўлмайди.

25.1.А. Жавоб тўлиқ эмас, чунки чизиқлар ҳақиқатан ҳам тўғри, аммо уларнинг ўққа нисбатан жойлашиши турлича.

25.2.А. Жавоб аниқмас—чизиқлар тўғри, лекин улар ўққа нисбатан турлича жойлашган.

25.3. Эгувчи моментларнинг эпюраси—парабола

26.1. Кўндаланг кучлар AC участкада $Q_1 = 8,16 \text{ кН}$, CD участкада $Q_2 = -1,94 \text{ кН}$, DB участкада $Q_3 = 7,84 \text{ кН}$. Эгувчи моментлар $M_A = 0$; $M_C = 6,56 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $M_D = 4,68 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $M_B = 0$

26.2.А. Нотўғри. Эғувчи моментлар эиюрасидаги сакрашлар фақат жуфт куч кўйилган кесимлар остида бўлиши мумкин.

26.3. Эғувчи моментлар: $M_A = 0$; $M_B^{\text{вар}} = -10 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $M_B^{\text{нп}} = -2 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $M_C = 12 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Эғувчи моментлар эиюрасидаги сакраш шу кесимга кўйилган жуфт куч моментининг катталигига тенг.

26.4.А. Нотўғри. Балка ботиқ томони билан юқорига қараб деформацияланади, шунинг учун эғувчи моментларнинг ишораси манфий бўлиши мумкин эмас (эғувчи моментлар учун ишоралар қондасига қаранг).

26.4.В. Нотўғри. Балканинг ҳамма участкалари ботиқ томони билан юқорига қараб деформацияланади; бинобарин, эғувчи моментларнинг ишораси балканинг бутун узунлигида бир хил бўлиши керак.

27.2.Б. Нотўғри. Нормал кучланишлар балка кўндаланг кесимининг ўқий инерция моментига тескари пропорционал, ўқий инерция моменти эса кўндаланг кесимининг шакли ва ўлчамларига боғлиқ. Бинобарин, кучланишлар ҳам балка кўндаланг кесимининг шаклига боғлиқ.

27.3.А. Нотўғри. O нуқта—балка кўндаланг кесимининг симметрия ўқлари кесилган нуқта; бинобарин, шу нуқта орқали нейтрал ўқ ўтади. Нормал кучланишлар нейтрал ўқда нолга тенг.

27.3.В. Нотўғри. Нуқта нейтрал ўқдан қанча узоқ жойлашса, нормал кучланишлар шунча катта бўлади.

27.5.А.Б. Нотўғри. Бу формула кўндаланг кесимининг фақат четки нуқталари учун тўғри.

28.1.Б. Қўштаврниг u ўққа нисбатан қаршилик момент x ўққа нисбатан қаршилик моментига қараганда анча кичик, шу сабабдан 102-расм, б да кўрсатилган қўштавр учун эгилишга кўрсатилган қаршилик кичик бўлади.

28.1.В. Нотўғри. Қўштаврниг x ва y ўқларга нисбатан қаршилик моментлари бир хил эмас, бинобарин, рухсат этилган нагрзукалар ҳам турлича.

28.2.А. Нотўғри. Баландлик икки марта ортса, қаршилик моменти тўрт марта ортади, тегишлича кучланишлар камаяди.

28.2.В. Нотўғри. Бешбурчакликнинг қаршилик моменти баландликнинг квадратига эмас, балки кубига пропорционал.

28.3. Баландлиги энг катта бўлган балканинг массаси энг кичик бўлади.

29.1.А.В. Нотўғри. Эғувчи момент камайганда унга пропорционал равишда балканинг салқиланиши ҳам камаяди.

29.2.А.В. Нотўғри. Балканинг салқилиги эластиклик модулига тескари пропорционал. Чўянинг эластиклик модули пўлатникидан икки марта кичик.

30.1.А. Нотўғри. P_1 ва P_2 кучлар валнинг фақат буралишини эмас, балки эгилишини ҳам ҳосил қилади. Бу кучларни вал ўқида жойлашган нуқталарга келтириб, буига осонгина ишонч ҳосил қилиш мумкин (кучларни нуқтага келтиришга қаранг, 16-§).

30.2. $M_{\text{вал}} = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $d = 80 \text{ мм}$.

30.3. $d = 38 \text{ мм}$.

31.1.А. Нотўғри. Стерженнинг тўғри чизиқли шакли сиқувчи куч критик кучдан кичик бўлгандагина устивор бўлади. Куч шу сабабдан ҳам критик деб аталганки, куч бу чегарадан ортиши билан тўғри чизиқли шаклнинг устиворлиги бузилади.

31.2.Б. Нотўғри. Эластиклик модули қанча катта бўлса, материал шунчалик бикр ва стерженнинг тўғри чизиқли шакли шунчалик устиворроқ бўлади. Бинобарин, критик кучнинг катталиги материалнинг эластиклик хоссаларига боғлиқ. Критик кучнинг бўйлама эластиклик модулига тўғри пропорционал эканлиги Эйлер формуласидан кўриниб турибди.

31.3.А. Нотўғри. Критик куч стержень узунлигининг квадратига тескари пропорционал (Эйлер формуласига қаранг).

31.3.В. Нотўғри. Критик куч стержень узунлигининг кубига эмас, балки квадратига тескари пропорционал.

31.4.Б. Нотўғри. Стержень учларининг бикр қистириб маҳкамланиши четки кесимларнинг бурилишига тўсқинлик қилади ва бу билан унинг тўғри чизиқли шаклини анча устивор қилади, бинобарин, критик куч катталиги ортади.

31.5. Стерженнинг эгилувчанлиги $\lambda = 120$.

32.1.Б. Нотўғри. Мустаҳкамлик анча даражада кучланишларнинг вақт мобайнида ўзгариш характерига боғлиқ. Вақт мобайнида даврий ўзгарувчи кучланишлар материални мустаҳкамлик чегарасидангина эмас, балки оқувчанлик чегарасидан ҳам кичик кучланишларда емирилишга олиб келиши мумкин.

32.2.А. Нотўғри. Ўзгарувчан кучланишларда мустаҳкамлик ўзгармас кучланишлар бўлган ҳолдагидан кичик ва емирилиш оқувчанлик чегарасидан ҳам кичик кучланишларда юз бериши мумкин.

32.3.А. Нотўғри. Вақт мобайнида ўзгармас кучланишларда синиш бир жинсли бўлади: узилиб емирилишда синиқнинг бутун юзаси йирик донали, кесилиб синишда силлиқ бўлади.

32.4.Б. Нотўғри. Чидамлилик чегараси деталь шаклига боғлиқ. Кичик диаметрдан катта диаметри кескин ўтишда кучланишлар концентрацияси кўпроқ бўлади ва чидамлилик чегараси камаяди.

33.1.Б. Нотўғри. Агар бу тенгламалардан вақт чиқариб ташланса, нуқтанинг $u = \frac{b}{a} x$ тўғри чизиқ бўйлаб ҳаракатланиши ойданлашади. Бинобарин, нуқтанинг координаталари вақт функцияси сифатида маълум бўлса, унинг траекториясини аниқлаш мумкин.

33.2.А. Ўтилган йўлни аниқлаш учун фақат траекторияни билиш етарли эмас, бунинг учун яна нуқтанинг бошланғич вазиятини ва ҳаракатланиш қонунини билиш зарур.

33.3.А. Нотўғри. Шарт бўйича нуқта A дан B га йўналди, тезлик эса нуқта ҳаракати томонга йўналган.

33.3.Б.Г. Нотўғри. Тезлик нуқта траекториясига ўтказилган нормал бўйича йўналиши мумкин эмас.

33.4. Нуқтанинг тўла тезлиги $v = 5 \text{ м/с}$. x ўқ билан \bar{v} тезлик

йўналиши орасидаги бурчак $\alpha = 53^\circ$; $\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_y}{v_x} = \frac{4}{3}$.

34.1.А. Нотўғри. Текис ҳаракатда тезланиш нолга тенг.

34.1.Б. Нотўғри. Тезланишнинг ишораси манфий, бинобарин, у нукта тезлигига қарама-қарши томонга йўналган, яъни нуктанинг ҳаракати тезланувчан бўлиши мумкин эмас.

34.2.А. Нотўғри. Нормал тезланиш тезлик вектори йўналишининг ўзгаришини характерлайди.

34.3.А.Б. Нотўғри. Тезланишнинг нормал ташкил этувчиси ҳамма вақт нукта траекторияси эгрилигининг марказига йўналган бўлади.

34.3.В. Нотўғри. Тезланиш ташкил этувчиларининг CN ва CO бўйича йўналиши текис-тезланувчан ҳаракатга мос келади, чунки бу ҳолда тезланишнинг уринма ташкил этувчиси CN бўйича йўналган, яъни нукта ҳаракатининг йўналиши (A дан B га) билан мос тушади.

35.1.А ва Γ —текис тезланувчан айланиш, B ва B —текис айланиш.

35.2.А. Нотўғри. Қаттиқ жисмнинг кўзгалмас ўқ атрофида текис айланишида инсталган нукта тезлик векторининг йўналиши ўзгаради, бу ўзгариш эса нормал тезланишнинг лужудга келиши билан боғлиқ.

35.2.В. Нотўғри. Қаттиқ жисмнинг кўзгалмас ўқ атрофида текис айланишида нормал тезланиш нолга тенг эмас. Бинобарин, тўла тезланиш ҳам нолга тенг бўла олмайди.

$$35.3. \omega = 147 \text{ рад/с}; v = 7,35 \text{ м/с}; a = 1080 \text{ м/с}^2$$

$$35.4. v = 15 \text{ м/с}; \omega_2 = 75,3 \text{ рад/с}.$$

36.1.А. Материал нукталар ўзгармас тезликлар билан тўғри чизиқлар бўйлаб, бинобарин, кучларнинг мувозанатлашган системаси таъсирида ҳаракатланади.

36.2.А. Куч материал нуктага унинг массасига тескари пропорционал тезланиш беради.

36.3.А. Нотўғри. Динамика масаласини статика масаласига келтириш учунгина ҳаракатдаги нукталарга инерция кучлари қўйилади.

$$36.4. \text{Канатнинг тортиш кучи } 1,185 \text{ кН}.$$

37.1.А. Нотўғри. Оғирлик кучи горизонтал йўналишга перпендикуляр йўналган, бинобарин, иш нолга тенг.

37.2.А. Нотўғри. Иш манфий—шунинг учун кучнинг йўналиши билан силжиш орасидаги бурчакнинг косинуси ҳам манфий катталик, яъни бурчак манфий бўлиши мумкин эмас.

37.2.Б. Нотўғри. Агар куч йўналиши билан силжиш орасида тўғри бурчак бўлганида эди, ишнинг катталиги нолга тенг бўларди.

37.3.А. Нотўғри. Оғирлик кучининг иши жисм оғирлик маркази ҳаракатининг траекториясига боғлиқ эмас, балки фақат оғирлик маркази баландлигининг ўзгаришига боғлиқ.

$$38.1. P = m \frac{v_2 - v_1}{t} = 15 \frac{4 - 2}{5} = 6 \text{ Н}.$$

$$38.2. t = \frac{v_1}{g} = \frac{80000}{3600 \cdot 0,25 \cdot 9,81} = 9 \text{ с}.$$

$$39.1. \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = \frac{m}{2} (v_2^2 - v_1^2) = \frac{20}{2} (400 - 100) = 3000 \text{ Ж}.$$

39.2.А. Кинетик энергия тезликнинг квадратига тўғри пропорционал ва тезлик икки марта ортганида тўрт марта ортади.

$$39.3. A = \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = \frac{G}{2g} (v_2^2 - v_1^2) = \frac{981}{2 \cdot 9,81} (25^2 - 5^2) = 30000 \text{ Ж}.$$

ДАРСЛИКНИ ЎРГАНИБ ЧИҚИШДА ОЛИНГАН БИЛИМЛАРНИ ТАҚРОРЛАШ ВА МУСТАҚҚАМЛАШ УЧУН МАСАЛАЛАР

1. Статика

1. Таъсир чизиқлари $\varphi = 35^\circ$ бурчак остида кесиниладиган (10-бетдаги 3-расмга қаранг) икки $P = 80 \text{ кН}$ ва $Q = 60 \text{ кН}$ кучнинг тенг таъсир этувчиси аниқлансин.

2. $P = 70 \text{ кН}$ кучнинг координата ўқларидаги проекциялари аниқлансин, бу куч таъсир чизиги билан ўқ орасидаги бурчак $(\vec{P}, x) = 60^\circ$ (17-бетдаги 13-расмга қаранг).

3. Кучнинг берилган проекциялари $P_x = 45 \text{ кН}$, $P_y = 60 \text{ кН}$ бўйича унинг тўла катталиги ва координата ўқлари билан ҳосил қилган бурчаклари аниқлансин.

4. AB стерженда $S_1 = 1000 \text{ Н}$ куч ҳосил бўлиши учун кронштейнга осилган \vec{Q} юкнинг (23-бетдаги 17-расмга қаранг) катталиги ҳисоблансин. Шунингдек, BC стержендаги S_2 кучнинг тегишли қиймати топилсин.

5. BC стерженда $S_2 = -1200 \text{ Н}$ куч ҳосил бўлиши учун кронштейнга осилган \vec{Q} юкнинг (17-расмга қаранг) катталиги ҳисоблансин. Шунингдек, AB стержендаги S_1 кучнинг тегишли қиймати топилсин.

6. 29-расмда тасвирланган (32-бетга қаранг) вал шкивларининг диаметрлари $D_1 = 800 \text{ мм}$, $D_2 = 600 \text{ мм}$, куч $Q = 400 \text{ Н}$. \vec{Q} кучнинг z ўққа нисбатан моментини мувозанатловчи \vec{P} куч аниқлансин. \vec{P} куч билан шкив текислиги орасидаги бурчак 45° , яъни $(\vec{P}, \vec{P}_1) = 45^\circ$.

7. Олдинги масала шартлари бўйича (29-расмга қаранг) \vec{P} куч билан D_1 шкив текислиги орасидаги бурчак аниқлансин. Бу куч ўққа нисбатан моментларнинг мувозанатлашиши шарт бўйича $P = 300 \text{ Н}$ ($Q = 400 \text{ Н}$) ни ташкил этади.

8. Консоль балка қистириб маҳкамланган жойда (44-бетдаги 39-расмга қаранг) $V_A = 2 \text{ кН}$, $m_A = 21 \text{ кНм}$ реакциялар ҳосил

бўлди. Балканинг ўз оғирлигини ҳисобга олмасдан унинг учига осилган юк \vec{P} ва консолнинг пролети l аниқлансин.

9. Агар $m=24$ кНм, $q=2$ кН/м, $l=12$ м, $b=8$ м бўлса, 40-расмда тасвирланган (45-бетга қаранг) балканинг таянч реакциялари аниқлансин.

10. Агар $r=10$ см, $\alpha=70^\circ$ бўлса, айлана марказидан доиравий сегментнинг оғирлик марказигача бўлган масофа u_c аниқлансин (52-бетдаги 45-расм, θ га қаранг).

11. Агар $r=12$ см, $\alpha=60^\circ$ бўлса, доиравий сегментнинг учидан унинг оғирлик марказигача бўлган (45-расм, θ га қаранг) масофа u_c аниқлансин.

12. Қутбий инерция моментлари ҳисоблансин:

а) $d=12$ см бўлган доиранинг; б) $d_{\text{тш}}=20$ см, $\alpha = \frac{d_{\text{иш}}}{d_{\text{тш}}} = 0,7$ бўлган ҳалқанинг.

13. Марказий ўқий инерция моментлари ҳисоблансин: а) $d=98$ мм бўлган доиранинг; б) $d_{\text{тш}}=100$ мм, $\alpha = \frac{d_{\text{иш}}}{d_{\text{тш}}} = 0,8$ бўлган ҳалқанинг; в) $a=120$ мм бўлган квадратнинг; г) $h=140$ мм $b=60$ мм бўлган тўғри тўртбурчакликнинг [тўғри тўртбурчаклик учун x ва y ўқларга нисбатан иккита ўқий инерция моментлари ҳисобланади (56-бетдаги 50-расм, a га қаранг)].

14. $h=140$ мм, $b=60$ мм бўлган (50-расм, a га қаранг) тўғри тўртбурчакликнинг унинг томонлари бўйлаб ўтадиган ўқларга нисбатан ўқий инерция моменти аниқлансин.

15. Доиранинг (50-расм, b га қаранг) унинг периметрига уринма бўлган вертикал ўққа нисбатан ўқий инерция моменти аниқлансин.

II. Материаллар қаршилиги асослари

16. Диаметри 14 мм ва узунлиги 800 мм бўлган доиравий кўнда-ланг кесимли мис стержень чўзувчи \vec{P} кучлар таъсирида 0,3 мм га узайди. \vec{P} куч аниқлансин.

17. Тўғри тўртбурчаклик кесимли ($b=15$ мм ва $h=30$ мм) пўлат стержень чўзувчи $P=72$ кН куч таъсирида 7,2 мм га узайди. Стерженнинг дастлабки узунлиги аниқлансин.

18. Пўлат намунанинг ($d=10$ мм ва $l_0=100$ мм) чўзилишини синашда қуйидаги натижалар олинади:

P , кН	5	10	15
Δl , мм	0,0318	0,0636	0,0954

Бу ерда \vec{P} — намунани чўзувчи куч, Δl — намунанинг дастлабки узунлиги l_0 бўлган иш қисмининг узайиши. Келтирилган маълумотлар бўйича намуна материалнинг бўйлама эластиклик модули аниқлансин.

19. Пўлат намунанинг кесилишини синашда (қўшалок кесилиш)

емирувчи куч $P_{\text{пч}} 47$ кН га тенг бўлиб чиқди. Намуна материалнинг мустаҳкамлик чегараси аниқлансин.

20. Листда ($\delta=5$ мм) диаметри 12,5 мм бўлган тешик ўйиш учун пресс пуансонига талаб этиладиган босиш кучи аниқлансин. $\tau_{\text{пч}}=320$ Н/мм² деб қабул қилинсин.

21. Тешик ўйовчи пресс максимал 250 кН куч ҳосил қила олади. Қалинлиги $\delta=10$ мм бўлган листда ўйилиши керак бўлган тешикнинг энг катта диаметр d_{max} ва $d=21$ мм ли тешик ўйилиши керак бўлган листнинг максимал қалинлиги δ_{max} аниқлансин. $\tau_{\text{пч}}=290$ Н/мм².

22. Доиравий кесимли брусда ($d=80$ мм) $\tau_{\text{max}}=40$ Н/мм². Кесим марказидан 20 мм узоқликда жойлашган нуқтадаги уринма кучланиш аниқлансин.

23. Труба кўндаланг кесими ички контурининг ($d_0=60$ мм, $d=80$ мм) нуқталарида 40 Н/мм² га тенг уршма кучланишлар ҳосил бўлади. Трубада ҳосил бўладиган максимал уринма кучланиш аниқлансин.

24. Ҳалқасимон кесимли бруснинг кўндаланг кесимида ($d_0=30$ мм, $d=70$ мм) буровчи момент $M_2=3$ кН·м ҳосил бўлади. Кесим марказидан 27 мм узоқликда жойлашган нуқтадаги уринма кучланиш ҳисоблансин.

25. Катети $k=6$ мм бўлган полосанинг уни фасон лист (косинка) га пайвандлаш учун талаб этилган рўпара чокларининг узунлиги $l_{\text{ф}}$ аниқлансин. Полосанинг материали Ст.3 маркали пўлат, $[\sigma_{\text{чз}}]=160$ Н/мм². Пайвандлаш қўлда Э42 электродлари билан бажарилади, $[\sigma_{\text{кес}}]=100$ Н/мм². Бирикманинг мустаҳкамлиги пайвандланадиган полосанинг мустаҳкамлиги билан бир хил бўлиши керак.

26. $q=10$ кН/м ва $a=2$ м бўлганда балка учун (103-бетдаги 94-расмга қаранг) кўндаланг кучлар ва эгувчи моментларнинг эпюралари қурилсин.

27. Рухсат этилган кучланиш $[\sigma]=160$ Н/мм² бўлганда диаметри $d=120$ мм ли доиравий пўлат кесим қабул қила оладиган рухсат этилган эгувчи момент аниқлансин.

28. Рухсат этилган кучланиш $[\sigma]=13$ Н/мм² бўлганда томонлари $a=200$ мм бўлган квадрат кесимли брусдан ясалган ёғоч балка кўтара оладиган тақсимланган нагрузка аниқлансин (101-бетдаги 93-расм).

29. $P=24$ кН, $a=3$ м, $b=6$ м бўлганда балкадаги максимал нормал ва уринма кучланишлар ҳисоблансин (100-бетдаги 92-расмга қаранг). Балканинг кесими — диаметри $d=150$ мм бўлган доира. Агар балкадаги максимал нормал кучланишлар тахминан рухсат этилган қийматларига тенг бўлса, у қандай материалдан ясалган.

30. 93-расмда кўрсатилган, 28-масала шартларига мос келадиган балка учун 3-жадвал ёрдамида, пролетнинг ўртасидаги салкилик ва кесимларнинг таянчларда бурилиш бурчаклари аниқлансин.

31. Моментнинг қиймати m да (89-расмга қаранг) ва кучнинг қиймати \vec{P} да (90-расмга қаранг), балкаларнинг $[\sigma]=15$ Н/мм² бўл-

гандаги тегишли рухсат этилган мустақкамлигида 3-жадевал ёр-
ламда доиравий кесимли ёғоч балкалар эркин учларининг бури-
лиш бурчаклари аниқлансин (98-бетдаги 89- ва 90-расмларга
қаранг).

III. Кинематика ва динамика элементлари

32. Берилган ҳаракат қонуни $x = 25t^2 - 3t$, $y = 50t^2 - 6t$ (x, y — см,
 t — с ҳисобида) бўйича нуқта ҳаракатининг траекторияси аниқлан-
син.

33. Агар миноранинг тепасидан эркин ташлаб юборилган оғир
тош ер сиртига 3 с дан кейин келиб тушса, миноранинг балан-
длиги аниқлансин: $a = g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

34. Замонавий тез учар самолётнинг қўнишида унинг қўниш
йўлчасидаги югуриши 1500 м га тенг. Гилдирак йўлга дастлабки
теккан пайтида самолёт тезлигининг горизонтал ташкил этувчиси
500 км/соатга тенг. Югуришнинг давомийлиги ва тезланишни ўз-
гармас деб ҳиссблаб унинг катталиги аниқлансин.

35. Гидроэлектростанция турбинаси 5 мин. давомида юргизиб
юборилади. Агар бурчагий тезланиш $\epsilon = 0,2 \text{ рад/с}^2$ бўлса, турбина
роторининг ҳаракатланиш қонуни ва юргизиб юбориш пайтидаги
айланиш частотаси аниқлансин.

36. Ернинг ўз ўқи атрофида айланишининг бурчагий тезлиги
 рад/с ва айл/мин ҳисобида аниқлансин, шунингдек, ҳаракат тенг-
ламаси ёзилсин.

37. Оғирлиги $G = 250 \text{ кГ}$ бўлган вагонетка горизонтал тўғри
чизиқли йўлда горизонтал куч \vec{P} таъсирида $0,2 \text{ м/с}^2$ тезланиш
билан ҳаракатланади. Вагонеткани материал нуқта деб қараб, \vec{P}
куч аниқлансин.

38. $a = 2 \text{ м/с}^2$ тезланиш билан кўтарилаётган лифт кабинасининг
полига одамдан тушадиган босим ҳисоблансин. Одамнинг оғирли-
ги $G = 800 \text{ Н}$.

39. Лифт $a = 2 \text{ м/с}^2$ тезланиш билан пастга тушганда оғирлиги
 $G = 800 \text{ Н}$ бўлган одамнинг кабина солига босими аниқлансин.

40. Поездни $a = 1,5 \text{ м/с}^2$ тезланиш билан горизонтал йўлда
ҳаракатлантираётган локомотивнинг ҳосил қиладиган қуввати аниқ-
лансин. Поезднинг массаси $m = 6000 \text{ т}$. Зарарли қаршилик (иш-
қаланиш) 1 т массага $F = 200 \text{ Н}$.

41. Агар поезд қиялиги $\alpha = 5^\circ$ бўлган қияликда кўтарилаётган
бўлса, олдинги масала шартлари бўйича локомотив ҳосил қилад-
иган қувват аниқлансин.

42. Қуввати $N = 10 \text{ кВт}$ бўлган электр двигатели $M = 3000 \text{ Н·м}$
айлантирувчи момент ҳосил қилиши керак. Редуктор ф. и. к.
 $\eta = 0,8$ деб ҳиссблаб, шу моментни ҳосил қилиш мумкин бўлган
айланиш частотаси аниқлансин.

IV. Механизм ва машиналар деталлари

43. Диаметри $d = 700 \text{ мм}$ бўлган доиравий арра (189-бетдаги
161-расмга қаранг) валда икки шайба орасига маҳкамланган ва

бурилишдан вал училаги гайкани сириб тортишда ҳосил бўлади-
ган ишқаланиш кучлари ҳисобида тутиб турилади. Агар арра
билан шайба орасидаги ишқаланиш коэффиценти $f = 0,15$; шайба-
нинг ички диаметри $d_{\text{и}} = 120 \text{ мм}$; ташқи диаметри $d_{\text{тш}} = 170 \text{ мм}$
бўлса, валининг резьба қирқилган қисмининг диаметри аниқлансин.
Кесилишга қаршилик $P = 500 \text{ Н}$.

44. Юк кўтариш қобилияти $Q = 160 \text{ кН}$, кўтариш баландлиги
 $l_0 = 600 \text{ мм}$ бўлган домкратнинг винтли механизми ҳисоблансин
(192-бетдаги 164-расм, а га қаранг).

45. 197-бетдаги 167-расмда тасвирланган икки поғонали тиш-
ли узатманинг ҳар қайси валидаги моментлар ва қувватлар аниқ-
лансин.

Ҳар қайси тишли узатманинг ф. и. к. $\eta_{\text{тиш}} = 0,99$; битта валининг
таянчидаги исрофларни ҳисобга олувчи ф. и. к. $\eta_{\text{вал}} = 0,98$; би-
ринчи валдаги фойдали қувват $N_1 = 12 \text{ кВт}$; биринчи валининг ай-
ланиш частотаси $n_1 = 200$ айл/мин, узатиш сонлари $u_{12} = 2,4$;
 $u_{23} = 3$.

46. Қуйида берилганлар бўйича тўғри тишли бир поғонали
цилиндрик узатманинг текшириш ҳисоби бажарилсин: $z_1 = 30$;
 $u = 2,4$; $m = 5 \text{ мм}$; $b = 48 \text{ мм}$ (213-бетдаги 183-расмга қаранг).
Нагрузка катталиги ва йўналиши бўйича ўзгармас (яъни нагрузка
пореверсия). Шестернядаги номинал қувват $N_{\text{ном}} = 6 \text{ кВт}$, айла-
ниш частотаси $n_1 = 200$ айл/мин. Таянчлар тишли гилдиракларга
нисбатан симметрик жойлашган. Шестернянинг materiali пўлат
45, тишли гилдиракники — пўлат 35.

47. Ёғоч аралаш рамаси электр двигателининг понасимон тас-
мали узатмасы ҳисоблансин. Двигателининг қуввати $N = 70 \text{ кВт}$,
рамадаги шкивнинг диаметри $D_2 = 1000 \text{ мм}$; двигатель валининг
бурчагий тезлиги $\omega_1 = 80 \text{ рад/с}$; етакланувчи шкивнинг бурчагий
тезлиги $\omega_2 = 40 \text{ рад/с}$ (239-бетдаги 200-расмга қаранг).

48. Тишли-червякли редуктор тезюар валининг бурчагий тез-
лиги $n_{\text{ш}} = 2800$ айл/мин. Цилиндрик узатма тишли гилдираклари-
нинг сон $z_1 = 20$ ва $z_2 = 50$. Червякли узатманинг параметрлари:
 $z_{\text{ч}} = 2$; $m_{\text{ч}} = 6 \text{ мм}$; $q = 12$; $a_{\text{ч}} = 300 \text{ мм}$. Червяк гилдирагининг
бурчагий тезлиги аниқлансин.

МУНДАРИЖ А

Сўз боши 3

Биринчи бўлим 5

СТАТИКА 5

I боб. Статиканинг асосий тушунчалари ва таърифлари 5

1-§. Механикавий ҳаракат, Мувозиёт 5

2-§. Маддий нукта. Абсолют қаттиқ ва деформацияланадиган жисмлар 6

3-§. Куч — вектор. Кучлар системаси. Кучларнинг эквивалентлиги 6

4-§. Статистика аксиомалари 8

5-§. Бойланишлар ва уларнинг реакциялари 11

II боб. Таъсир чизиқлари бир нуктада кесилувчи кучларнинг текис системаси 11

6-§. Бир нуктага қўйилган кучларни қўшибилиш геометрик методи 13

7-§. Кучнинг ўқдаги проекцияси 16

8-§. Вектор айнашнинг ўқдаги проекцияси 18

9-§. Бир нуктага кесилувчи кучлар текис системаси тегиш таъсир эгувишсининг қатъийлиги ва бўлинишни аналитик ҳисоблаш 19

10-§. Бир нуктада кесилувчи кучлар текис системасининг мувозанат тенгламаси 20

11-§. Бир нуктада кесилувчи кучларнинг текис системасига оид масалалар ечиш 21

III боб. Жуфт куч ва кучлар momenti 24

12-§. Жуфт куч ва унинг жисмга таъсири 24

13-§. Жуфт кучларнинг эквивалентлиги 25

14-§. Жуфт кучларни қўшиб 27

15-§. Кучнинг кукта ва ўқда нисбатан momenti 29

IV боб. Ихтиёрий жойлашган кучлар системаси 33

16-§. Кучни нуктага ҳайтириш 33

17-§. Кучларнинг текис системасини бирлиган нуктага ҳайтириш 24

18-§. Тенг таъсир этувчининг momenti ҳақидаги теорема (Вариол теоремаси) 37

19-§. Кучларнинг текис системасини мувозанат тенгламаси 39

20-§. Балклар системасининг таъниқ қурилмалари 42

21-§. Кучлар текис системасининг мувозанатга оид масалалар ечиш 42

22-§. Кучларнинг фазовий системаси 46

V боб. Оғирлик маркази, Текис кесимларнинг геометрик характеристикалари 47

23-§. Параллел кучлар маркази ва унинг координатлари 47

24-§. Юзларнинг оғирлик марказлари. Юзларнинг статикавий моментлари 50

25-§. Кутбий ва ўқий инерция моментлари 53

26-§. Параллел ўқларга нисбатан ўқий инерция моментлари 56

27-§. Нормал сўртмент теоремалари ўрдаида қўшма кесимларнинг инерция моментларини аниқлаш 57

Иккинчи бўлим 60

МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИ АСОСЛАРИ 60

VI боб. Материаллар қаршилигининг асосий ваифалари 60

28-§. Деформация ва эластик жисм ҳақида тушунча 66

29-§. Асосий фарқлар ва гипотезалар 61

30-§. Кесимлар методи. Деформациялар турри 64

31-§. Кучланишлар 68

VII боб. Чўзилиш ва сиқилиш 70

32-§. Чўзилиш ва сиқилишдаги бўйлама кучлар. Бўйлама кучларнинг эластиклик қуриш 70

33-§. Чўзилиш (сиқилган) стерженнинг қўндалиқ кесимларидаги кучланиш 72

34-§. Чўзилиш (сиқилган) стерженнинг қўндалиқ кесимларидаги кучланиш 73

35-§. Эластик чўзилиш ва сиқилишдаги деформация. Гук қонуни 77

36-§. Қўндалиқ деформация. Пуассон коэффициенти 79

VIII боб. Кесилиш ва эзилишни ҳисоблаш 80

37-§. Кесилиш ва эзилиш ҳақида тушунча. Мустақамлик шартлари 80

38-§. Найзақд спиралларнинг ҳисоблаш 83

IX боб. Буралиш 84

39-§. Соф силжип 84

40-§. Буровчи моментлар вазараси 85

41-§. Довзавий кесимли бўришнинг буралишдаги кучлақиллар ва деформациялар 89

42-§. Буралишда мустақамликнинг ва бирикликни ҳисоблаш 92

X боб. Эгилиш 94

43-§. Асосий тушунчалар 94

44-§. Балклар кесимларидаги қўндалиқ кучлар ва эгилючи моментлар 96

45-§. Қўндалиқ кучлар ва эгилючи моментларнинг эларалари 97

46-§. Қўндалиқ кучлар ва эгилючи моментлар элараларини ҳарактерлик нукталар асосида қуриш 102

47-§. Эгилишдаги нормал кучланишлар 106

48-§. Эгилишдаги мустақамликни ҳисоблаш 111

49-§. Эгилишдаги чизикли ва бугриқли силжиплар ҳақида тушунча 114

XI боб. Деформацияларнинг мураккаб турлари 116

50-§. Эгилиш билан буралишнинг бирикмадаги таъсири 116

51-§. Мустақамлик налариялари ҳақида тушунча 116

52-§. Вазик эгилиш билан буралишнинг бирикмадаги таъсирига ҳисоблаш мисоли 119

XII боб. Сиқилган стерженларнинг устиворлиги 122

53-§. Бўйлама эгилиш ҳақида тушунча 123

54-§. Эйлер формуласининг шиллалиги шартлари. Критик кучланишлар учун эларик формулалар 125

XIII боб. Вақт мобайнида узгарувчи нагрзуқалар бўлганда мустақамликни ҳисоблаш 128

55-§. Толлиқб эмерилиш ҳақида асосий тушунчалар 128

56-§. Кучланишлар диқка. Чидамлик чегарасини аниқлаш 128

57-§. Маҳаллий кучланишлар. Кучланишлар концентрацияси коэффициенти 130

Учинчи бўлим

КИНЕМАТИКА ВА ДИНАМИКА ЭЛЕМЕНТЛАРИ 132

XIV боб. Кинематика 132

58-§. Асосий тушунчалар 132

59-§. Нуктанинг ҳаракат тенгламаси 134

60-§. Нуктанинг тезлиги 134

61-§. Нуктанинг тезланиши 136

62-§. Нукта ҳаракатининг тевланишига боғлиқ турлар 138

63-§. Қаттиқ жисмининг алгариланма ҳаракати 140

64-§. Жисмининг ҳаргалмас ўқ апрофида айлиниши 141

65-§. Айланавтқон жисмининг тезлиги ва тевланиши 142

66-§. Қаттиқ жисмининг текис-параллел ҳаракати ҳақида тушунча 144

XV боб. Динамика

67-§. Динамика аксиомалари 146

68-§. Инерция кучлари ҳақида тушунча. Кинематостатика методи 149

69-§. Тўғри чизикли кўчишда ўзгармас кучнинг вий 152

70-§. Кўчиш эгри чизикли кўчишда бажарилган иши 153

71-§. Кўчиш 154

72-§. Айланма ҳаракатда иши ва кўчиш 156

73-§. Ишқаланиш ҳақида тушунча. Фойдалан кўэффициенти 157

74-§. Ҳаракат миқдори қўқуни 159

75-§. Потенциал ва кинетик энергия 162

76-§. Жисмининг турли ҳаракатланган ҳолларидаги кинетик энергияси 163

77-§. Бир жисмга баъзи жисмларнинг инерция моментлари 164

78-§. Кинетик энергиянинг таъриши ҳақидаги қўқуни 166

79-§. Қаттиқ жисмининг айланма ҳаракати учун динамиканинг асосий тенгламаси 166

Тўртинчи бўлим 169

МЕХАНИЗМ ВА МАШИНА ДЕТАЛЛАРИ 169

XVI боб. Асосий тушунчалар ва таърифлар 169

80-§. Машиналарнинг классификацияси 169

81-§. Кинематик жуфтлар ва эларик жуфтлар 170

82-§. Машиналарга ва машина деталларига нисбатан қўйилган асосий талаблар. Вазик машиналарнинг материалларининг характеристикалари 171

XVII боб. Деталларнинг бирикмалари 175

83-§. Партик шикли пайванд ва елимланган бирикмалар 175

84-§. Резьбали бирикмалар 179

85-§. Резьбали бирикмаларнинг ҳисоблаш 185

XVIII боб. Винтли механизмлар 189

86-§. Жуфт Умумий шартломлар 189

87-§. Юк қўтарилган винтли механизм 192

XIX боб. Айланма ҳаракат узатмалари 194

88-§. Узатмаларнинг классификацияси ва уларнинг вайфаси 194

89-§. Узатмаш сопа 195

XX боб. Фрикцион узатмалар 197

90-§. Фрикцион узатмаларнинг вайфаси ва ўзига қос хусусиятлари 197

91-§. Фрикцион узатмалардаги кинематик нисбатлар 198

92-§. Вариаторлар ҳақида тушунча 199

XXI боб. Тишли узатмалар 200

93-§. Тишли узатмаларнинг турлари. Узатмаш сопа 200

94-§. Тишли редукторлар серияларининг узатмаш сопа 204

95-§. Тишли шилламининг геометрияси 206

96-§. Тишларнинг эмерилиш турлари 209

97-§. Тўғри тишли цилиндрли елдириклар тишларининг билишнинг ҳисоблаш	210	X X V б о б. Қайтар-илгарилема ва тебранима ҳаракат механизмлари	245
98-§. Тишларнинг контакт мустаҳкамлигини ҳисоблаш	214	109-§. Кривошип-шатунли механизм	248
99-§. Цилиндрли қия тишли ва шарон ридираклар	216	110-§. Кулачокли механизмлар	248
100-§. Конуссимон тишли ридираклар	218	X X V I б о б. Узлукли бир томонлама ҳаракат қиладиган механизмлар	247
X X I I б о б. Червянли узатмалар	220	111-§. Храповикли механизмлар	247
101-§. Ишлатилиш соҳаси. Узатин сови ва ф. и. к.	220	112-§. Мальта механизмлари	248
102-§. Червякли узатмалардаги геометрик ҳисоблар	223	X X V I I б о б. Баллар ва уқлар. Таъничлар	249
X X I I I б о б. Тасмалы узатмалар	225	113-§. Ҳудуд ва балларнинг конструктив шакллари	249
103-§. Тасмалы узатмаларнинг тузилиши. Ҳаракатлантириш тасмаларкичи турлари	225	114-§. Шпонокли ва тегили (шпили) бирикмалар	251
104-§. Ясси тасмалы узатмалы тортиш лавкаты бўлича ҳисоблаш	229	115-§. Спиральни подшипниклари	258
105-§. Ясси тасмада узатма шкивларининг конструкцисы	233	116-§. Дуғаласи подшипниклари	258
106-§. Полюсимон тасмалы узатма	234	117-§. Дуғалаш подшипникларини тавлаш	261
X X I V б о б. Занжирли узатмалар	240	118-§. Илгарилема ҳаракатини муаллақ қилар	264
107-§. Занжирли узатмаларнинг хусусиятлари ва ишлатилиш соҳалари	240	119-§. Муфталарнинг вазираси ва классификацисы	264
108-§. Ҳаракатлантирувчи занжирлар ва кудузчаларни тавлаш	242	120-§. Енок оқар ва комплекцияломчи эластик муфталар	268
		121-§. Тишланши муфталари ва соқлагич муфталар	268
		Жазобалар ва шкивларни оид қонсултациялар	270
		Дарсликни ўрганиб чиқишда олинган билымларни тахоридини ва мустаҳкамлаш учун масалалар	281

На узбекском языке

**Михаил Савельевич Мсвинн,
Арон Борисович Израелит,
Абрам Гилькович Рубашкин**

ОСНОВЫ ТЕХНИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ

Учебник для техникумов

Ташкент — „Уқитувчи“ — 1983

Таржимон А. Аҳмедов

Техн. муҳаррир Т. Сжиба

Муҳаррирлар [А. Турашова] Х. Шомуратов

Корректор Д. Абдуллаева

Вақий муҳаррир Ф. Некседамбова

ИБ № 1462

Теринга берилди 26.10.1980 й. Босишга рухсат эгинди 14.06.1983 й. Формат 60×90¹/₁₆. Тпл. қоғоз № 1. Кетил 10 шлоисиз. лог. гарн. Юқори босма усулда босилди. Шарҳи б. л. 18, 0. Намр э. 19,5. Тиражи 3000. Зак. № 445. Баҳси 75 т.

„Уқитувчи“ нашрати. Тошкент, Навоий кўчаси, 30. Шартнома № 126-80

Ўзбекистон ССР полиграфия, коллиграфия ва янтоб савдоси ишлари Давлат комитети, Тошкент „Матбуот“ полиграфия шлоб чидареш бирлашмасига ҳарашак 1-босмахога, Тошкент, Хамза кўчаси, 21, 1983 ё.

Типография № 1 ТПО „Матбуот“ Государственного комитета УССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли, Ташкент, ул. Хамзы, 21.

75 т.

«УКІТУВЧИ»