

И.С.ОПАРИН

ТЕХНИКАЛЫҚ МЕХАНИКА НЕГІЗДЕРІ

ОҚУЛЫҚ

*«Білім беруді дамыту Федералдық институты»
федералды мемлекеттік автономды мекемесімен
бастауыш кәсіби білім беру бағдарламасын іске
асыратын білім беру мекемелерінің оқыту үрдісінде
оқу құралы ретінде қолдануға ұсынылады.*

*Пікір берудің тіркеу нөмері №206
2009 ж. 28 сәуірі ФММ «БДФИ»*

6-шы баспа, стереотипті



**Мәскеу «Академия»
баспа орталығы
2016**

ӘОЖ 621.01(075.32)

КБЖ 22.2ші722

О-602

Бұл кітап Қазақстан Республикасының Білім және ғылым министрлігі және «Кәсіпқор» холдингі» КЕАҚ арасында жасалған шартқа сәйкес ««ТЖКБ жүйесі үшін шетел әдебиетін сатып алуды және аударуды ұйымдастыру жөніндегі қызметтер» мемлекеттік тапсырмасын орындау аясында қазақ тіліне аударылды.

Аталған кітаптың орыс тіліндегі нұсқасы Ресей Федерациясының білім беру үдерісіне қойылатын талаптардың ескерілуімен жасалды.

Қазақстан Республикасының техникалық және кәсіптік білім беру жүйесіндегі білім беру ұйымдарының осы жағдайды ескеруі және оқу үдерісінде мазмұнды бөлімді (технология, материалдар және қажетті ақпарат) қолдануы қажет.

Аударманы «Delta Consulting Group» ЖШС жүзеге асырды, заңды мекенжайы: Астана қ., Иманов көш., 19,

«Алма-Ата» БО, 809С, телефоны: 8 (7172) 78 79 29, эл. поштасы: info@dcg.kz

П і к і р б е р у ш і л е р :

Мәскеу қ. «№31 политехникалық колледжі» ОКББ МББМ техникалық механика оқытушысы В. В. Симонова;

ОКББ ФМББМ «Орталық оқу-әдістемелік кабинеті» Балық аулау бойынша федералдық агенттігінің зертхана меңгерушісі, бас әдіскер С. Шевель

Опарин И. С.

О-602 Техникалық механика негіздері орта кәсіби білім беру

мекемелерінің студенттеріне арналған / И. С. Опарин. — ббаспа, сер. — М. : «Академия» баспа орталығы, 2016. — 144 б.

ISBN 978-601-333-029-7 (каз.)

ISBN 978-5-4468-3676-5 (рус.)

Оқу құралы техникалық мамандықтарға арналған жалпы салалық цикл пәндері бойынша оқу-әдістемелік кешеннің бөлігі болып табылады.

Машина, механизм және таратқыш тетіктерінің негізгі түрлері жөнінде деректер берілді. Олардың құрылымы, қолданылуы, артықшылықтары мен кемшіліктері сипатталды. Теориялық механика негіздері (статика) және материалдардың кедергілері баяндалды. Машина бөлшектерінің беріктігін есептеу, сонымен қатар әртүрлі механизмдердегі типтік берудегі кинематикалық сипаттамалар бойынша ұсыныстар берілді.

Оқулықты техникалық мамандықтарға арналған ОКББ ФОКББ сәйкес «Техникалық механика негіздері» жалпы кәсіби пәндерді оқыту барысында қолдануға болады.

Орта кәсіби білім беретін мекемелердің студенттеріне арналған.

ӘОЖ 621.01(075.32)

КБЖ 22.2ші722

ISBN 978-601-333-029-7 (каз.)

ISBN 978-5-4468-3676-5 (рус.)

© Опарин И.С., 2010

© «Академия» баспа орталығы, 2013

© Ресімделу. «Академия» баспа орталығы, 2013

Құрметті оқырман!

Бұл оқулық техникалық мамандықтарға арналған жалпы кәсіби цикл бойынша оқу-әдістемелік кешеннің бөлігі болып табылады.

Оқулық «Техникалық механика негіздері» жалпы кәсіби пәнді оқытуға бағытталған.

Жаңа буынды оқу-әдістемелік жинақ дәстүрлі және инновациялық оқу құралдарынан тұрады және жалпы білім беру, жалпы кәсіби пәндер мен кәсіби модульдерді оқытуды қамтамасыз етеді. Әрбір жинақта оқулық және оқу құралдары, жалпы және кәсіби құзыреттілікті, сондай-ақ жұмыс берушінің талаптарын ескере отырып, игеруге қажетті оқулықтар мен оқу құралдары бар.

Оқу басылымдары электронды білім беру ресурстарымен толықтырылады. Электронды ресурс интер белсенді жаттығулар мен жаттығу құрылғылары, мультимедиялық нысандар, интернет ресурстары мен қосымша материалдар сілтемелері, теориялық және тәжірибелі модульдерден құралған. Мұнда оқу үрдісінің негізгі параметрлері қадағаланатын терминологиялық сөздік және электронды журнал: жұмыс уақыты, бақылау және тәжірибе тапсырмаларын орындау нәтижелері енгізілген. Электронды ресурстар оқу үрдісіне жеңіл жүктеледі және түрлі оқу бағдарламалары үшін бейімделе алады.

Техникалық механика — машиналар мен механизмдердің қатты денелерінің өзара әрекеттесуін, материалдардың беріктігін және құрылымалы элементтерді есептеу туралы негізгі ережелерден тұратын пән.

Механика — ежелгі ғылымдардың бірі. Ұлы философ Аристотель (б.э.д. 384 — 322 жж.) алғаш рет «механика» ұғымын енгізді. Ежелгі грек ғалымы Архимед (б.э. дейінгі 287 — 212 жж.) иін тірекке түсірілген күштердің тепе-теңдігі және дененің ауырлық нүктесін анықтауға қатысты негізгі заңдылықтарды қалыптастырды. Атақты итальяндық ғалым және суретші Леонардо да Винчи (1452 —1519 жж.) механикада нүктеге қатысты күш мезетін анықтауға анықтамалар енгізіп, сонымен қатар құлап бара жатқан дененің қозғалысын және сырғудағы үйкеліс процесін сипаттады. Дене қозғалыстары басты заңдарының негізін салушылар итальяндық Галилео Галилей (1564 — 1642 жж.) және ағылшын Исаак Ньютон (1643 —1727 жж.) болып табылады. Механиканы дамытуға орыс ғылымдары да үлкен үлестерін қосты: Н.Е.Жуковский — теориялық механика бойынша оқулықтың белгілі авторы, И.В.Мещерский — ауыспалы дене массалары механикасының негізін қалаушы, К. Э. Циолковский, реактивті қозғалыс теориясының негізін қалаушы, және т.б.

Жылдам өзгеретін өндірісте тез бейімделуге икемді жұмыс кадрларын алғашқы кәсіби дайындығынсыз машина жасау өндірісін дамыту мүмкін емес. «Техникалық механика» пәні орта кәсіби білім беруде машина жасау мамандығына арналған бағдарламалар мен оқулық көлемінде қаралады. Бұл бағдарламаның негізгі мақсаты – машиналардың механикалық бөліктерінің құрылымы мен әрекет ету принциптері, сонымен қатар машина элементтерін есептеу мен жобалаудың жалпы әдістері туралы жалпы түсінік беру. Баяндалған материалды игергеннен кейін болашақ механик машиналар мен іске қосудың негізгі бөлшектерін есептеуге бейімделе алады, яғни кәсіби тұрғыда өсу үшін теориялық негізі қалыптасады.

МЕХАНИЗМ ЖӘНЕ МАШИНА ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

Негізгі ұғымдар

Машиналардың негізгі белгілері — өнімділікті арттыру және адамның физикалық ақыл-ой еңбегін жеңілдету. Адамдар жасаған машиналар кей кездерде адамның жекелеген мүшелерін де ауыстыра алады, мысалы аяқ жақтарын (робот манипуляторлары). Машиналардың жекелеген түрлерінің механизмдері белгілі бір бағдарламалар бойынша өндірістік және басқа да процесстерді басқаруға көмектеседі.

Машина — адамның орнын басу немесе оның еңбегін жеңілдету мақсатында энергияны, материалдарды және ақпараттарды түрлендіруге арналған қозғалысты орындайтын механикалық құрылғы.

Машиналардың негізгі типтері: энергетикалық және жұмыс (технологиялық, көліктік) машиналар.

Энергетикалық машиналар кез келген энергия түрін механикалыққа және керісінше түрлендіруге арналады.

Жұмыс машиналары жұмыс мәнінің нысанын, қасиетін, жай-күйі мен қалпын өзгертуді жүзеге асырады.

Механизмдер машинаның құрама бөлшектері болып табылады, ол түрлі қозғалыстарды түрлендіреді. Бұл қатты денелердің, сонымен қатар пневматикалық, гидравликалық, электромагнитті құрылғылардың байланысынан және олардың үйлесімдерінен тұрады.

Функционалдық тағайындауларына қарай механизмдер мына түрлерге бөлінеді:

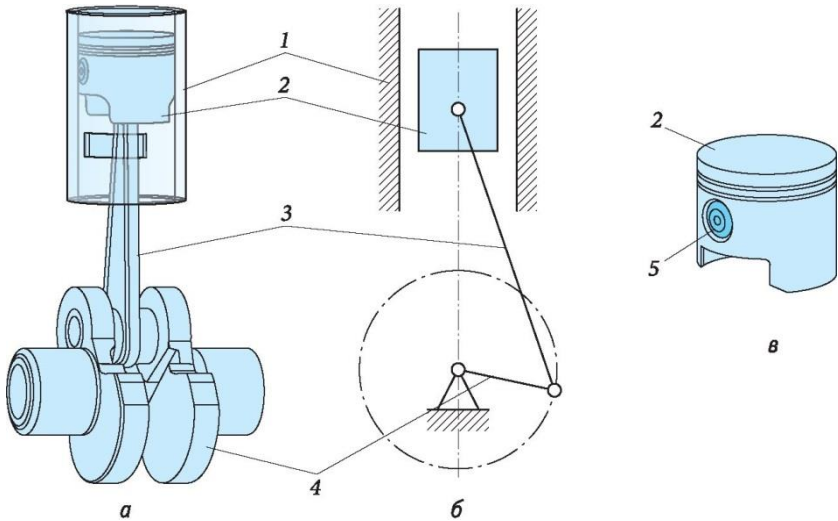
- Қозғалтқыш және өңдегіш механизмдері;
- Таратушы механизмдер;
- Орындаушы механизмдер;
- Басқару, бақылау және реттеу механизмдері;
- Қуат көзі, тасымалдау, тарату және нысандар мен өңделетін орталарды сұрыптау механизмдері;
- Өлшеу және қаптау, автоматты есептеу механизмдері.

Күрделілігі мен габариттік өлшемдеріне қарай машиналар мен механизмдер құрастырма бірліктер (тораптар) мен тетіктердің кейбір санына бөлінеді.

Тетік — құрастырма операцияларды қолданбай атауы мен маркасы бойынша бір текті материалдан жасалған бұйым.

Құрастырма бірлігі — құрастырма операциялардың өндіруші кәсіпорының өзара байланыстыратын өнім.

Машина бөліктері жалпы және арнайы белгіленген болып екіге бөлінеді. *Жалпы белгіленген бөліктерге* ажырамалы және ажырамайтын байланыс элементтері (бұрандама, сомын, кілтөк, сұққыш), үйкелісу мен ілінісуге негізделген механикалық беру тетіктері (тегершік, тісті доңғалақтар), сонымен қатар біліктер, белдіктер, муфта, мойын тірек, серіппелер, корпусық тетіктер жатады. *Арнайы белгіленген машина бөліктері* — бұл тек жекелеген машина түрлерінде кездесетін тетіктер



1.1.-сурет қосиінді-бұлғақты механизм:

a — жалпы түрі; *б* — шартты мәнді; *в* — қозғалтқыш піспекі; *1* — цилиндр гильзасы; *2* — піспек; *3* — бұлғақ; *4* — қосиін; *5* — саусақ

(піспектер, бұлғақтар, турбина қалағы, клапандар, айналдырғы және т.б.).

Механизм жылжымалы және жылжымайтын тетіктерден тұрады. Қосиінді-бұлғақты механизмді, мысалы іштен жанатын қозғалтқышты қарастырайық (1.1-сурет, а, б). Оның қозғалмайтын тетіктерін – қозғалтқыш корпусын, иінді білік мойын тірегін, цилиндр гильзасын және жылжымалы тетіктері – қос иін 4, бұлғақ 3, піспек 2 бөліп алуға болады. Жылжымайтын тетіктердің жиынтығы механизмнің *жылжымайтын бөлімін* түзеді. Дененің қатты жылжымалы жүйелерін түзетін жылжымалы тетікті немесе тетіктер тобын механизмнің *жылжымалы бөлімі* деп атайды. Осылайша, мысалы, қозғалтқыштың піспегі бірнеше тетіктерден тұрса да (2 піспек, 5 саусақ, сақина) 2 (1.1-сурет, в) бір жылжымалы бөлім болып табылады. Кез келген механизмде бір жылжымайтын бөлімді және бір немесе бірнеше жылжымалы бөлімдерді анықтауға болады.

----- Бакылау сұрақтары -----

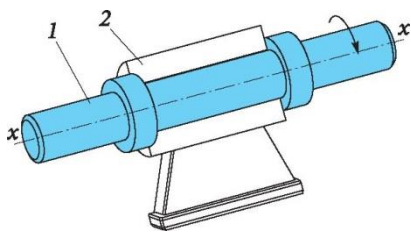
1. Машина, механизмдер, құрастырма бірлігі мен тетіктердің анықтамаларын беріңіз.
2. Функционалдық белгі бойынша механизмдердің жіктелуін көрсетіңіз.

1.2 Қос кинематика

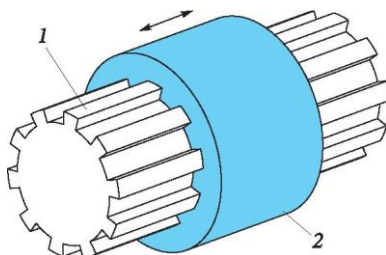
Жылжымалы бөлімдер өзара байланысын немесе бір бөлімнің басқаға ауысу мүмкіндігін жылжымайтын бөліммен біріктіреді.

Өзара байланысқан және олардың өзара қозғалысына жол беретін екі бөлім *қос кинематиканы* түзеді.

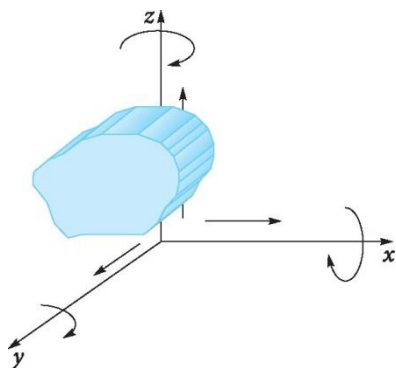
Бөлімдердің қос кинематикаға қосылу мүмкіндіктері әртүрлі болады. Айналмалы қос кинематиканы қарастырайық (1.2. сур), мұнда білік 1 – мойын тірек – 2 бөлімдер ұдайы жанасатын екі цилиндр арқылы байланысады. Білік буылтықтары бір цилиндрдің екіншісіне қарай $x-x$ осьі бағытында ауысуына кедергі келтіреді, осы ретте олардың бірінің екіншісіне қатысты айналуына кедергі келтірмейді.



1.2-сурет Айналмалы қос кинематика:
1 — білік; 2 — мойынтірек



1.3.-сурет ілгерілемелі кинематикалық жұп:
1 — оймакілтекті білік; 2 — оймакілтекті тығын



1.4.-сурет Үш өлшемді кеңістіктегі дененің қалпы

1.3-суретте бөлімдер байланысының басқа сызбасы көрсетілген. Оймакілтекті білік 1 осьтік бағытта ауыса алады осы ретте оның оймакілтекті төлкеге 2 қатысты айналуы мүмкін емес

Осылайша, кез келген бөлімнің қозғалысына қос бөлімді біріктіретін тәсілге тәуелді белгілі бір шектеулер қойылады. Бұл шектеулер кинематикалық жұпта *шартты байланыстар* деп аталады.

Жалпы жағдайда кеңістікте әртүрлі еркін қозғалатын дене *еркіндіктің алты деңгейіне* ие, яғни кеңістікте үш ось бойында ілгерілемелі орын ауыстыра алады (x, y, z) (1.4-сурет), сонымен қатар осы осьтерге қатысты айналады.

Нәтижесінде, қос кинематика бөлімдерінің салыстырмалы қозғалыстары байланыс шарттарымен шектелген. Осы байланыстардың саны әртүрлі болуы мүмкін, бірақ бесеуден артық емес. Олай болмаған жағдайда бөлімдер салыстырмалы қозғалысты жоғалтады, ал қос кинематика екі бөлімнің қатты қосындысына ауысады. Басқаша айтқанда, байланыстар шартының саны бірліктен төмен бола алмайды, себебі бұл жағдайда байланыстар саны нөлге тең, бөлімдер жанаспайды, ал қос кинематика тіршілігін жояды.

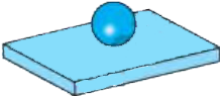
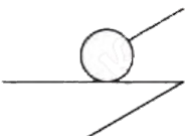
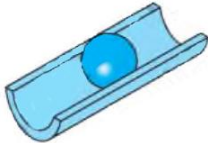
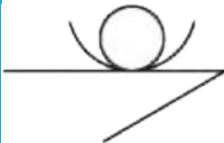


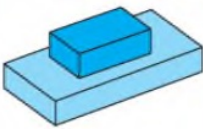
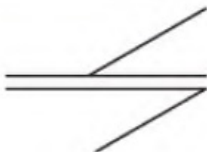
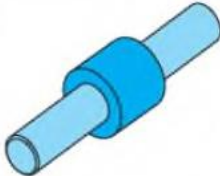

Осылайша, байланыс шарттарының саны $S = 1— 5$. Яғни, қос



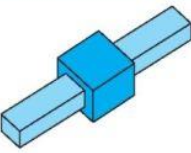
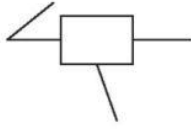

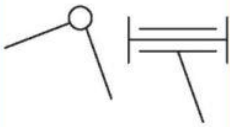
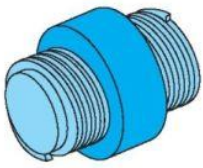
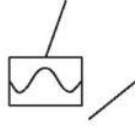
кинематика H бөлімінің еркіндік деңгейінің саны

$H = 6 - S$ байланыста көрсетілуі мүмкін.

Еркіндік деңгейлерінің саны бойынша қос кинематиканың жіктеулері және олардың шартты мәндері 1.1. кестеде келтірілген.

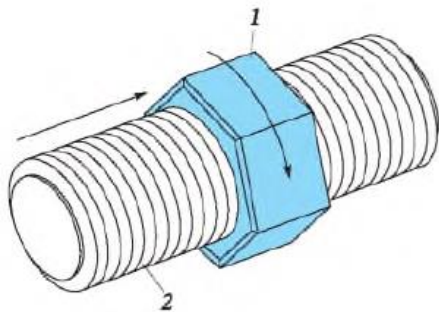
1.1.кесте Қос кинематиканың жіктелуі

Байланыс Шарттарының саны	Еркіндік Деңгейінің саны	Қос кинематика	Жоба	Шартты мәні
1	5	Шар — жазықтық		
2	4	Шар — цилиндр		
3	3	Сфералық		
3	3	Жазық		
4	2	Цилиндрлік		

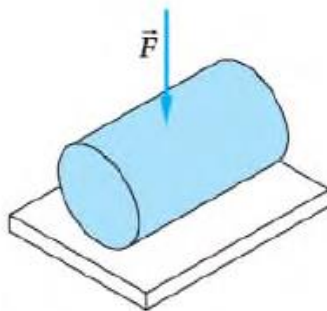
Байланыс шарттарының саны	Бос деңгей саны	Қос кинематика	Эскиз	Шартты мән
4	2	Саусақпен сфералық		
5	1	Ілгерілемелі		
5	1	Айналмалы		
5	1	Бұрандалы		

Қалған қозғалыстар бір-біріне *тәуелсіз* немесе *байланысты* болуы мүмкін, яғни оларға қосымша геометриялық шарттар салынады. Мысалы, қос кинематикада бұрама – бұранда (1.5. сурет) бұранданың 1 өз осі бойында айналуы оның бұрама 2 айналасында ілгерілемелі қозғалысын туындатады.

Кинематикалық жұп элементтерінің ұдайы бір-бірімен жанасуы үшін олар тұйық болуы керек. Тұйықталу не *геометриялық* не *күштік* тәсілмен жүзеге асырылады. Геометриялық тұйықталу геометриялық будың тиісті геометриялық элементтері арқылы жүзеге асырылады. Мысалы



1.5.сурет Қос кинематика бұрама—
бұранда:
1 — бұранда; 2 — бұрама



1.6. сурет Қос
кинематиканың күштік
тұйықталу сызбасы

Біліктің осьтік ауысуына (1.2 сур.қараңыз) мойын тіректің екі жағында орналасқан буылтықтар кедергі келтіреді.

1.6. суретте көрсетілген жұптың тұйықталуы үшін цилиндрге F күшін салып, жазыққа қысу керек. Күштік тұйықталулар серіппе салмағы мен күштерінің иілгіштігімен жүзеге асырылады. -

-----Бақылау сұрақтары-----

1. Механизм бөлімі мен қос кинематикаға анықтама беріңіз.
2. Қос кинематика деңгейі дегеніміз не?
3. Еркіндік деңгейі қалай анықталады, ол қалай анықталады?
4. Қос кинематиканың тұйықталуына анықтама беріңіз.

1.3 Машина тетіктерінің жұмысқа қабілеттілігі

Жұмысқа қабілеттілік — техникалық құжаттамада белгіленген шектерде берілген мәндердің параметрлерін сақтай отырып, берілген функцияларды орындауға қабілетті нысанның жай-күйі. Машина тетіктерінің жұмысқа қабілеттілігінің негізгі шарттары: беріктік, қаттылық, тозуға төзімділік, дірілге төзімділік және жылуға төзімділік болып табылады.

Беріктік — сыртқы күштердің ықпалымен статикалық өзгеріске ұшырау мен бұзылуға қарсы материалдың кедергісі.

Жүктеменің әсерімен машинаны пайдалану процесіне тетіктер жеткілікті дәрежеде берік болмаса қалған пішінін өзгертіп, машиналардың бөлек тетіктерінің бұзылуы мүмкін. Машина тетіктерінің беріктігін бағалаудың ең көп таралған әдісі — рұқсат берілген кернеумен жүктеме әсерінен туындайтын есептегі (жұмыс) кернеулерді салыстыру.

Есептелетін тетіктің беріктігінің шарты теңсіздікпен айқындалады

$$\sigma \leq [\sigma]$$

немесе

$$\tau \leq [\tau],$$

мұндағы σ , $[\sigma]$ — тиісінше жұмыс және рұқсат берілген кернеу; τ , $[\tau]$ — тиісінше жұмыс және рұқсат берілген қатысты кернеу (осы кернеулердің есебі 3 тарауда қаралған).

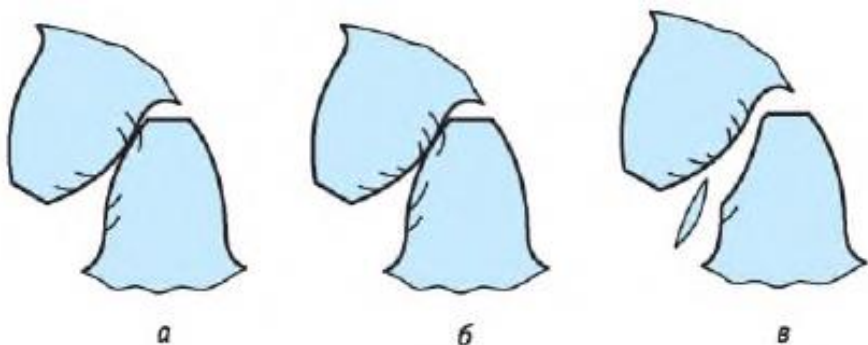
Көп жағдайда қалдық пішінді өзгертуге жол берілмейді, себебі бұл машина тетіктерінің өзара тоғысуының бұзылуына, пайдалану қызметтерін жоғалтуға, бұзылуға әкеледі.

Машина тетіктерінің беріктігі олардың қызмет мерзіміне байланысты қарастырылады. Өртүрлі белгілеудегі машиналардың төзімділігі бірдей емес. Мысалы, авиациялық қозғалтқыштың қызмет мерзімі металл кесуші станоктарда қолданылатыннан айтарлықтай төмен.

Беріктікті қамтамасыз етудің міндеті машина бөлшектерінің рұқсат етілмейтін үлкен қалдық деформациялардың, мерзімінен бұрын сынулар мен беттік бұзылулардың болдырмайтын өлшемдері мен пішіндерін анықтау.

Тетіктердің *қаттылығы* деп жүктемелердің әсерінен пішіні мен өлшемдерін өзгерту үшін олардың қарсыласу қабілетін айтамыз. Машина бөлшектерінің қаттылығы көлемді және түйіспелі болуымен ерекшеленеді. Көлемді қаттылықты қоса есептегенде материал бөлшектерінің тұтас өзгеруін анықтайды және өзгеріске ұшырағандарды жіберілгендермен салыстырады. Түйіспелі қаттылықтарды қоса есептегенде үстіңгі қабаттардың өзгеріске ұшырауына байланысты ауысулар қарастырылады.

Тозуға төзімділік деп материалдың тозуға қарсыласу қасиетін айтамыз. Машиналардың жылжымалы тетіктерінің көбісі тозатындықтан істен шығады. Тетіктердің тозғанда кесіктер төмендеп, шудың туындауы (мысалы, металл кесетін тісті станоктарда) салдарынан олардың беріктігі төмендеуі мүмкін.



1.7.сурет Тісті доңғалақтардың тозу сызбасы:

a — сызаттың туындауы; *б* — сызаттың өсуі; *в* — тістің сынуы

Тетіктердің тозуы олардың үнемі тексеру мен жөндеу қажет болғандықтан машина пайдаланудың бағасын айтарлықтай арттырады. Жұмыс кезінде тісті таратқыштарда, мойын тіректің тербелулерінде *тозу* (үгілу) орын алады. Бұл қайта түйіліс кернеуіне ұшырайтын жақсы майланған түйістірілетін сыртқы машина тетіктеріне тән.

Екі тісті доңғалақтың тістеріндегі қажала тозуын қарастырайық (1.7. сур). Үйкелісу күшінің әсерінен (1.7-сурет, б), туындайтын түйістірілетін микро сызаттардағы қажала тозуы (1.7-сурет, а) өсе бастайды, ол өз кезегінде материалдың жекелеген бөліктерінің үгілуіне әкеледі (1.7-сурет, в).

Микро сызаттардың өсуі майлайтын материалдардың үлкен қысыммен сызатқа енуінен болады.

Шаңды ортада жұмыс істейтін тетіктер үшін құрғақ жұмыс істеген кезде майлау материалының жеткіліксіздігінен *қажала тозады*. Жұмыс процесінде үйкелісетін түйісулерге құмның, лайдың, тозу өнімдерінің бөлшектері келіп түседі.

Адгезиялық-механикалық тозу сығу және жылжыту кезіндегі пластикалық пішінін өзгерту салдарынан сыртқы үйкелісу түйісулерінің орнына пайда болады. Материал бөлшектерін бұдан әрі жұлумен, бұлттықтар мен сызаттар түзілумен беттік түйісулер туындайды.

Тетіктердің тозуға төзімділігі төмендегідей қамтамасыз етіледі:

- Тетіктердің қаттылығын арттыру;
- Майлау материалдарының майлау қабатын арттыру;

- Беттің кедір-бұдырлығының оңтайлы параметрлерін таңдау;
- Майлау материалдарының физикалық-химиялық қасиеттерін жақсарту;
- Ластанудан қорғау.

Тетіктердің тозуын есептеу не олардың сұйықтықтың үйкелісін қамтамасыз ететін шарттарды анықтау не рұқсат берілген қысымды үйкелістерін беттерге тағайындау арқылы жүргізіледі.

Дірілге төзімділік — құрылымның талап етілген диапазонда рұқсат берілмеген ауытқуларынсыз жұмыс істеу қабілеті. Дірілдің қауіптілігі белгілі бір жағдайларда олар тетіктердің қажала тозуын тудыра алуында.

Металл кесуші станоктардағы айналдырғының дірілі тетіктер бетінің кедір-бұдырлығын, кесетін аспаптың тозуын арттырады. Тісті таратқыштардағы тетіктердің ауытқулары салдарынан шу пайда болады.

Ауытқулардың алдын-алу тәсілдері әртүрлі: қауіпті тербелістерді туындататын сыртқы күштерді жою; жүйенің динамикалық қасиеттерін өзгерту (массалардың инерциясы мен икемді қосылыстар сәтін өзгерту); арнайы құрылғыларды қолдану дірілді тоқтатқыш деп аталады.

Жылуға төзімділік — бұл тетіктердің жоғары температураларда беріктік сақтау қабілеті. Машиналарды пайдалану процесінде үйкелісу нәтижесінде жылу бөлумен ілесетін қуатты айтарлықтай жоғалту орын алады; бұдан басқа, тетіктердің қызуы сыртқы ортадан жылудың ағылуынан болуы мүмкін. Машина тетіктеріне жоғары температуралар ұзақ әсер ететін болса сырғыштық, яғни ұдайы жүктемеде үздіксіз пластикалық пішінін өзгертіп отырады. Температураның рұқсат берілген нормадан асуы тербелу және сырғу мойын тіректеріндегі саңылаулардың өзгеруіне, үйкелісетін беттердің қасиеттерінің өзгеруіне, майдың тұтқырлығының төмендеуіне әкеледі, бұл өз кезегінде қарқынды тозуды және тіпті машинаның жылжымалы тетіктерінің сынуына әкеліп соғады. Тетіктердің жылуға төзімділігін арттыру үшін арнайы материалдардың, сондай-ақ, майдың немесе ауаның көмегімен мәжбүрлі түрде салқындату арқылы қол жеткізуге болады.

1. Машина тетіктерінің жұмысқа қабілеттіктерінің негізгі критерийлерін атап өтіңіз.
2. Беріктік деген не және беріктікті сақтау шарттары қандай?
3. Тетіктің қаттылығы дегеніміз не? Қаттылықтың түрлерін атап өтіңіз.
4. Тетіктің тозуға төзімділігі дегеніміз не? Тозуға төзімділікті арттыру әдістері қандай?
5. Тетіктердің тозуының түрлері мен туындау себептерін атап өтіңіз.
6. Дірілге төзімділік дегеніміз не? Дірілмен күресу әдістерін атаңыз.
7. Жылуға төзімділік дегеніміз не? Машина тетіктерінің қызу себептері қандай? Жылуды бөлу әдістерін атаңыз?

ТЕОРИЯЛЫҚ МЕХАНИКА (СТАТИКА БӨЛІМІ)

2.1. Негізі терминдер, анықтамалар және аксиома

Терминдер мен анықтамалар. *Статика* — күштің әсер етуінен денелердің тепе-теңдігінің шарттарын зерделейтін теориялық механика бөлімі. *Тепе-теңдік* дегеніміз тыныштық қалпы немесе басқа материалдық денелерге қатысты дененің тік сызықты бір қалыпты қозғалысы.

Статикада екі негізгі міндет анықталады: денеге әсер ететін күштер жүйесін қарапайым түрге әкелу; күштердің кез келген әсеріне дененің тепе-теңдігі шарттарын анықтау. Бұл міндеттер не графикалық тәсілмен – тиісті геометриялық құрылымдар жолымен, не аналитикалық тәсілмен – сандық есептеулер жолымен шешіледі.

Статикада *абсолютті қатты денені* қарау ұсынылады. Кез келген екі нүкте арасындағы қашықтық ұдайы тұрақты болса ол абсолютті қатты дене деп аталады. Табиғатта ондай денелер болмағандықтан, осындай анықтама беріледі. Негізі күш әсер ететін барлық денелер пішіндерін өзгертеді. Пішін өзгерту көп жағдайларда аса үлкен болмайды және теориялық механикада ескерілмейді. Материалдардың кедергісі курсың оқығанда дененің өзгеріске ұшырау тепе-теңдігі сынды бұдан күрделірек тапсырма қарастырылады.

Нүкте ең қарапайым дене материалы болып табылады. Егер дене кіші болса немесе нақты бір тапсырманы шешкен кезде оның өлшемдерін ескермеуге болатын болса, *материалдық нүкте түсінігі* енгізіледі. Материалдық нүктенің массасы болады, алайда көлемі жоқ.

Басқа денелерге әсеріне қарамастан қандай да бір денені бөлек қарауға болмайды. *Күш* – денелердің механикалық әсерінің шамасын білдіретін векторлық шама. Күш сандық мән, бағыт және қосымша нүктемен сипатталады. Күштің сандық мәні *күш векторының модулі* деп аталады. Халықаралық бірліктер жүйесіндегі күш бірлігі (КБ) — Ньютон (Н). Күштің графикалық векторлар жембесі бар тік сызықпен бейнеленеді (2.1 сур). Күшті координат осьіне кескіндеуге және оның кескінінің мәнін біле тұра күш векторының модулін табуға болады:

$$F_x = F \cos \alpha = F \sin \beta; F_y = F \sin \alpha = F \cos \beta$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (2.1)$$

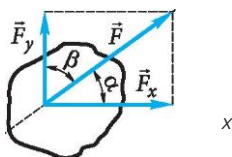
Денеге бір уақытта әсер ететін күштің жиынтығы *күш жүйесі* деп аталады. Денеге салынған және оның жай-күйін бұзбайтын күш жүйесі *теңгерілген күш* деп аталады немесе *нөл эквивалентіне тең* күш жүйесі. Егер күш жүйесі бір күшке эквивалентті болса, онда ол күшті осы күш жүйесіндегі *тең әсерлі күштер жүйесі* деп аталады.

Осы дененің әр бөліктеріндегі өзара әрекеттесу күштерін *ішкі* күштер, ал осы жүйеде басқа денелерге әсер ететін күштерді — *сыртқы күштер* деп атайды. Сыртқы күштер белсенді және реактивтік болып екіге бөлінеді. *Белсенді* күштер (жүктемелер) дененің ауысуына ықпал жасайды (мысалы, жердің тартылыс күші). *Реактивтік* күштер (тірек реакциялары) дененің ауысуына кедергі келтіруге және денеге тек белсенді күштер әсер еткенде туындайды.

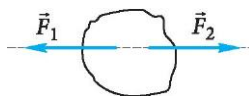
Дененің қандай да бір нүктесіне түскен күш *шоғырландырылған күш* деп аталады. Беттің көлеміне, желіге түскен күш (мысалы, ауа қысымы, су) *үлестірілген* деп аталады.

Статика аксиомасы. Статиканың барлық теоремалары мен теңестірулері дәлелсіз, бірақ расталған тәжірибемен қабылданған бірнеше қалыптарда шығарылады және олар *статика аксиомасы* деп аталады.

күштің
әсер



2.1. сурет күштің және оның проекцияларының графикалық бейнеленуі



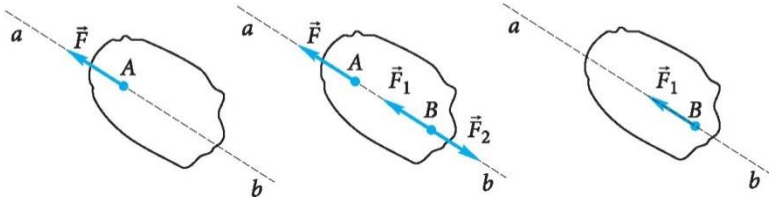
2.2. сурет екі күштің әсер етуінен күштің тепе-теңдігі

- **Аксиома I** (инерция аксиомасы немесе Ньютонның бірінші заңы). Қатты дене өзінің тыныш қалпын немесе тік сызықты бірқалыпты қозғалысын оны осы тыныш күйден қандай да бір күштер шығармағанша сақтайды.

- **Аксиома II** (екі күштің тепе-теңдігі шарты).
Бос дене екі күштің әсер етуіндегі тепе-теңдікті тек осы күштер модуль бойынша тең болғанда ($F_1 = F_2$) және қарсы жаққа бір тік сызық бойы бағытталғанда ғана сақтайды (2.2 сурет).
- **Аксиома III** (нөлге эквивалентті күштер жүйесін біріктіру және лақтырып тастау принциптері).
Қатты дене тепе-теңдігі егер оған теңестірілген күштерді түсірмесе немесе алмаса ол бұзылмайды.

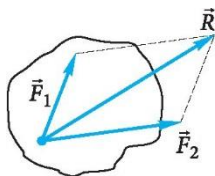
II және III аксиомалардың салдары. Күштің жай-күйі оны өзінің әсер ету бойынша тасымалдағаннан бұзылмайды. Осы салдарды дәлелдеп көрейік. Мысалы A нүктесінде (2.3-сурет, *a*) денеге ab әсер ету сызығы бойынша F күшті делік. III аксиомаға сәйкес ab сызығынан (2.3-сурет, *б*) алынған B нүктесіне модуль бойынша екі тең күшті F түсірейік және ab сызығы бойынша бағыты қарама-қарсы күштерді F_1 және F_2 түсірейік. Теңестірілген күштер жүйесін F_2 және F тастайық. Оның нәтижесінде денеге B нүктесіне түсірілген F күшіне тең F_1 (2.3-сурет, *в*) күші әсер ететін болады.

- **IV аксиома** (күштердің параллелограмы). Бір нүктедегі денеге түсірілген тең әсер ететін екі күш модуль бойынша тең және осы күштермен құрылған параллелограмда диагональының бағыты бойынша үйлеседі, және осы нүктеге салынады (2.4. сурет)

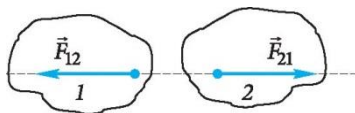


2.3. сурет Күшті оның әсер ету сызығы бойынша ауыстыру:

a — денеге түскен күш; b — екі тең қарама-қарсы бағытталған күштерді қосу; $в$ — теңестірілген күш жүйесін «лақтырып тастау»



2.4.сурет параллелограмм ережелері



2.5.сур Екі дененің өзара әрекеті: 1, 2 денелер

Басқаша айтқанда, бір нүктеге түсетін бірдей әсер ететін екі күш олардың векторлық сомасына тең және осы нүктеге салынған:

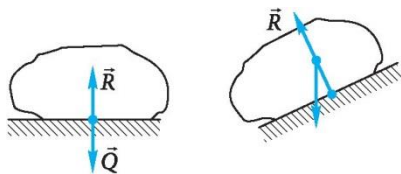
$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2. \vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2. \vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$$

- V аксиомасы (өзара әрекеттесу аксиомасы немесе Ньютонның үшінші заңы). Екі дене бір-бірімен әрекеттесетін күштер әрдайым модуль бойынша тең және бір тік қарама-қарсы жаққа бойлай бағытталған (2.5 сурет). Бір дененің екіншісіне бір жақты механикалық әсер етпейді. F_{12} және F_{21} күштері бір-бірімен теңесіп отырады, себебі әр түрлі екі денеге түсірілген.

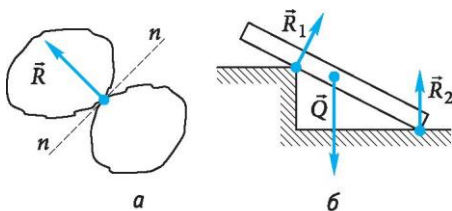
Арақатынастардың байланысы мен әсері. Кез келген дене тірекке, яғни оның ауысуына кедергі келтіретін денеге қысым жасайды. Қарастырылатын дененің қозғалыс еркіндігін шектейтін тіректі байланыс деп атайды. Байланыстың денеге әсер ететін күшін *байланыс әсері деп атайды*. Денені байланыстардан босатып, оны еркін қарау үшін *босату принципін қолданады*: егер оған түскен байланыстарды байланыс әсерімен ауыстырса дененің тепендігі бұзылмайды.

Негізгі байланыс түрлерінің әсерін қарастырып көрейік.

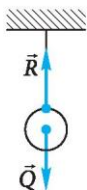
1. *Мүлтіксіз тегіс жазықтық* (2.6-сурет). Байланыс әсері R денеге қарай тірек бетімен перпендикуляр бағытталған. Осындай байланыс денеге тірек жазықтығына қарай перпендикулярлы ауысуын болдырмайды.
2. *Мүлтіксіз тегіс жазықтық* (2.7-сурет). Байланыс әсері R қатысты бетке қарай перпендикуляр $n - n$ (2.7-сурет, а) не дененің тірек нүктесіндегі бетке перпендикуляр бағытталған (2.7-сурет, б).
3. *Созылмайтын иілгіш байланыс* (2.8-сурет). Бұл байланыс жіп бойындағы ілгіш нүктеден дененің ауысуына мүмкіндік бермейді. Арқандардың, шынжырлардың және т.б. көмегімен жүзеге асырылатын байланыстар майысқақ созылмайтын байланыстарға жатады.



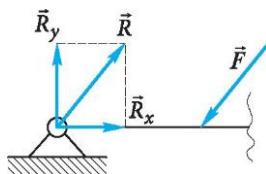
2.6. сурет Мүлтіксіз тегіс жазықтықтың бағыты



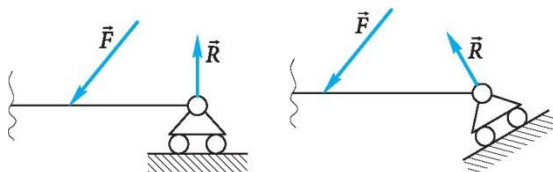
2.7. сурет Мүлтіксіз тегіс жазықтық әсерінің бағыты: *a* — перпендикулярлы қатысты; *б* — дененің перпендикулярлы жазықтығы



2.8. сурет Созылмайтын байланыс әсерінің бағыты



2.9. сурет Топсалы-жылжымайтын әсер бағыты

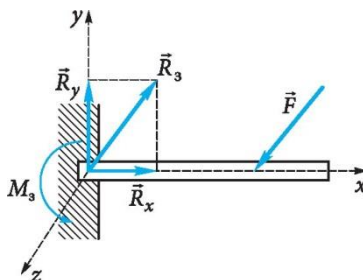


2.10 сурет топсалы-жылжымалы тірек әсерінің бағыттары

4. *Топсалы – қозғалмайтын тірек* (2.9-сурет). Осындай тірек жүйесінің өз жазықтығында кез келген ілгерілемелі ауысуына кедергі келтіреді, бірақ оған топсаның осі бойында еркін айналуына мүмкіндік береді. Әсер етудің мәні мен бағыты сыртқы күштердің сипатына байланысты. Көптеген жағдайларда қозғалмайтын топсаның әсерін R екі құраушылармен R_x және R_y алмастырады.

5. *Топсалы-қозғалмалы тірек* (2.10-сурет). Бұл тірек тірек жазықтығына перпендикулярлы ауысуға ғана кедергі келтіреді, алайда топсаның осы жазықтыққа параллельді ауысуына кедергі келтірмейді.

2.11 сурет. Қатты өңдеу әсері



Топсалы-қозғалмалы тіректің әсері әрқашан да тірек жазықтығына перпендикулярлы болып келеді. Топсалы- қозғалмалы тірек үшін тек әсер мәні белгісіз болып қалады.

6. *Қатты өңдеу* (2.11 сурет). Бұл өңдеу негіздің x және y осі бойында ауысу мүмкіндігін, сонымен қатар z осьіне қатысты бұрылуын болдырмайды. Осындай байланыстың әсері жалпы алғанда M_3 өңдеу сәті және R_3 өңдеу әсері болып табылады. Себебі R_a күшінің бағыты әдетте белгісіз, оны екі проекциялармен R_x және R_y келтіреді.

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Статика нені үйретеді? Ол қандай міндеттерді шешеді ?
2. Тепе-теңдік дегеніміз не ?
3. Абсолютті қатты дене мен материалдық нүктеге анықтама беріңіз.
4. Күштің анықтамасын беріңіз. Ол қалай сипатталады? Ол қандай бірліктерде айқындалады?
5. Күш жүйесі және теңестірілген күш жүйесі дегеніміз не?
6. Сыртқы және ішкі күштердің айырмашылығы не?
7. Статика аксиомасын атаңыз.
8. Босату принциптерін атаңыз.
9. Қолда бар байланысты және оған сәйкес әсерлерді атап өтіңіз.

2.2 Жинақталатын күштің жазықтық жүйесі

Өрекет сызықтары бір жазықтықта жататын және бәрі бір нүктеде қиылысатын күштер жүйесі *жинақталатын күштің жазықтық жүйесі* деп аталады.

Жинақталатын күштер жүйесінің тепе-теңдік есебін геометриялық және аналитикалық әдіспен шешуге болады.

Жинақталатын жазық күштер жүйесінің тепе-теңдігінің **геометриялық шарттарын** қарастырайық.

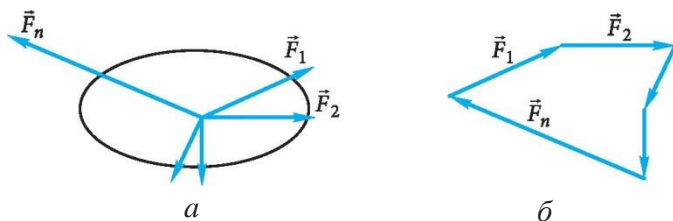
Теорема. Жинақталатын жазық күштер жүйесінің әсерімен бос қатты дененің тепе-теңдігі үшін осы күштерден құрылған күштік көпбұрыш тұйықталған болуы қажетті және жеткілікті.

Қажеттілігінің дәлелі. Қатты дене жинақталатын күштер жүйесінің әсерімен тепе-теңдікте болсын $\{F_{1y}, F_{2y}, \dots, F_{ny}\}$ (2.12, *a-сурет*). Демек, берілген күштер жүйесі нөлге эквивалентті. Басқа жағынан, статиканың IV аксиомасына сәйкес жинақталатын күштер жүйесі тең әсерлі *R-ге эквивалентті*, сондықтан *R* нөлге эквивалентті. *R* тең әсерлі күші күштік көпбұрыштың тұйықтаушы векторы болып табылады, ал берілген вектор нөлге тең болғандықтан, онда соңғы вектордың соңы бірінші вектордың басымен сәйкес келеді, яғни күштік көпбұрыш тұйықталған (2.12, *б-сурет*).

Жеткіліктілігінің дәлелі. Күштік көпбұрыш тұйықталған және жүйе күштерінің геометриялық қосындысы нөлге тең, яғни, $F_1 + F_2 + \dots + F_n = O$. Егер жинақталатын күштер жүйесінің геометриялық қосындысы нөлге тең болса, онда жүйе теңдестірілген және дене мұндай жүйенің әсерімен тепе-теңдікте болады.

Жинақталатын жазық күштер жүйесінің тепе-теңдігінің **аналитикалық шарттарын** қарастырайық.

Теорема. Жинақталатын күштердің жазықтық жүйесінің әсерімен бос қатты дененің тепе-теңдігі үшін координаттар жүйесінің осының әрқайсысындағы осы күштердің проекцияларының алгебралық қосындылары нөлге тең болғаны қажетті және жеткілікті.



2.12-сурет. Жинақталатын жазық күштердің теңдестірілген жүйесі: *a* — денеге әсер ететін күштер; *б* — күштік көпбұрыш

Егер жинақталатын күштердің жазықтық жүйесі тепе-теңдікте болса, демек мұндай жүйенің тең әсерлісі $\underline{R} = 0$, бұдан шығатыны тең әсерінің координаттар осыне проекциялары да нөлге тең болады:

$$R = 0; R_x = 0; R_y = 0.$$

Екенін ескере отырып:

$$R_x = \sum F_x; R_y = \sum F_y,$$

жинақталатын күштердің жазықтық жүйесі тепе-теңдігінің аналитикалық шарттарын өрнектейтін теңдіктер аламыз:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum \vec{F}_y = 0.$$

Күштерді координаттар жүйесінің сәйкес осьтеріне проекциялап, жинақталатын күштер жүйесінің тепе-теңдігінің шартын жазайық (2.13-сурет), (2.1)-формуласын қараңыз). Координаттар жүйесін еркімен орналастыруға болады, бірақ есепті шешуді оңайлату үшін координат осьтерін әр теңдеуде бір белгісіз болуы үшін, белгісіз күштерге перпендикуляр етіп орнатады. Сонда төмендегіге қол жеткіземіз:

$$\sum \vec{F}_x = 0;$$

$$F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos 0 - F_3 \cos \alpha_3 + F_4 \cos \alpha_4 - F_5 \cos \alpha_5 = 0;$$

$$\sum \vec{F}_y = 0;$$

$$F_1 \sin \alpha_1 + F_2 \sin 0 - F_3 \sin \alpha_3 - F_4 \sin \alpha_4 - F_5 \sin \alpha_5 = 0;$$

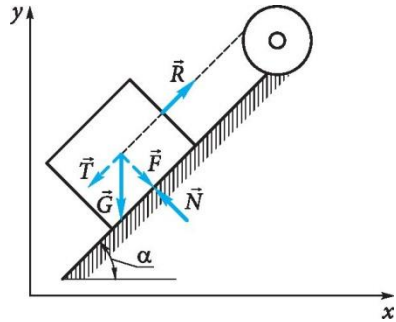
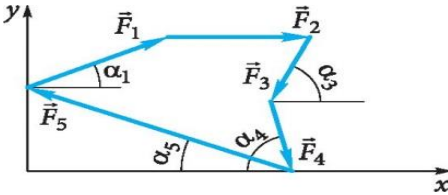
2.1-мысал.

$G = 60$ кН салмақты жүк (2.14-сурет) көлбеу бетте тыныштықта тұр, ол көкжиек сызығымен $\alpha = 40^\circ$ бұрышын құрады. Жүктің орын ауыстыруына жіп кедергі болып тұр. Жіптің керілімі T мен қабырғаға әсер ететін жүк күшін \underline{F} анықтау керек.

Шешуі.

Жүк тепе-теңдікте тұр. Босатылулық қағидатын қолданаық, яғни байланыстарды тастап (жіп пен бет) және оларды реакциялармен ауыстырайық. \vec{N} реакциясы көлбеу бетке перпендикуляр және жүк центрі арқылы өтеді. \vec{G} салмағы тік төменге бағытталған және жүктің геометриялық центріне қойылған. \vec{R} реакциясы жіп бойымен бағытталған және жүктің геометриялық центрі арқылы өтеді. Нәтижесінде біз жинақталатын күштердің жазықтық жүйесін алдық, оған тепе-теңдіктің алгебралық шарты қолданылады:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \quad -N \sin \alpha + R \cos \alpha = 0; \quad (2.2)$$



2.13-сурет. Координаттар осыне күштерді проекциялау

2.14-сурет. 2.1-мысалға есептеу үлгісі

2.1-мысалға есептеу

$$\sum \vec{F}_y = 0; \quad -G + N \cos \alpha + R \sin \alpha = 0. \quad (2.3)$$

(2.2) теңдеуден табамыз

$$R = \frac{N \sin \alpha}{\cos \alpha} = N \operatorname{tg} \alpha$$

(2.3)-теңдеуден R –ді алмастырып қойғаннан соң аламыз:

$$-G + N \cos \alpha + N \operatorname{tg} \alpha = 0;$$

$$N = \frac{G}{\cos \alpha + \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha}$$

Демек:

$$R = \frac{G \operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha + \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \alpha}$$

Бетке әсер ететін жүктің F күші өзара әрекет аксиомасына сәйкес модулі бойынша N бетінің реакциясына тең және бағыты бойынша қарама-қарсы болады:

$$F = N = \frac{60}{\cos 40^\circ + \operatorname{tg} 40^\circ \cdot \sin 40^\circ} = 26,69 \text{ kH}$$

Жіптің T керілісі модулі бойынша оның реакциясына R тең:

$$T = R = \frac{60 \operatorname{tg} 40^\circ}{\cos 40^\circ + \operatorname{tg} 40^\circ \cdot \sin 40^\circ} = 38,56 \text{ kH}$$

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Жинақталатын күштердің жазықтық жүйесі дегеніміз не?
2. Жинақталатын күштердің жазықтық жүйесі тепе-теңдігінің геометриялық шартын көрсетіңіз.
3. Жинақталатын күштердің жазықтық жүйесі тепе-теңдігінің аналитикалық шартын атаңыз.

2.3 Нүктеге қатысты күш моменті.

Қос күш және қос күш моменті.

Нүктеге қатысты күш моменті. Есіктің топса жағының қарама-қарсы жағына бекітілген есіктің тұтқасын ұстап, есікті біз қиналмай-ақ ашамыз. Егер тұтқаны есік топсасынан аз ғана қашықтықта орнатсақ, онда есікті ашу үшін көбірек күшімізді салу керек болады. Сол бір айналмалы әрекет кезінде түрлі күш салу қажет. Күштің айналмалы әрекеті күш моментімен сипатталады.

Нүктеге салынған \vec{F} күшін қарастырайық (2.15-сурет). Күш денені O нүктесінің айналасында айналдыруға ұмтылады. Күштің әрекет ететін сызығына перпендикуляр тұрғызайық. Бұл перпендикулярдың h ұзындығы O нүктесіне қатысты күш иіні деп аталады. Күш иіні – момент центрінен күш әрекет ету сызығына дейінгі ең қысқа қашықтық.

Нүктеге қатысты күш моменті деп күш модулінің оның иініне көбейтіндісін атайды:

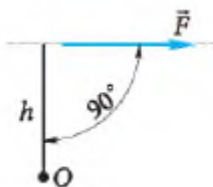
$$M_O(F) = \pm Fh.$$

СИ жүйесіндегі күш моментінің бірлігі — ньютон-метр ($\text{Н} \cdot \text{м}$).

Егер күш моменті өзінің иінін момент центрінің айналасында сағат тіліне қарсы бұруға ұмтылса, онда күш моменті оң деп саналады (2.16, а-сурет), және керісінше (2.16, б-сурет).

Күш моменті анықтамасынан мынадай қорытындылар шығады:

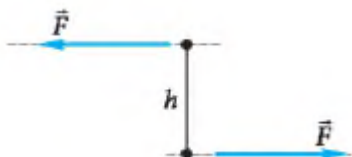
- Күштің әрекет ету сызығында жатқан нүктеге қатысты күш моменті нөлге тең, себебі бұл жағдайда иін нөлге тең болады;
- Күшті оның әрекет ету сызығы бойымен көшіргенде, моментінің модулі мен белгісі өзгермейді.



2.15-сурет. Момент қағидасы:



2.16.-сурет Күш моментіне арналған белгілер



Қоскүш және қоскүш моменті. Модулі бойынша екі тең және бағыты

2.17.сурет Қос күш моменті бойынша қарама-қарсы параллель күштер жүйесі қоскүш деп аталады (2.17-сурет). Күштерден тұратын жұп бір түзуде жатпайды, және сәйкесінше қос күш бір күшпен теңестіріле алмайды.

Қоскүш орналасқан жазықтық қос күш әрекет ету жазықтығы деп аталады. Күштердің әрекет ету сызықтары арасындағы ең қысқа қашықтық қос күш иіні деп аталады.

Қос күш моменті деп жұпты құрайтын күштердің бірінің модулінің иінге көбейтіндісін айтады:

$$m = \pm Fh.$$

Қос күш моменті күш моменті секілді ньютонметрмен өлшенеді.

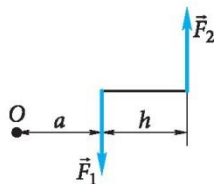
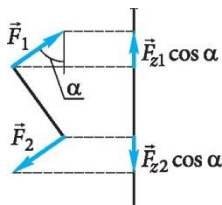
Қос күш моменті үшін белгілер ережесі: егер қос күш моменті өзінің иінін сағат тіліне қарсы айналдыруға ұмтылса, онда қос күш моменті оң деп саналады, және керісінше.

Қос күштің үш негізгі қасиеті:

1) Қос күштің оське проекцияларының алгебралық қосындысы әрқашан нөлге тең болады. Қос күш (F_1 , F_2) және жұп жазықтығында жататын z осі берілген (2.18-сурет). Күштерді z осьіне проекциялайық. F_{z1} мен F_{z2} проекциялары модулі бойынша тең және бағыты бойынша қарама-қарсы екені көрініп тұр. Демек:

$$F_1 \cos a - F_2 \cos a = 0;$$

2) Қос күштің тең әсерлісі болмайды;



2.18-сурет. Жұпты проекциялау 2.19-сурет. Нүктеге салыстырмалы күш моменті

3) Жұпты құрайтын күштер моментінің алгебралық қосындысы жұптың әрекет ететін жазықтығының кез келген нүктесіне қатысты қос күш моментіне тең болатын тұрақты шама болып табылады. Қос күш (F_1, F_2) h иінді және $m = F_1 h = F_2 h$ қос күш моменті берілген (2.19-сурет). Қос күш әрекет ету жазықтығында кез келген O нүктесін алайық. $F_1 = F_2$ екендігін ескере отырып, осы нүктеге қатысты F_1 мен F_2 күштер моментінің өрнегін жазамыз:

$$-F_1 a + F_2(a + h) = F_1 h = m.$$

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Күш иіні дегеніміз не?
2. Күш моменті, қос күш моменті дегеніміз не? Момент қандай бірлікте өрнектеледі?
3. Қос күш моменті үшін белгілердің қандай ережесі бар?
4. Күш моментінің қасиеттерін сипаттап беріңіз.
5. Қос күш моментінің қасиеттерін атаңыз.

2.4 Күштердің еркін жазықтық жүйесі

Күштердің еркін жазықтық жүйесі деп күштердің әрекет ету сызықтары жазықтықта еркін түрде орналасқан күштер жүйесін атайды.

■ Лемма Пуансон (күштердің параллель көшіруі туралы лемма). Егер берілген күшті өз өзіне параллель етіп дененің кез келген нүктесіне көшірсе, оған қоса түсірудің жаңа нүктесіне қатысты берілген күштің моментіне тең қос күшті қоссақ, қатты дененің механикалық жағдайы бұзылмайды.

М нүктесінде түсірілген денеге \underline{F} күші әсер етсін (2.20-сурет). Кез келген \underline{N} (*келтіру центрі*) нүктесін таңдайық және III аксиома негізінде осы нүктеде \underline{F} күшіне параллель \underline{F}' мен \underline{F}'' екі теңдестірілген күштерді түсіреміз, әрі барлық күштердің модульдері тең: $\underline{F} = \underline{F}' = \underline{F}''$. $\{F, F', F''\}$ күштер жүйесін өз өзіне параллель еркін таңдалған N нүктесіне көшірілген F күші деп алуға болады, және қос күш (F, F''), оның моменті күш көшірілетін N түсіру центріне қатысты \underline{F} күші моментіне тең:

$$m(F, F'') = Fh$$

Жазық күштер жүйесін келтіру центріне түсіруін қарастырайық.

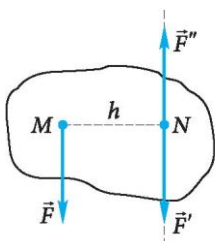
Теорема. Еркімен орналасқан күштердің жазық жүйесі жалпы жағдайда келтіру центріне түсірілген бір күшке және бір қос күшке эквивалентті.

Денеге кез келген жазық күштер жүйесі әсер етсін $\{F_1, F_2, \dots, F_n\}$ (2.21, *a-сурет*). Барлық күштерді еркімен таңдалған O келтіру центріне көшірейік, бұған n жұбын (2.21, *б-сурет*):

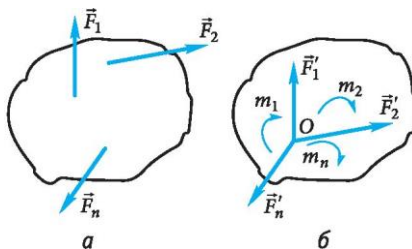
$$F_1 = F'_1, F_2 = F'_2, \dots, F_n = F'_n;$$

$$m_1 = M_O(F_1), m_2 = M_O(F_2), \dots, m_n = M_O(F_n).$$

Бір нүктеге түсірілген жазық күштер жүйесі тең әсерліге эквивалентті – берілген жүйенің басты векторы:



2.20-сурет. Күшті параллель көшіру



2.21-сурет. Жазық күштер жүйесін келтіру: а — күштердің өндірістік жүйелері; б — жүйені ортақ центрге әкелу

$$\vec{R} = \vec{F}'_1 + \vec{F}'_2 + \dots + \vec{F}'_n = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n,$$

Немесе

$$\vec{R} = \sum \vec{F}.$$

Еркін орналасқан күштердің жазық жүйесінің бас векторы жүйенің барлық күштерінің векторлық қосындысына тең және келтіру центріне түсірілген. Бас вектор кез келген жазық күштер жүйесінің тең әсерлісі болмайтындығын ескеру керек, себебі жүйеге келтірілген момент де әрекет етеді.

Бас вектордың модулін аналитикалық түрде келесі формула бойынша есептеуге болады:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{(\sum F_x)^2 + (\sum F_y)^2}, \quad (2.5)$$

мұнда $\sum F_x, \sum F_y$ — жүйенің барлық күштерінің сәйкесінше x және y осьтеріне проекцияларының қосындысы, Н.

Жұптардың жазық жүйесі өз ретінде, моменті берілген жұптардың моменттерінің алгебралық қосындысына тең бір жұпқа эквивалентті, яғни

$$M = m_1 + m_2 + \dots + m_n = M_O(\vec{F}_1) + M_O(\vec{F}_2) + \dots + M_O(\vec{F}_n),$$

Немесе

$$M = \sum M_O(\vec{F}).$$

Еркін орналасқан күштердің жазық жүйесінің *басты моменті* келтіру центріне қатысты жүйенің барлық күштерінің моменттерінің алгебралық қосындысына тең.

Кез келген жазық күштер жүйесінің тепе-теңдік тендеуінің үш түрін қарастырайық.

Теорема. Еркін орналасқан күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігі үшін бұл жүйенің басты векторы мен басты моменті кез келген таңдалған нүктеге қатысты нөлге тең болуы қажетті және жеткілікті.

Тепе-теңдік тендеуінің бірінші түрі. (2.5) өрнегін ескере отырып, еркін орналасқан күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігі үшін барлық күштердің x пен y координат осьтеріндегі проекцияларының алгебралық қосындысы нөлге тең болуы және бұл күштердің жазықтықтың кез келген нүктесіне қатысты моменттерінің алгебралық қосындысы нөлге тең болуы қажетті және жеткілікті деп қорытынды жасауға болады:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum \vec{F}_y = 0; \sum M_O(\vec{F}) = 0. \quad (2.6)$$

Тепе-теңдік тендеуінің екінші түрі. Нақты есептерді шешу үшін жиі күштер проекциясының бір тендеуін басқа нүктеге қатысты

моменттер қосындысының теңдеуімен ауыстыру ыңғайлы болады:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum M_A(\vec{F}) = 0; \sum M_B(\vec{F}) = 0.$$

Бұл кезде А мен В нүктелерінің орналасуын x осіне перпендикуляр болатын түзде жатпайтындай қылып таңдау керек.

Тепе-теңдік теңдеуінің үшінші түрі. Проекциялардың екі теңдеуін (2.6) формуласын қараңыз) басқа нүктелерге қатысты моменттер қосындысының теңдеуімен ауыстыруға болады:

$$\sum M_A(\vec{F}) = 0; \sum M_B(\vec{F}) = 0; \sum M_C(\vec{F}) = 0.$$

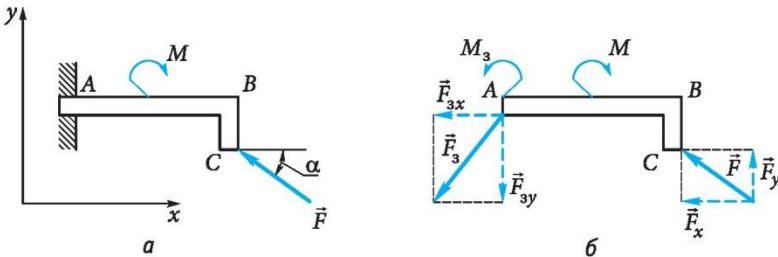
Бұл кезде А, В және С нүктелері бір түзде жатпауы керек.

2.2-мысал.

Г-бейнелі «жеңіл» арқалыққа ABC (2.22, *a-сурет*) $F = 30$ кН күші мен $M = 3$ кН·м моменті әсер етеді. F күші $\alpha = 30^\circ$ бұрышы астында көкжиек сызығына әсер етеді. Келесі берілгендер бойынша қатаң бекітілімнің реакциясын анықтаңыз: $AB = 4$ м, $BC = 1$ м.

Шешуі.

Байланыстарды байланыс әсерімен ауыстырайық. Жалпы жағдайда қатаң бекітілімнің реакциясы F_a (2.22, *б-сурет*) күші және бекітілім моменті M_3 болып табылады. F_a күшінің бағыты белгісіз, сондықтан оны екі құрауышпен елестетіп көрейік: F_{ax} пен F_{ay} . Есепті шығару барысында күштің әрекет ету бағыты мен бекітілім моменті анықталады.



2.22-сурет. 2.2-мысалына есептеу үлгілері: *a* — сыртқы жүктеменің әрекеті; *б* — байланыстардан босатылу

Сыртқы күшті F координаттар осындағы екі проекциямен алмастырайық:

$$F_x = F \cos \alpha; F_y = F \sin \alpha.$$

Еркін орналасқан күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдігінің негізгі шартына сүйене отырып және моменттер центрі ретінде А нүктесін таңдап, табатынымыз

$$\sum \vec{F}_x = 0; -F_{3x} - F_x = 0, \text{ бұдан } F_{3x} = -F_x = -F \cos \alpha;$$

$$\sum \vec{F}_y = 0; -F_{ay} - F_y = 0, \text{ бұдан } F_{ay} = -F_y = -F \sin \alpha;$$

$$\sum M_A(\vec{F}) = 0; M_3 - M - F_x BC + F_y AB = 0, \text{ бұдан } M_3 = M + F \cos \alpha \cdot BC - F \sin \alpha \cdot AB.$$

Бастапқы мәліметті бұл теңдеулерге ауыстырып қойғаннан кейін аламыз:

$$F_{3x} = 30 - \cos 30^\circ = -25,98 \text{ кН}; F_{3y} = 30 - \sin 30^\circ = 15 \text{ кН};$$

$$M_3 = 3 + 25,98 \cdot 1 - 15 \cdot 4 = -31,02 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

«-» белгісі F_{3x} күшінің және M_3 моментінің нақты бағыттары 2.22, б-суретінде көрсетілгендерге қарама-қарсы дегенді білдіреді.

Бекітілімнің реакциясын проекциялардың F_{3x} пен F_{3y} геометриялық қосындысы ретінде табамыз F:

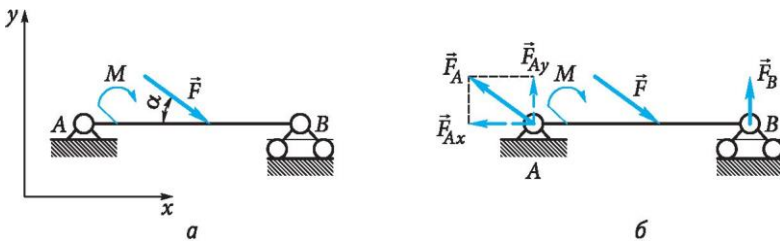
$$F_3 = \sqrt{F_{3x}^2 + F_{3y}^2} = \sqrt{25,98^2 + 15^2} = 30 \text{ кН}$$

2.3-мысал.

AB арқалығы (2.23, а-сурет) екі тірекке бекітілген — топсалы-жылжымайтын және топсалы-жылжымалы. Арқалыққа сыртқы жүктемелер әсер етеді - $M = 6 \text{ Н} \cdot \text{м}$ моменті мен $\alpha = 30^\circ$ бұрышымен түсірілген $F = 20 \text{ Н}$ күші. Егер $AB = 2 \text{ м}$, ал F күші бөдене центріне түсірілгені белгілі болса, А мен В топсаларының реакцияларын анықтаңыз.

Шешуі.

Алдындағы мысалдағыдай, байланыстарды байланыс әсерімен ауыстырайық (2.23, б-сурет). Жылжымайтын топсаның А реакциясының бағыты бізге белгісіз. Сондықтан, координат осьтеріне проекцияланған құрауыштарға — F^x мен F^y реакцияны F_i бөлеміз. Жылжымалы топсаның В реакциясының бағыты белгілі. F_B реакциясы тіреу бетіне перпендикуляр бағытталған.



2.23-сурет. 2.3-мысалына есептеу үлгілері: *a* — сыртқы жүктеменің әрекеті, *б* — байланыстардан босату

Біздің жүйе үшін тепе-теңдік теңдеулерін құрайық. Моменттер центрі ретінде L нүктесін таңдаймыз. Айтылып кеткендей, моменттер центрінің жағдайын еркімен кез келген жерде таңдауға болады, бірақ есепті қысқартуға ұмтылу керек. A нүктесін моменттер центрі ретінде таңдау моменттер тепе-теңдігінің теңдеуінде F_{Ax} мен F_{Ay} күштерін ескермеуге мүмкіндік береді, себебі олардың осы нүктеге қатысты иіндері нөлге тең. Осылайша, тепе-теңдік теңдеулері мынадай болады:

$$\sum \vec{F}_x = 0; -F_{Ax} + F \cos \alpha = 0, \text{ бұдан } F_{Ax} = F \cos \alpha; \quad (2.7)$$

$$\sum \vec{F}_y = 0; F_{Ay} - F \sin \alpha + F_B = 0, \text{ бұдан } F_{Ay} = F \sin \alpha - F_B; \quad (2.8)$$

$$\sum M_A(F) = 0; -M - F \sin \alpha \cdot \frac{AB}{2} + F_B \cdot AB = 0,$$

бұдан

$$F_B = \frac{M + F \sin \alpha \cdot AB/2}{AB} \quad (2.9)$$

Бастапқы мәліметті бұл теңдеулерге ауыстырып қойып, аламыз:

$$(2.7) \text{ теңдеуінен } F_{Ax} = 20 \cos 30^\circ = 17,32 \text{ H};$$

$$(2.9) \text{ теңдеуінен } F_B = \frac{6 + 20 \cdot \sin 30^\circ \cdot 4/2}{4} = 6,5 \text{ H}.$$

$$(2.8) \text{ теңдеуінен } F_{Ay} = 20 \sin 30^\circ - 6,5 = 3,5 \text{ H}$$

A топсасының реакциясын F_{Ax} пен F_{Ay} проекцияларының геометриялық қосындысы сияқты табамыз:

$$\underline{F}_A = \sqrt{F_{Ax}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{17,32^2 + 3,5^2} = 17,67 \text{ H}.$$

1. Күштердің еркін жазықтық жүйесі не қамтиды?
2. Күштің параллельді көшіруі туралы лемманы дәлелдеңіз.
3. Жалпы күштердің еркін жазықтық жүйесі неге эквивалентті болады?
4. Күштердің еркін жазықтық жүйесі тепе-теңдік теңдеуінің үш түрін құрастырыңыз.

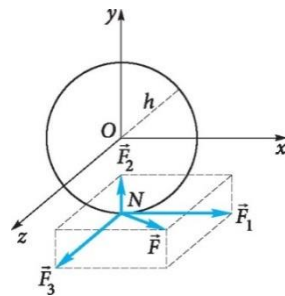
2.5. Күштің кеңістіктік жүйесі

Әрекет ету сызықтары түрлі жазықтықтарда орналасқан күштер жүйесі күштің кеңістіктік жүйесі деп аталады.

Оське қатысты күш моменті. Денеге кез келген \underline{N} нүктесінде (2.24-сурет) F күші салынсын, сонымен қатар z осінің бағыты берілген. F күшін үш өзара-перпендикуляр құрауыштарға F_1 , F_2 мен F_3 бөлейік. z осіне қатысты айналмалы әсер тек қана F_1 күшімен жасалады. F_3 күші z осіне параллель және денені ось бойымен жылжытуға тырысады. F_2 күші z осіне перпендикуляр және денеге бұл оське қатысты ешқандай әрекет жасамайды. 2.24-суреттен көрініп тұрғандай, F_1 күші z осіне перпендикуляр жазықтықта жатыр. О нүктесіне қатысты F_1 күшінің моментін жазайық ((2.4) формуласын қараңыз):

$$M_o(F_1) = \pm Fh.$$

Оське қатысты күш моменті осы күштің берілген оське перпендикуляр жазықтықтағы проекциясының моментіне тең, олардың қиылысу нүктесіне қатысты болады:



2.24-сурет. Күшті кеңістікте проекциялау

$$M_2(\vec{F}) = M_o(\vec{F}_1) = \pm \vec{F}_1 h = \pm \vec{F} \cos \alpha,$$

мұнда α — F күші мен Ox жазықтығы арасындағы бұрыш.

Егер осьтің оң шеті жағынан бақылаған кезде күш денені сағат тілі

бағытымен айналдыратын болса, бұл кезде оське қатысты күш моменті оң болады. Кері жағдайда момент теріс болады.

Оське қатысты күш моментінің үш негізгі қасиеті:

1) Оське қатысты күш моменті осьте O нүктесін таңдауға байланысты болмайды;

2) Оське қатысты күш моменті күштің әрекет ету сызығындағы жағдайына байланысты болмайды, себебі күштің иіні де, проекциясы да өзгермейді;

3) Күш пен ось бір жазықтықта жатқан кезде, оське қатысты күш моменті нөлге тең болады. Бұл кезде екі жағдай мүмкін: а) күш оське параллель, онда $\alpha = 90^\circ$, ал $M_z(F) = \pm F \cos \alpha \cdot h = 0$; б) күш осьпен қиылысады, онда иін $h = 0$, және сәйкесінше моменті нөлге тең болады.

Еркін орналасқан күштердің кеңістіктік жүйесінің тепе-теңдігінің аналитикалық шарты. Кеңістіктік күштер жүйесін келтіру жазық күштер жүйесін келтіруге ұқсас (2.4-бөлімін қараңыз). Кеңістіктік күштер жүйесі x, y, z координат осьтеріне проекцияланатын бас векторға және осы осьтерге қатысты үш моментке келтіріледі.

Еркін орналасқан күштердің кеңістіктік жүйесінің тепе-теңдігі үшін барлық күштердің үш координат осінің әрқайсысына проекцияларының алгебралық қосындысы нөлге тең және осы осьтердің әрқайсысына қатысты барлық күштердің моменттерінің алгебралық қосындысы нөлге тең болуы қажетті және жеткілікті:

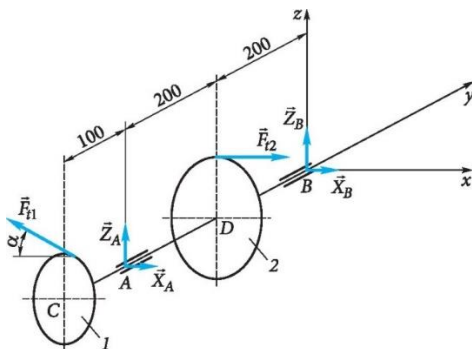
$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum \vec{F}_y = 0; \sum \vec{F}_z = 0;$$

$$\sum M_x(\vec{F}) = 0; \sum M_y(\vec{F}) = 0; \sum M_z(\vec{F}) = 0.$$

2.4-мысал.

AB білігінде (2.25-сурет) $d = 150$ мм диаметрлі тізбекті таратқыштың жұлдызшасы 1 мен $D = 300$ мм диаметрлі тісті қиғаш тісті доңғалақ 2 отырғызылған. Жұлдызшаға көкжиек сызығына $\alpha = 30^\circ$ бұрыш астында $F_{11} = 400$ Н жанама күш түсірілген, ал тісті доңғалаққа – көлденең F_{12} жанама күші. A және B тірегінің реакциясын және F_{12} күшін анықтау.

2.25-сурет. 2.4-мысалына есептеу үлгісі



Бөлшектер массасын ескермеу керек. Элементтер арасындағы қашықтық суретте көрсетілген.

Шешуі.

Тіректің әрқайсысының реакциясының бағыты белгісіз. Оларды координат осіне проекциялайық, тепе-теңдік теңдеуін құрып, әр проекцияны анықтайық.

Осьтерге қатысты күш моменттерін тапқан кезде, F_n күші xBy мен zBy жазықтықтарына бұрыш астында орналасқандығын ескеру керек. Бұдан шығатыны, z пен x осьтеріне қатысты күш моментін тапқан кезде, бірінші оське перпендикуляр жазықтыққа бұл күшті проекциялау керек. Келтіру нүктесіне B нүктесін алайық. Тепе-теңдік теңдеуін құрған кезде, егер күш осьпен қиылысса немесе оған параллель болса, онда бұл оське қатысты күш моменті нөлге тең болатындығын есте сақтау керек.

Тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$\sum \vec{F}_x = 0; \quad -F_n \cos \alpha + X_A + F_{t2} + X_B = 0; \quad (2.10)$$

$$\sum \vec{F}_y = 0; \quad y \text{ осінің бағытында әрекет ететін күш жоқ}; \quad (2.11)$$

$$\sum \vec{F}_z = 0; \quad F_n \sin \alpha + Z_A + Z_B = 0; \quad (2.12)$$

$$\sum M_x(\vec{F}) = 0; \quad -F_{t1} \sin \alpha \cdot CB - Z_A \cdot AB = 0; \quad (2.13)$$

$$\sum M_y(\vec{F}) = 0; \quad -F_{t1}d/2 + F_{t2}D/2 = 0; \quad (2.14)$$

$$\sum M_z(\vec{F}) = 0; \quad -F_{t1} \cos \alpha \cdot CB + X_A \cdot AB + F_{t2} \cdot DB = 0; \quad (2.15)$$

Берілген мәліметті алмастырып қойып, алатынымыз: (2.14) теңдеуінен

$$F_{t2} = \frac{F_{t1} \cdot d/2}{D/2} = \frac{400 \cdot 75}{150} = 200 \text{ Н};$$

(2.13) теңдеуінен

$$Z_A = -\frac{F_{t1} \sin \alpha \cdot CB}{AB} = \frac{400 \cdot 0,5 \cdot 500}{400} = -250 \text{ Н};$$

(2.15) теңдеуінен

$$X_A = \frac{F_{t1} \cos \alpha \cdot CB - F_{t2} \cdot DB}{AB} = \frac{173 \ 205 - 40 \ 000}{400} = 333 \text{ Н};$$

(2.12) теңдеуінен

$$Z_B = -F_{t1} \sin \alpha - Z_A = -400 \cdot 0,5 - (-250) = 50 \text{ Н};$$

(2.10) теңдеуінен

$$X_B = F_{t1} \cos \alpha - X_A - F_{t2} = 346,4 - 333 - 200 = -186,6 \text{ Н}.$$

А мен В тіректерінің тең әсерлі реакцияларын табамыз :

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Z_A^2} = \sqrt{333^2 + 250^2} = 416,4 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{X_B^2 + Z_B^2} = \sqrt{186,6^2 + 50^2} = 193,2 \text{ Н};$$

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Оське қатысты күш моменті неге тең?
2. Оське қатысты күш моменті үшін белгілер ережесін беріңіз.
3. Оське қатысты күш моментінің қасиеттерін атаңыз.
4. Кез келген кеңістікті күштер жүйесінің тепе-теңдігі үшін не қажет?

2.6 Үйкеліс

Үйкелісті есепке алумен статика есептерін шығарған кезде нақты денелерді қарастырады, яғни біріншіден, бұдырмалы беті бар, екіншіден – сыртқы күштердің әсерімен деформациялана алады. *Үйкеліс* — екі дене арасында оларға жанама бойымен беттердің жанасуы жерінде пайда болатын салыстырмалы орын ауыстырудың кедергі құбылысы. Үйкелістің оң және теріс жақтары болады. Белдікті таратқыштың, тежегіштің құрылғының, үйкелісті жалғастырғыштың, бұрандалы қосылыс және т.б. жұмыстары үйкелісте негізделген. Сол мезетте үйкеліс мойынтіректердің, бұрамдықты таратқыштың, бағыттаушы білдектердің ПӘК төмендететін зиянды кедергі болып табылады.

Сырғанау үйкелісі. Бір дененің басқасының бетімен қозғалысы кезінде пайда болатын кедергі сырғанау үйкелісі деп аталады. Сырғанау үйкелісінің күші $P_{тр}$

тек қана ығыстыру күш F болған кезде пайда болады және оған қарсы жағына бағытталған (2.26-сурет).

Сырғанау үйкелісінің заңдары эксперимент түрінде Г. Амонтон мен Ш.Кулон француз ғалымдарымен орнатылған.

Сырғанау үйкелісі күшінің үш негізгі қасиеттері:

- 1) Ең көп сырғанау үйкелісі күшінің модулі сырғанау басталған мезетте реакцияның қалыпты құрауышына пропорционал болады:

$$F_{\text{тр}}^{\text{max}} = fN, \quad (2.16)$$

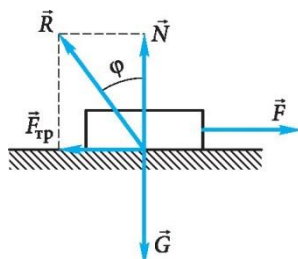
мұндағы $F_{\text{тр}}^{\text{max}}$ — ең жоғары сырғанау үйкелісі күші, Н; f — сырғанау үйкелісінің коэффициенті; N — тірек реакциясының қалыпты құрауышы, Н.

R толық реакциясы тірек бетіне нормалмен φ бұрышын құрайды, ол үйкеліс бұрышы деп аталады. 2.26-суреттен шығатыны

$$F_{\text{тр}} = N \cdot \text{tg } \varphi \quad (2.17)$$

(2.16) мен (2.17) теңдеулерінің оң жақтарын теңестіріп, аламыз

$$f = \text{tg } \varphi$$



2.26-сурет. Сырғанау үйкелісі күшінің бағыты

- 2) Сырғанау үйкеліс күші үйкеліскен шектің өлшемдеріне байланысты емес. Үйкеліс күшін көбейтуі керек сияқты, үйкелісетін шеттің ауданы көбейгенде ілінісетін бұдырлық саны көбейеді,. Бірақ аудан бірлігіне қысым азаяды, сәйкесінше салыстырмалы орын ауыстыруға қатысты кедергі бұрынғы болып қалады.
- 3) Сырғанау үйкелісінің коэффициенті үйкелісетін денелердің материалы мен майлау материалының болуына байланысты:

Сырғанау үйкелісінің коэффициенті

құрғақ болат бойынша	0,15	0,3
майлау материалды болат бойынша	0,1	0,18
болатты асбестік қоршау бойынша	0,25	0,35
құрғақ қола шойын бойынша	0,16	
майлау материалды қола шойын бойынша	0,12	
болат шойын бойынша	0,12	0,2

Айта кету керек, қозғалыс басталған мезетке қарағанда сырғанау үйкеліс коэффициенті қозғалыс кезінде әдетте аз болады.

2.5-мысал.

4 серіппесінің ең көп сығылу күшін N анықтау (2.27, a-сурет), ол сақтандырғыш үйкелісті жартылай жалғастырғышты 3 істен шығу (тоқтап қалу) үшін қажетті. Жетекші жартылай жалғастырғыштың 1 жұмыс айналу кезі $M_{кр} = 20 \text{ кН} \cdot \text{м}$ құрайды. 1 және 3 жартылай жалғастырғыштар болаттан жасалған, үйкелісті қоршау 2 – асбесттен. Жартылай жалғастырғыштардың ілінісуі $d = 0,02 \text{ м}$ диаметрінде болады.

Шешуі.

Байланыстарды тастап және оларды байланыс реакцияларымен алмастырып, жетекші жартылай жалғастырғыштың 3 тепе-теңдігін қарастырайық. Асбестті қоршауға үйкеліс күштерімен $P_{тр}$ теңестірілген айналу кезі $M_{кр}$ әсер етеді (2.27, б-сурет).

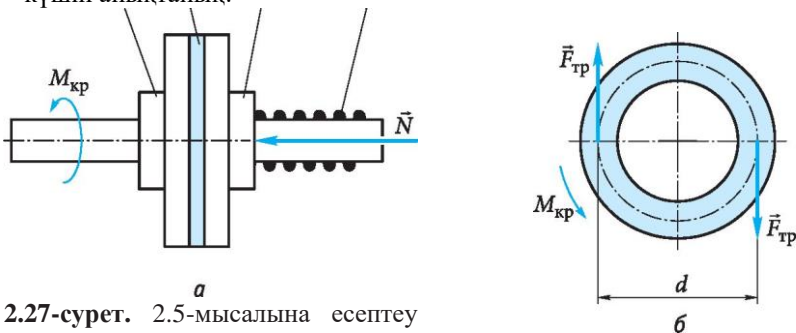
О нүктесіне қатысты тепе-теңдік теңдеуін құрайық:

$$\sum M_O(\vec{F}) = 0; M_{кр} - F_{тр}d = 0,$$

Бұдан

$$F_{тр} = \frac{M_{кр}}{d} = \frac{20}{0,02} = 1000 \text{ кН}$$

(2.16) тәуелділігін пайдаланып, серіппенің ізделіп отырған сығылу күшін анықтайық:



2.27-сурет. 2.5-мысалына есептеу үлгісі:

a — сыртқы жүктеме әрекеті; 1, 3 — жартылай жалғастырғыштар; 2 — қоршау; 4 — серіппе; *б* — байланыстардан босату

$$N = \frac{F_{\text{тр}}}{f} = \frac{1000}{0,3} = 3333 \text{ кН}$$

Шамалы кездейсоқ артық жүк кезінде тоқтап қалуды болдырмау үшін серіппенің сығылу күшін шамамен 5 % -ға *N* дейін көбейтеміз = 3500 кН.

----- Бакылау сұрақтары -----

1. Үйкеліс құбылысын қарастырғанда дененің қандай қасиеттері ескеріледі?
2. Сырғанау үйкелісі қалай пайда болады?
3. Егер дене қозғалмаса, үйкеліс күші әсер ете ала ма?
4. Үйкеліс күшін қандай формулалар бойынша анықтайды?
5. Жаңасатын шектердің ауданы неге үйкеліс коэффициентіне әсер етпейді?
6. Сырғанау үйкеліс коэффициенті неге байланысты?

МАТЕРИАЛДАР КЕДЕРГІСІ

3.1. Негізгі ережелер

Машинаның барлық бөлшектері жүктеменің әсер етуімен бір немесе басқа деңгейде деформацияланады, яғни өзінің пішіні мен өлшемін өзгертеді, ал кейбір жағдайларда машинаның бөлшектерінің бұзылуы болады.

Материалдар кедергісі — бұл машиналар мен құрылыстардың материалдары мен элементтерінің беріктігі мен деформациялылығы туралы ғылым.

Жүктеме түрлері. Пайдалану процесі кезінде машина бөлшегіне сыртқы және ішкі күштер әсер етеді. Бөлшекке әсер ететін сыртқы күштерге белсенді күш (жүктемелер) пен сыртқы байланыстар реакциясы жатады.

Нүктеге салынған шоғырланған күшті бөлшектің бетінің аз ғана жеріне әсер ететін нақты күштердің орнына енгізеді, олардың өлшемдерін ескермеуге болады.

Үлестірілген күштер — бұл сызық, көлем немесе бет бойынша бөлінген күштер (мысалы, сұйықтық ыдыс түбін басатын күш).

Жүктеме нұсқаларының бірі *жинақталған момент* (қос күш) болып табылады.

Ішкі күштер деп сыртқы күштер әсерімен пайда болатын бөлшектің бөлек бөліктері арасындағы өзара әсер күшін атайды (сыртқы күштер болмағанда ішкі күштер нөлге тең болады деп болжамдалады).

Деформация түрлері. Машина бөлшектері алуан түрлі деформацияларға тап болады:

- *созылу* — арқандар, шынжырлар, тәжілер, пневмо- және гидроцилиндрлердің штоктары;
- *сығылу* — машина тіректері, қалыптың пуансондары;
- *жылжу* (бұзылған кезде *кесу*) — бұрандамалар, тойгармалар, кілттер, біліктегі оймакілтектер;
- *бұрау* — айналу қозғалысы кезінде қуат беретін біліктер;

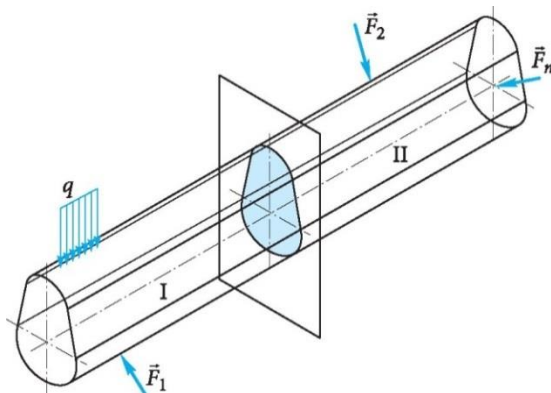
- майысу — аркалықтар, белағаштар, иіңтіректер, тісті доңғалак тістері.

Машина бөлшектері жиі дерлік біріккен түрлі жүктемелердің әрекетіне душар болады, ол бірауқытта бірнеше түрлі деформациялар туғызады. Мысалы, жұмыс жасап тұрған білік-тістегеріш бірауқытта майысу мен бұралуға тап болады.

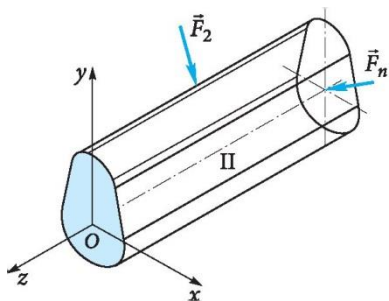
Тілік әдісі. Беріктілікке машина бөлшектерін есептеу үшін серпімділіктің ішкі күштерін білу керек. Тілік әдісінде дене ойша жазықтықпен екі бөлікке бөлінеді, оның кез келгені лақтырылады, және қалған бөліктің тілігінің орнына кесуге дейін әсер еткен ішкі күштер салынады. Қалған бөлік тілікке салынған ішкі және сыртқы күштердің әсерімен тепе-теңдікте болатын өздігінше дене ретінде қарастырылады.

Кез келген жүйенің сыртқы күштерінің (F_1, \dots, F_n күштері, таралған жүктеме q) әсерімен тепе-теңдікте болатын білеуді қарастырайық (3.1-сурет). Оны бойлық осіне перпендикуляр кез келген жазықтықпен екі бөлікке бөлейік (I мен II), және бөліктердің біреуін тастайық (мысалы, I). Күштердің кез келген жүйесі оның бас векторына және бас моментіне келтірілуі мүмкін, олар берілген күштер жүйесіне статикалық эквивалентті.

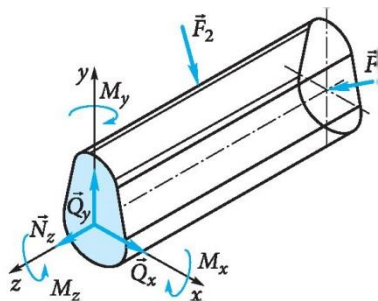
Жүйенің бас векторы таңдалған координаттар жүйесінің осьтері бойынша үш құрауыш (үш проекция) түрінде келтірілген.



3.1-сурет. Сыртқы жүктеме әсерінде болатын білеу



3.2-сурет. Білеудің қарастырылатын тілігі



3.3.сурет Ішкі күш факторлары

Бас момент де координат осьтері бойынша құрауыштарға бөліне алады (үш оське қатысты үш моментпен ауыстырылған). Қалған Π қиманы қарастырайық (3.2-сурет). Координаттар жүйесін таңдаймыз: координат басын қарастырылып жатқан көлденең тіліктің ауырлық ортасына орналастырамыз, Oz осін қимаға перпендикуляр бағыттаймыз, яғни білеу осінің бойымен, Ox пен Oy осьтерін білеудің тілік жазықтығында орналастырамыз.

3.3-суретте алты ішкі күш факторлары көрсетілген. Жалпы жағдайда бұл бас вектордың үш проекциясы мен бас моменттің үш құрауышы: N_z — бойлық күш; Q_x , Q_y — көлденең күштер; M_z — айналу кезі; M_x , M_y — иілу кезі.

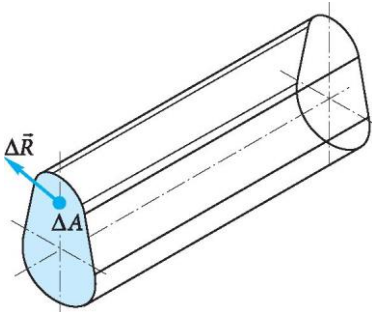
Күш факторының әрқайсысы белгілі деформациямен байланысты: егер білеуге тек қана бойлық күш N_z әсер етсе, онда білеу деформацияға тап болады – созылу немесе сығылу; егер тек қана көлденең күштер Q_x , Q_y әсер етсе, деформация жылжу болып табылады; егер тек қана айналу кезі M_z әсер етсе, онда бұралу болады, ал егер тек қана майысу кезі M_x мен M_y әсер етсе, онда білеу таза иілуге жұмыс жасайды.

Ішкі күш факторларының әрқайсысын анықтау үшін білеудің қалған бөлігіне әсер ететін барлық күштер үшін тепе-теңдік теңдеуін құру керек:

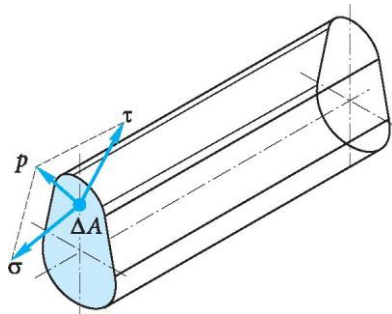
$$\sum \vec{F}_x = 0; \sum \vec{F}_y = 0; \sum \vec{F}_z = 0;$$

$$\sum m_x(\vec{F}) = 0; \sum m_y(\vec{F}) = 0; \sum m_z(\vec{F}) = 0.$$

Кернеулер. Ішкі күштер дене қимасы бойынша тұтас бөлінген, бұл кезде жалпы жағдайда олардың мәні мен бағыттары тіліктің бөлек нүктелерінде түрлі болады.



3.4-сурет. Тіліктің шексіз аз элементі бар білеу



3.5-сурет. Элементар алаңшаға әсер ететін кернеулер

Кернеу тілікте әрекет ететін ішкі күштердің қарқындылығын сипаттайды.

Еркімен жүктелген білеуді қарастырайық және оған тілік әдісін қолданайық (3.4-сурет). Тілікте ауданның шексіз аз элементін ΔA бөлейік. Алаңның бұл элементіне күш жүйесінің тең әсерлісі әсер етеді ΔR . Элементар алаңшаның нүктесіндегі p кернеу — бұл ΔR тең әсерлі күштің алаңшаның ауданына ΔA қатынасына тең:

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

Кернеу — векторлы шама. СИ жүйесінде кернеу бірлігі— паскаль (Па) ($1 \text{ МПа} = 1 \text{ Н/мм}^2 = 10^6 \text{ Па}$).

Кернеу векторын p екі құрауышқа бөлейік (3.5-сурет): σ — тілік жазықтығына перпендикулярмен (қалыпты кернеу); τ — тілік жазықтығында жататын (жанама кернеу).

Толық кернеу мен оның құрауыштарының арасындағы байланыс келесі формуламен көрсетіледі

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}.$$

----- Бакылау сұрақтары -----

1. Жүктеменің қандай түрлерін білесіз?
2. Деформациялардың қандай түрлерін білесіз? Олар қандай күш факторларымен тудырылған?

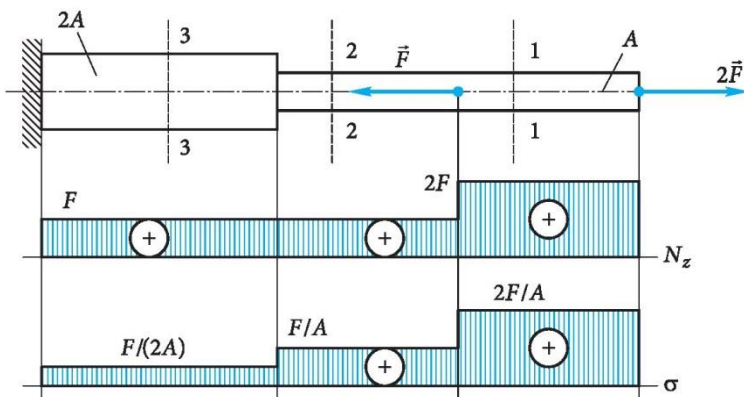
3. Тілік әдісінің мәнісі неде?
4. Кернеуге анықтама беріңіз. Кернеудің қандай түрлерін білесіз? СИ жүйесінде кернеудің бірлігі қандай?

3.2. Созылу және сығылу

Бұрын айтылып кеткендей, созылу немесе сығылу кезінде білеудің кез келген көлденең тілігінде тек қана бойлық күш N_x пайда болады.

Эпюраларды құрастыру. Бір шеті қысылған, ал екіншісінде ось бойымен F пен $2F$ күштері әсер ететін білеуді қарастырайық (3.6-сурет). Білеудің көлденең тілігінің $2A$ мен A түрлі ауданды екі учаскесі бар. Сипатты учаскелердің шекараларын таңдаған кезде білеудің көлденең тілігінің өзгеруі мен сыртқы жүктеме салынған нүктелерінің орналасқан жерлерін башшылыққа алады. Сипатты учаскенің ішінде білеудің көлденең тілігі өзгермеу керек.

3.6-суретте үш сипатты учаскені бөліп көрсетуге болады. Бірінші учаске – $2F$ салынған күшті білеу шетінен F күшін салу нүктесіне дейін, екіншісі – F күшін салған нүктеден білеу тілігі өзгерген нүктеге дейін, үшіншісі – тілігі өзгерген нүктеден білеу басына дейін. Білеуді қандай да бір шетінен қарастыру қабылданған, себебі бұл білеудің басынан соңына дейін әр тілігінде ішкі күш факторының мәнін ретімен есептеп шығаруға мүмкіндік береді және шатасуға әкелмейді. Тілік әдісін қолданып, сәйкес учаскелердегі бойлық күштерді N_1 мен N_2 анықтаймыз (білеудің тасталған бөлігін ішкі күш факторымен алмастырамыз).



3.6-сурет. Бойлық күштер мен қалыпты кернеулердің эпюралары

Тілікке бағытталған созушы күштер оң болып саналады, ал сығушы күштер (тілікке бағытталған) – теріс болады. Білеуді оңнан солға қарастыратын боламыз.

1 — 1 тілігінде

$$\sum F_z = 0; 2F - N_1 = 0, \text{ бұдан } N_1 = 2F.$$

2 — 2 тілігінде және 3 — 3 тілігінде

$$\sum F_z = 0; 2F - F - N_2 = 0, \text{ бұдан } N_2 = 2F - F = F.$$

Алынған мәліметтер негізінде N_z бойлық күштің эпюрасын құрастырамыз.

Білеудің көлденең қимасындағы бойлық күш сандық жағынан тіліктің бір жағында орналасқан сыртқы күштердің алгебралық қосындысына тең.

Созылу және сығылу кезінде білеудің көлденең тіліктерінде тек қана қалыпты кернеу пайда болады σ , МПа, ол келесі формула бойынша есептеледі

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

мұнда N — тіліктегі бойлық күш, Н; A — көлденең тілік ауданы, мм².

(3.1) формуласын пайдалана отырып, қарастырылып жатқан тіліктерде қалыпты кернеулерді табамыз, бұған қоса қалыпты кернеулер үшін де бойлық күштер үшін қолданылатын белгілер ережесі қолданылады.

$$\sigma_1 = \frac{N}{A} = \frac{2F}{A},$$

2 — 2 тілігінде

$$\sigma_2 = \frac{N}{A} = \frac{F}{A}$$

3 — 3 тілігінде

$$\sigma_3 = \frac{N}{2A} = \frac{F}{2A}$$

1 — 1 тілігінде

Содан кейін қалыпты кернеулердің эпюраларын құрастырамыз. Эпюралар қарастырылып жатқан білеудің қауіпті учаскелерін көрнекі түрде көруге мүмкіндік береді. Берілген мысалда бірінші учаске қауіпті болып саналады, мұнда қалыпты кернеу тым жоғары.

Материал	[а], МПа	
	Созылу кезінде	Сығылу кезінде
Сұр шойын	0 00	120.150
Құралмалы көміртекті болат	60... 250	
Құралмалы қоспалы болат	100...400 және жоғары	
Жез	70.140	
Қола	60.120	
Дуралюмин	80.150	

Созылу және сығылу кезінде рұқсат берілетін кернеуді анықтауға арналған формула. Механикалық сынаулар өткізу нәтижесінде шектік кернеулерді $\sigma_{\text{пред}}$ орнатады, бұл кезде бөлшектердің бұзылуы болады.

Созымды материалдар үшін қажетті қор коэффициентін $[и] = 1,2... 2,5$, опырымалылар үшін $[и] = 2.. .5$ қабылдай отырып, рұқсат етілетін кернеуді анықтауға болады:

$$[\sigma]$$

Бұл кезде бөлшектің беріктік шартының мәні, ең жоғары жұмыс кернеуі рұқсат етілген межеден асып кетпеу керектігінде болып табылады:

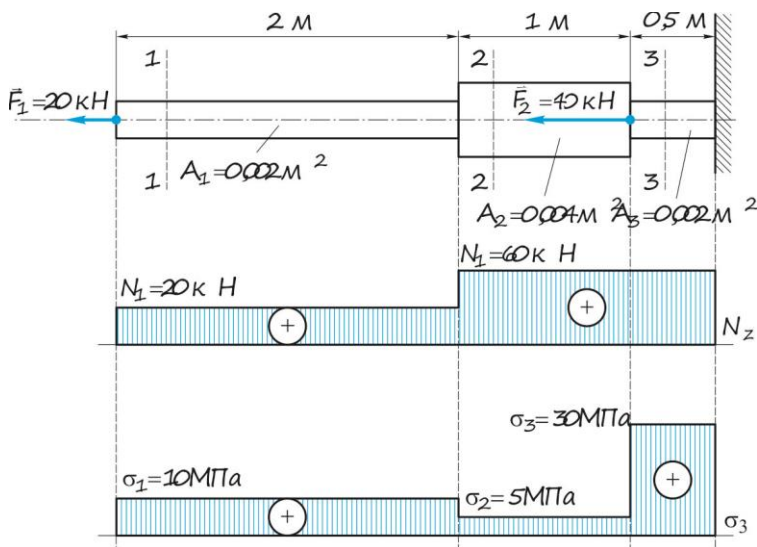
$$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]$$

Жұмыс кернеуі — қарастырылып жатқан бөлшек сыртқы жүктемелердің әсерімен берілген уақытта бұзылмай жұмыс жасайтын кернеу. Рұқсат етілетін кернеу – бұл шектік жұмыс кернеуі, ол көтерілген кезде бөлшек бұзылуы мүмкін.

Рұқсат етілетін кернеудің болжалды мәндері 3.1-кестеде келтірілген.

3.1-мысал.

Болат білеу үшін білеудің көлденең тіліктерінде бойлық күштер мен қалыпты кернеулердің эпюраларын құрастыру (3.7-сурет). Барлығы суретте көрсетілген.



Сурет 3.7

Шешуі.

Біледі тіліктері бойынша солдан оңға қарай қарастырамыз, себебі бұл жағдайда өңдеудің реакциясын анықтау талап етілмейді. Біледі үш сипатты бөліктерге бөлеміз, оларда тіліктерді қарастыратын боламыз.

1 — 1 тілігінде

$$\sum F_z = 0; F_1 - N_1 = 0, \text{ бұдан } N_1 = F_1 = 20 \text{ кН.}$$

2 — 2 тілігінде

$$\sum F_z = 0; F_1 - N_2 = 0, \text{ бұдан } N_2 = F_1 = 20 \text{ кН.}$$

3 — 3 тілігінде

$$\sum F_z = 0; F_1 + F_2 - N_3 = 0, \text{ бұдан } N_3 = F_1 + F_2 = 60 \text{ кН.}$$

Алынған мәліметтер негізінде бойлық күштің N_z эпюрасын тұрғызамыз.

$$\frac{N}{A} = \frac{20\ 000}{0,002} = 10 \text{ МПа.}$$

Білеудің әр қимасы үшін қалыпты кернеулерді табамыз. 1 — 1 қимасында
2 — 2 қимасында

$$\sigma_2 = N_2 = 20000 = 5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_3 = N_3 = 60000 = 30 \text{ МПа}$$

3 — 3 тілігінде
Қалыпты кернеулер эпюраларын құрастырамыз.

$$A_{\text{III}} = 0,002$$

Алынған мәліметтерден 3-3 тілігі қауіпті болып табылады деп қорытынды жасауға болады.

3.2-мысал.

Көтеруші машинаның гидроцилиндрінің штогының диаметрін анықтау, ол сығушы жүктемені $F = 500$ кН көтереді. Шток материалы — құралмалы қоспалы болат.

Шешуі.

Беріктік шартына сүйеніп, штоктың ең аз диаметрін табамыз. Ұсынылған болат үшін рұқсат етілетін қалыпты кернеуді қабылдаймыз $[\sigma] = 200$ МПа. Штокқа сығушы күштен басқа жүктемелер әсер етпейтін болғандықтан, бойлық күш сыртқы сығушы күшке тең болады: $N = F$.

онда (3.1) формуласынан шығатыны, бұдан басқа штоктың көлденең тілігінің ауданы:

$$A = \frac{n a^2}{[\sigma]},$$

Соңғы тәуелділіктердің оң жақтарын теңестіріп, гидроцилиндрдің штогының диаметрін табамыз:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 500\ 000}{3,14 \cdot 200}} = 56,4 \text{ мм.}$$

Беріктік қорын есепке алумен штоктың стандартты диаметрін қабылдаймыз $d = 60$ мм.

1. Созылу және сығылу кезінде күштердің қандай бағыты болады?
2. Созылу және сығылу кезінде қалыпты кернеуді қалай табамыз?
3. Бойлық күштер мен қалыпты кернеулердің эпюрасын құрастыру ретін сипаттап беріңіз.
4. Эпюраларды қандай мақсатпен құрастырады?
5. Бөлшектің беріктік шартын атаңыз.

3.3. Ығысу

Машиналардың жеке элементтерін жалғауға арналған бөлшектер (сыналар, штифтер, тойтармалар, бұрандалар және т.б.) олардың бойлық осіне перпендикуляр жүктемелерді қабылдайды. Осы бөлшектердегі көлденең жүктеме бір қабаттарының екінші қабаттарына қатысты түзу сызықты жылжуына алып келеді. Нәтижесінде қимада жанама кернеу t пайда болады.

Бір жағы жылжымайтын ал екіншісі F күштің әсерінен ығысқан элементі қарастырайық (3.8 сур.). Деформация нәтижесінде элемент параллелограмм пішініне ие болады. Деформация өлшемі элементтің жақтарының арасындағы бастапқы тік бұрыштың өзгеруі болады және ол *ығысу бұрышы* деп аталады. Белгілі шектерде жанама кернеу ығысу бұрышына тура пропорционал болады, — *ығысу кезіндегі Гук заңы*:

$$t = Gy,$$

мұндағы G — материалдың серпінді тұрақтысы, *ығысу модулі* немесе *екінші текті ығысу модулі* деп аталады, МПа; y — ығысу бұрышы, рад.

Үш серпінді тұрақтының арасында — бірінші ретгі серпінділік модулі E , Пуассон коэффициенті ν (3.2 кесте) және ығысу модулінің G арасында келесідей тәуелділік болады:

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

$y/$

$y/$

3.8 сурет. Ығысу кезінде жанама кернеулердің таралуы

3.2-ші кесте. Кейбір материалдардың серпінді қасеттері

Материал	$E, \text{МПа}$	K
Болат	$(1,9... 2,15) \cdot 10^5$	0,26.0,33
Сұр шойын	$(0,8... 1,5) \cdot 10^5$	0,23.0,27
Модификацияланған сұр шойын	$(1,2.1,55) \cdot 10^5$	0,24.0,28
Мыс	$(1,1...1,3) \cdot 10^5$	0,31.0,33
Қалайылы қола	$(0,8.1,2) \cdot 10^5$	0,32.0,35
Алюминийлі қорытпалар	$(0,69.0,71) \cdot 10^5$	0,33.0,36

Болат үшін $G \sim 8,0 \cdot 10^4$ МПа.

Ығысу кезінде бөлшектердің есептелуі мына болжамдарға сүйенеді:

- көлденең тілікте тек бір ішкі күш фактор пайда болады — көлденең күш Q ;
- жанама кернеулер көлденең тілік ауданы бойынша біркелкі таралған;
- егер жалғау бірнеше бірдей бекіту бөлшектерімен (мысалы, тойтармалармен) жасалған болса, онда олардың бәрі бірдей жүктелген деп саналады.

Бөлшектердің бұзылуы жағдайындағы ауыспалы ығысуы қиылу деп аталады. Қиылуға жұмыс істейтін бөлшектерге арналған беріктік шарты келесі түрде болады:

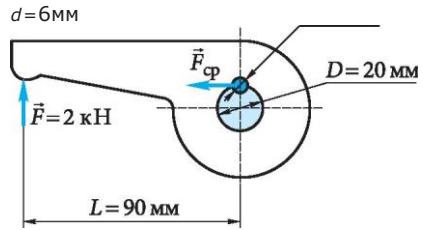
$$\tau_{cp} \frac{Q}{A} \leq [\tau_{cp}];$$

мұндағы τ_{cp} — қиылудың есептік жанама кернеуі, МПа; Q — көлденең күш, Н; A — көлденең қимасының ауданы, мм²; $[\tau_{cp}]$ — қиылудың рұқсат берілген жанама кернеуі, МПа; F — жалғау кезіндегі жалпы жүктеме, Н; i — бөлшектердің (тойтармалардың, бұрандалардың және т.б.) саны.

3.3 мысал.

Егер $[\tau_{cp}] = 60$ МПа, штифттің ұзындығы $l = 50$ мм болса иінағаштың білікпен штифті жалғануының беріктігін тексеру (3.9 сур.). Қалған деректер суретте көрсетілг

3.9 сурет. 3.3 мысалға есептік сызба



Шешуі.

Штифке әсер ететін қиылу күшін F_{cp} , тепе-теңдік шартынан анықтаймыз. Ол үшін моменттердің білік центріне қатысты тепе-теңдік теңдеуін құрамыз:

$$\sum M(F) = 0; -FL + F_{cp} D = 0,$$

$$\frac{F}{D} = \frac{(2F) L}{20} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 90}{20} = 13,5 \text{ кН.}$$

бұдан

қиылудың жанама кернеуін анықтаймыз:

$$\frac{\tau_c}{\rho} = \frac{dl}{6 \cdot 50} = 45 \text{ МПа.}$$

Нақты жанама кернеу рұқсат етілгеннен кіші, сәйкесінше, берілген штифті жалғау үшін беріктік шарты орындалады.

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Қандай бөлшектер ығысу және қиылу өзгерісіне ұшырайды?
2. Ығысу кезінде қандай күштік факторлар әсер етеді?
3. Ығысу кезіндегі жанама кернеу неге тең?
4. Нақты материал үшін ығысу модулін қалай анықтайды?
5. Бөлшектердің ығысуын есептеу кезінде қандай болжамдар қабылдайды?
6. Қиылу кезіндегі беріктік шартын беріңіз.
7. Есептеулерде неге ішкі күштік факторлар мен кернеудің эпюрін құрастырмайды?

3.4. Бұралу

Бұралу деп дінгектің көлденең тіліктерінде тек айналу моменті пайда болатын өзгеріске ұшырау түрін айтады.

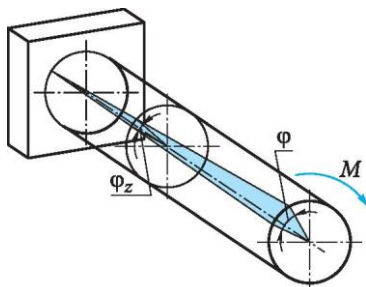
Бір ұшы қатаң бекітілген ал екіншісі M айналу моментімен жүктелген цилиндрдің (3.10 сур.) бұралуын қарастырайық. Бірқатар болжамдар енгіземіз:

- Цилиндрдің осі тұзусыздықты болып қалады;
- Брус осінің бойындағы көлденең тілітердің ара қашықтығы өзгермейді.
- Брустың көлденең тілігі қандай да бір φ_2 бұрышқа бұрылады және жазық болып қалады.

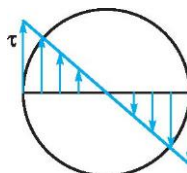
Мұны бұрауға дінгек емес монеталар бумасы ұшырайды деп елестетіп түсіндіруге болады. Жоғарғы монетаны айналдырғанда біз мыналарды — әрқайсысын өз бұрышына айналдырамыз, бұл ретте жазықтықтығы, сонымен қатар монеталардың қалыңдықтары сақталады.

Бұралу кезінде брустың қабаты бір-біріне қатысты ығысады.

Брустың көлденең тілігінің геометриялық параметрлерінің жанама кернеу мәндеріне әсері. Бұралу кезінде ішкі күш факторы (айналу моменті) брустың кию жазықтығына әсер етеді, осының нәтижесінде тек жанама кернеу T пайда болады. Тілік бойынша жанама кернеу біркелкі таралмаған: бетте максималды болады және брустың центріне қарай нөлге дейін азаяды (3.11 сур.). Бұдан жанама кернеу тек көлденең тіліктің ауданына ғана емес оның пішініне де тәуелді болады:

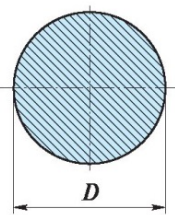
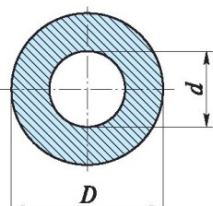


3.10 сурет. Цилиндрді бұрау кезінде қабаттың ығысу бұрышының өзгеруі



3.11 сурет. Цилиндрді бұрау кезінде жанама кернеудің таралуы

3.3 кесте. Жазық тіліктердің бұралу кезіндегі геометриялық параметрлері

Нысаны көлденең аркалықтар	Формулаларды анықтау үшін	
	кедергі сәгі	қимасының инерция сәгі
<p>1. Шеңберлы</p> 	$W_p = \frac{\pi D^3}{16} \approx 0,2D^3$	$J_p = \frac{\pi D^4}{32} \approx 0,1D^4$
<p>2. Шеңберлы сақина</p> 	$W_p = \frac{\pi D^3}{16}(1-c^4) \approx 0,2D^3(1-c^4),$ <p>где $c = \frac{d}{D}$</p>	$J_p = \frac{\pi D^4}{32}(1-c^4) \approx 0,1D^4(1-c^4),$ <p>где $c = \frac{d}{D}$</p>

$$\frac{\tau}{\tau_0} = \frac{M}{M_0} \quad (3.2)$$

мұндағы τ — әрекеттік жанама кернеу, МПа; $M_{кр}$ — айналу моменті, Н • мм; W_p — бұрауға кедергі моменті, мм³ (3.3 кесте).

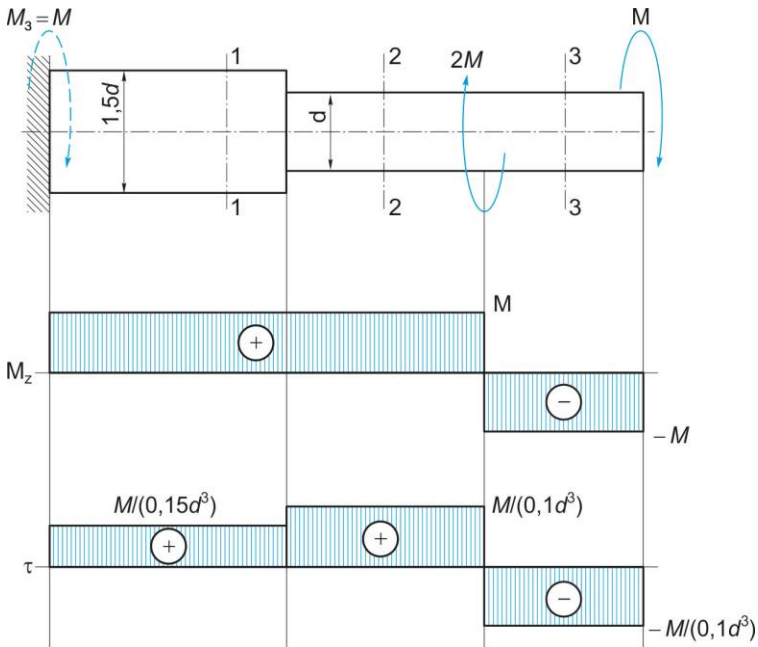
Эпюр құрастыру. M және $2M$ айналу моменттерінің әсерінде болатын дінгекті (3.12 сур.) қарастырайық. Онда үш сипаттамалық бөлікті бөліп алуға болады. Тілік әдісін қолданып сәйкес бөліктердегі M_{z1} және M_{z2} айналу моменттерін анықтаймыз (брустың алынып тасталған бөлігін ішкі күш факторымен алмастырамыз).

Таңбалар ережесі. Егер біз тілікке қарағанда айналу моменті сағат тілінің жүрісіне қарсы бағытталған болса ол оң болып, керісінше болған жағдайда — теріс болып саналады.

Дінгекті солдан оңға қарай қарастырамыз және ол үшін тепе-теңдік шартынан бітеу реакциясын табамыз:

$$-M_3 + 2M - M_0 = 0,$$

бұдан $M_3 = M_0$.



3.12 сурет. Айналу моменттері мен жанама кернеулердің эпюрлері

1 — 1 тілікте және 2 — 2 тілікте

$$\sum M_z(F) = 0; M_{z1} - M = 0,$$

бұдан $M_{z1} = M$.

3 — 3 тілікте

$$\sum M_z(F) = 0; M_{z2} - M + 2M = 0,$$

бұдан $M_{z1} = M - 2M = -M$.

Алынған деректер негізінде айналу моменттерінің эпюрлерін құрастырамыз. Тексеру үшін тіліктер әдісін қайтадан қолдануға болады, мұнда тілікті солдан оңға қарастырамыз. Дұрыс тұрғызған кезде эпюр түрі өзгермейді.

(3.2) формуласымен жанама кернеуді табамыз.

1 — 1 тілікте

$$\tau = \frac{M_z L}{W_{pl}} = \frac{M}{0,15d^3}$$

2 — 2 қимада

$$\frac{T_2}{T_3} = \frac{M_2 \cdot 2 \cdot M}{W_2 \cdot 0,1d^3} \cdot \frac{W_3}{W_2 \cdot 0,1d^3}$$

3 — 3 тілікте

Одан кейін жанама кернеулердің эпюрлерін құрастырамыз (3.12 сур.).

Бұрау кезінде беріктікті есептеуге арналған формулалар. Егер ең үлкен жанама кернеу рұқсат берілгеннен аспаса бұрау кезінде брустың беріктік шарты сақталған деп есептеледі:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p} \leq [\tau].$$

Рұқсат берілген жанама кернеуді созылуға немесе сығылуға арналған рұқсат берілген нормальды кернеуге қарап қабылдауға болады:

Болаттар үшін

Шойындар

үшін

$$[\tau] = (0,55 \dots 0,60)[\sigma];$$

$$[\tau] = (1 \dots 1,2)[\sigma].$$

3.4 мысал.

Дөңгелек тілікті сатылы білік үш моментпен M_1 , M_2 , M_3 (3.13 сур.) жүктелген. Айналу моменттерінің және жанама кернеулердің эпюрлерін тұрғызыңыз. Келесі мәліметтерге сүйеніп $[\tau] = 70$ МПа кездегі біліктің беріктігін тексеріңіз: $M_1 = 1$ кН • м; $M_2 = 5$ кН • м; $M_3 = 4$ кН • м; $d_1 = 30$ мм; $d_2 = 60$ мм; $d_3 = 38$ мм. M_1 және M_3 моменттері біліктің ұштарына, ал M_2 моменті — біліктің орталық сатысының ортасына түсірілген.

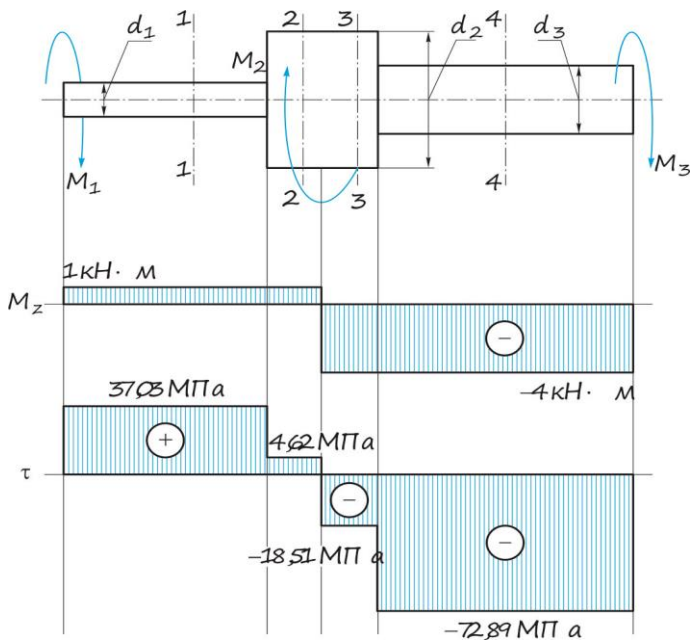
Шешуі.

Білікті сипаттамалық бөліктерге бөлеміз, таңдап алынған тіліктер үшін ішкі күш факторын табамыз және айналу моменттерінің эпюрлерін құрастырамыз.

1 — 1 тілікте және 2 — 2 тілікте

$$\sum M_z(F) = 0; M_{z1} - M_1 = 0,$$

бұдан $M_{z1} = M_2 = M_1 = 1$ кН • м.



3.13 сурет. 3.4 мысалға есептік сызба

3 — 3 тілікте және 4 — 4 тілікте

$$\sum M_z(F) = 0; M_{z3} - M_1 + M_2 = 0,$$

бұдан $M_{z3} = M_{z4} = M_1 - M_2 = -4 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Эпюрлерді құрастыру кезінде біз білікті солдан оңға қарай қарастырдық. Сондықтан есептеу үшін M_3 моментінің мәні қажет болмады.

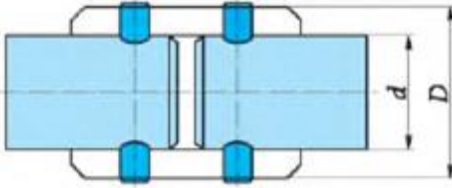
(3.2) формула бойынша әрбір тілік үшін жанама кернеуді табамыз және таңбаларын сақтап эпюрлерді құрастырамыз.

$$\tau_1 \equiv \frac{M}{W_{pi}} = \frac{M_1}{0,15d_1^3} = \frac{1 \cdot 10^3}{30^3} = 37,03 \text{ МПа.}$$

1 — 1 тілікте

2 — 2 тілікте

$$\tau_2 \equiv \frac{M}{W_p} = \frac{M_2}{\frac{0,15d_2^3}{2}} = \frac{4 \cdot 10^3}{60^3} = 4,62 \text{ МПа.}$$



3.14 сурет. 3.5 мысалға есептік сызба

$$\frac{\tau_3}{\tau_4} = \frac{M_{z3}}{W_{p3}} \cdot \frac{M_3}{0,15d^3} = \frac{-4 \cdot 10^6}{60^3} = \underline{\underline{-18,51 \text{ МПа.}}}$$

3 — 3 тілікте

4 — 4 тілікте

$$\tau_4 = \frac{M_{z4}}{W_{p4}} = \frac{M_4}{0,15d^3} = \underline{\underline{-72,89 \text{ МПа.}}}$$

Алынған жанама кернеулердің мәндерінен төртінші 4 — 4 тілік беріктік шартына сай келмейді деп қорытындылауға болады, себебі нақты жанама кернеу рұқсат берілгеннен үлкен. Осы жерде білік қирайды. Мұны болдырмау үшін берілген бөлікте жүктемені азайту керек немесе біліктің диаметрін ұлғайту керек.

3.5 мысал.

Екі бірдей білік муфтамен жалғанған (3.14 сурет). $[\tau] = 20 \text{ МПа}$ кездегі муфта беретін ең үлкен рұқсат берілген айналу моментін анықтаңыз. Біліктер мен штифтердің беріктігі сақталған деп есептеңіз. Муфтаның өлшемдері: $d = 40 \text{ мм}$; $D = 60 \text{ мм}$.

Шешуі.

Төлкенің беріктігінің шартынан рұқсат берілген моментті табамыз:

$$[M] = [\tau] W_p \left| 1 - \frac{d}{D} \right| = \frac{0,04 V}{16} = \underline{\underline{0,06 \text{ J}}}$$

= 680 Н • м.

Берілетін момент 680 Н • м-ден жоғары болмауы керек.

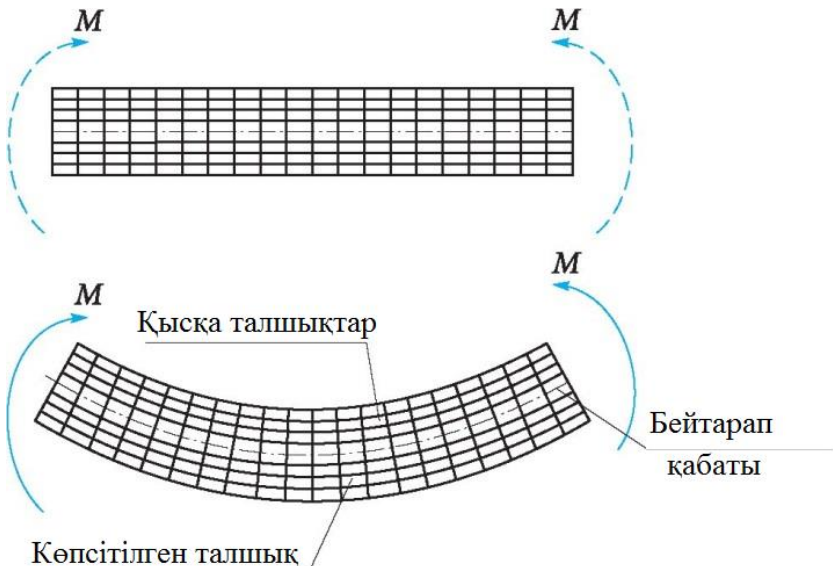
1. Бұрау кезінде қандай ішкі күш факторы әсер етеді?
2. Бұралу өзгеріске ұшырау кезінде қандай болжамдар енгізіледі?
3. Тіліктегі жанама кернеу қандай түрде орналасқан?
4. Біліктің ішкі диаметрі бірдей болғанда тұтас немесе қуыс біліктің қайсысында жанама кернеу үлкен?
5. Айналу моменттері мен жанама кернеулердің эпюрлерін құрудың реті қандай?
6. Бұралу кезіндегі беріктің шартын көрсетіңіз.

3.5. Иілу

Иілу деп брустың көлденең тілігінде тек *иілу моменті* пайда болатын өзгеріске ұшырау түрін атайды. Иілу моментінің пайда болу себептері көлденең күштер, сондай-ақ қос күштер (моменттер) болуы мүмкін. Көлденең күштер болмаған жағдайда иілу *таза* деп аталады.

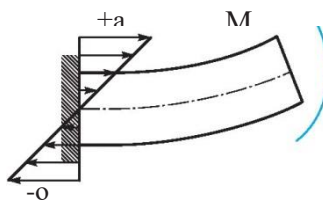
Тік иілуге жұмыс істейтін брустарды *біліктер* деп атайды. Біз кем дегенде бір симметрия жазықтығы бар және жүктемелердің әсер ету жазықтығы сонымен сәйкес келетін біліктерді қарастырамыз. Мұндай біліктердің иілуі, жүктемелер мен иілген жерлерінің бағыттары сәйкес келмейтін *қиғаш* иілуден ерекшелігі, *тік* деп аталады.

Иілудің өзгеріске ұшырауын үйрену үшін білік параллель ості талшықтардан тұрады деп елестетеміз (3.15 сур.). Біліктің бүйір жағына тор тұтамыз және оны таза иеміз.



3.15 сурет. Иілу моменттерінің әсерінен қабаттардың өзгеріске ұшырауы

3.16 сурет. Иілу кезінде қалыпты кернеулердің таралуы



Суреттен мыналар көрінеді: көлденең түзу сызықтар біршама бұрышқа бұрылып түзу болып қалады; бойлық түзу сызықтар майысады; ойық жағындағы талшық қысқарақ болады, ал дөңес жағындағы ұзынырақ болады.

Осыдан мынадай қорытынды жасауға болады: таза иілу кезінде ойық жағында жатқан талшық сығылады, дөңес жағында жатқаны созылады, ал олардың арасындағы шекарада талшықтың *бейтарап қабаты* жатады, ол тек майысады. Таза иілу кезінде брустың көлденең қимасында созылу мен сығылудың қима бойынша біркелкі таралмаған тек қалыпты кернеуі ғана пайда болады. Сонымен бірге қалыпты кернеу бейтарап қабаттан алшақтаған сайын артады (3.16 сур.).

Созылу мен сығылуға ұшыраған қабатты бөліп тұратын сызық бейтарап ось деп аталады. Бейтарап осьте қалыпты кернеу нөлге тең.

Арқалықтың көлденең тілігінің геометриялық параметрлерінің қалыпты кернеуіне әсері. Иілу деформациясы кезінде қалыпты кернеу мәніне арқалықтың пішіні айтарлықтай дәрежеде әсер етеді. Мысалы, кәдімгі мектеп сызғышын бір жазықтықта оңай июге болады, ал екінші жазықтықта бұл мүмкін емес деуге болады. Иілу кезіндегі қалыпты кернеу

Мұндағы M_i — иілу моменті (әрекет ету жазықтығына байланысты — M_x ,

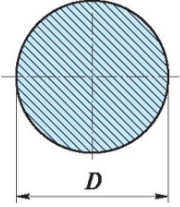
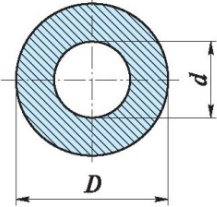
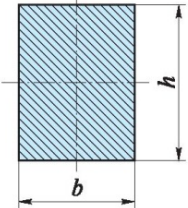
$$\sigma = \frac{W}{c} \quad (3.3)$$

M_y), $H \cdot m$; W — иілуге кедергі моменті

(сәйкесінше — W_x, W_y), m^3 , $W = \frac{J}{y_{max}}$, мұндағы J — тіліктің иілу кезіндегі инерция моменті (сәйкесінше — J_x, J_y), m^4 ; y_{max} — бейтарап осьтен арқалықтың бетіне дейінгі қашықтық, m .

Иілу кезінде тіліктің кедергі моменті мен инерция моментін анықтауға арналған формулалар 3.4-ші кестеде берілген.

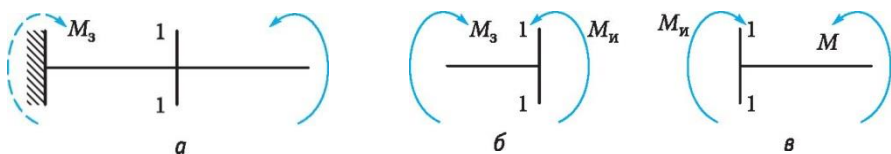
3.4. кесте. Жазық қималардың иілу кезіндегі геометриялық параметрлері

Нысаны көлденең қималы арқалықтар	Формулаларды анықтау үшін	
	Қимасы кедергісінің сәтін	Қимасының инерция сәтін
<p>Шенберлы</p> 	$W = \frac{\pi D^3}{32} \approx 0,1D^3$	$J_p = \frac{\pi D^4}{64} \approx 0,05D^4$
<p>Шенберлы сақина</p> 	$W = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D} \approx 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}$	$J_p = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \approx 0,05(D^4 - d^4)$
<p>Тіктөртбұрыш</p> 	$W = \frac{bh^2}{6}$	$J_p = \frac{bh^3}{12}$

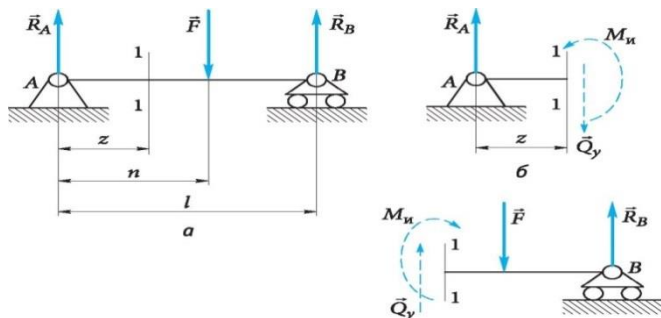
Симметриялы қималар үшін екі жазықтыққа (шаршы, сақина, дөңгелек) қатысты $W_x = W_y$, $J_x = J_y$.

Ішкі күш факторлары. Біліктің жүктелуінің екі мысалын қарастырайық.

1. Қатаң бітелген арқалықты қос күшпен (моментпен) M жүктейміз (3.17, *a* сур.). жалпы жағдайда қатаң бітеудің үш реакциясы болуы мүмкін: арқалықтың тік ығысуына кедергі жасайтын тік реакция (күш); арқалықтың осьтік ығысуына кедергі жасайтын көлденең реакция (күш); арқалықтың ұштарының айналуын болдырмайтын момент M_3 . Біздің жағдайымызда арқалықтың әсер ететін ішкі күш жоқ,



3.17 сурет. Иілу моментімен жүктелген арқалық: *a* — сыртқы күш факторларының әрекеті; *б* — Арқалықтың сол жақ бөлігі; *в* — арқалықтың оң жақ бөлігі



3.18 сурет. Көлденең күшпен жүктелген арқалық: *a* — ішкі күш факторларының әрекеті; *б* — арқалықтың сол жақ бөлігі; *в* — арқалықтың оң жақ бөлігі

сондықтан, бітеу реакциясы берілген M моментке қарама қарсы жаққа бағытталған M_3 болады. Тепе-теңдік шартынан

$$\sum M_y(F) = 0; M - M_3 = 0, \text{ бұдан } M = M_3.$$

1 — 1 тіліктің сол немесе оң жағында орналасқан арқалық бөліктерінің тепе-теңдігін қарастырайық. Бұл жағдайда *таза иілуді* бақылаймыз.

Арқалықтың сол жақ бөлігі үшін (3.17, б сур.): $M_{и} = M_3$.

Арқалықтың оң жақ бөлігі үшін (3.17, в сур.): $M_{и} = M$.

Арқалық тілігіндегі иілу моменті сан мәні бойынша тіліктің оң және сол жағында әрекет ететін моменттердің қосындысына тең.

2. Екі тіректе тыныштық күйінде тұрған арқалықты көлденең F күшпен жүктейміз (3.18, а сур.).

Жылжымалы топсаның B реакциясы R_B күші болады. Қозғалмайтын A топсасының жалпы жағдайда байланыс реакциясының екі құраушы бар, дегенмен берілген жағдайда сыртқы күш F тік бағытталған, реакция R^A күші болады.

Тепе-теңдік теңдеуін құрамыз (мысалы, B нүктесіне қатысты):

$$XF_y = 0; R_A - F + R_B = 0;$$

$$XM_B(F) = 0; -RAI + F(l - n) = 0.$$

Осы теңдеулерден тірек реакциясын табамыз:

1 — 1 тілігінің оң және сол жақтарындағы арқалық бөліктерінің тепе-теңдіктерін қарастырамыз, көлденең тіліктерде иілу моменті M_n де және көлденең күш Q_y әрекет етеді деп айтуға болады. Мұндай иілу арқалық деп аталады.

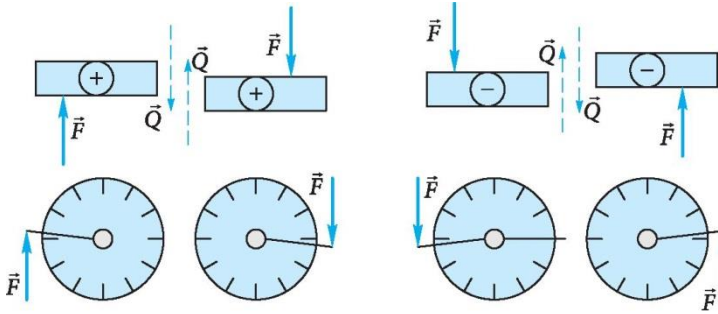
Арқалықтың сол жақ бөлігі үшін (3.18, б сур.): $M_n = R^A$; $Q_y = R_A$.

Арқалықтың оң жақ бөлігі үшін (3.18, в сур.): $M_n = R_E(l - z) - F(n - z)$; $Q_y = R_B - F$.

Иілу моменті сан мәні бойынша қарастырылып отырған арқалық тілігінің оң және сол жақтарда әрекет ететін барлық сыртқы күштерге қатысты моменттердің қосындысына тең. Арқалық тілігіндегі көлденең күш тіліктің оң және сол жақтарында әрекет ететін барлық сыртқы күштердің қосындысына тең.

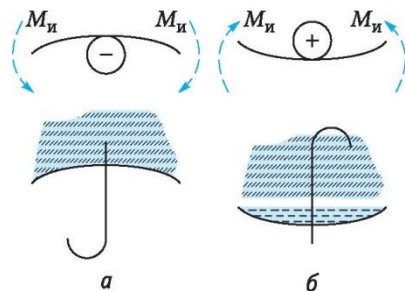
Бірдей ішкі күш факторлары арқалықтың сол және оң жақ бөліктері үшін әртүрлі бағытқа ие болады (3.17 және 3.18 сур. қар.). Тірек реакцияларын анықтау үшін статиканың таңбалар ережесін қолданады. Иілу моментінің M_n және көлденең күштің Q таңбасын анықтау үшін статиканың таңбалар ережесін қолдануға болмайды, ол үшін материалдар кедергісінің таңбалар ережесін қолданады, ол мынадай болады:

• *көлденең күш Q үшін (3.19 сур.) — Егер тіліктің сол жағында жатқан сыртқы күштердің тең әсерлісі жоғары қарай*



Сур. 3.19. Көлденең күшке арналған белгілер қағидалары

3.20 сурет. Иілу моменті үшін таңбалар ережесі: *a* — иілу моментінің теріс мәні; *б* — иілу моментінің оң мәні



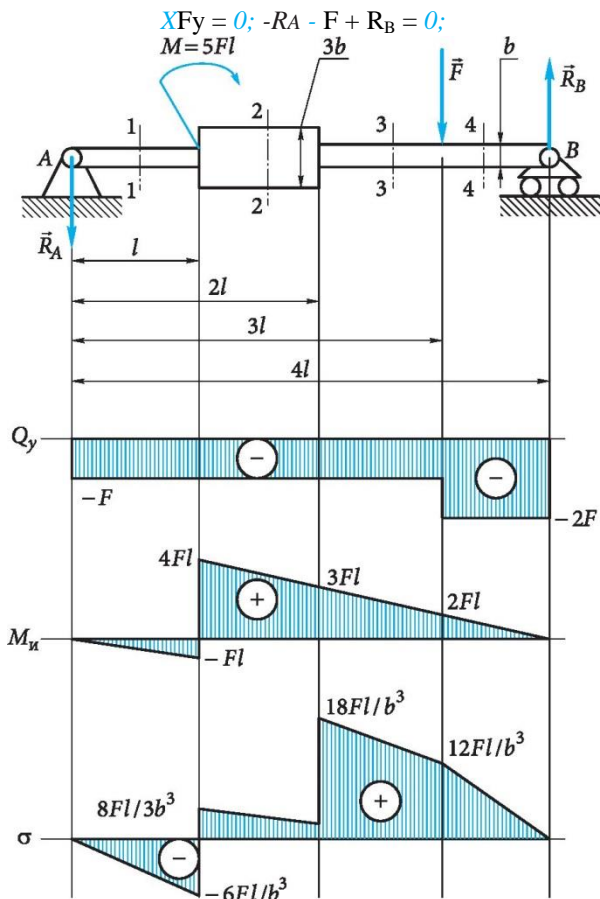
бағытталған болса, онда тіліктегі көлденең күш оң болып саналады, ал егер төмен бағытталса онда кері және керісінше болады; тіліктің оң жағында орналасқан арқалықтың бөлігі үшін көлденең күштердің таңбалары қарама-қарсы болады.

Оңай болуы үшін арқалықтың қарастырылатын бөлігін сағаттың тілі деп елестетіңіз. Тілдің осі арқалықтың қарастырылып отырған тілігінде орналасқан. Егер сыртқы күштердің теңәсерлісі арқалықты сағат тіліне қарсы бұруға тырысатын болса, онда «-» таңбасымен; егер сағат тілі бойынша болса — «+» таңбасымен;

- иілу моменті $M_{и}$ үшін (3.20 сур.) — егер ішкі жүктеме арқалықты дөңес жағымен төмен қарай июге тырысатын болса, онда тіліктегі иілу моменті оң, және керісінше болады. Есте сақтауға оңай болу үшін иілген арқалықты қолшатыр деп елестетіңіз. Егер қолшатырдың дөңес жағы жоғары қараған болса (3.20, а сур.), су ағып кетеді, және сәйкесінше «-» таңбасы болады. Егер қолшатыр дөңес жағымен төмен қараған, яғни төңкерілген болса (3.20, б сур.), су қолшатырда қалады және таңбасы «+» болады.

Эпюрларды құрастыру. $M = 5Fl$ кезімен және F көлденең күшпен жүктелген арқалықты қарастырамыз (сур. 3.21). Балканың b қабырғасы болатын квадрат тілігі бар, ал қалың жағында $-3b$ жағымен.

R_A және R_B байланыстарының реакциясын A нүктесіне қатысты тепе-теңдік шартынан табамыз:



Сур. 3.21. Қалыпты кернеулер мен июші момент және арқалық күш эпюралары

$$\sum M_A(F) = 0; R_B \cdot 4l - F \cdot 3l - M = 0.$$

Осыдан

$$R_B = \frac{F \cdot 3l + M}{4l} = \frac{F \cdot 3l + F \cdot 5l}{4l} = 2F;$$

$$R_A = -F + R_B = F + 2F = F.$$

Тірек күшінің реакциясы есептеулерден соң теріс мәнге ие болса, онда суреттегі күш нақты әрекет етуші күшке қарсы бағытта бағытталған.

Арқалықты солдан оңға қарай және төрт сипатты учаскенің ерекшелігін қарастырамыз. Моменттердің тепе-теңдігін теңестіру күштеріне арналған иық z арқалық бойында бәрінде өзгеретінін ескеру қажет.

Арқалық күштер Q_y эпюрасы.

1 — 1, 2 — 2, 3 — 3 тіліктерінде

$$\sum Q_y = 0; Q_y = -R_A = -F;$$

4 — 4 тілігінде

$$\sum Q_y = 0; Q_y = -R_A - F = -2F.$$

Июші момент M_y эпюрасы. 1 — 1 тілігінде

$$\sum M_y(F) = 0; z = 0; M_{y1} = 0;$$

$$z = l; M_{y1} = -R_A l = -Fl.$$

2 — 2 тілігінде

$$\sum M_y = 0; z = l; M_{y2} = -R_A l + M = -Fl + 5Fl = 4Fl;$$

$$z = 2l; M_{y2} = -R_A \cdot 2l + M = -2Fl + 5Fl = 3Fl.$$

3 — 3 тілігінде

$$\sum M_y = 0; z = 2l; M_{y3} = -R_A \cdot 2l + M = -2Fl + 5Fl = 3Fl;$$

$$z = 3l; M_{y3} = -R_A \cdot 3l + M = -3Fl + 5Fl = 2Fl.$$

4 — 4 тілігінде

$$\sum M_y = 0; z = 3l; M_{y4} = -R_A \cdot 3l + M = -3Fl + 5Fl = 2Fl;$$

$$z = 4l; M_{y4} = -R_A \cdot 4l + M - Fl = -4Fl + 5Fl - Fl = 0.$$

мұнда z — арқалықтың басынан бастап қимаға дейін қарастырылатын қашықтық.

Иілу кездердің алынған эпюрасын қарастыра отырып, оның мынадай ерекшеліктерін атауға болады:

- M сыртқы моменттің жинақталу нүктесінде эпюраның «кенеттен өзгеруі» жүреді;
- берілген мысалда арқалықтың ұштарында моменттер жоқ, соған сәйкес июші момент нөлге тең;
- июші момент көлденең күштерден әрекет ету иығының артуымен көбейеді.

Қалыпты кернеулер эпюрасында кернеулер «кенет өзгеруі» июші

Қалыпты кернеулердің эпюрасын құрастырамыз ((3.3) формуласын қараңыз). 1 — 1 тілігінде

$$M_1$$

$$= 0;$$

$$W_1$$

$$z = 0; z = l; c = \frac{M_{и1}}{W_1} \frac{6Fl}{b^3}$$

2 — 2 тілігінде z, l ;

$$\frac{M_{и2}}{W_2} \frac{4Fl \cdot 6}{(3b)^3} \frac{8Fl}{3b^3}$$

$$z = 2l; c_2 = \frac{M_{и2}}{W_2} \frac{3Fl \cdot 6}{(3b)^3}$$

$$3 - 3$$

$$z = 2l; c_3 = \frac{M_{и3}}{W_3} \frac{3Fl \cdot 6}{b^3}$$

$$z = 3l; c_3 = \frac{M_{и3}}{W_3} \frac{2Fl \cdot 6}{b^3}$$

$$4 - 4$$

$$z = 3l; c_4 = \frac{2Fl \cdot 6}{W_4 b^3}$$

$$z = 4l; c_3 = \frac{0}{W_3}$$

кездердің «кенет өзгеруі» салдарынан екені, сондай-ақ арқалық тілігінің кенет өзгеруі салдарынан екені көрінеді.

Қалыпты кернеу қауіпті тілікте шектен асып кетпеуі тиіс:

MW

$$C = \frac{\text{и шах}}{\text{---}} \left\langle \left\{ \text{сг1} \right. \right.$$

-----Бақылау сұрақтары-----

1. Тік иіліс пен қиғаш иілістің айырмашылығы қандай?
2. Таза және көлденең иіліс дегеніміз не?
3. Арқалықтың бейтарап қабаты дегеніміз не?
4. Арқалық тілігі бойынша қалыпты кернеулер қалай орналастырылған?
5. Арқалық тілігіндегі иілу моментін қалай есептейді?
6. Арқалық тілігінде көлденең күшті қалай анықтайды?
7. Статика белгілерінің ережесін көлденең күш және июші момент үшін қолдануға болады ма?
8. Көлденең күш және июші моментке арналған белгілер ережесін қалыптастырыңыз.
9. Арқалықты бекіту үшін қандай тірек түрлері қолданылады? Осы ретте қандай байланыс реакциялары туындайды?
10. Көлденең күштерді, июші моменттерді және қалыпты кернеулер эпюраларын құру тәртібін сипаттаңыз.
11. Июші моменттер эпюрасында көлбеу учаскелері неліктен болады?
12. Ию кезінде беріктік шарты қалай түсіндіріледі?

4 Тарау

МАШИНАЛАРДЫҢ ТЕТІКТЕРІ ТУРАЛЫ МӘЛІМЕТТЕР

4.1. Жалпы қолданыстағы құрастырма бірліктердің және тетіктердің жіктеулері

Заманауи машиналарда тетіктердің саны он мыңдаған болып саналады. Олардың ортасында әр түрлі машиналарда бірдей қызметтерді атқаратындары да бар. Бір типті тетіктерді жалпы тағайындалудағы тетіктерге, ал қалғандарын — арнайы тағайындалудағы тетіктерге жатқызады.

Жалпы тағайындалудағы тетіктер төрт санатқа бөліп қарастырады:

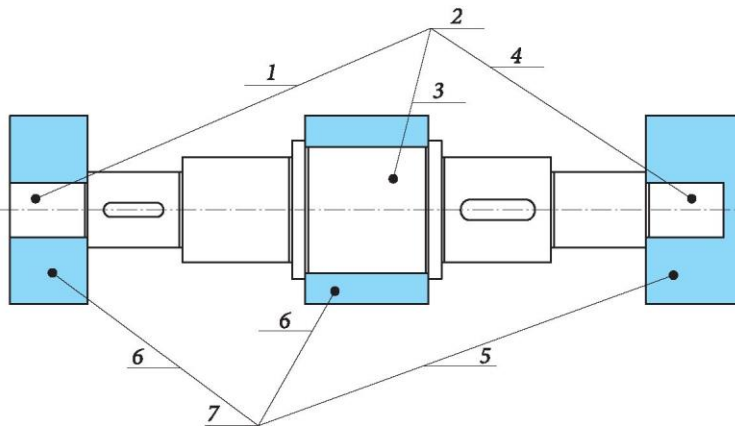
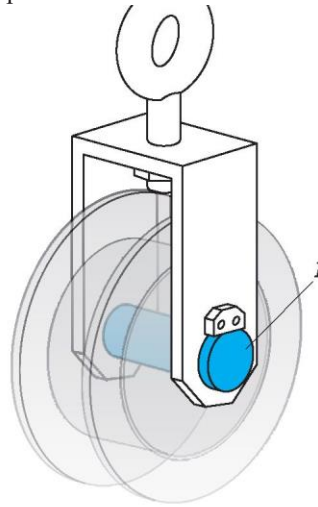
- ажырайтын және ажырамайтын қосылыстар тетіктері (тойтарма шегелер, бұрандамалар, сыналар, кілтектер, сұққыштар және т.б.);
- машинаның айналатын бөліктерін ұстап тұратын және біріктіретін тетіктер (осьтер, біліктер, мойынтіректер, жалғастырғыштар);
- таратқыш тетіктері (тісті, белдікті, бұрамдықты, үйкелісті);
- майлауға арналған құрылғылардың, құбыр желілері мен құрылғылардың тетіктері.

4.2. Осьтер мен біліктер

Машиналарда айналып тұратын бөліктерді (тегершіктер, шығырлар, тісті доңғалақтар, катоктар және т.б.) осьтер мен біліктерге орнатады. Құрастырылуы бойынша осьтер мен біліктердің айырмашылықтары аз. Айырмашылықтары олардың жұмыс істеу сипатында ғана:

- осьтер айналу кезін бермейді, тек иіліске ғана ұшырайды;

Сур. 4.1. Қозғалмайтын осі *1* бар шығыр



- *біліктер* айналу кезін береді, иіліспен қатар бұрауға да түседі.

Сур. 4.2. Біліктің элементтері:

1 — кертiк; *2* — шетмойындар; *3* — мойын; *4* — таяныш; *5* — өкшелiк; *6* — мойынтiрек; *7* — тiректер

Жұмыстың шарттары бойынша осьтер қозғалмайтын (мысалы, 4.1 суреттегі аспалы шығыр осі *1*) болуы мүмкін немесе оларға отырғызылған детальдары бар бір орнында айналатын (мысалы, теміржол вагонының осі) болуы мүмкін. Механизм жұмысы кезінде біліктер үнемі айналып тұрады.

Осьтер әрқашан тік, ал біліктер тік және иінді болуы мүмкін.

Құрастырылуы бойынша осьтер мен біліктерді жұмыр, сатылы және қалыпқа келтірілген, сондай-ақ тұтас және қуыс деп бөледі. Осьтер мен біліктердегі сатылар оларға детальдарды бекітуге, сонымен қатар біліктерді мойынтіректерге бекітуге арналған. Осьтер мен біліктердің тірек бөліктері *цапфа* 2 деп аталады (сур. 4.2). Біліктің ұшында орналасқан цапфа *кертік* 1 деп аталады, ал аралық цапфалар *мойын* 3 деп аталады. Таянышқа осьтік жүктемені түсіретін біліктің бөлігі өкшелік деп аталады 4, ал таяныш —табандық 5 деп аталады.

Көпшілік біліктер үшін қызыдырылып өңделген орташа көміртекті және қосындыланған болатты 45, 40Х, ал жауапкершілікті біліктер үшін – қоспалы болаттар 40ХН, 30ХГТ қолданылады. Сырғыма мойынтіректерде жұмыс істейтін тез жүргіш біліктер үшін цементтелетін болаттарды қолданады 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ.

Біліктерді есептеу. Біліктер айнаымалы кернеулер кезінде бірдей уақытта июші және айналу кездерін ескере отырып мықтылыққа жетуді көздейді.

Бірінші кезеңде, яғни алдын ала есептегенде иілу кезеңдерін ескермей, айналу кезеңін есепке алып, жуықтап білік диаметрін анықтайды.

Төзімділік шарты былай көрсетіледі:

$$\sigma = \frac{M_{кр}}{0,2 \cdot d^3} \leq [\tau_{кр}],$$

мұнда $\tau_{кр}$ — айналу кернеуі МПа; $M_{кр}$ — айналу кезі, Н-мм; d — білік диаметрі, мм; $[\tau_{кр}]$ — айналудың рұқсат берілетін кернеуі, МПа, $[\tau_{кр}] = 12...20$ МПа болат біліктер үшін.

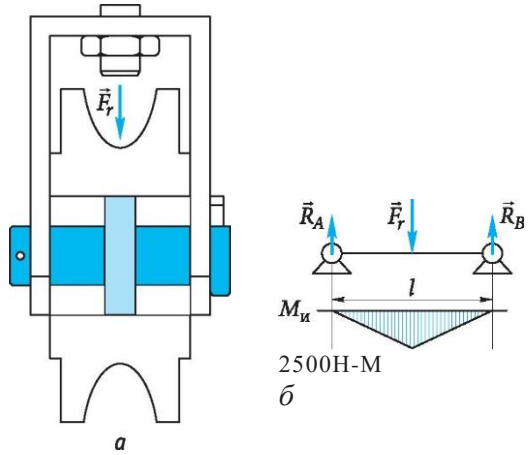
Сондықтан:

$$d > \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2[\tau_{кр}]}} = \sqrt[3]{\frac{9554P}{0,2[\tau_{кр}]n}},$$

мұнда P — берілуші қуат; кВт, n — біліктің айналу жиілігі, мин⁻¹.

Біліктерді болжамды есептеу кезінде алдымен біліктің шығыңқы ұштарының диаметрлерін анықтайды. Біліктің басқа сатыларының диаметрлерін конструктивті түсініктер бойынша білікті мойынтіректерімен, тісті доңғалақтарымен, тегершіктерімен және басқа детальдармен қоса жинау қолайлығын ескере отырып тағайындайды. Алынған диаметрлердің мәндерін МЕМСТ 6636 — 69 бойынша жуықтатып дөңгелектейді. Мойынтірекке отырғызылатын диаметрлерді стандартты ішкі мойынтіректердің диаметрлерімен сәйкестендіріледі.

Сур. 4.3. Мысалға есептік сызба 4.1: *a* — арқан блогы; *б* — июші кез эпюрасы



Соңғы есептеу июші және айналу кездерінің бірдей уақыттағы әрекеттерін ескере отырып, тексеру ретінде орындалады.

Мысал 4.1.

Арқан бөлігінің (сур. 4.3, *a*) осін статикалық беріктікке есептеу керек. Арқаннан бөлікпен қабылданатын жүктеме, $F_r = 50$ кН. Ось материалы — көміртекті болат ($[σ_{-1}] = 65$ МПа). Ось ұзындығы $l = 200$ мм.

Шешуі.

Арқан бөлігінің осі қозғалыссыз болғандықтан және тұрақты жүктеме әсері астында болатындықтан оны ию кезіндегі статикалық төзімділікке есептейміз. Осьті ортасында шоғырланған күші бар екі тіректі арқалық ретінде қарастырамыз.

Тіректердің реакцияларын анықтаймыз және июші моменттердің эпюрасын құрастырамыз. Жүктеме симметриялық болғандықтан тіректердің реакциялары бірдей болады:

$$R_A = R_B = F_r/2 = 25 \text{ кН}.$$

F_r күші түсіру нүктесінде июші момент

$$M_n = -R_{A,r} = 25 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{2} = 2500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Осьтің июші кездерінің эпюрасы (сур. 4.3, *б*) теңбүйірлі үшбұрыш бейнесінде болады.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{и}}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{2\,500}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} \text{ анықтаймыз:}$$

$$= 0,072 \text{ м} = 72 \text{ мм.}$$

-----Бақылау сұрақтары-----

1. Білік пен осьтің айырмашылығы қандай?
2. Біліктердің қандай түрлері болады?
3. Біліктің бөліктерін атаңыз. Олардың қызметі қандай?
4. Біліктерді дайындау үшін қандай болат қолданылады?
5. Біліктің төзімділігін есептеп көрсетіңіз.

4.3. Осьтер мен біліктердің тіректері

Біліктер мен айналатын осьтердің тіректері болып *мойынтіректер* және *табандықтар* қызмет жасайды. Мойынтіректер радиал және осьтік жүктемелерді қабылдайды. Табандықтар тек ғана осьтік жүктемелерді, жиі тік жүктемелерді қабылдайды.

Үйкелуге байланысты *жылжымалы тірегі* және *тербеліс тірегі* деп бөлінеді. Соңғысында шариктер немесе аунақша түріндегі аралық тербеліс денелерін қолдану арқасында тербеліс үйкелісі жүзеге асырылады.

Қабылданатын жүктеменің әрекет ету бағыты бойынша мойынтіректерді мына топтарға жіктейді: радиал, қабылдау радиал жүктемелер; тірек, біліктен тек осьтік жүктемелерді қабылдайтын; радиал-тірек, бірдей уақытта радиал, және осьтік жүктемелерді қабылдайтын.

Жылжымалы мойынтіректерді тербеліс мойынтіректеріне қарағанда сирек қолданады, бірақ машина жасаудың кейбір салаларында оларды алмастыра алмайды.

Жылжымалы мойынтіректердің мынадай мақсаттарда пайдалану мүмкіндігі болатын артықшылықтары бар: жоғары айналу жиілігі бар біліктер үшін ($n \approx 100000$ мин және одан көп); агрессивтік орталарда және жоғары дірілдер кезінде жұмыс жасау үшін; біліктерді жоғары дәлдікпен негіздеу үшін; стандартты мойынтіректері болмайтын шетмойындардың үлкен диаметрлері үшін. Сонымен қатар жылжымалы мойынтіректердің ажырамалы құрастырмалары болуы мүмкін, оларды иінді біліктердің мойнына орналастыруға мүмкіндік береді.

Жылжымалы мойынтіректердің кемшіліктеріне мойынтіректі және оны майлау материалын үнемі бақылау қажеттілігін жатқызуда болады; мойынтіректің, шетмойынның біртекті тозуы; үлкен ұзындыққа қатысты; оларды дайындау үшін түсті материалдарды және қорытпаларды пайдалану қажеттігі.

Кейбір механизмдердің конструкцияларында ажыратылмайтын мойынтіректер корпус қабырғасына пресстелген қола немесе шойын төлке түрінде орындалуы мүмкін.

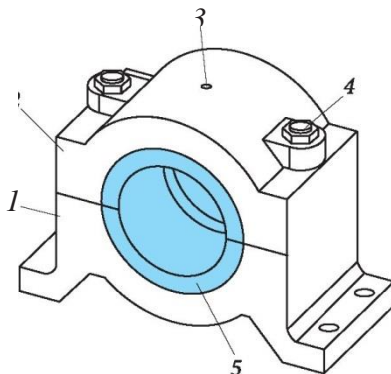
Ажыратылатын сырғыма мойынтіректер (сур. 4.4) корпустан 1, қақпақтан 2, корпусты қақпақпен біріктіретін шпилькалардан 4, және екі жарты ішпектен

Мойынтірек корпусы жиі шойыннан жасалады СЧЧ15, СЧ18, СЧ20.
5 тұрады. Қақпақта май шелек 3 орналасқан, ол арқылы қою немесе сұйық майлайтын материал беріледі. Ішпектердің тозуы жоғарғы қақпақты қысумен орны толтырылады.

Ішпектердің материалдары жұмыс жағдайларына байланысты әртүрлі болады. Сұр шойынды кіші шенберлік жылдамдықтарда және көп емес жүктемелерде қолданады. Үйкеліске төзімді шойынды жылдамдықтар мен жүктемелердің кең диапазоны үшін қолданады. Құрамында қалайысы бар қолаларды (БрОЦС3 — 55) үлкен жүктемелер кезінде тез жүргіш біліктер үшін қолданады. Айнымалы соққы жүктемесі үлкен болатын іштен жанатын қозғалтқыштардағы шатундардың мойынтіректері үшін қорғасыннан жасалған қалайысы жоқ ішпектер қолданылады. Баббиттерді (мысалы, маркасы Б83) ішпектерді толтыру үшін қолданады. Баббиттер үйкеліске төзімді қасиеттерге ие, бірақ мықтылығы бойынша шойын мен қолаға орын береді.

Сырғыма мойынтіректерде *сұйықтық үйкелісімен* қамтамасыз ету ұсынылған, ол беттердің құрғақ жанасуын болдырмайтын қалыңдығы 2...70 мкм май қабатының үйкелетін беттері арасында болуымен сипатталады. Сұйықтық үйкелісін алу үшін майдың үздіксіз келіп отыруы қажет, сондай-ақ біліктің жоғары бұрыштық жылдамдығы қажет.

Тез жүргіш біліктердің мойынтіректерін майлау үшін тұтқырлығы аз май



сорттары қолданылады, мысалы, индустриалды И-5А, И-20А. Жоғары жүктемелі тыныш жүретін біліктер үшін ауыр сұрыпты майларды (мысалы, И-100А) немесе ПВК немесе ГОИ 54-П маркалы қоюланған майды қолданады.

Мойынтіректің негізгі шетмойындарын – ұзындығы мен диаметрін тексеру үшін— шартты түрде есеп жүргізеді:

$$P = R \cdot \frac{1}{d} \cdot P_i$$

мұнда P — мойынтіректегі орташа қысым, МПа; R — мойынтірекке түсетін радиал жүктеме, Н; d , l — сәйкесінше шетмойынның диаметрі мен ұзындығы, мм; $[P]$ — рұқсат етілетін қысым, МПа.

Жобалық есептеу кезінде мойынтірек ұзындығына қатысты $y = l/d = 0,4.1.2$ беріледі. Қосымша мойынтіректегі қызу мен тозудың шартты сипаттамасын анықтайды:

$$pv < [pv].$$

Мұнда $[pv]$ — қызу мен тозудың шартты сипаттамасының шекті мәні,

МН, мұнда v — жылжу жылдамдығы, м/с.

Жуық есептеулер үшін мына $[p]$ және $[pv]$ мәндерді қолдануға болады:

	[p], МПа	[pv], МН/(м · с)
Шойын бойынша болат үшін 3	3
Қола бойынша болат үшін 5	8
Баббит бойынша болат үшін 6	20

Тербеліс мойынтіректері стандартталған және көп мөлшерде шығарылады. Сыртқы диаметрлерінің диапазоны — 1,5 мм-ден 2,6 м дейін.

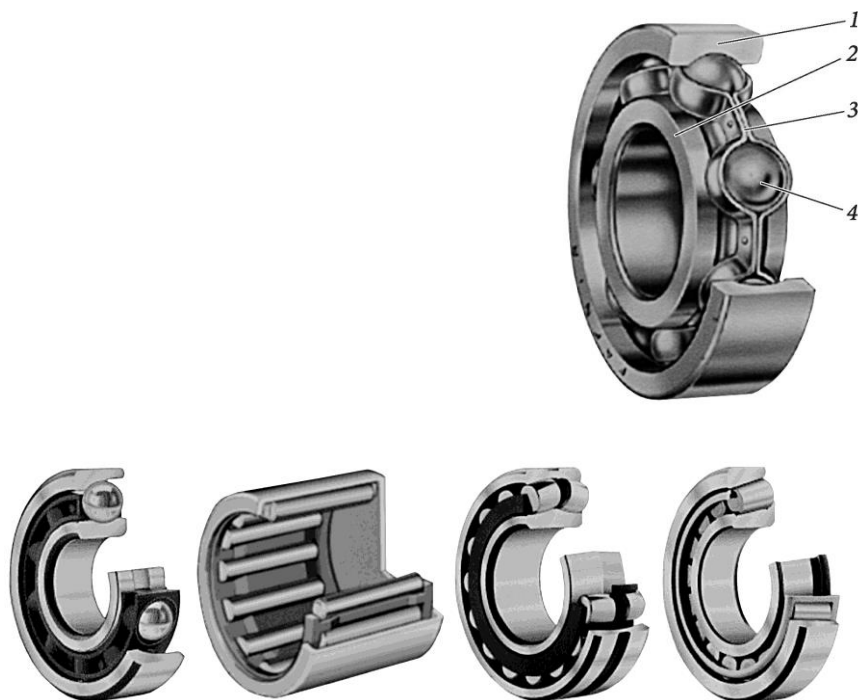
Тербеліс мойынтірегі (сур. 4.5) екі сақинадан l және $2l$ тербеліс денелерінен 4 (шариктер мен аунақшалар) және тербеліс денелерін ажыратып және бағыттап тұратын, соның салдарынан мойынтіректің габариттік өлшемдерін азайтатын сепаратордан 3 тұрады. Кейбір мойынтіректерде бір немесе қос сақина да болмайды, ол мойынтіректің габариттік өлшемдерін азайтады.

Жылжыма мойнтіректермен салыстырғанда тербеліс мойнтіректері келесідей артықшылықтарға ие болады: кіші үйкеліс коэффициенті, аз қызу, ені кіші мойнтірек кезінде үлкен жүккөтергіштік; майлайтын материалдардың аз шығындалуы; монтаж бен қызмет көрсетілудің қарапайымдылығы; құнының төмен болуы.

Тербеліс мойнтіректерінің кемшіліктері — соққы жүктемелеріне сезімталдығы; үлкен сыртқы диаметрлері.

Мойнтіректердің тербеліс сақиналары мен денелерін арнайы хромы көп ШХ9 және ШХ15 мойнтіректік болаттардан дайындайды. Сақиналарды шынықтыру 60... 62 HRC қаттылыққа дейін жүргізіледі, ал тербеліс денелерінікі — 62.65 HRC дейін. Сепараторларды көптеген мойнтіректер үшін төмен көміртекті жұмсақ болаттан, латуннан, қоладан, дуралюминийден, текстолиттен дайындайды.

Жоғарыда айтылған қабылданатын жүктеменің әрекетінің бағыты бойынша жіктеуден бөлек тербеліс мойнтіректерін келесі белгілері бойынша жіктейді:



Сур. 4.6. Әр түрлі тербеліс денелері бар мойнтіректер

- тербеліс денелері формасы бойынша — шарлы мойынтіректер мен аунақшалар цилиндрлі, еспе, инелі, бөшке тәрізді және конус тәрізді болуы мүмкін (сур. 4.6);
- тербеліс денелері қатарларының саны бойынша — бір қатарлы, екі қатарлы және төрт қатарлы;
- біліктің ауытқуларының орнын толтыру тәсілі бойынша — өздігінен орнығатын және өздігінен орнығатын (сыртқы сақинасының сфералық ішкі беті бар);
- жүккөтергіштігі бойынша (бірдей ішкі диаметрі кезінде) — бес серия: өте жеңіл, ерекше жеңіл, жеңіл, орташа және ауыр;
- ені бойынша — жіңішке, қалыпты, кең және ерекше кең.

Тербеліс мойынтірегінің негізгі параметрлері мойынтіректің сақиналарының бүйір жағына белгіленетін оның маркировкасында көрсетілген.

Оң жағынан алғашқы екі сан мойынтіректің миллиметрмен берілген ішкі диаметрін білдіреді, сонымен қоса келесіні ескеру керек:

- саңылау диаметрі 20 мм және одан көп барлық мойынтіректер үшін саңылауының нақты диаметрін анықтау үшін осы екі санды беске көбейту қажет;
- кіші диаметрлі мойынтіректер үшін келесі белгілер қабылданған:

Таңбалау	00	01	02	03
Нақты диаметр, мм	10	12	15	17

- ішкі диаметрі 9 мм дейін мойынтіректер үшін оң жағынан алғашқы сан — ол миллиметрмен берілген нақты ішкі диаметр өлшемі.

Оң жағынан үшінші сан диаметрі мен еніне байланысты мойынтіректің сериясын көрсетеді: 1 — ерекше жеңіл; 2 — жеңіл; 3 — орташа; 4 — ауыр; 5 — жеңіл кең; 6 — орташа кең.

Оң жағынан төртінші сан — ол мойынтіректің құрылымдық типі: 0 — радиал шариктік бірқатарлы; 1 — радиал шариктік екіқатарлы сфералық; 2 — радиал қысқа цилиндрлі дөңгелекті; 3 — радиал екі қатарлы сфералық бөшке тәрізді дөңгелекті; 4 — радиал дөңгелекті ұзын цилиндрлі дөңгелекті; 5 — радиал бұрандалы дөңгелекті; 6 — радиал-тіректі шарик; 7 — дөңгелекті конустық, радиал-тіреуішті; 8 — тіректі шарик; 9 — тіректі дөңгелекше.

Мысалы, 8411 маркасы — шарлы мойынтірек тіреуішті жалқы (8), ауыр сериялы (4), ішкі диаметрі 55 мм (11).

1. Біліктер мен осьтердің тіректерінде үйкелістің қандай түрлерін бөліп көрсетеді?
2. Үйкеліс мойынтіректерінің негізгі артықшылықтары мен кемшіліктерін атап көрсетіңіз.
3. Тербеліс мойынтіректерінің негізгі артықшылықтары мен кемшіліктерін атап көрсетіңіз.
4. Жылжымалы мойынтірек қандай негізгі бөліктерден тұрады?
5. Жылжымалы мойынтіректердің ішпектерін дайындау үшін қандай материалдарды қолданады?
6. Жылжымалы мойынтіректерде қандай майлайтын материалдар қолданады?
7. Жылжымалы мойынтірек қалай есептеледі?
8. Тербеліс мойынтірегінің негізгі бөліктерін атап көрсетіңіз.
9. Тербеліс мойынтіректері қалай жіктеледі?
10. Тербеліс мойынтіректерін қалай таңбалайды?

4.4. Муфталар

Муфталар деп біліктер мен басқа да айналатын детальдарды біріктіруге арналған және айналу кезін беретін құрылғыларды айтады. Біріктіруден бөлек муфталар келесідей қызметтерді атқарады:

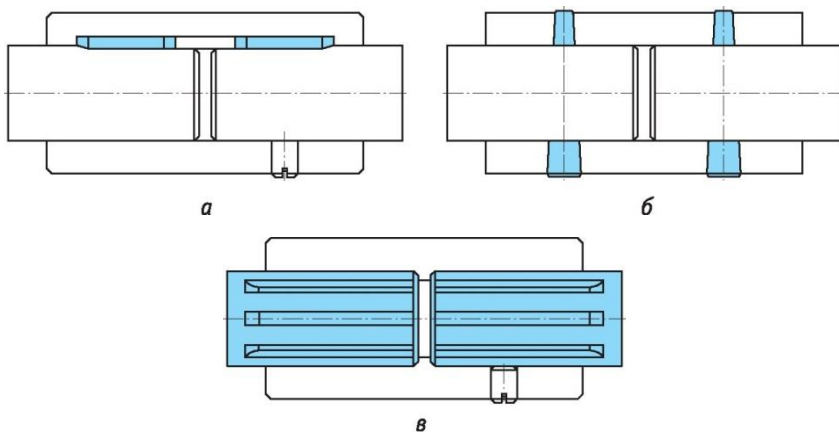
- дәл орындамау немесе жинамау, сонымен қатар тетіктердің деформациясымен шартталған қосылған біліктердің осьтерінің жылжуын өтеу;
 - жұмыс кезінде пайда болатын соққылар мен дүмпулерді бәсеңдету;
 - жұмысты басқару — атқарушы механизмнің өшіп қосылуы, машинаның іске қосылуының жеңілдеуі;
 - параметрлерін реттеу — машина айналу жиілігін шектеу, машина детальдарын кездейсоқ шамадан тыс жүктелулерден қорғау.

Муфталарды төрт сыныпқа жіктейді: ажыратылмайтын, басқарылатын, өздігінен жұмыс жасайтын және т.б.

Муфталарды есептеуді номиналды емес, есептік айналу кезі бойынша жүргізеді $M_{кр.p}$:

$$M_{кр.p} = k_M M_{ном} \quad (4.1)$$

$$M_{ном} = \frac{P}{\omega}$$



Сур. 4.7. Қатты тығынды муфталар: *a* — буатты; *б* — сұққыштық; *в* — оймакілтектік

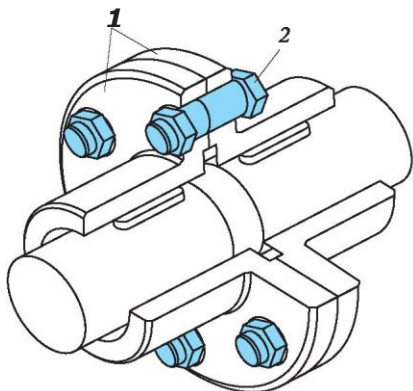
мұнда $k \equiv \underline{1} \dots 6$ — шамадан тыс жүктелу коэффициенті (үйкелісті муфталар үшін шамадан тыс жүктелу коэффициентінің орнына тіркесу қоры коэффициенті енгізіледі $k \equiv 1,25 \dots 1,5$); $M_{\text{ном}}$ — біліктері номиналды кез,

$N \cdot m$; P — қуат, Вт; ω — бұрыштық жылдамдық, рад/с.

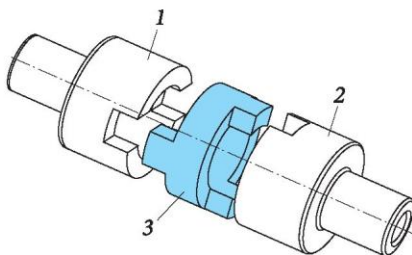
Ажыратылмайтын муфталар. Ажыратылмайтын муфталарды былай бөліп қарастырады: қатты, ол қосылатын біліктердің осьтерінің жылжып кетуін болдырмайды; теңгеруші, ол осьтердің кішкентай ауытқуы кезінде біліктерді қосуға мүмкіндік жасайды; серпілмелі, олардың қосу элементі болып серпінді денесі табылады.

Қарапайым қатты тығындық муфталар (МЕМСТ 24246—80) әдетте тығыннан және екі бекітуші элементтен тұрады (кілтектер, сұққыштар) (сур. 4.7, a, б) немесе муфта мен біліктерде оймакілтектік негізгі бет болады (сур. 4.7, в). Оларды пайдаланған кезде осьтердің ауытқуы 2_5 мкм асып кетпеуі тиіс. Муфта 12500 Н • м дейін айналу кезін бере алады және кішкентай габариттік өлшемдермен сипатталады.

Қатты ернеулікті муфта (сур. 4.8) қосылатын біліктердің ұштарында орнатылған ернеулерден 1 және тартылған бұрандамалардан 2 тұрады. Бұрандамаларды саңылауларымен қояды, сонымен қатар айналу үйкеліс күштерінің салдарынан беріледі, немесе саңылаусыз қояды – бұл жағдайда айналу бұрандамалармен беріледі.



Сур. 4.8. Қатты ернеулікті муфта:



Сур. 4.9. Жұдырықшалы-дөңгелекті муфта: 1, 2 — жартылай муфталар; 3 — жұдырықшалы

1 — фланецтер (жартылай муфталар); 2 — бұрандамалар диск

Ернеулікті муфталар (МЕМСТ 20761 — 96) диаметрі 12... 200 мм біліктерді айналу кезі диапазоны 8...45000 Н-м қосу үшін қолданылады.

Теңестіруші жұдырықшалы-дисктік муфта (сур. 4.9) айналу кезі 16.16000 Н - м диапазондағы таратқышта және біліктердің осьтерінің бұрыштық ауытқуы 30' дейін біліктерді қосу үшін қолданылады. Муфта жартылай муфталардан 1 және 2, аралық жұдырықшалы дисктен 3 және қаптамадан тұрады (суретте көрсетілмеген). Жұдырықшаларымен бірге диск жартылай муфталардың ойықтарына кіреді; біліктердің осьтерінен ауытқу кезінде жұдырықшалар жартылай муфталардың ойықтарында сырғиды. Тозуды азайту үшін муфтаны мерзімді майлап отырады. Жұдырықшалы-дисктік муфталардың негізгі өлшемдері МЕМСТ 20720—93 көрсетілген.

Серпінді тығын-саусақты муфта (сур. 4.10) электртарпада және басқа жағдайларда 6,3. 16000 Н диапазонындағы айналу кездерін беру үшін қолданылады және қарапайымдылығы мен дайындалуының құнының төмен болғандығының арқасында машина жасауда кең таралған. Жартылай муфталар арасындағы кез резеңке гофрленген төлкелер арқылы беріледі 4, саусақтарға кигізілген 5. Муфталардың фланецтері 2 және 3 бір-біріне жанаспайды, себебі саусақтарда резеңке сақина болады 1. Ол муфтаның жоспарлы жұмысын және біліктердің электр оқшаулануын қамтамасыз етеді. Біліктердің осьтері 0,2.0,5 мм радиал ауытқығанда, 1,5 мм бойлай ауытқыған кезде және біліктердің бұрыштық ауытқуы 1° дейін муфта жұмысы жасауы мүмкін.

Тозуды азайту үшін орташа төлкеге түсіретін саусақтық байланыстық қысымды p шектейді:

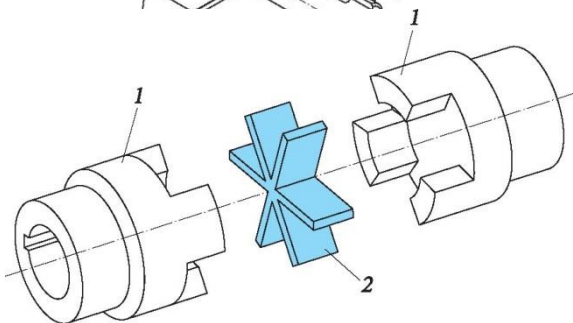
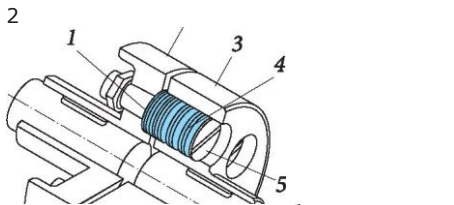
$$\underline{P} \frac{2M}{z \underline{D}_m d J} \leq [p],$$

мұнда $z = 6$ — саусақтар саны; \underline{D}_m — саусақтар осьтерінің орналасу шенбері диаметрі, мм; \underline{d}_m — саусақ диаметрі, мм; \underline{J} — серпінді элемент ұзындығы, мм; $[p]$ — резеңке төлкелерге арналған рұқсат етілетін қысым, әдетте $[p] = 2$ МПа.

Осындай муфталардың негізгі өлшемдері МЕМСТ 21424— 93 регламенттелген.

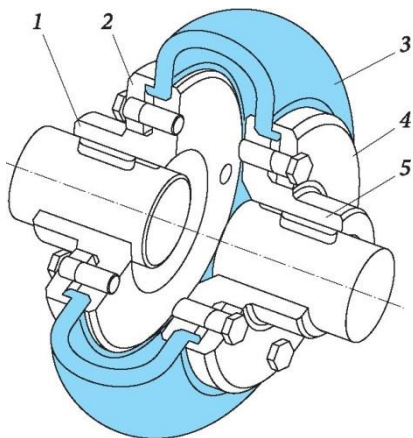
Жұлдызшалы иілгіш муфта (МЕМСТ 14084—93) екі немесе үшқапталдық жұдырықшасы бар екі жартылай муфталардан тұрады \underline{L} (сур. 4.11). Жұдырықшалар резеңке жұлдызшаның \underline{z} сәйкес ойықтарына кіреді. Берілген муфта шағын және қолданыста мықты және 2,5 ... 400 Н • м айналу кезін береді.

Тор тәрізді қабықшасы бар серпінді муфта (сур. 4.12) біліктерді осьтердің бұрыштық ауытқуы 2° дейін, осьтік ауытқуы 4 мм дейін және радиал ауытқуы 2 мм қосқан кезде жұмыс істеуге қабілетті. Дегенмен оның үлкен сыртқы диаметрі болады және ол қысқышта қабықшаның бұзылуынан жиі істен шығады



Сур. 4.12. Тор тәрізді қабықшасы бар серпінді муфта:

1, 5 — жартылай муфталар; 2, 4 — қысқыш сақиналар; 3 — резеңке тор тәрізді қабықша



Муфта серпінді резеңке қабықшамен және қысқыш сақиналармен 2 және 4 өзара қосылған екі жартылай муфталардан 1 және 5 тұрады. Муфталар МЕМСТ 20884 — 93 стандартына сәйкес шығарылады. Берілетін айналу кездерінің диапазоны 20...40000 Н•м.

Басқарылмалы муфталарды ілініске негізделетін жұдырықшалы және тісті, сондай-ақ үйкеліс қолданылатын үйкелме муфталар деп бөлінеді.

Жұдырықшалы муфта (сур. 4.13) екі жартылай муфталардан тұрады 2 және 5, өзара қапталдық жұдырықша 3 арқылы ілінеді. Жартылай муфталардың бірі (суретте жартылай муфта 2) білікте 1 еркін айнала алады, ал басқасы біліктің бетінде осьтік орын алмастыруды жүргізе алады. Басқарушы механизм ашасы жылжымалы жартылай муфтаның 5 сақиналық арнасына 4 кіреді. Айыр және сақиналық арнаның тозуын азайту үшін жылжымалы жартылай муфта 4 жетектегі білікке орнатылады.

Жұдырықшалардың профилі тікбұрышты, трапеция тәрізді немесе үшбұрышты болуы мүмкін. Жұдырықшалы және тісті муфталар жұдырықшалар мен тістердің тозуы салдарынан істен шығып қалады.

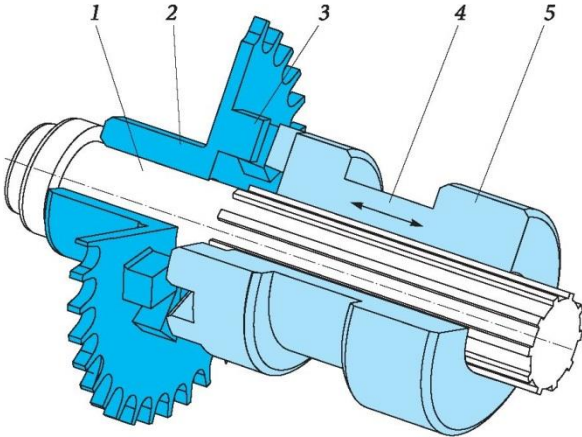
Үйкелісті муфталар басты және жетектегі біліктердің салмақпен бірқалыпты ілінуі үшін қызмет етеді. Қосылу бас кезінде муфта бос айналады, содан соң жартылай муфталардың бұрыштық жылдамдықтары теңеледі. Үйкелісті муфталар пішіні мен жұмыс істейтін беттерінің саны бойынша дисктік, көп дисктік және конустық деп бөлінеді.

Үйкелісті муфталардың жұмысқа қабілеті (бос айналудың болмауы) шарты теңсіздікпен белгіленеді.

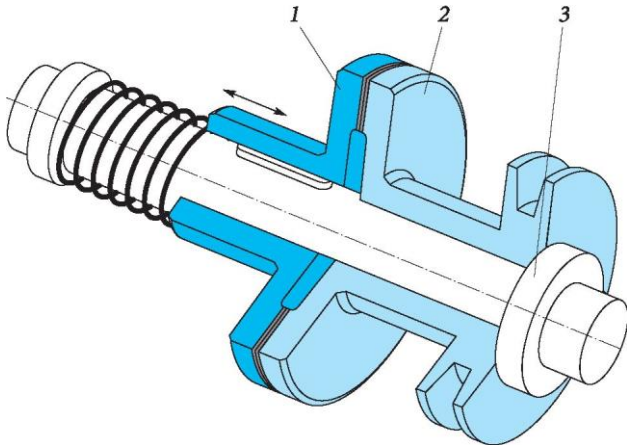
$$Ш_{ном} < M_{тр},$$

мұнда $\kappa = 1,25$ 1,5 — ілініс қоры коэффициенті; $M_{ном}$ — муфтамен берілетін номиналды кез, Н•м; $M_{тр}$ — жартылай муфталардағы үйкеліс кезі, Н•м.

4.14-ші суретте қарапайым дисктік үйкелісті муфта бейнеленген. Жартылай муфта $\underline{2}$ білікте сақинаға тірене отырып 3 еркін орналасады, ал жартылай муфта 1 осьтік бағытта басқару механизмінің көмегімен ауытқи алады. Муфтаны қозғалмалы жартылай муфтаға қосу үшін осьтік күш $\underline{E_d}$ түсіріледі, ол үйкелу күшінің кезін тұдырады $M_{тр}$.



4.13. сурет Жұдырықшалы муфта:
 1 — оймакілтекті білік; 2, 5 — жартылай жалғастырғыш; 3 — капталдық жұдырықша; 4 — сақиналы жырашық; «—» — жартылай жалғастырғыштың қозғалыс бағыты



4.14. сурет Дискілі фрикционды муфта муфта:
 1 — жылжымалы жартылай жалғастырғыш; 2 — жылжымайтын жартылай жалғастырғыш 3 — шығыршық; ■«—» — жылжымалы жартылай жалғастырғыштың қозғалысы

Өздігінен қозғалатын муфталар. Өздігінен қозғалатын муфталар орталықтан тепкіш, озба және сақтандырғыш деп бөлінеді.

Сақтандырғыш муфталар бұзатын және бұзбайтын элементтері бар деп бөлінеді. Кез келген үйкелісті шекті кезді беруге реттелген муфта сақтандырғыш ролін атқарады.

Кездейсоқ сақтандырғыш муфталардың қосылуларын болдырмау үшін есептік кез ретінде алады

$$M_{кр.р} = 1,25M_{кр \max}$$

мұнда $M_{кр \max}$ — сақтандырғыш муфтамен берілетін ең көп айналушы кез, $H \cdot m$.

4.15-ші суретте қиылма сұққыштары бар муфта бейнеленген. Муфта болат сұққыштармен 2 өзара қосылған, шыныққан болат тығындарға 3 орнатылған, сұққыштармен мыжылудан сақтап тұратын екі дисктік жартылай муфталардан 1 және 4 тұрады. Машинаны қайта жүктеу кезінде сұққыштар кесіледі және жартылай муфталар ажыратылады. Машинаның жұмысын қайта жандандыру үшін кесілген сұққышты жаңасына ауыстырады.

Сұққыштың беріктілік теңдеуі

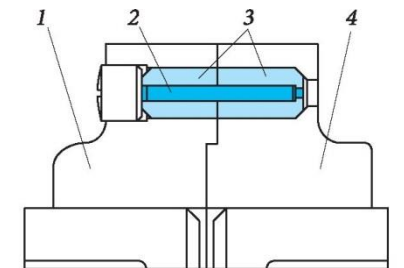
$$D, nd^2$$

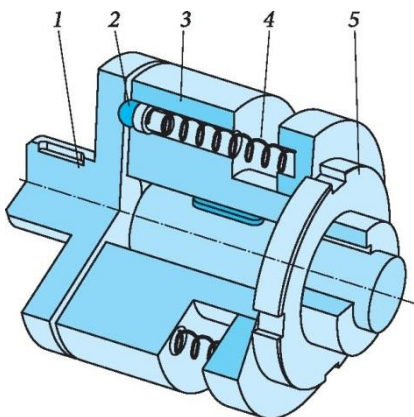
$$M_{кр.р} = \quad — [T_{ср}].$$

Соған сәйкес, сұққыштың диаметрі

$$d \equiv \frac{8 \wedge_{кр.р}}{D^{n_{т}} \text{ср} \text{ } \gamma}$$

мұнда z — сұққыштар саны (әдетте $z \equiv 1$ немесе $z \equiv 2$); D — сұққыштар орталықтары шеңберінің диаметрі, м; d — сұққыш диаметрі, мм; $[T_{ср}]$ — кияға рұқсат етілетін кернеу, МПа.





Сур. 4.16. Шариктік сақтандырғыш муфта:
 1 — жартылай муфта; 2 — шариктер; 3 — қозғалмалы жартылай муфта; 4 — серіппе; 5 — реттеуші сомын

Сақтандырғыш *жұдырықшалы* (МЕМСТ 15620—93), *шариктік* (МЕМСТ 15621 — 93) (сур. 4.16) және *үйкелісті* (МЕМСТ 15622—93) муфталаар 4... 400 Н • м айналу кезін беруге арналған.

Барлық бұзбайтын элементтері бар сақтандырғыш муфталаарда (4.16-ші суретті қараңыз) жартылай муфта 1 өз білігімен қатты қосылған, ал жартылай муфта 3 — осьтік орын ауыстыруы болатындай қосылған. Жылжымалы жартылай муфта жылжымайтынына бірнеше серіппе 4 көмегімен қысылған. Жартылай муфталаарды қысу күші сомынмен 5 реттеледі. Жартылай муфталаарды ілу жартылай муфтаның 1 сәйкес саңылауларына орнықтандырылған шариктердің 2 көмегімен жүзеге асырылады. Қалыпты жұмыс жағдайында жартылай муфталаардың әр қайсысы біртұтас ретінде айналады, қайта жүктеу кезінде шариктер саңылаудан шығады және жартылай муфталаардың ажырауы болады.

Мысал 4.2.

Серпінді тығынды-саусақтық муфтаны таңдап алу керек (4.10-шы суретті қараңыз). Муфта редуктордың басты білігінде орнатылған, диаметрі $d = 36$ мм, бұрыштық жылдамдығы $\omega = 90$ рад/с айналады және беретін қуаты $P = 17$ кВт. Резеңке тығындар үшін рұқсат етілген қысым $[p] = 2$ МПа.

Шешуі.

Стандарт муфтаны таңдаймыз (МЕМСТ 21424—93) муфту МУВП диаметрі үшін $d = 36$ мм парметрлері келесідей: номиналды берілетін кез $[M_{кр·р}] = 250$ Н-м; айнарудың ең үлкен жиілігі $[n_{max}] = 3780$ мин⁻¹; муфтаның сыртқы диаметрі $D = 140$ мм; саусақ ұзындығы $l = 33$ мм; саусақ диаметрі $d_H = 14$ мм; саусақтар саны $z = 6$.

Муфтадағы айналу кезін есептеп табамыз:

$$M_{к.р.р} = \frac{kP}{\gamma} \cdot \frac{D}{90} = \frac{1,3 \cdot 10^3}{90} = 245 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Саусақтар орналасуы шеңберінің диаметрі

$$D_1 - (0,7 \dots 0,8) D = (0,7 \dots 0,8) \cdot 140 = 100 \text{ мм. Саусақтың тығынға}$$

түсіретін байланыстық қысымы $2 M_{к.р.р} = 245 \cdot 10^3$

$$\frac{2 M_{к.р.р}}{z D_m d_n l} = \frac{2 \cdot 245 \cdot 10^3}{6 \cdot 100 \cdot 14 \cdot 33} = 0,88 \text{ МПа} < [p] = 2 \text{ МПа}.$$

Беріктік шарты орындалды.

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Муфталарды қолданылуы бойынша қандай топтарға бөлуге болады?
2. Қатты муфталардың құрылғысы қандай?
3. Орын толтырушы муфталардың құрылғысын сипаттаңыз.
4. Басқарушы муфталардың құрылғысы қандай?
5. Өздігінен әрекет етуші муфталарды сипаттаңыз.
6. Серпінді тығындық-саусақтық муфтаны қалай тексереді?
7. Сақтандырғыш муфтаға арналған сұққыш диаметрін қалай анықтайды?

4.5. Серіппелер

Серіппелер — ол сыртқы күштердің жұмысын қабылдайтын және оны серпінді материал деформациялауына айналдыратын серпінді элементтер.

Серіппелер мен рессорлардың құрылысы мынадай, үлкен өзгеріске ұшырауда олар өздерінің серпінділік қасиеттерін жоғалтпайды. Цилиндрлі бұрандалық серіппе серпінділік қасиетін жоғалтпастан шамамен екі есеге дейін созыла алады.

Серіппелерді машина жасауда келесі мақсаттарға қолданады:

- тұрақты керу күшін немесе машинаның бөлшектерінің арасында басу күшін құру үшін (үйкелісті таратқышта, тежеуіштерде, муфталарда және т.б.);
- серіппені артынан қозғалтқыш есебінде пайдалану үшін энергияны жинақтауға арналған (сағат механизмдері, соққы беру механизмі);

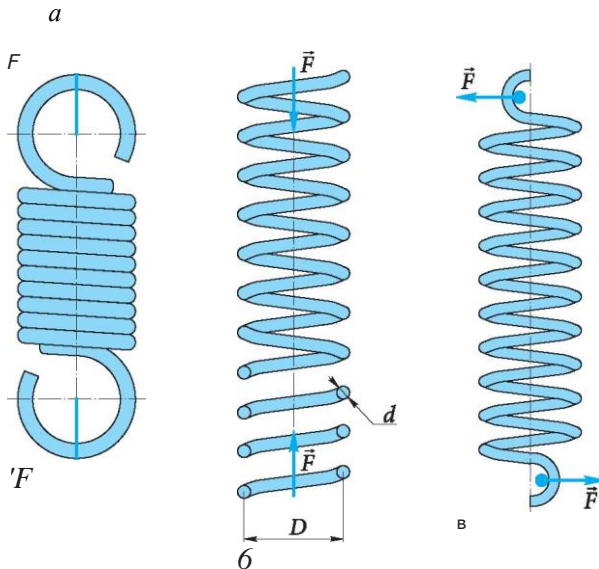
- амортизатор және вибрацияны окшаулатқыш ретінде (рессорлар, буферлер және т.б.);
- өлшеу аспаптарының сезімтал элементтері ретінде (динамометрлер).

Конструкциясы бойынша бұрандалық серіппелерді ажыратады, олар цилиндрлі бір салалы, көп салалы және құрамдас, конустық және фасондық, домалақ және тікбұрыштық сым қимасы бар; тәрелке тәрізді; жазық спиральды; беттік рессорлар; сақиналық; стерженьдық болып бөлінеді.

Жүктелу түрі бойынша созылу серіппелерін, қысу, бұрау және ию серіппелері деп бөлінеді.

Бұрандалық цилиндрлі серіппелер кең таралған (сур. 4.17), оларды жоғары көміртекті болаттардан 65, 70, 75, марганецтік 65Г, 55ГС, кремнийлік 55С2, 60С2, 60С2А, 70С3А болаттардан дайындайды. Агрессивті орталарда жұмыс істейтін серіппелер үшін Бронзадан БрКМц3-1, БрОЦ4-3жасалған сымдарды қолданады.

Созылатын бұрандалық серіппелерде (сур. 4.17, *a*) басқа детальдармен қосу үшін ұштарында иілген орамдар түріндегі тіркемелер қарастырылған. Қысу серіппелерінде (сур. 4.17, *б*) тіркемелері болмайды, оларды орауды алдын ала орам арасында саңылау жасай отырып жүргізеді.



Сур. 4.17. Бұрандалық серіппелер:

a — созылу серіппесі; *б* — қысу серіппесі; *в* — бұрау серіппесі

Бұрау серіппелері (сур. 4.17, *в*) салмақты айналу кездері түрінде қабылдайды. Олар ауыл шаруашылығы машиналарында кең қолданылады. Серіппенің орамдарын көтеру бұрышы $\alpha > 12^\circ$, орамдар арасында бір-бірімен оралып қалуды болдырмау үшін саңылау қалдырады.

Созу-қысу серіппелерінде сымның көлденең қимасы бұрау кернеуін қабылдайды.

Есептік ең үлкен кернеу серіппе сымы үшін, МПа, мына формуламен анықталады

$$\tau_{\text{шак}} \leq \frac{M = k \delta F R W}{[\tau_{\text{кр}}]} \quad (4.2)$$

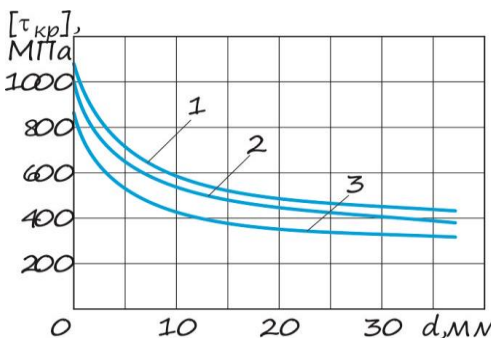
мұнда $M_{\text{кр}}$ — айналу кезі, Н • мм; W_{R2} — домалақ қиманың кедергі кезі, мм³; F — серіппені қысу күші, Н; D — серіппенің орташа диаметрі, мм; d — сымның диаметрі, мм; $[\tau_{\text{кр}}]$ — серіппенің сымы үшін рұқсат етілетін кернеу, МПа; k — түзету коэффициент, ол орамдардың қисықтығын ескереді және $c = D/d$: индексіне тәуелді болады

$c = D/d$	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Рұқсат етілетін кернеуді графиктер бойынша қабылдауға болады $[\tau_{\text{кр}}$ (сур. 4.18).

Аздаған циклдары бар жүріп тұрған жүктеме кезінде рұқсат етілетін кернеулерді арттыруға кеңес беріледі $[\tau_{\text{кр}}]$ 1,25 — 1,5 есеге.

(4.2) формуласымен серіппені тексеруші есептеу кезінде өлшемдері белгілі болғанда қолданады. Серіппені жобалап есептеген кезде сымның диаметрін мына формула бойынша анықтайды:



Сур.4.18 Сынымның рұқсат етілген кернеуін таңтауға арналған кесте№
 1- хром ванадийлі
 2- майда шнцдалған көміртекті
 3- көміртекті салқын тартылған

c индексінің мәнін береді. Диаметр d сым диаметрі тиісті МЕМСТ-ты басшылыққа ала отырып (4.3) формуласы бойынша есептеледі, тиянақты қаралады.

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Серіппелерді машина жасауда қандай мақсатта қолданады?
2. Серіппелерді жіктеңіз.
3. Серіппелерді қандай материалдардан дайындайды?
4. Оралған серіппенің мықтылық шартын көрсетіңіз.
5. Оралған серіппе сымының диаметрін қалай анықтайды?
6. Оралған созу-қысу, бұрау серіппелерінде сым қандай өзгеріске ұшырайды?

4.6. Ажырамалы қосылыс

4.6.1. Бұрандалы қосылыс

Ажырамалы қосылыс — әр бөлшегін бөлек шешіп алуға болатын бөлшектердің біріктірілуі.

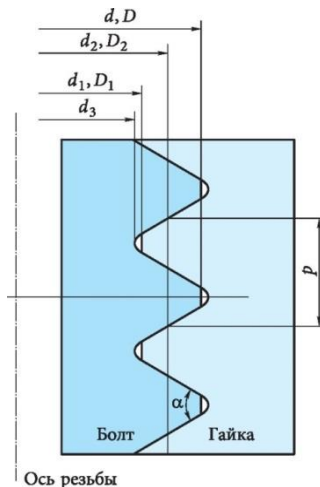
Жалпы мағлұмат және жіктелуі. Бұрандалы біріктірілу *ажыратылатын* біріктірілу ішіндегі ең кең тараған түрі болып саналады. Бұндай біріктірілулер бұрандама көмегімен бұранда, сомын, бұрандама, түйреуіш және басқа да бекіткіш бөлшектер арқылы жүзеге асады. Бұрандаманың негізгі элементтері 4.19-суретте көрсетілген.

Бұрандалы біріктірілу құрылысы стандартталған. Кейде арнайы бұрандаларды пайдаланады, мысалы ұзақ пайдаланылған бұрандалы біріктірілуге жөндеу жұмыстары қажет болған жағдайда.

Бұрандаларды қолданылуына байланысты бөлшектерді біріктіруге арналған *бекіткіштер*, біріктірілген бөлшектердің герметизациясына арналған *бекіткіш-қалыңдатқыштар*, және қозғалысты беруге және қайта түрлендіруге арналған *жүрісті* деп бөледі.

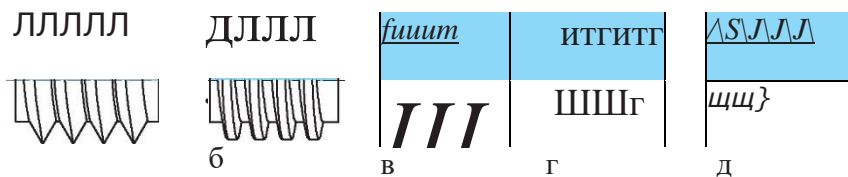
Бұрандама кесілетін негізгі бет пішіні бойынша конустық және цилиндрлік бұрандамалар бар. Конустық бұрандамалар сирек қолданылады, көбіне бұрандалы біріктірілу герметизациясы үшін, құбырларды, келтеқосқышты, майсауытты, тығындарды біріктіруге арналған. Бұрамалар бағыты бойынша бұрандамалар оң және теріс деп бөлінеді. Жиі қолданатын бұрандама түрі оң жақ бұрандама, бұрама бағыты солдан оңға қарай жоғары бағытталған. Сол жақ бұрандамалар ауыр салмақты айналып тұратын бөлшектерді бекітуге қолданылады, мысалы, ажарлауыш шарық, бұл салмақты бөлшек айналу кезінде бекіткіш элементтің бұралып бекітілуіне ат салысады, керісінше емес.

Сурет - 4.19. Бұрандама элементтері: d — бұранданың сыртқы диаметрі (болт); D — бұранданың сыртқы диаметрі (сомын); d_2 — бұранданың орта диаметрі (болт); D_2 — бұранданың орташа диаметрі (сомын); d_L — бұранданың ішкі диаметрі (болт); D_L — бұранданың ішкі диаметрі (сомын); d_3 — бұранданың ойық түбіне дейін ішкі диаметрі; a — бұранданың қырының бұрышы; p — бұранда қадамы



Сурет - 4.20. Әр түрлі профильді бұранда: a — үшбұрышты; b — трапециялық симметриялы; c — трапециялық тірек; e — тікбұрышты; d — домалак

Профиль пішіні бойынша бұранданың төмендегідей түрлері бар:



- үшбұрышты (сурет - 4.20, а), машинақұрылысында бекіткіш ретінде кең қолданысқа ие. Бұндай бұрандалар өте берік, өзін бұрап шығару бойынша үлкен кедергіге ие;
- трапециялық симметриялы (сурет - 4.20, б), кинематикалық жұптарда кең қолданылады, өйткені үйкеліс кезінде көп қажалмайды. Оның үстіне бұндай бұрандалар қажалуы себебінен кескіш сомын арқылы «бос жүріс» өтемін орындауға мүмкіндік береді;
 - трапециялық тірек (сурет - 4.20, в), бір жақты ауыр салмақты бұранда жұптарына қолданылады, мысалы көтергіштер (домкраттар) мен нығыздауларда;
 - тік бұрышты (сурет - 4.20, г), кадамдық бұрандаларға арналған, үлкен нақтылықты қажет етпейді, мысалы машина тиска қолданады. Бұл бұрандалар стандартты емес, бұрандалар арасында ПӘК ең жоғары;
 - дөңгелек (сурет - 4.20, д), ластанған қосылыстарда пайдалануға

арналады. Оларды жоғары температура кезінде де пайдалануға болады, өйткені беттердің күйіп кетуіне басқа бұрандалармен салыстырғанда сирек ұшырайды. Оның үстіне бұндай бұрандалар жіңішке қабырғалы бөлшектер (мысалы, электронды шамдар), сонымен қатар шыныдан және пластмассадан жасалған бөлшектер үшін пайдаланылады.

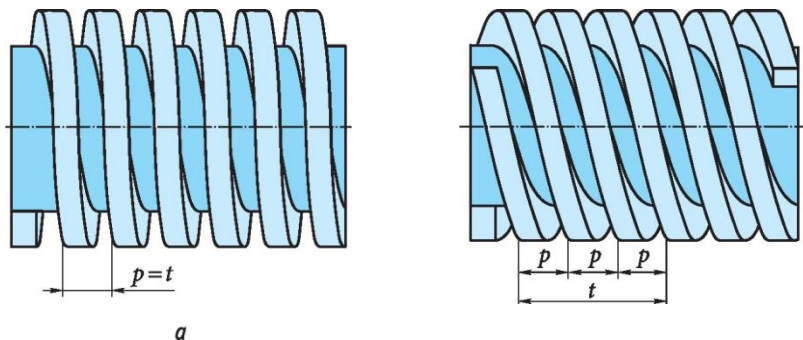
Кіру санына байланысты бұрандалар біркірісті (сурет - 4.21, *a*) және көпкірісті (сурет - 4.21, *б*) болып бөлінеді. Көпкірісті бұрандалар қадамдық ретінде қолданылады. *Бұранда жүрісі* — бұл сомынның бір айналымда осьтік алмасуы. Біркірісті бұрандада жүріс бұранда қадамына тең. Көп кірісті бұранда үшін бұранданың жүрісі, мм:

$$t = pn,$$

бұл жерде p — бұранда қадамы, мм; n — кірістер саны.

көп кірісті бұрандалар бекіткіш секілді қолданылмайды, өйткені бұрандалық қосылыстың өзіндік тежелуін қамтамасыз етпейді.

Үшбұрышты профильді бұранда қадамдарға тәуелді сыртқы диаметрлері бірдей бола тұрып негізгі, ірі және ұсақ қадамды бұрандаларға бөлінеді.



a

Сурет - 4.21. Кіріс саны әртүрлі

бұрандалар: *a* — бір кірісті; *б* — көп кірісті

Ұсақ қадамды бұрандаларды бөлшектерді берік біріктіру үшін қолданады. Бұндай бұрандалар айналмалы динамикалық жүктемелер ықпалымен өздігімен бұралып кетуге көп ұшырамайды. Оның үстіне, ұсақ қадамды бұрандалар механизмнің атқарушы элементтерін (мысалы, микрометр) дәл орналастыру үшін қолданылады.

Ұсақ қадамды бұранданың ірі қадамды бұрандамен салыстырмалы түрде кемшілігі көп қолданғанда тез тозады, сонымен қатар, бұранданы немесе сомынды бұрауға қадам аз болғандықтан көп уақыт кетеді.

Үшбұрышты профильді бекіткіш бұрандалар *профиль бұрышына* тәуелді метрлік және дюмдік болып бөлінеді. Метрлік бұрандалардың биіктігі

кезінде бұрышы $\alpha = 60^\circ$ болады (МемСТ 9150—81). Дюймдік бұрандалар батыс елдерде кең қолданысқа ие және биіктігі кезінде бұрышы $\alpha = 55^\circ$. Дюймдік бұранда элементтерінің барлығы дюйммен өлшенеді (1 дюйм = 25,4 мм), ал қадам мәні бір дюм ұзындығына келетін орамалар санына тәуелді.

Бекіткіш бөлшектер. Бекіткіш бөлшектердің көбісі стандартталған.

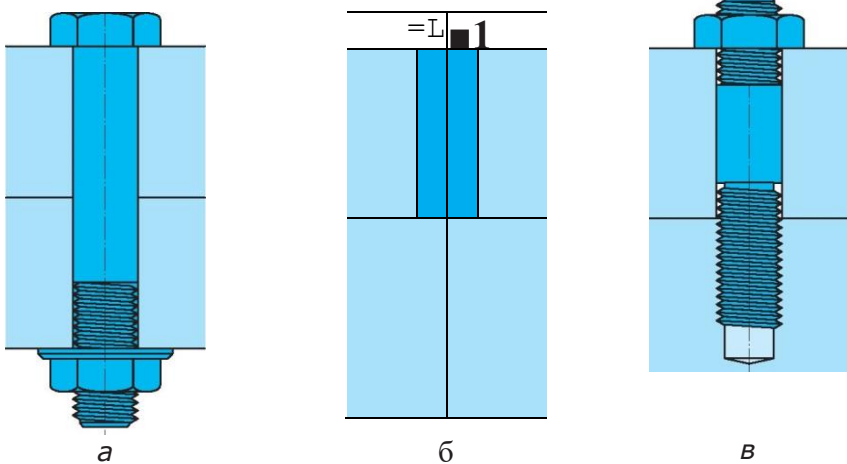
Ең кең таралған бекіткіш бөлшектер болттар мен сомындар (сурет - 4.22, а). Оларды пайдаланып бекіткен кезде біріктірілетін заттарда бұрандаманы кесу қажеттілігі туындамайды. Болттар тесіктерге саңылаумен немесе саңылаусыз кіреді.

Біріктірілетін бөлшектер қалыңдығы үлкен болғанда бұрандалық қосылысты пайдаланады (сурет - 4.22, б). Біріктірілетін бөлшектердің бірінде саңылауды нақышпен жасайды, ал екіншісін нақышсыз жасайды. Бұрандалардың бастиектері түрлі пішінде болады (сурет - 4.23).

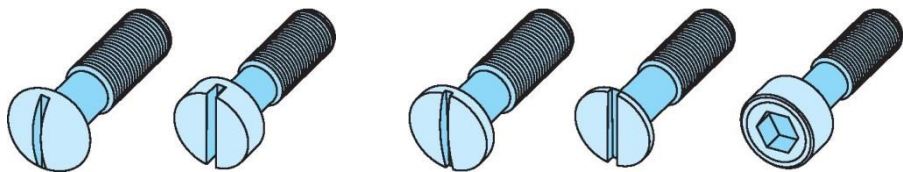
Түйреуіштерді (сурет - 4.22, в) бөлшектер байланысын бірнеше рет демонстраждау жағдайларында қолданады, сонымен қатар, пайдалану мақсатында бұрандаларды пайдалану мүмкін емес жағдайлар үшін пайдаланады.

Бұрандалық қосылыстардың өз бетімен бұралып кетуінің алдын алу тәсілдері. Бұрандада өзіндік тежелуді әлсірететін дірілдердің бар болуы жағдайында өз бетімен бұралып кетуді болдырмаудың бірнеше тәсілдерін қолданады:

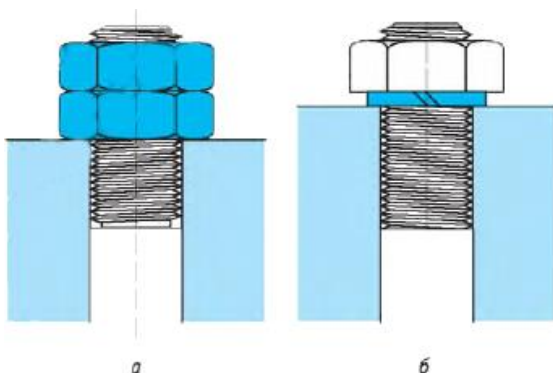
- бұрандада немесе сомынның бекіткіш беттерінде үйкеліс күшінің артуы. Ол контрсомындарды қолдану арқылы (сурет - 4.24, а), серіппелік шайба (сурет - 4.24, б) және т.б. жүзеге асады;



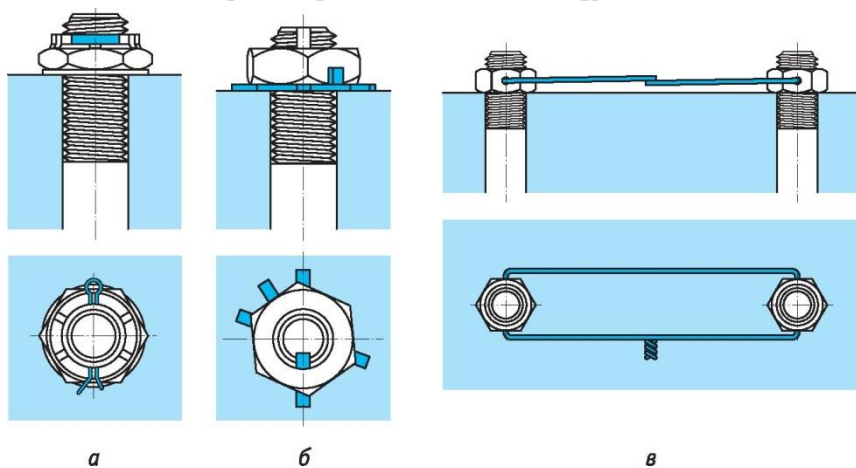
Сур.4.22 Бекіткіш біріктірулер. А- болттық ,б-бұрандалы, в- түйреуішпен



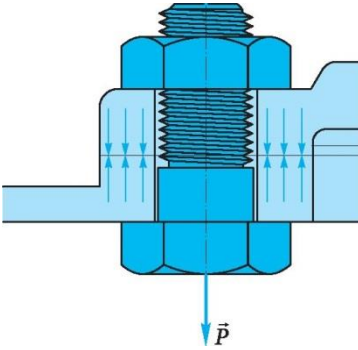
Сурет - 4.23. Бұрандалардың бастиектері



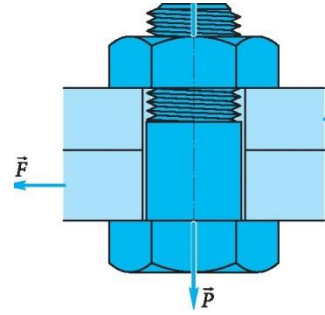
Сурет - 4.24 Сыртқы жүктемесіз алдын-ала бұралған болт



Сурет -4.25. Шплинт және тәждік сомын (а), орай жанаушы мұртты шайба (б) және сым (в) көмегімен өздік бұралудан қорғау



Сурет - 4.26 Сыртқы жүктемесіз алдын-ала бұралған болт



Сурет - 4.27. Саңылауы бар тесікке бекітілген болт

МПа (3.1-кестені қараңыз); d — бұранданың сыртқы диаметрі, мм; p — бұранда қадамы, мм.

Сәйкесінше бұранданың есептік диаметрі

$$d_p = \sqrt{\frac{5,2P}{\pi[\sigma]}} \approx 1,3 \sqrt{\frac{P}{[\sigma]}}$$

Есептік диаметрді тапқаннан кейін бұранданың ең жақын үлкен стандартты диаметрін таңдайды d .

2.Бұрандама біріктірілген екі *тақтайша*, көлденең күштер F ықпалымен қозғалады (сурет - 4.27). Бұрандама тесігі бар саңылауға орнатылған. Қосылудағы үйкеліс күші көлденең күштер F әсерінен ығысуды болдырмайды, болтты үйкеліс күші f ығыстырушы күштен 20 ... 30 % артық болатындай етіп бекітеді. Сол кезде қажетті созу күшін мына формула арқылы табады:

$$P \approx (1,2 \dots 1,3) \cdot F$$

Бұл жерде F — көлденең итеруші күш, Н; f — үйкеліс коэффициенті. Жобалық есептеу кезінде болтты бұрау ықпалын, сонымен қатар, болттар санын і ескеріп, бұранда диаметрін d_p келесі формуламен анықтайды:

$$d_p = 1,3 \cdot (1,2 \dots 1,3) \cdot F \cdot i \cdot f [a]$$

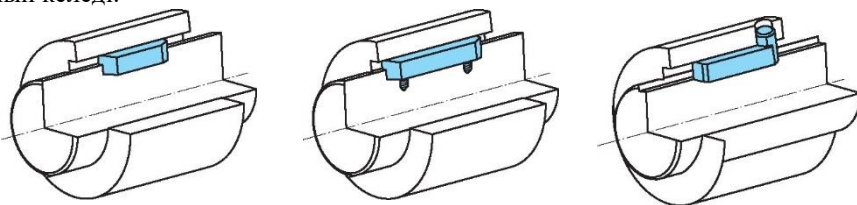
F — көлденең күш, Н; i — болттар саны; f — үйкеліс коэффициенті; $[c]$ — калыпты кернеу, МПа.

4.6.2. Сынамалы қосылыс

Сынама әр түрлі бөлек күшшектермен (тегершіктер, тісті донғалақ, сермер, муфта және т.б.) біліктен осы бөлшектерге және кері қарай айналмалы моментті беру кезінде білікті біріктіруге арналған. Кейбір жағдайларда сынамаларды күшшектерді білік бойымен осьтік орын ауыстыру үшін бағыттағыш ретінде қолданады.

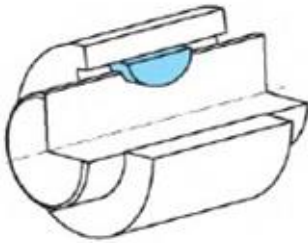
Сынамаларды үш түрге бөлуге болады: призмалық, сегменттік және үшкіл сынама.

Призмалық сынамаларды пайдалануына байланысты қарапайым (МемСТ 23360—78), қозғалмайтын күшшектерді біліктермен қосуға арналған (сурет - 4.28, а); бағыттаушы (МемСТ 8790—79), күшшектер білік бойымен айнала алуы қажет жағдайда қолданады (сурет - 4.28, б); тайғанақ (сурет - 4.28, в) (МемСТ 12208—66), күшшектермен білікті бойлай бірге қозғалады және үлкен орын ауыстырулар қажет болғанда бағыттаушы буаттардың орнына да қолданылады. Бағыттаушы буаттарды білікке бұрандамен бекітеді, ал тайғанағыш буатты күшшекпен цилиндрлік пішіндегі бұрандамен біріктіреді. Тайғанағыш буаттарды сирек қолданады, өйткені бүйір беттері тез тозады да қосылыс жерінде саңылау пайда болады. Оның салдары буатқа сырттан ауыр жүктемелер алып келеді.

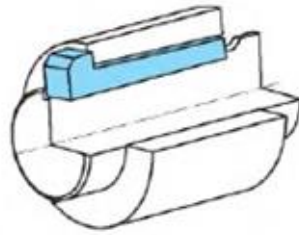


Сурет - 4.28. Сынамалар (кілтектер):

а — қарапайым призмалық; б — бағыттаушы призмалық; в — тайғанақ призмалық



Сурет - 4.29. Сегменттік
буат



Сурет - 4.30. Клиндік буат

Сегменттік сынамалар(МемСТ 24071—80) (сурет - 4.29) дайындауда және монтаждау жұмыстарында әлдеқайда технологиялық. Көп жағдайда оларды біліктердің шеткі жақтарында 58 мм дейін орналастырады, өйткені сына астындағы кілтесі өте терең, ол біліктің әлсіреуіне алып келеді.

Үшкіл сынамалар (МемСТ 24068—80) (сурет - 4.30) еңкеюі 1:100 өзі тежелетін үшкіл сынама. Призмалық және сегменттік сынамалармен салыстырғанда үшкіл сынамалар біріктіру кезінде білік бойымен жылжуға кедергі болатын күш туырады. Осындай салмақ түсіп тұрған күйі білік осіне қатты күпшек осінің ығысуына алып келеді, ол өз кезегінде айналып тұрған бөлшектің теңгерімсіздігін туындатады. Сол себептен сына кілтестер өте сирек қолданылады.

Сынамалы қосылыс жапырылу орын алады деп сүйенеді, өйткені буаттардың негізгі стандартты өлшемдері кесу шарттарымен таңдалған.

Қосылудың беріктілік шарты келесідей мәнге ие:

$$c_{TM} = \frac{2 M_{кр}}{d(h) \cdot l_1} \cdot [c_{TM}],$$

$d(h) - \text{Щ}$

бұл жерде c_{cm} — жапырылудың қалыпты күші, МПа; $M_{кр}$ —білік бойымен айналу моменті, Н • мм; d — білік диаметрі, мм; h — кілтектің биіктігі, мм; l_1 — кілтектің тығыздалған бөлігінің биіктігі, мм; l_p — буаттың жұмыс ұзындығы, мм; $[a_{cm}]$ — жапырылудың рұқсат етілген қалыпты күші, $[a_{cm}] = 150...180$ МПа болаттан жасалған күпшек үшін, шойын күпшек үшін $[c_{cm}] = 80 \wedge 100$ МПа.

Мысал 4.3.

$M_{кр} = 200$ Н • м айналмалы сәтті беру үшін диаметрі $d = 40$ мм білікпен тісті доңғалақты қосу үшін призмалық сына таңдау

Доңғалақтың материалы — болат 40Х, буат материалы — қалыптандырылған болат 45. Күпшек ұзындығы 60 мм.

Жауабы.

Сына қиылысы стандартты өлшемі бойынша біліктің берілген диаметрі үшін таңдаймыз: буат ені $b = 12$ мм, биіктігі $h = 8$ мм, сына кілтегінің тереңдігі $t_L = 5$ мм, ұзындығы $l = 56$ мм.

Сынаның жұмыс ұзындығын табамыз:

$$l_p = l - b = 56 - 12 = 44 \text{ мм.}$$

Қосылыс кезінде жапырылу күші

$$\begin{aligned} &= 2M_{кр} = \frac{2 \cdot 200}{l_p} = \\ &= \frac{d(h - t_L)l_p}{40 \cdot 10^{-3}(8 - 5) \cdot 10^{-3} \cdot 44 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 757575 \text{ Па} \cdot 76 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Таңдалған болаттар үйлесімі үшін қосылыста жапырылудың рұқсат етілген күші $[c_{см}] = 90$ МПа.

Сынамалық қосылыстың беріктілігі қамтамасыз етілген, олай болмаған жағдайда білікке екі сына қояды.

4.6.3. Оймакілтекті қосылыс

Оймакілтекті қосылысты көпсынамалы деп елестетуге болады, солай бола тұра сынамалар білікпен бір тұтас секілді орындалған. Оймакілтекті қосылыстың дайындалуы буатты қосылыспен салыстырғанда көп еңбекті қажет етеді. Солай болғанымен оймакілтекті қосылыс үлкен айналмалы моменттерді бере алады, радиалдық өлшемдері кішкентай, және біріктірілетін бөлшектердің жақсы орталануларын қамтамасыз етеді.

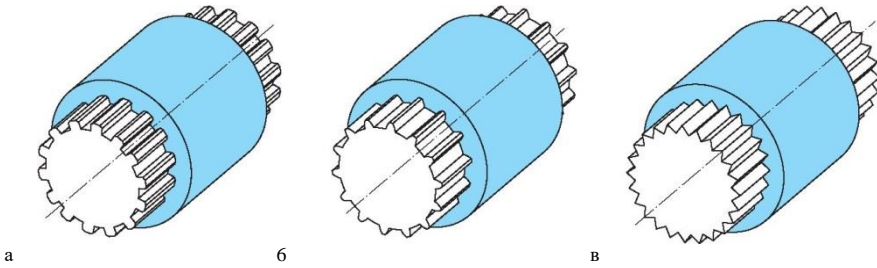
Оймакілтекті қосылыс *қозғалмалы және қозғалмайтын* болып бөлінеді.

Көлденең қимасының пішініне байланысты оймакілтекті қосылыстың үш түрін ерекшелейді: *тікебүйірлік* (МемСТ 1139—80) (сурет - 4.31, *a*); *эвольвентті* (МемСТ 6033—80) (сурет - 4.31, б); *үшбұрышты* (сурет - 4.31, в).

Тіке бүйірлі оймакілтекті қосылыс машина құрылысында кең қолданысқа ие. Тістерінің санына және олардың бойына байланысты стандартты түрін үшке бөлеміз – жеңіл, орташа және ауыр.

Эвольвентті оймакілтекті қосылыс тіке бүйірлі қосылыспен салыстырмалы түрде дайындалуы жағынан анағұрлым технологиялық, дәлдігі мен беріктілігі жоғары.

Үш бұрышты тісті қосылысты құрылғы құрылысында және өте жіңішке бөлшектерді қосуда аз ғана моменттерді беруде қозғалыссыз ретінде пайдаланады.



Сурет - 4.31. Оймакілтекті қосылыс: а — Тіке бүйірлі; б — эвольвентті; в — үшбұрышты

Оймакілтекті қосылыстың геометриялық параметрлерін білік диаметріне тәуелді таңдайды. выбирают в зависимости от диаметра вала. Одан кейін рұқсат етілетін жапырылу күші бойынша есептеулер жүргізеді. Дайындау кезінде болатын ықтимал қателіктер салдарынан барлық тістер жүктемені бірдей қабылдамайды, сол себепті тістердің тек 70 ... 80 % есептейді.

Оймакілтекті қосылыс үшін беріктік шарты $\sigma_{см}$ — жапырылудың қалыпты күші, МПа; $M_{кр}$ — білік бойынша айналатын момент, Н-мм; d_m — қосылыстың орташа диаметрі, мм; z — тістер саны; h — байланыс биіктігі, мм; l — тістердің жұмыс ұзындығы (доңғалақ күпіршігінің ұзындығы), мм; $[\sigma_{см}]$ — жапырылудың мүмкін болатын қалыпты күші, МПа (кесте - 4.1).

Кесте - 4.1. Оймакілтекті қосылыс үшін жапырылудың мүмкін болатын қалыпты күші,

Қосылу түрі	Пайдалану шарты	[$\sigma_{см}$], МПа, тістердің беті үшін	
		термикалық өңдеусіз	Термикалық өңдеумен
Қозғалыссыз	Ауыр (соққымен) ударами	$\sigma_{сб} \sigma_{сб}^{\circ}$	40..70
	Орташа	60...100	100..140
	Жеңіл	80... 120	120..200
Қозғалмалы	Ауыр (соққымен) ударами	15.20	20..35
Жүктемесіз	Орташа	$\sigma_{сб}^{\circ} \sigma_{сб}^{\circ}$	30..60
	Жеңіл	25.40	40..70

Егер қозғалмалы қосылыс жүктемемен жұмыс жасап тұра рұқсат етілген

күштің мәнін 4-5 есе азайту қажет.

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Бұрандалы қосылыстың негізгі элементін атаңыз.
2. Бұранданың пайдалануына байланысты, негізгі бетінің пішініне, бұрамалар бағытына байланысты жіктеңіз және пайдалану саласын атаңыз.
3. Бұранда жіктелуін профиль пішіні бойынша келтіріңіз және оның пайдаланатын аумағына тоқталыңыз.
4. Бұранда кіріс және қадам саны бойынша қалай ажыратылады? Қандай жағдайда бұранданың қай түрі пайдаланылады?
5. Метрлік және дюймдік бұранда арасында қандай айырмашылық бар? қандай жағдайларда бұл бұранда түрлері қолданылады?
6. Бұрандалы бекіткіш қосылысының қандай түрлерін білесіз?
7. Бұрандалы қосылыс құрылысының қандай түрлері бар?
8. Бұрандалы қосылыс есебінің реті қандай?
9. Сынамалардың қандай түрлерін білесіз және олар қандай мақсатта қолданылады?
10. Сынамалы қосылыс беріктігінің шартын көрсетіңіз.
11. Оймакілтекті қосылыстың қандай түрлерін білесіз?
12. Оймакілтекті қосылыстың беріктілік шартын қалыптастырыңыз.

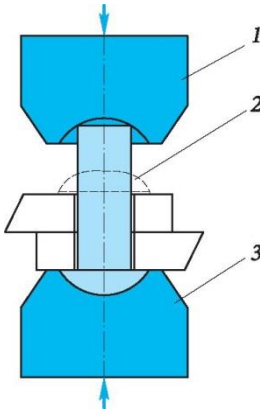
4.7. Ажырамайтын қосылыс

4.7.1. Тойтармалы қосылыс

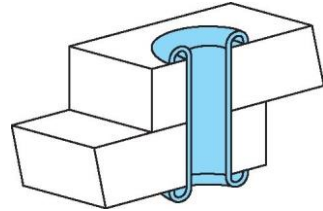
Ажырамайтын қосылыс — түйінді бөлшектеу тек бекітуді немесе бөлшектердің өзін бұзу кезінде ғана мүмкін бөлшектер қосылысы.

Тойтармалы қосылыс парақтар, тілмелер, профильдер және қосу үшін, бөлшектерді қыздырмай, дәнекерлеуге келмейтін материалдарды біріктіру үшін, сондай-ақ жауапты біріктірілулер үшін (мысалы ұшақ құрастыру) қолданылады. Дегенмен дайындау үлкен еңбекті қажет ететіндіктен оны көбінесе дәнекерлеу қосылыстарымен өзгертеді.

Тойтарма (сурет - 4.32) бір жағынан төсеме деп аталатын бастиегі бар цилиндрлік өзек. Екінші бастиегі 2 (тұйықталушы) шегелеу кезінде пайда болады. Қосылыс өзекті арнайы құрылғы көмегімен шөгу арқылы қалыптасады – 1 қысқыш.



Сурет - 4.32.
Тойтармалы қосылысты қалыптастырады:
1 — қыспақ;
2 — екінші бастиек;
3 — тірек



Сурет - 4.33. Тойтарма-пистон

Екінші жағынан тойтарма 3 тіреуішпен бекітіледі. Тойтарма астына саңылаудың диаметрі тойтарма өзегінің диаметрінен 0,2...2 мм артық болуы қажет. Болат тойтарма диаметрімен 12 мм аз және түсті металлдардан жасалған тойтармаларды қыздырусыз бекітіледі, ал диаметрі үлкен болат тойтармаларды – алдын – ала қыздырып алады, ол бастиектің қалыптасуын жеңілдетеді және байланыс сапасын жақсартады.

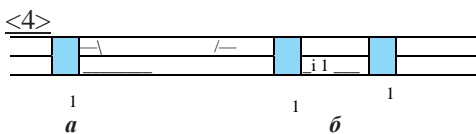
Көп жағдайда *басы жартылай дөңгелек* (МемСТ 10299-80), *бастиегі жасырын тойтармалар* (МемСТ 10300-80) және *бастиегі жартылай жасырын тойтармалар* (МемСТ 10301-80) қолданылады. Тез деформацияланатын материалдарды біріктіру үшін түтікшелі тойтармалары қолданады — пистондар (сурет - 4.33). Тойтармалар материалларық — төменкөміртекті болат Ст2, Ст3, 10кп, 20кп, коррозияға тұрақты болат Х18Н9Т және түрлі-түсті қорытпалар Л62, М3, АД1, Д18П.

Тігістер жіктеуі. Тойтармалы тігістерді пайдалануына байланысты екі топқа бөледі: металл құрастырмаларында қолданылатын *берік тойтармалы тігіс* және қысым берілетін сұйықтар мен газ ыдыстарының герметикалығын қамтамасыз ететін *тығыз тойтармалы тігіс*.

Тойтармалы тігіс түрі бойынша: *айқас қосылыс* (сурет - 4.34, *а*), *жапсарласқан бір қаптамалы* (сурет - 4.34, *б*) және *екі қаптамалы айқас қосылыс* (сурет - 4.34, *в*).

Тігіс тойтармасының орналасуы бойынша *бір қатарлы* және *екі қатарлы* болып бөлінеді. Көп қатарлы тігісте тойтарма қатар-қатарымен немесе шахматты тізбекпен орналаса алады.

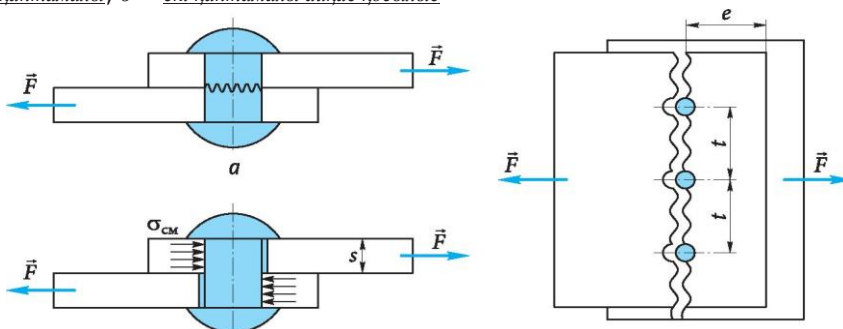
Тойтармалы қосылыстың беріктілікке есептеу. Сыртқы күштер әсерінен тойтармалы қосылыстың үш түрлі өзгірске ұшырауын атауға болады:



Сурет - 4.34. Тойтармалы тігістер:

a — айқас қосылыс; *б* — жапсарласқан бір қаптамалы; *в* — екі қаптамалы айқас қосылыс

Тойтарма қиығы (сурет - 4.35, *a*). парақтар мен тойтармалардың



Сурет - 4.35. Тойтармалы қосылыстың деформациясы: *a* — Тойтарма қиығы; *б* — парақтар мен тойтармалардың жапырылуы; *в* — парақтың үзілуі

жапырылуы (сурет - 4.35, *б*), парақтың үзілуі (сурет - 4.35, *в*). Тойтармалы қосылысты есептеу кезінде парақтар арасындағы үйкеліс күшін есепке алмайды, тойтарма денесі саңылауды толықтай бітейді және сыртқы жүктеме тойтармалар арасында біртекті таралған деп санайды.

Тойтарманың қиыққа беріктілік шарты (сурет - 4.35, *a*):

$$\tau_{cp} \frac{F}{\left(k \frac{\pi}{4} d_0^2 z\right)} < [\tau_{cp}]$$

Бұл жерде τ_{cp} — қиықтың қатыстық кернеуі, МПа; F — ығысқыш күш, Н; k — тігіс тойтармасы қиығының жазықтық саны; d_0 — тойтарма астындағы саңылау диаметрі, мм; z — тойтармалар сан; $[\tau_{cp}]$ — қиындының рұқсат етілген қатыстық кернеуі, МПа, $[\tau_{cp}] = 140$ МПа Ст2 және Ст3 маркалы болат үшін.

Тойтармалы тігістерді жобалаған кезде параметрлерді анықтау үшін төмендегі тәуелділіктерді қолданады:

- Тойтармалардың есептік диаметрі (саңылау диаметрі) $\underline{d_0} \approx (1,5 - 2,2) \underline{s}$;
- Тойтармалар қатарынан осьтік жолақтан парақ шетіне дейін қашықтық $\underline{e} \approx (1,5 - 2,0) 4$;
- Көп қатарлы тігістер тойтармасының қатарлар арасындағы қашықтығы $\underline{e_1} \approx (2 - 3) 4$;
- тойтармалар қадамы $\underline{t} \approx (3 - 6) \underline{d_0}$;

- қаптама қалыңдығы $S_n = 0,755$ (бір қаптама кезінде $S_n = 1,255$).

Мысал - 4.4.

Екі болат 180 x 10 мм қималы (сурет - 4.36) жолақ үшін тойтармалы тігісті жобалау, статикалық созылмалы жүктеме $F = 160$ кН, егер жолақтар және тойтармалар материалы — болат Ст3 болса. Жолақ материалын созуға арналған рұқсат етілетін кернеу $[\sigma_p] = 160$ МПа, жолақ және тойтарма қиығына арналған рұқсат етілетін кернеу $[\tau_{cp}] = 140$ МПа, жолақ және тойтарма қиығына арналған рұқсат етілетін жапырылу кернеуі $[\sigma_{cm}] = 320$ МПа.

Шешімі

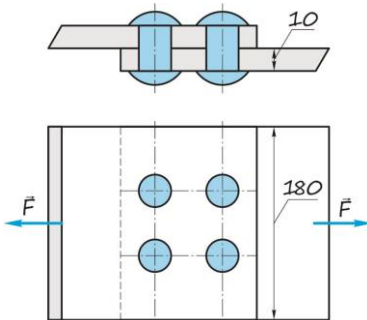
Парақтардың берілген қалыңдығын ескеріп тойтармалар диаметрін табамыз:

$$d_0 = (1,5 - 2,2) S = 2 - 10 = 20 \text{ мм.}$$

Кесіндіге беріктілік шартынан тойтармалар санын анықтаймыз:

$$z = \frac{4F}{n f c d_0^2 [\tau_{cp}]} = \frac{4 \cdot 160 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1 - 0,02^2 \cdot 140 \cdot 10^6} = 3,64,$$

яғни тойтармалар саны $z = 4$.



Сурет - 4.36. 4.4-мысалына есептеу сызбасы

Алынған есептеу мәліметтері бойынша тігісті жобалаймыз. Тойтармалардың орналасуының әртүрлі нұсқалары бар — бір қатарға немесе бірнеше қатарға. Біздің жағдайымызда тойтармалар саны жұп және пастина ені шағын болғандықтан екі қатарға екі тойтармадан орналасуын таңдаймыз.

Тойтармалар қадамын парақ материалы мүмкіндігінше әр тойтармаға біркелкі таратылатындай таңдаймыз:

$$t \equiv (3.. .6) \dot{y}_0 = 3 \cdot 20 = 60 \text{ мм.}$$

Тойтармалар қатарынан осьтік жолақтан парақ шетіне дейін қашықтығын сәйкестендіреміз:

$$e \equiv (1,5,2,0) \dot{y}_0 \equiv 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ мм.}$$

Тойтармалар қатары арасынан қашықтықтық

$$\text{таңдаймыз: } e_1 \equiv (2,3) \dot{y}_0 \equiv 3 \cdot 20 =$$

$$60 \text{ мм.}$$

4.7.2. Дәнекерлік қосылыс

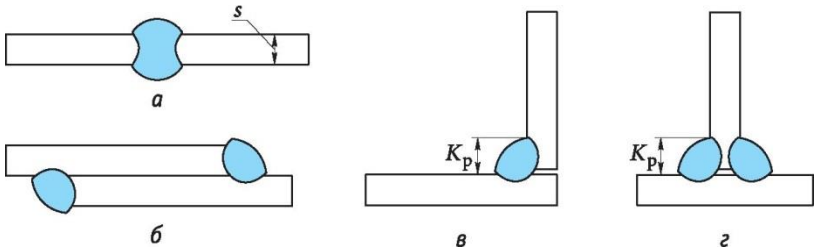
Дәнекер дегеніміз ажыратылмайтын қосылыс алу малекулярлық тұтасу күшін қолдануға негізделген және олардың балқытылған немесе пластикалық күйін алғанға дейін өте жоғары температурада қыздыру үрдісі. Дәнекерлеуді екі негізгі топқа бөледі: *балқыту* арқылы дәнекереу және *қысым* арқылы дәнекерлеу.

Тойтармалы қосылыс алдында дәнекерлеу қосылысының артықшылықтары: металлды үнемдеу (20 % дейін); еңбек сыйымдылығы аз, фасордық бөлшектерді біріктіру мүмкіндігі; қосылыс герметикалығы.

Дәнекерлік қосылыстың кемшіліктері: кейбір материалдардан дәнекерлеу бөлшегін жасай алмау; бөлшектердің термикалық деформацияға ұшырауы; тігіс сапасының тұрақтылығының жеткіліксіздігі.

Дәнекерленетін бөлшектердің орналасуына байланысты қосылыстың келесідей түрлерін бөледі: *жапсарласқан* (сурет - 4.37, *а*), *айқастырылған* (сурет - 4.37, *б*), *бұрыштық* (сурет - 4.37, *в*), *таврлы* (сурет - 4.37, *г*).

Жапсарласқан тігіс бастапқы қиылысы бойынша біріктірілетін элементтердің созылуына немесе тартылуына сүйенеді. Олардың беріктілік шарты келесідей түрге ие: Стр, c_c — созылуына немесе тартылуына сәйкес қалыпты кернеу, МПа; F — сыртқы күш, Н; 5 — дәнекерленетін бөлшектердің қалыңдығы, мм; L — тігістің мөлшерлі ұзындығы, мм; $[c_p]$, $[c_c]$ — созылуына немесе тартылуына сәйкес қалыпты рұқсат етілген кернеу, МПа.



Сурет - 4.37. Дәнекерлік тігістер:

a — жапсарластырылған; *б* — айкастандырылған; *в* — бұрыштық; *г* — таврлық

Айкастырылған, бұрыштық және таврлық тігістер тігістің ең аз қимасы арқылы кесіндіге сүйенеді. Олардың беріктілік шарты $\tau_{ср}$ — қиманың қатыстық кернеуі, МПа; F — әрекет етуші күш, Н; K_p — бұрыштық тігіс катетінің есептік ұзындығы, мм; L — тігістің есептік ұзындығы, мм; $[\tau_{ср}]$ — қиындының рұқсат етілетін қатыстық кернеуі, МПа.

Мысал - 4.5.

Статикалық созылмалы жүктемесі $F = 250$ кН, қалыңдығы $s = 10$ мм болатын Ст3 болаттан жасалған екі пластинаны біріктіру үшін дәнекерлік жапсарласқан тігісті есептеу. Тігіс үшін созылудың рұқсат етілген бастапқы кернеуі $[\sigma_p] = 96$ МПа.

Шешімі.

Пластинаның енін анықтаймыз (дәнекерлеу тігісінің ұзындығын):

$$L = \frac{F}{s[\sigma_p]} = \frac{250\,000}{10 \cdot 96} = 260 \text{ мм.}$$

Тігістің басында және соңында пісірілмей қалу ықтималдығын ескеру мақсатында пластина енін (тігіс ұзындығын) $L = 270$ мм дейін арттырамыз.

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Тойтарма қосылыс қандай мақсатта қолданылады?
2. Не себептен тойтарма қосылысты сирек қолданады?
3. Тойтарманы басының пішініне байланысты қалай ажыратады?
4. Тойтармаларды қандай материалдан дайындайды?
5. Тойтармалы қосылысты қалай жіктейді?
6. Тойтарма қосылыста қандай өзгерісті бақылауға болады?
7. тойтарма қосылыс беріктігі шарттын құрастырыңыз.
8. Саңылау диаметрі, парақ қалыңдығы және тойтармалы қосылыс қадамы арасында қандай тәуелділік бар?
9. Дәнекерлік конструкцияның тойтармалымен салыстырғанда қандай артықшылығы және кемшілігі бар?
10. Дәнекерлік тігістердің конструктивті түрлерін атаңыз.
11. Жапсарланған дәнекерлік тігістерді қалай есептейді?
12. Айқастырылған, бұрыштық және таңбалы тігістерді қалай есептейді?

МЕХАНИКАЛЫҚ ТАРАТҚЫШТАР

5.1. Жалпы ақпарат

Механикалық энергияны қозғалтқыштан машинаның атқарушы органдарына тарату үшін таратқыштың әр түрлі түрлері қолданылады. Көбінесе айналмалы қозғалыс таратылады, себебі бұл қозғалысты үздіксіз және тұрақты ету оңай. Таратуды қолдану мақсаттары мыналар:

- Машинаның орындаушы органының жиілігін басқару немесе өзгерту;
- айналмалы қозғалысты келіп түскен қозғалысқа түрлендіру және керісінше жасау;
- айналмалы сәттерінің артуы;
- қауіпсіздікті арттыру, қызмет ету ыңғайлылығы және т.б.

Тарату құрылғысы дегеніміз энергияны қозғалыс сипаттамасын және жылдамдықты түрлендіре отырып қашықтыққа тасымалдайтын құрылғы.

Механикалық таратқыш мынадай сипаттамалары бойынша жіктеледі:

Кез келген таратуда үйкеліс күші салдарынан қуат жоғалту орын алады, ол *пайдалы әсер коэффициентімен* (ПӘК) сипатталады, келесідей формуламен анықталады:

$$P_2$$

Бұл жерде P_2, P_1 — таратқыш кірісінде және шығысындағы қуат, Вт.

Механикалық беру ПӘК 0,4 бастап (бұрамдықты таратқыш) 0,98 (тісті, сына-белдікті таратқыш) дейін жатыр.

Айналмалы қозғалыс кезінде қуатты келесі формуламен анықтайды:

$$P = M \cdot \omega,$$

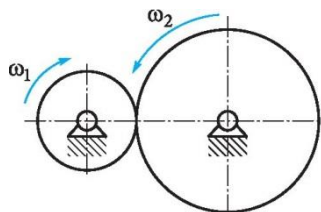
P — қуат, Вт; $M_{кр}$ — айналмалы сәт, $N \cdot m$; ω — бұрыштық жылдамдық, рад/с. Бірнеше таратулардан тұратын күрделі берулерде жалпы беру қатынасы

әр беруге табыстама қатынасымен жүргізу сияқты анықталады:

$$i = i_1^i 2 \dots i_n,$$

n — баспалдақтар саны.

Сурет - 5.1. Айналманы беру



----- Бақылаушы сұрақтар -----

1. Таратқыштарға анықтама беріңіз.
2. Механикалық таратқыш не үшін қолданылады?
3. Механикалық таратқыш қалай жіктеледі?
4. Таратқыш қатынас және берілісті сан арасындағы айырмашылық?

5.2. Фрикционды таратқыш

Фрикционды таратқышты қолдану және жіктеу. Фрикционды таратқышты екі негізгі топқа бөлуге болады — тұрақты тарату қатынасы бар таратқыштар және тарату қатынастары реттелетін таратқыштар (вариаторлар).

Тұрақты ауыстыратын қатынаспен таратудың (сурет - 5.2) қозғалысы баяу болуы қажет, қадам кезінде соққысыз қосылу, шусыз жұмыс істеуі қажет механизмдерде қолданылады. Металл кесуші станоктарда олар өте сирек және аз ғана қуатты беру үшін көмекші қозғалыс ретінде ғана (10 кВт дейін) қолданылады.

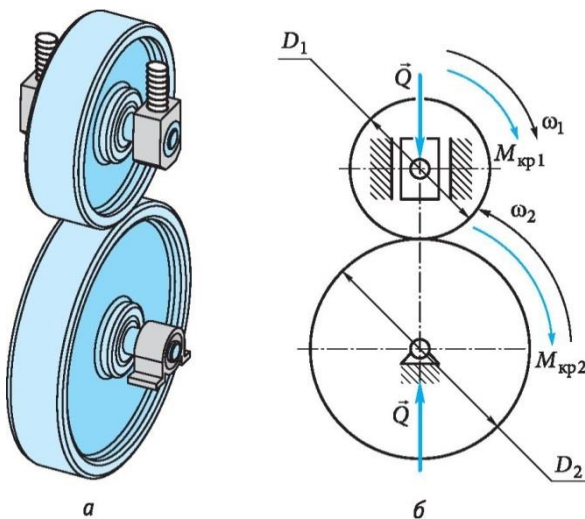
Вариаторлар белгілі бір шектерде бағыныңқы қатынасты үздіксіз реттеуге мүмкіндік береді.

Фрикциондық таратудың дөңгелектері пішіні бойынша цилиндрлік, конустық және фасондық болады.

Фрикциондық таратудың артықшылығы: конструкциясының қарапайымдылығы; жұмыстың бірқалыптылығы және шудың болмауы; жүріс кезінде реверсирлеу мүмкіндігі; таратудың қатынасының

бірқалыпты өзгеру мүмкіндігі; дөңгелектердің сырғып кету ықтималдылығымен байланысты кездейсоқ жүктеме кезінде бұзылуларды жою. Дегенмен фрикциондық таратулардың кемшіліктері айтарлықтай көп болғандықтан оларды сирек қолданады: дөңгелектерін қысу күші үлкен болғандықтан дөңгелектер және мойын тіректердің қажалуы жиі орын алады; ПӘК төмен; дөңгелектердің сырғып кету салдарынан беретін қатынас тұрақты емес.

Сурет - 5.2. Фрикционды беру: *a* — жалпы түрі; *б* — сұлба



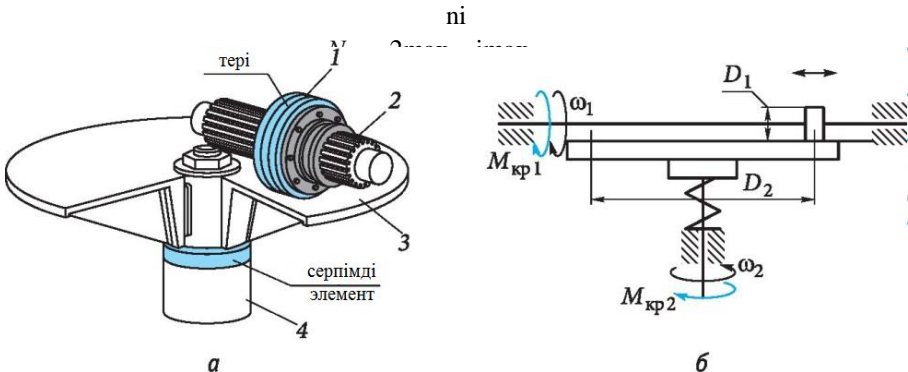
Қарапайым *тік вариатордың* жалпы түрі және сұлбасы 5.3 – суретте көрсетілген. Жетекші дөңгелек *1* (5.3, *a* – сурет) оймакілтек, 2 білігі бойымен қозғала алады, айналу жиілігі тұрақты n_{1z} . Қүш 3 жетектелетін дискті 1 дөңгелекке жабыстырылады. Үйкеліс күші әсерінен жетекші дөңгелек, жетектелетін дискті айналысқа түсіреді, сәйкесінше 4 білікке де ықпал етеді. Жетектелетін біліктің айналу жиілігі n_2 (5.3, *б*- сурет) жетекші дөңгелектің тұрақты диаметрінің D_1 D_{2min} бастап D_{2max} дейін өзгертін, жетектелетін диск пен байланыс айналасы, диаметрінің D_2 қатынасына тәуелді.

Жылжуды есепке алмағанда

$$\frac{i_{\min}}{\frac{2m}{ax}} = \frac{D_{2min} \cdot i_{\max}}{D} = \frac{n_1 = \frac{D_{2max}}{2min} \frac{D}{D_1}}$$

Бұл жерде i_{\min} , i_{\max} — сәйкесінше вариатордың минимал және максималды беру қатынасы; n — жетекші біліктің айналу жиілігі, мин^{-1} ; $n_{2\max}$, $n_{2\min}$ — сәйкесінше жетектелетін біліктің минимал және максимал айналу жиілігі, мин^{-1} ; $D_{2\min}$, $D_{2\max}$ — сәйкесінше минимал және максимал байланыс диаметрі, мм; D_1 — жетекші дөңгелек диаметрі, мм.

Вариаторды реттеу диапазоны



Сурет - 5.3. Тік вариатор: *a* — жалпы түрі; 1 — бастаушы дөңгелек; 2 Оймакілтек білігі; 3 — жетектелетін дөңгелек; 4 — білік; *б* — сұлба

----- Бақылаушы сұрақтар -----

1. Фрикционды таратқыштың жіктелуі және қолданылуы туралы айтыңыз.
2. Дөңгелектерді дайындауда қандай материалдарды қолданады?
3. Фрикционды таратқыштардың артықшылықтары мен кемшіліктерін атаңыз
4. Фрикционды вариатордың жұмыс істеу ережесін түсіндіріңіз. Вариатор конструкциясына өз нұсқаңызды келтіріңіз.
5. Цилиндрлік фрикционды таратқыштың беру саны неге тең?
6. Фрикционды вариаторды реттеу диапазоны дегеніміз не?

5.3 Тісті таратқыш

Тісті таратқыш машинажасауда көп таралған, ол (100 тыс. кВт дейін) қуат және (200 м/с дейін) жылдамдыққа арналған үдемелі және керісінше айналмалы қозғалысты түрлендіру үшін кең диапазонда қолданылады.

Тісті таратқыш екі дөңгелектен немесе дөңгелектер мен төрткілдештен тұрады. Тістерінің саны аз тісті дөңгелекті *тістегеріш* деп атайды, ал саны көп болса – *дөңгелек*.

Тісті таратқыштың негізгі артықшылықтары:

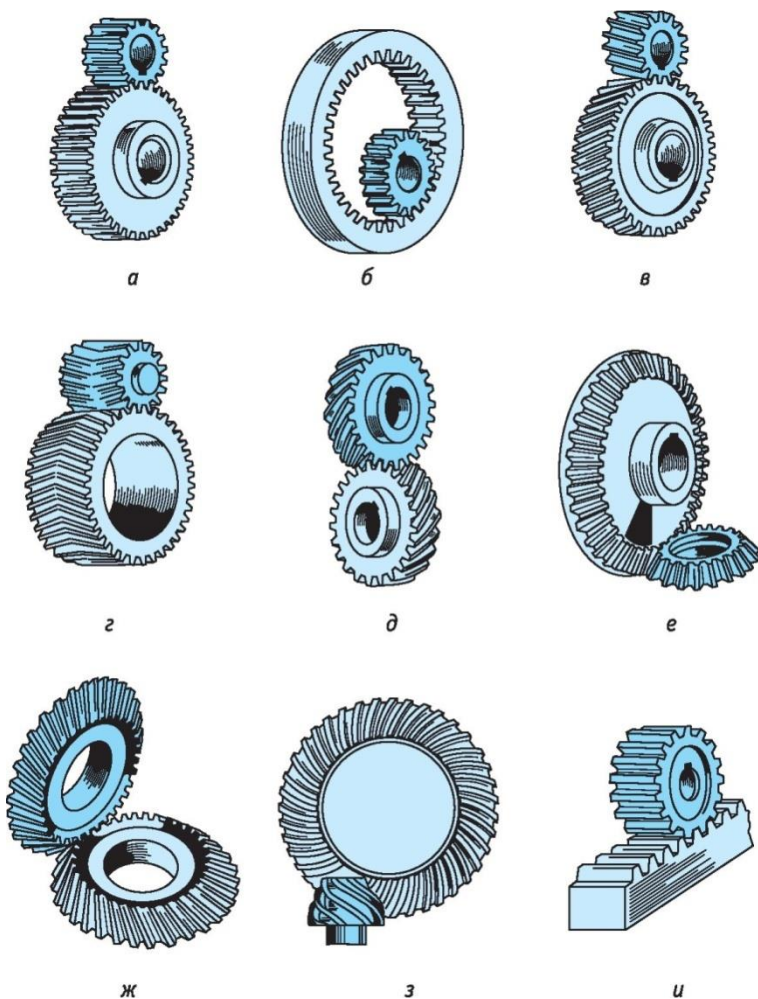
- Жоғары КПД таратқышы (0,97... 0,98);
- Жұмыста сенімділігі;
- Фрикционды таратқыштарға қарағанда ықшамдылық;
- Таратқыш қатынасында тұрақтылық;
- Қызмет көрсетуде тұрақтылық;
- Басқа да біліктер мен тіректердегі жүктеме таратқыштармен салыстырғанда үлкен емес.

Тісті таратқыштың негізгі кемшілігі – таратқышты жинау және тісті дөңгелекті дайындауда, негізделген жұмысы кезіндегі шу болып табылады.

Тісті таратқыштың келесі белгілері бойынша жіктеледі:

- Дөңгелек осінің өзара орналасауы – *цилиндрлік* паралельді осімен (5.4, а — г сурет), *бұрандалы* айкасқан осімен (5.4, д сурет), конустық қиылысқан осімен (5.4, е, ж сурет), *гипоидты* конустық айкасқан осімен (5.4, з сурет), *төрткілдешті* үдемелі және керісінше айналмалы қозғалысты түрлендіру үшін қолданылады. (5.4, и сурет);

- Дөңгелектердің өзіне тән орналасуы – ішкі(5.4, *а, в, г суретті қараңыз*) және сыртқы (5.4, *б суретті қараңыз*) ілінісімен.
- Пайда болатын дөңгелекке тән тістердің орналасуы - *тіктісті* (5.4, *а, б, е, и сурет*), *қисықтісті*(5.4 сур.кар., *в, г, е*), *қисықсызықты тісті* (5.4, *д, з сурет*);



5.4. сурет Тісті таратқыштар:

а — цилиндрлік тік тісті; б — ішкі іліністі цилиндрлік; в — цилиндрлік қысық тісті; г — шевронды; д — бұрандалы; е — конусты тік тісті; ж — конусты қысық тісті; з — гипойдты; и — төрткілдешті

- Пішінде тістердің кескіні— *эвольвентті, циклоидалды* (саны аз тісті (бес- жеті) дөңгелектерге арналған, мысалы сағат және шеңберлі (Новиков ілінісі);
- Құрастырылымды рәсімдеу және жұмыс шарттары – шаңнан және үнемі майлы таратқыш шаңнан немесе майлы ваннадан қорғануға

жасалған арнайы ашық, жабық корпус.

Тісті таратқыш тек жұп тісті дөңгелек түрінде ғана емес, әртүрлі үйлесімдегі дөңгелектер тобы ретінде қолданылады. Ең көп таралғаны цилиндрлік және конустық таратқыштар. Одан басқа, бұл таратқыштың тірегіндегі бекіту, дөңгелектің тозуын азайтады. Конусты тісті таратқыштар – білігі айқасатын механизмдердің орны бөлек, оның үстіне білік арасындағы бұрыш - тік бұрыштан айырмашылығы болуы мүмкін. Барлық конусты таратқыштарымен болатын жұмыс кезінде үлкен осьтік қуат пайда болады.

Цилиндрлік және конусты тік тісті таратқыштар, үлкен емес және орташа шеңберлі (15 м/с дейін) жылдамдықта жұмыс жасайды. Цилиндрлік тісті таратқыштар таратқыш қорабындағы тісті дөңгелектердің осын орын ауыстыру кезінде, жылдамдықты ауыстыру үшін қолданылады. Қисық және бұрандалы тісті дөңгелектерде қолданылатын таратқыштар, шу деңгейін көтермей айналу жиілігін арттыруға мүмкіндік береді. Мұндай таратқыштар бір сарынды жұмыс істейді, бірақ оларды дайындау шығыны айтарлықтай. Қисық тісті және бұрандалы тісті таратқыштың кемшілігі біліктердің тіреуіне беретін осьтік жүктемелер болып табылады. Осьтік жүктемені алып тастау мақсатында **шевронды таратқыштар** (5.4, г -сурет), қолданылады, осы кезде осьтік қуат тісті дөңгелектің әр бағытта көлбеулігінің орнын толтырады. Шевронды таратқыштар әдетте, ауыр жағдайда, айналадағы жоғары жылдамдық кезінде жұмыс жасайды.

Тісті дөңгелектерді дайындауға қолданылатын материалдар. Тісті дөңгелекті дайындауға арналған негізі материал болып, өңделмеген болат саналады, себебі ол аса ірі байланыс беріктілігіне ие және майысуға бекем. Одан басқа шойыннан және пластмассадан жасалған тісті дөңгелектер қолданылады.

Бейметаллды материалдардан жасалған дөңгелектер коррозияға ұшырамайды және салмағы аз, шуыл деңгейі төмен. Беріктігі төмен бұл материалдар, әдетте жұбында болат немесе шойынды дөңгелекпен аз жүктелген таратқыштардағы дөңгелектерді пайдаланумен негізделеді. Бейметалл материалдардың негізінде текстолит, капрон немесе полиформальдегид қолданылады. Пластмассадан жасалған дөңгелектер ауыспалы жүктеме кезінде пайда болатын соққылар мен тербелістерді жоя алады.

Шойындар тыныш (3 м/с дейін), жүретін таратқыштарда пайдаланылады, олар арзанға түсті. Шойыннан жасалған дөңгелектер желінуге бейімділігі аз, майлаушы материалдың жетіспеушілігі кезінде жаман жұмыс істемейді, бірақ соққы жүктемелерді көтере алмайды.

Дөңгелектерді дайындау үшін сұр шойындар СЧ15, СЧ18, СЧ21, түрленген шойындар МСЧ23, МСЧ32, графитті шар тәріздес төзімділігі жоғары магнийлі шойындар ВЧ 45, ВЧ 50 пайдаланылады.

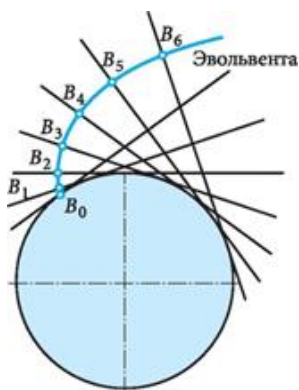
Көп жағдайда тісті дөңгелектерді келесі болаттардан дайындайды: әдеттегі сападағы Ст5, Ст6; көміртекті 35, 35Л, 40, 40Л, 45, 50, 50Г және коспалы 35ХГС, 40Х, 40ХН, 35ХМА.

Үлкен диаметрлі дөңгелектер үшін, дөңгелектердің 150 мм және НВ > 200 дейін диаметрі кезінде, екіталай таратылатын дөңгелектер 300... 350 НВ қаттылыққа дейін жоғары демалысты көлемді қатаюға ұшырайды. Мұндай қаттылық термиялық өңдеуден кейін тістердің механикалық өңделуін жүргізуге мүмкіндік береді, бұл келесі жұпты тісті дөңгелектердің теңестірілуін болдырмайды.

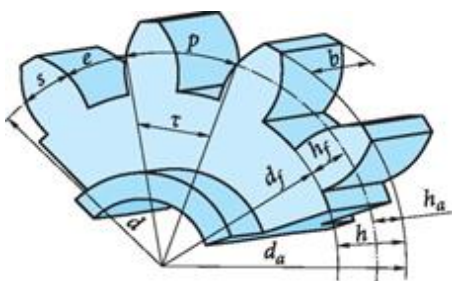
Жауапты таратқыштарға арналған жоғары сапалы дөңгелектер тісі НВ > 350 қаттылыққа және өзегінің аз қаттылығына ие болуы керек. Бұл химия термиялық өңделумен (цементтеу, азоттау) немесе жергілікті қабатын жоғары жиілікті токпен қатайтумен қол жеткізіледі. Термиялық өңдеуден кейін, дөңгелектерді қосымша операцияларға (тегістеу, жаныштау немесе төселту).

Тісті дөңгелектің элементтері. Тістердің әр түрлі пішіндерінен көп таралғаны *эвольвентті пішін* болып табылады. Бұл пішінді тіс өңдеу құрылғысынан алуға болады және одан басқа мұндай пішін екі дөңгелектің ось аралық қашықтығын белгілі бір шекте өзгертуге мүмкіндік береді. Эвольвентті ілініс тісінің пішіні екі симметриялы эвольвентпен құрылады.. *Эвольвентті* (5.5- сурет) деп, шеңбер бойынша сырғанамай аунатылатын (мысалы, 5.5 сур. *В нүктесі*)және B_1, B_2, \dots, B_6 орындарын алатын, тік сызықта жатқан кез келген нүктені сипаттайтын қисық. Түсіндіру үшін тәжірибе жасаймыз. Қағаз парақты, жіп шарғысын және қарындаш аламыз. Шарғыны параққа қаттылап орнатамыз (ол айналмауы керек), ал жіптің соңына қарындашты байлаймыз. Жіпті тартып, қарындашты шарғы төңірегімен орнын ауыстырамыз, осы кезде қарындаштың ұшы қағазға эвольвентті бейнелейді.

Эвольвентті тісті дөңгелектің геометриялық параметрін қарастырамыз (5.6- сурет). z тістерді саны және i дөңгелек тісінің қадамы p екенін біле отырып, бөлінгіш шеңбердің диаметрін



5.5 - сурет.
Эвольвенттің құрылуы



5.6- сурет. Тісті дөңгелектің элементтері: d — бөлгіш шеңбердің диаметрі d_a — тістердің шыңы шеңберінің диаметрі; d_f — тістер ойығы шеңберінің диаметрі; h — тістер биіктігі; h_a — тістер басының биіктігі; h_f — тіс аяқтарының биіктігі; p — тіс қадамының шеңбері; s — тістердің шеңберлі қалыңдығы; e — ойыстар шеңберінің қалыңдығы; b — тәжінің қалыңдығы; τ — тістердің бұрыштық қадамы

табуға болады $d = zp$. Бөлгіш шеңбердің ұзындығы $l = nd$. Бұдан, бөлгіш шеңбер диаметрі

$$d = ZP.$$

Тісті дөңгелектердің барлық геометриялық параметрлері оның негізгі параметрі – тісті дөңгелектің модулімен m байланысты. ММ модулінің мәні МемСТ 9563—60 бекітілген.

Ілініс қадамы

$$p = \pi m.$$

Бөлгіш шеңбердің диаметрі

$$d = mz.$$

Тіс бастиегінің биіктігі

$$h_a = m.$$

Тіс түбірінің биіктігі

$$hf = 1,25m.$$

Тістің биіктігі

$$h = h_a + hf = 2,25m.$$

Тіс ұшы шеберінің биіктігі

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m = m(z - 2,5).$$

Тіс ойыстары шеңберінің биіктігі:

$$df = d - 2hf = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5).$$

Қос тісті дөңгелектің осьаралық қашықтығы d, d_2

$$mz, mz_2 \qquad z, z_2$$

$$2 \ 2 \ 2 \ 2$$

мұнда d, d_2 — жетекші немесе жетек дөңгелекке сәйкес бөлгіш диаметр.

Тісті таратқыштың тарату қатынасы мына формулада:

$$i = n_1 / n_2 = z_1 / z_2,$$

$$n_2 = z_2 / i$$

Мұнда n_1, n_2 — жетекші және жетек біліктердің сәйкес айналу жиілігі, мин^{-1} ; z_1, z_2 — жетекші және жетек біліктердің сәйкес бұрыштық жылдамдығы, рад/с .

----- Бақылау сұрақтары -----

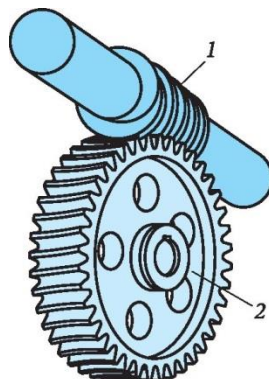
1. Тісті таратқыш дегеніміз не?
2. Тісті таратқыштың негізгі артықшылықтары мен кемшіліктері қандай?
3. Тісті таратқыштың қалай жіктеледі?
4. Тісті таратқыштың негізгі түрлері қандай салаларда қолданылады?
5. Тісті таратқышты дайындауда қандай материалдар қолданылады?

6. Эвольвент қалай құрылады?
7. Тісті дөңгелектің негізгі параметрлерін ата.
8. Тарату қатынасы мен таратылу саны арасындағы айырмашылықты көрсетіңіз.

5.1. Бұрамдықты таратқыштар

Бұрамдықты таратқыштар екі қиылысқан білік арасындағы айналмалы қозғалыстың берілуі үшін қолданылады. Таратқыш *бұрамдық* деп аталатын 1 бұрамадан, 2 *бұрамдықты дөңгелектен* тұрады. Бұрамдықты дөңгелектің құрсауында

5.7.-сурет бұрамдықты таратқыш:
1 — бұрамдық; 2 — бұрамдықты дөңгелек



12ХН2, 18ХГТ, 20ХФ болаттан жасалған бұрамдықтар 58.. .63 HRC қысымға дейін цементтеу мен қатаюға ұшырайды, ал 40, 45, 40Х, 40ХН болаттан жасалған бұрамдықтар 45.55 HRC қаттылыққа дейін қатаяды.

Бұрамдықты дөңгелек айналымдарының үйкеліс күшін азайту үшін, оны қоладан, шойыннан немесе пластмассадан жасайды. Шойынды аз жүктелім және $v < 1,5$ м/с жылдамдықтағы дөңгелектерді дайындауға қолданады. 4 м/с дейінгі жылдамдығы кезінде бұрамдықты дөңгелек айналымын қалайсыз қоладан жасайды (мысалы, БрАЖ9—4). Үзіліссіз және $v = 5.10$ м/с дейінгі сырғанау жылдамдығы кезінде жоғары антифрикционды және қажалуға қарсы қасиеті бар БрОФ10—1 қоланы пайдаланады.

Бұрамдықты таратқыштың элементтері. Бұрамдықтар (5.8 сурет) келесі параметрлерімен сипатталады:

бір кірісті — кесіндінің осьтік қадамы, мм:

$$p = \pi t;$$

көп кірісті — жүрісімен, мм:

$$Pz = pZ_1,$$

мұнда m — МемСТ 2144—76 бойынша есептік модуль, мм; z_1 — айналымның саны (бір, екі немесе төрт).

Айналым пішінің бұрышы $\alpha = 20^\circ$.

Айналым бастиегінің биіктігі

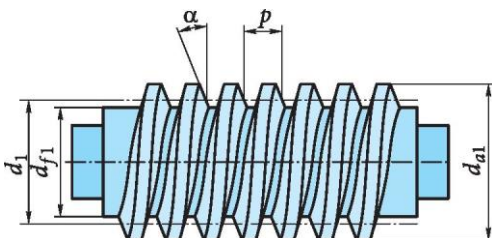
$$h_{a1} = t.$$

Айналым түбірінің биіктігі

$$h_{f1} = 1,2m.$$

Айналым биіктігі

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1} = 2,2m.$$



d_1 — бөлгіш шеңберінің диаметрі;
 d_{f1} — айналым ойыстарының диаметрі; d_{a1} — шыңдарының диаметрі; p — бұрамдық қадамы; α — айналым пішінің бұрышы

5.8- сурет. Бұрамдықтың элементтері:

Бұрамдықтың бөлгіш диаметрі

$$d_1 = m q,$$

мұнда q — бұрамдық диаметрінің коэффициенті.

Бұрамдықтың бұрамалы сызық бұрышын мына формула бойынша анықтайды:

Pz

Z

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{L}{d_1} \cdot q$$

бұрамдықтың кесілген бөлігінің ұзындығын мына формула бойынша табады:

$$b_i > (11 + 0,06z_2) m \text{ кезінде } z_i = 1 \text{ — } 2;$$

$$b_i > (12,5 + 0,09z_2) m \text{ кезінде } z_i = 4,$$

мұнда z_2 — бұрамдықты дөңгелектің тістер саны.

5.9- суретте бұрамдықты дөңгелектің элементтері көрсетілген.

Бұрамдықты дөңгелектің бөлгіш шеңберінің диаметрі

$$d_2 = mz_2.$$

Бұрамдықтың дөңгелектің орта қоймасында тістер шыңының диаметрі

$$d_{a2} = m(z_2 + 2).$$

Бұрамдықты дөңгелектің орта қимасында ойыстардың диаметрі

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,4).$$

Бұрамдықты дөңгелектің сыртқы диаметрі

$$d = d_{am2} + 2a_2 z_i + 2b_m$$

Бұрамдықты дөңгелектің айналым қалыңдығын мына формуламен анықтайды:

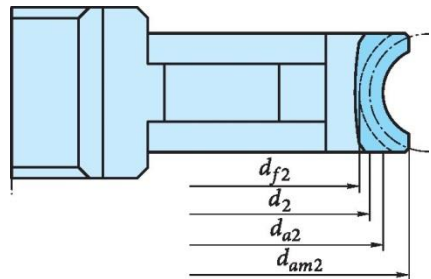
$$b_2 < 0,75d_{ai} \text{ кезінде } z_i = 1 \text{ — } 2;$$

$$b_2 < 0,67d_{ai} \text{ кезінде } z_i = 4,$$

мұнда d_{ai} — бұрамдық айналымның шыңының диаметрі, мм (5.8- суретті қараңыз).

5.9 сурет. бұрамдықты дөңгелектің элементтері:

- d_f — тіс ойыстарының диаметрі;
- d_2 — бөлгіш шеңберінің диаметрі;
- d_{a2} — тістер шыңының диаметрі;
- d_{am2} — бұрамдықты дөңгелектің



сыртқы диаметрі бұрамдықты таратқыштың ось аралық қашықтығы $a_w = 0,5m(q + z_2)$.

Бұрамдықты таратқыштың тістіден ерекшелігі, шеңберлі жылдамдығы

v_y және v_2 бағыты бойынша сәйкес келмейді және мәндері әртүрлі. Сондықтан да тістері төселмейді, бір-біріне қатысты сырғанайды. Бұрамдықтың бір айналымында, дөңгелек тісі айналымның көтерілуіне тең қашықтыққа орын ауыстырады. Ізінше, бұрамдықты таратқыштың тарату қатынасы мына формуламен анықталуы мүмкін:

$$\frac{v_y}{v_2} = \frac{d_2}{d_1} \cdot n_2$$

мұнда, n_2 — бұрамдық және бұрамдықты дөңгелекке сәйкес айналу жиілігі, мин^{-1} ; v_y, v_2 — бұрамдық пен бұрамдықты дөңгелектің сәйкесінше бұрышы, рад/с ; d_2 — бұрамдықты дөңгелектің бөлгіш шеңбері диаметр мм; m — есептеуші модуль, мм; z_y — бұрамдық айналымының саны; z_2 — бұрамдықты дөңгелектің тістері саны.

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Бұрамдықты таратқыштың құрастырылымын сипатта.
2. Бұрамдықты таратқыштың негізгі артықшылықтары мен кемшіліктерін ата.
3. Бұрамдықты таратқышты дайындауға қандай материалдар қолданылады?
4. Бұрамдықты таратқыштың негізгі геометриялық параметрлерін ата.

5.5. Сомын – бұрандалы таратқыш

Сомын - бұрандалы таратқыш мынадай мақсаттарға қолданылады:

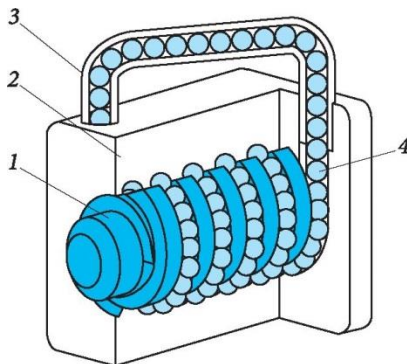
- ілгерілемелі қозғалыстың айналуын өзгерту үшін;
- нақты орын ауыстыру үшін;
- кішкене орын ауыстыру кезінде үлкен қуатты алу үшін (мысалы көтергіш пен сыққыштың көмегімен 500 ... 1000 кН қуатты алуға болады).

Сомын-бұрандалы таратқыштың артықшылықтары

- жұмыс құралының баяу орын ауыстыруына болады;

5.10.сурет шар-бұрандалы сомын:

1 — бұранда; 2 — сомын; 3 —
труба каналы; 4 — шарлар



- құрастырылымының қарапайымдылығы;
- жүрісінің дәлдігі мен қалыптылығы;
- үлкен белірілісті қатынас;
- үлкен жүктемелерді қабылдау мүмкіндігі

сомын-бұрандалы таратқыштың кемшілігі – КПД түсуіне және жоғары озуға әкеліп соқтыратын бұрандаға көп үйкелісуі болып табылады. Бұранда мен сомын арасындағы үйкелісте тікбұрыш пішінді бұранданың аз коэффициентті басым болады (4.20, *з* суретін қараңыз). Төзімділігі жоғары болмағандықтан, мұндай бұраманы сирек қолданады. Бұрандалы таратқыш үшін, негізінде төзімділігі тікбұрыш пішінді бұрандадан әлдеқайда жоғары, трапециялық бұранданы қолданады (МемСТ 9484—73) (4.20, *б* суретін қараңыз).

КПД арттыру үшін сомын- бұрандалы таратқыш үйкеліс коэффициентін төмендетуге немесе сырғанауды тербеумен алмастыруға тырысады. 5.10 суретте қос шар- бұранда көрсетілген. Бұрандалы бұрама айналмасы *1* мен сомын *2* арасында шарлар *4* орналастырылған. Айналманы айналдыру кезінде шарлар *4* бұрандалы жырашықпен орын ауыстырып, труба каналына *3* түседі және бұранда мен сомын қуысына қайта келеді. Үйкеліс коэффициентінің аздығынан, мұндай механизм жоғары КПД ($\eta = 0,9$) ие.

Сомын – бұрандалы таратқыш бөлшектерінің материалдары. Бұранданың жеткілікті төзімділігі, жоғары тозу төзімділігі және жассы өңделуі басым керек. Бұрандаларды келесі термиялық өңделулерімен У10, ХГ, ХВГ, 65Г и 40Х болаттардан жасайды. Дәлдік бұрандаларын термиялық өңдеуден кейін тегістейді. Сомындарды антифрикционды материалдардан — антифрикционды шойындадан АЧВ-1, АЧВ-2, АЧК-1, АЧК-2, қалайы қоладан БрОФ10-1, БрОЦС6-6-3, сондай- ақ қалайысыз

қоладан БрАЖ9-4 жасайды.

Сомын- бұрандалы таратқыштың міндеті қандай?

1. Бұрандалы таратқыштың негізгі артықшылықтары мен кемшіліктерін ата.
2. Бұрандалы таратқыш үйкелісті азайтуға қандай мүмкіндік береді?
3. Шар- бұрандалы таратқыш қалай орналастырылады?
4. Бұрандалы таратқышты дайындауға қандай материалдар қолданылады?

4.6. Қайысты таратқыштар

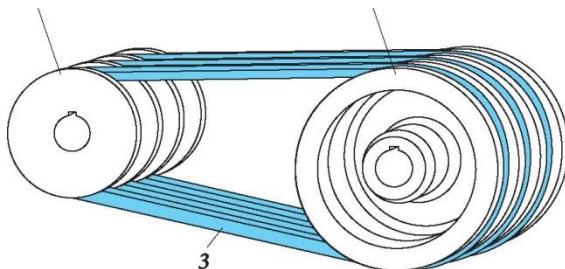
Қайысты таратқыштар (5.11- сурет) біліктерге және тегершіктерге тартылып киілген, иілгіш сымды қайыстарға 3 бекітілген жетекші 1 және жетек 2 тегершіктерден тұрады. Қозғалыс - қайыс пен тегершік арасындағы үйкелістің арқасында, жетекші тегеріштен жетек тегершікке беріледі. Тартылу күші, тегерішті қайыспен құлаштау бұрышы және үйкеліс коэффициенті неғұрлым көп болса, соғұрлым берілетін жүктеме көп болады.

Жұмыс барысында қайыстар созылады және үйкелістің қажетті күшін сақтау үшін *созылмалы құрылғылар* қарастырылған. Талап етілетін қайыстарды созу күші, ось аралық қашықтықтың көбеюімен немесе қысқыш аунақшалардың көмегімен қамтамасыз етіледі.

Қайысты таратқыштар электро жетектерде, автокөліктерде, станоктарда, конвейерлерде қолданылады. Қайыстың сызықтық жылдамдығы 25...50 м/с (қайыстың түріне байланысты), $i = 10.15$ берілу қатынасына байланысты берілу қуаты—50 кВт.

Қайысты таратқыштардың артықшылықтары:

- қозғалыс пен қуатты үлкен қашықтыққа беру мүмкіндігі;



5.11- сурет қайысты таратқыш:

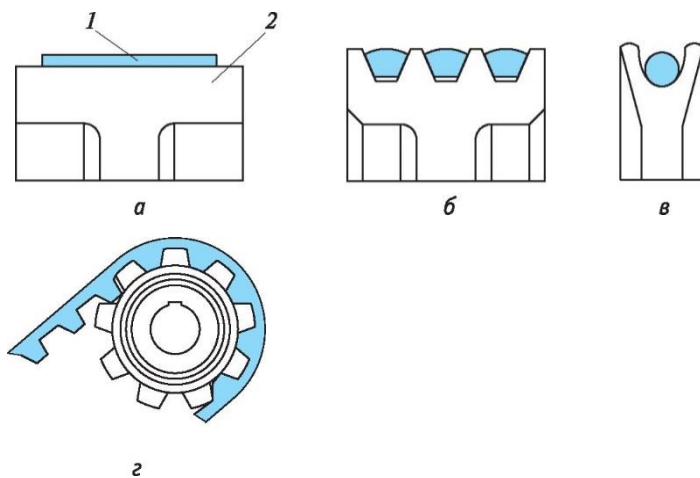
- 1 — жетекші тегершік;
- 2 — жетек тегершік;
- 3 — созылмалы қайыс

- Қалыпты, шусыз және соққысыз жұмыс;
- Пайдалану мен құрастырылымының қарапайымдылығы;
- Үлкен жүктемелерді көтеру қабілеттілігінің арқасында ол қауіпсіз буын болып табылады. Қайыс тек нақты жүктемені бере алады, артып кеткен жағдайда, қайыстың тегершік бойымен сырғанауы орын алады.

Қайысты таратқыштардың кемшілігі:

- Габаритті өлшемдерінің маңыздылығы;
- Қайыстың сырғанауы әсерінен таратқыш қатынасының тұрақсыздығы;
- Біліктермен тіректеріне үлкен жүктеме, ізінше бұл көп қуатты жоғалтуға әкеледі.;
- Қайыстардың төмен деңгейдегі ұзақтылығы (1 000.. .5 000 ч).

Қайысты таратқыштардың материалдары мен жіктелуі. Қайысты таратқыштар қайысты жетектің көлденең қимасы формасымен жіктеледі (5.12 сурет). Қайыстар ауыспалы және соққылы жүктеме кезінде жоғары беріктілігімен басым болуы керек, тегершік бойымен қозғалыс кезінде жоғары үйкеліс коэффициентіне және тозуға беріктілігі жоғары болуы керек.



5.12- сурет. Қайыстар :

а — тегіс; б — сүйір; в — дөңгелек; г — тісті; д — жартылай сүйір; 1 — қайыс; 2 — тегершік

Тегіс қайыстар (5.12 сурет, а) тікбұрышты қималарға ие, тербеліс тұрақтылығына талаптары қатал көліктерде қолданылады. Мұндай қайыстарды, мата жолақтарының соңын байланыстырумен алады (мысалы, резеңкеден, мақтадан, жүннен, капроннан) немесе былғары.

Былғары қайыстар (МемСТ 18679—73) қымбат болғандықтан аз таралған. Олар бір қабатты және екі қабатты болады. Былғары қайыстар 45 м/с дейінгі жылдамдықта жұмыс жасайды және аз немесе орташа қуатты таратқыштарға арналған. Мұндай қайыстар жақсы созылу қабілеттілігімен және ұзақ уақыттығынан басым түседі. Дегенмен былғары қайыстар дымқыл бөлмелерде жұмыс жасауға жарамсыз, себебі олардың ұзындығы ісініп, талап етілетін қуатты бере алмайды.

Резеңке маталық қайыстар (МемСТ 23831—79) кең таралған. Олардың екі түрі бар: -25... + 60 °С температурада жұмыс жасайтын, жалпыға арналған және -45. + 60 °С температурада жұмыс жасайтын аязға төзімді. Резеңке маталық қайыстар мата қаңқасынан және мата төсемелерінің арасындағы резеңкелік жолақтардан тұрады. Төсе ме матасы қайыстарды талап етілетін беріктілікпен және ұзақ уақыттықпен қамтамасыз етеді, ал резеңке байланыстырушы зат болып табылады және қайыс пен тегершік арасындағы үйкеліс коэффициентін арттырады. Қимасы бойынша қабаттарының орналасуына байланысты қайыстар үш типке бөлінеді:

- А типі — қайыстың 30 м/с дейін жылдамдығында аз диаметрлі тегершіктер үшін жиі қолданылатын кесінділік қима;
- Б типі — қайыстың 20 м/с дейін жылдамдықта, ауыр жұмыстар кезінде қолданылатын қабатталып оралған қима;
- В типі — қайыстың 15 м/с жылдамдыққа дейін, аз жүктеме кезінде қолданылатын спиральді оралған қима.

Мақталы тұтас маталы қайыстар (МемСТ 6982—75) бірнеше қабатталған иірілген жіптен тігіледі. Беріктілігін және ұзақ уақыттығын арттыру үшін оларды арнайы озокерит және битум құрамымен сіңдіреді. Мақталы қайыстар ең арзаны, бірақ жүктеу қабілеттілігі мен ұзақ уақыттығы жағынан резеңкелік қайысқа орын береді. Оларды 25 м/с дейін жылдамдықта кішкене қуатты таратқыштар үшін пайдаланады.

Жүнді қайыстар жүнді жіптердің бірнеше қабаттарынан тігеді және арнайы (кендір майдағы қызыл бояумен) құрамымен сіңіртеді. Жүнді қайыстар басқаларға қарағанда, ылғалға, қышқылдар мен сілтілер буына ұшырағыш, серпімділігімен басым түседі және ауыспалы жүктемелерде жақсы жұмыс жасайды. Олар қайыстың 30 м/с дейін жылдамдығында жұмыс жасайды.

Сүйір қайыстар (5.12, б сурет) жиі қолданылады, себебі тегіс қайыстарға қарағанда ұзақ уақыттығы мен және созылмалы қабілеттілігіне ие. Сүйір қайыстар бір уақытта бірнеше білік айналымын

бере алады.

Сүйір қайыстардың кемшілігі тегіс қайыстарға қарағанда тез жүруі кішкене (25 м/с дейін) және КПД төмендеуі.

Жалпыға арналған жетектер үшін сүйір қайыстардың екі түрін жасайды: арқан маталы және арқан баулы. Арқан маталы қайыстар созылмалы жұмыс жасайтын және бірнеше капронды қабаттарда орналасқан арқаннан, сондай ақ қысылумен жұмыс жасайтын резеңкелі қабаттан тұрады. Бұл қабаттар резеңкелік матамен қапталған.

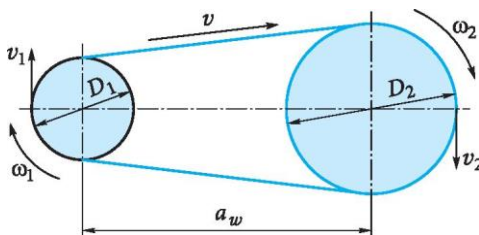
Арқан майлы қайыстарда арқан матаның орнына резеңкелік қабаттан жасалған, қалыңдығы 1,6 және 1,7 мм арқаннан тұратын бір қатар бау қолданылады.

Мұндай қайыстар арқан маталы қайыстарға қарағанда үлкен иілгіштікке ие және аз диаметрлі тегершіктер үшін қолданылады.

Сүйір қайыстар әдетте бірнешедең тұратын тегершік жинағына бекітіледі.

Дөңгелек қайыстар (5.12, в сурет) тұрмыс техникаларда және әдетте әртүрлі құралдар мен тұрмыстық техникалардың мардымсыз жылдамдығындағы таратқыштарға арналған құралдарда қолданылады.

Тісті қайыстар (5.12, г сурет) тегіс қайыстар мен тісті іліністің артықшылықтарын біріктіреді. қайыстың жұмыс бетінде тегершіктердің тістерімен ілініске енетін тістер бар. Тісті қайыстарды жүктемені қабылдаушы болат тросты арматуралайтын, майға төзімді жасанды материалдардан жасайды. Тісті қайыстарды алдын ала созылусыз бекітеді, бұл тіректерге жүкті азайтады және КПД таратқышын арттырады. Себебі қайыс сырғанаусыз жұмыс жасайтындықтан, таратқыш қатынасын беруі тұрақты; одан басқа таратқыш шусыз жұмыс жасайды. Тісті қайыстар 80 м/с дейін жылдамдықта 200 кВт дейінгі қуаттылықты бере алады.



5.13 сурет. Қайысты таратқыштың геометриялық параметрлері

Жартылай сүйір қайыстар (5.12, *д сурет*) құрастырылым жағынан сүйір қайыстарға ұқсас. Жиішке тегіс бөлігінде жасанды жібектен, шыны талшықтан немесе лавсан матадан, диагонали бойынша орналасқан

$$\frac{v_1}{\omega_1} = \frac{a_w D_1}{2} = \frac{v}{\omega_2} = \frac{a_w D_2}{2}$$

бірнеше қабат маталардан тұратын, беріктілігі жоғары бау бар. Мұндай қайыстың қалыңдығы қалыпты қималы сүйір қайыс жиынтығы қалыңдығынан 1,5 — 2 кіші. Қайыстар жоғары иілгіштікке ие және 50 м/с дейін жылдамдықта жұмыс жасай алады.

Қайысты таратқыштың кинематикалық және геометриялық параметрлері. Тегершіктердің шеңберлі жылдамдығын (5.13 сурет) келесі формуламен анықтайды:

мұнда v_1, v_2 — жетекші және жетекті тегершіктерге сәйкес шеңберді жылдамдығы, м/с; ω_1, ω_2 — жетекші және жетекті тегершіктерге сәйкес бұрыштық жылдамдығы, рад/с; D_1, D_2 — жетекші және жетекті тегершіктерге сәйкес диаметрі, м.

жұмыс барысында қайыстың тармақтары әртүрлі созылады. Қайыспен жетекші тегершіктің байланысы кезінде тартылыс күші төмендейді, қайыс қысқарады және тегершік бойымен сырғанамайды. Жетекті тегершікте керісінше, қайыстар тегершікті соза ұзартады. Сырғанап кетуі тегершіктердегі жылдамдықты жоғалтуын бейнелейтін ξ сырғанау коэффициентімен сипатталады:

$$v = v_1 \cdot \xi$$

Есептеулер кезінде $\xi = 0,01 \dots 0,03$ қабылдайды.

Таратқыштың қатынасындағы қайыстың сырғанау есебімен

$$\dots \frac{D_2}{D_1} \text{ ю } n_2 D_1(1 - \nu)$$

Қайысты таратқышты жобалау кезінде тегершік диаметрі, ось аралық қашықтық, қайыс ұзындығы мен кішкене тегершіктегі құлаштау бұрышы есебі анықталады.

Минимальды ось аралық қашықтықты келесі формуламен табады:

Тегіс қайысты таратқыштар үшін $a_{wmin} = 0,5(D_1 + D_2)$, Сүйір қайысты таратқыштар үшін $a_{wmin} = 0,55(D_1 + D_2) + h$, мұнда h — қайыс қимасының биіктігі, мм.

Габаритті өлшемдердің көбеюін болдырмау үшін, ось аралық қашықтықты шектейді:

:

$$a_w \text{ max} = 2(D_1 + D_2)$$

----- Бақылау сұрақтары -----

1. Қайысты таратқыштардың артықшылықтары мен кемшіліктерін атаңыз?
2. Қайыстарды қандай материалдардан жасайды және оларды қайда қолданады?
3. Көлденең қимасы формасына байланысты қайыстарды жіктеңіз.
4. Өртүрлі пішінді қимасы бар қайыстардың артықшылықтары мен кемшіліктері қандай, сондай-ақ оларды қайда қолданады ?
5. Қайысты таратқыштың байланысын қалай анықтауға болады?
6. Тегершіктерде қайыстар неге сырғанайды?
7. Қайысты таратқыштардың қандай негізгі геометриялық сипаттамасын білесіздер?

5.7. Тізбекті таратқыштар

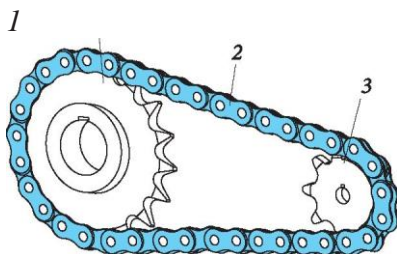
Тізбекті таратқыштар (5.14 сурет) қарапайым жағдайда бастаушы 3 және жетекті 1 екі жұлдызшадан және тізбектен 2 тұрады. Тізбек екі немесе одан көп жұлдызшаны құрайды. Үлкен жүктемеде және жылдамдықта жұмыс жасайтын таратқыштар, қоғаушы қаптаманы сыйдырады және тартылатын құрылғылармен және майлаушы тәсілдерімен жабдықтайды.

Тізбекті таратқыштар үлкен қашықтыққа (8 м дейін) сырғанаусыз берілу үшін қолданылады. Тізбекті таратқышта берілетін қуат 100 кВт

аспайды. Ақырын жүретін таратқыштар үшін (тізбек жылдамдығы $v < 2$ м/с) таратқыш қатынасы $i = 7 \dots 15$, орташа жылдамдықты таратқыш үшін ($v = 2 \dots 6$ м/с) $i = 3 \dots 6$; тез жүретін таратқыштар үшін ($v = 6.15$ м/с) $i < 3$.

Тізбекті таратқыштың негізгі артықшылықтары:

- Қайысты таратқышқа қарағанда ықшамдылығы;
- Қайысты таратқыштарға қарағанда білікке түскен жүктемесі кішкене, себебі тізбекті алдын ала тарту аса үлкен емес.
- Жоғары КПД ($\eta = 0,95.0,98$);



5.14 сурет. Тізбекті таратқыштар:

1 — жетекші жұлдызша; 2 — тізбек; 3 — жетекті жұлдызша

- Бір тізбекті таратқыштың бірнеше білікті айналу мүмкіндігі;
- Сырғанаудың болмауы.

Тізбекті таратқыштың кемшілігі, тізбектің жеке буындардан тұратыны және жұлдызша шеңбер бойынша емес, көпжақтылығымен орналасатыны болып табылады, сондай-ақ басқа да төмендегідей ерекшеліктері бар:

- Топсаларының қарқынды тозуы және тізбектің тартылуы;
- Жұмыс кезіндегі шу;
- Қосымша динамикалық жүктеме;
- Тізбек жылдамдығының тұрақсыздығы, әсіресе жұлдызшадағы тістер санының аз болуы кезінде көрінеді;
- Қайысты таратқыштың қарағанда, білікті қондыруда өте жоғары дәлдікті қажет етеді;
- Жұлдызшалардың топсаларына майлау материалдарын енгізу қиындығы;
- Қозғалысты үзіліссіз реверсивтеу мүмкін еместігі;
- Сыртқа тебуші күшінің өсуі нәтижесінде салыстырмалы түрде кішкене шеңберлі жылдамдығы;
- Жоғары бағасы.

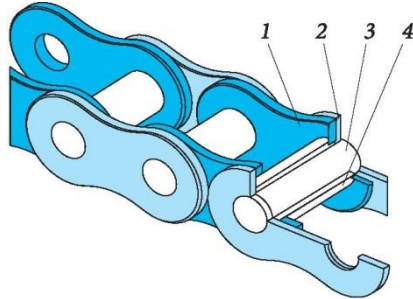
Тізбекті таратқыштар жай жүретін механизмдерінде: конвейерде, ауыл шаруашылық, химиялық, ағаш өңдеу машиналарында кеңінен таралған.

Тізбектің құрастырылымдары мен түрлері. Тізбектің ең көп таралған түрлері тығынды, дөңгелекті (МемСТ 13568—97), тісті (МемСТ 13552—81) және қалыпқа келтірілген болып табылады.

Тығынды тізбек (5.15 сурет) білікшелерді бос айналатын 3, тығындарда сығымдалған 4, ішкі тілімшеден 1 тұрады.

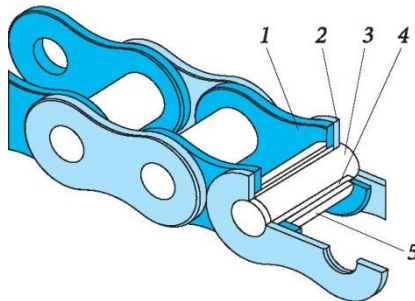
5.15 - сурет. Тығынды тізбек:

1 — ішкі тілімше; 2 — сыртқы тілімше; 3 — білікшелер; 4 — тығындар



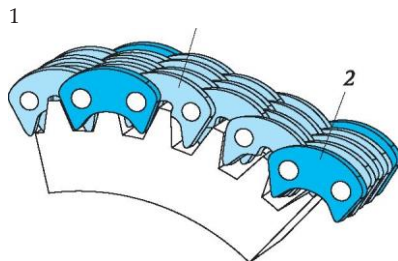
5.16 - сурет. Дөңгелекті тізбек:

1 — ішкі тілімшелер; 2 — сыртқы тілімшелер; 3 — білікшелер; 4 — тығындар; 5 — дөңгелектері



5.17 - сурет. Тісті тізбек :

1 — жұмыс тілімшелері; 2 — тілімшелердің бағыты



Білікшелерде 3 сыртқы тілімшелері 2 сығылған. Бұл сыртқы тілімшелерге 2қатысты ішкі тілімшелерді 1оңай аударуға мүмкіндік береді, сонымен бірге өзара сырғанау тығындар 4 мен білікшелер 3 арасында жүзеге асады.

Стандартты тығыны тізбектер екі түрінде шығарылады: бірқатарлы (ПВ) және екі қатарлы (2ПВ). Бұл тізбектер құрастырылымы бойынша қарапайым, аз салмаққа және кішкене бағаға ие. Сонымен қатар, бұл тізбектер тозуға бекемдігі аз, ізінше тек аз жылдамдықта (10 м/с дейін) ғана қолданылады.

Дөңгелекті тізбек (5.16 - сурет) тығынды тізбектен айырмашылығы оның тығынында 4 айналатын дөңгелектер 5 оңай орнатылады. Дөңгелектер сырғанау үйкелісін тербелу үйкелісімен алмастыра жұлдызшалар тістері бойымен домалайды, осы кезде тізбектің тозуы азырақ болады. Дөңгелекті тізбектер 20 м/с дейін шеңберлі жылдамдығы кезіндегі таратқыштарда қолданылады.

Тісті тізбек (5.17 сурет) 2 тісті 1 жұмыс тілімшесінен және олардың арасында жұлдызшалар тістеріне арналған ойыс жинағынан тұрады. Тізбектерді тербеліс үйкелісіне топсаларымен дайындайды. Жұмыс барысында тізбек жұлдызшалардан шықпау үшін, тізбектің ортаңғы бөлігіне немесе жандарына бағытталған екі тілімшені бекітеді. Егер бұл тілімшелерді тізбектің ортасына қондырса, онда жұлдызшаға арнайы бунақ жасайды.

Тісті тізбектер тістерімен жұлдызшаларға жақсы ілінетіндіктен тығынды және дөңгелектерге қарағанда шуының қарқындылығы төмен. Тісті тізбектің қалыңдығы шексіз болғандықтан, тісті тізбектерді, тізбектердің басқа түрлеріне қарағандағы қуатты таратқыш үшін қолдануға болады. Бірақ бұл тізбектер жоғары салмаққа ие, дайындалуда қиын, қымбат және сондықтан шексіз қолданысқа ие.

Қалыпқа келтірілген тізбектер көбінесе ауыл шаруашылық машиналарында, сондай-ақ ауыр және тарту тізбектерінде (мысалы термиялық пештің қақпағын көтеру үшін) 3...4 м/с дейін жылдамдықтағы қуатты беру үшін қолданылады. Тізбектің буындарын 30Г жолақты болаттан қалыптайды немесе қақталған шойыннан құяды.

Таратқыштың негізгі геометриялық параметрлері жоғарыда аталғандай, жұлдызда тізбек шеңбері бойынша емес, көпбұрышты орналасқан. Неғұрлым көпбұрыштың шындары көп болса, соғұрлым шу деңгейі төмен және тізбек жұмыс жасау қалпы жоғары болады. Бұл кішкентай жұлдызшаның тістер ең төменгі санына шектеу қояды z_x (5.1 кесте).

Әдетті жұлдызша тістері тақ санын және тізбек буындарының жұп санын алады, бұл таратқыштың бірқалыпты тозуына әкеледі. Одан басқа, тізбек буынының жұп саны арнайы өтпелі буынның қажеттілігін болдырмайды.

5.1 кесте. Таратқыш қатынасына байланысты кішкене жұлдызшаның тістер саны

Тізбек	z_1 кезінде i					
	1	2	3	4	5	6
Дөңгелекті және тығынды тісті	31 40	27 35	25 31	23 27	21 23	17 19

Тізбектің негізгі ерекшелігі – тізбектің тасымалдау қабілетіне қатысты, екі іргелес дөңгелектер осының арақашықтығы - t оның қадамы болып табылады. Бір жағынан, тізбектің статикалық жүктеу қабілеттілігі қадамның көбеюімен артады, себебі осы кезде дөңгелектердің диаметрі және жұлдызшаның ауданымен жанасуы үлкейеді. Басқа жағынан, жұлдызшаға тізбектің шабуылы кезінде пайда болатын соққылар ізінен, динамикалық жүктелуді төмендету үшін тізбектің қадамын аз таңдаған жөн.

Жұлдызшаның бөлгіш шеңберлі диаметрі, мм:

$$d = t$$

$$\sin(180^\circ / z)'$$

мұнда t — тізбек қадамы, мм; z — жұлдызша тістерінің саны.

Жұлдызша тістері ұшының диаметрі

$$d_a = t [\text{ctg}(180^\circ/z) + 0,5].$$

Егер кішкене жұлдызшаның құлаштау бұрышы 120° кем болса, онда ең төменгі ось аралық қашықтықтағы таратқышты, мм, эмпириялық формуламен табуға болады:

$$a_w \text{ min} = -I^2 + (30...50);$$

оңтайлы ось аралық қашықтық, мм:

$$a_w = (30... 50)t,$$

мұнда d_{a1} , d_{a2} — жетекші және жетекті жұлдызшаларға сәйкес тістер шыңының диаметрі мм; t — тізбектің қадамы, мм.

Тізбекті таратқыштың орташа таратқышқа қатынасы:

$$. = \gamma_1 = z_2$$

$$\gamma_1 z_1'$$

Мұнда γ_1 , γ_2 — жетекші және жетекті біліктердің сәйкес бұрыштық жылдамдығы, рад/с; z_2 , z_1 — жетекші және жетекті жұлдызшалардың сәйкес тістер саны.

Тізбектің орташа жылдамдығы

$$v = \frac{z \text{trn}}{2\pi}$$

мұнда z — жұлдызша тістерінің саны; t — тізбек қадамы, мм; γ — бұрыштық жылдамдығы, рад/с.

1. Тісті таратқыштың қалай орналасқан?
2. Тізбекті таратқыштың артықшылықтары мен кемшіліктерін атаңыз?
3. Тізбектердің қандай түрлерін білесіздер және олар қалай қолданылады?
4. Тығынды және дөңгелекті тізбектердің айырмашылығы қандай?
5. Тісті тізбектің құрастырылымы қандай? Тығынды және дөңгелекті тізбекпен салыстырмалы түрде оның артықшылықтары мен кемшіліктері қандай?
6. Тізбекті таратқыштың негізгі геометриялық параметрлерін атаңыздар.
7. Неліктен тізбекті таратқышқа қатысты тек орташа берілетін таратқыш және бастаушы жұлдызшаның орташа шеңберлік жылдамдығы туралы айтуға болады?

ПІ - кесте. 1 ден 950 мм –ге дейін қалыпты сызықты өлшемдер
(МемСТ 6636—69 ред. 1990 ж.)

Қатарлар											
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40
1,0	1,0	1,0	1,00	4,0	4,0	4,0	4,0	16	16	16	16
			1,05				4,2				17
		1,1	1,10			4,5	4,5			18	18
			1,15				4,8				19
	1,2	1,2	1,2		5,0	5,0	5,0		20	20	20
			1,3				5,3				21
		1,4	1,4			5,6	5,6			22	22
			1,5				6,0				24
1,6	1,6	1,6	1,6	6,3	6,3	6,3	6,3	25	25	25	25
			1,7				6,7				26
		1,8	1,8			7,1	7,1			28	28
			1,9				7,5				30
	2,0	2,0	2,0		8,0	8,0	8,0		32	32	32
			2,1				8,5				34
		2,2	2,2			9,0	9,0			36	36
			2,4				9,5				38
2,5	2,5	2,5	2,5	10	10	10	10,0	40	40	40	40
			2,6				10,5				42
		2,8	2,8			11	11,0			45	45
			3,0				11,5				48
	3,2	3,2	3,2		12	12	12		50	50	50
			3,4				13				53
		3,6	3,6			14	14			56	56
			3,8				15				60

қатары

Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40
63	63	63	63	160	160	160	160	400	400	400	400
			67				170				420
		71	71			180	180			450	450
			75				190				480
	80	80	80		200	200	200		500	500	500
			85				210				530
		90	90			220	220			560	560
			95				240				600
100	100	100	100	250	250	250	250	630	630	630	630
			105				260				670
		110	110			280	280			710	710
			120				300				750
	125	125	125		320	320	320		800	800	800
			130				340				850
		140	140			360	360			900	900
			150				380				950

Ескерту. Аса ірі градациялы қатарға назар аударғаныңыз жөн, былайша айтқанда Ra 5 қатары Ra 10 қатарына назар аударыңыз; Ra 10 қатары — Ra 20 қатарына ; Ra 20 қатар—Ra 40 қатарына.

П2 - кесте. Метрикалық кесіндінің өлшемдері, мм (МемСТ 9150—81)

d = D	P	d ₂ =D ₂	d _L = D _L	d ₃	d = D	P	d ₂ =D ₂	d _L =D _L	d ₃
6	1	5,350	4,917	4,713	10	1	9,350	8,917	8,773
	0,75	5,513	5,188	5,080		0,75	9,513	9,188	9,080
	0,5	5,675	5,459	5,387		0,5	9,675	9,459	9,387
8	1,25	7,188	6,647	6,466	12	1,75	10,863	10,106	9,853
	1	7,350	6,917	6,773		1,5	11,026	10,376	10,160
	0,75	7,513	7,188	7,080		1,25	11,188	10,647	10,466
	0,5	7,675	7,454	7,387		1	11,350	10,917	10,773
	1,5	9,026	8,376	8,160		0,75	11,513	11,188	11,080
	1,25	9,188	8,647	8,466		0,5	11,675	11,459	11,387

$d = D$	P	$d_2 = D_2$	$d_L = D_1$	d_3	$d = D$	P	$d_2 = D_2$	$d_L = D_1$	d_3
14	2	12,701	11,836	11,546	22	0,75	21,513	21,188	21,080
	1,5	13,026	12,376	12,160		0,5	21,675	21,459	21,387
	1,25	13,188	12,647	12,466	24	3	22,051	20,752	20,319
	1	13,350	12,917	12,773		2	22,701	21,835	21,546
	0,75	13,513	13,188	13,080		1,5	23,026	22,376	22,160
	0,5	13,675	13,459	13,387		1	23,350	22,917	22,773
16	2	14,701	13,835	13,546		0,75	23,513	23,188	23,080
	1,5	15,026	14,376	14,160	28	2	26,701	25,835	25,546
	1	15,350	14,917	14,773		1,5	27,026	26,376	26,160
	0,75	15,513	15,188	15,080		1	27,350	26,917	26,773
	0,5	15,675	15,459	15,387	30	3,5	27,727	26,211	25,706
18	2,5	16,376	15,294	14,933		3	28,051	26,752	26,319
	2	16,701	15,835	15,546		2	28,701	27,835	27,546
	1,5	17,026	16,376	16,160		1,5	29,026	28,376	28,160
	1	17,350	16,917	16,773		1	29,350	28,917	28,773
	0,75	17,513	17,188	17,080		0,75	29,513	29,188	29,080
	0,5	17,675	17,459	17,387	32	2	30,701	29,835	29,546
20	2,5	18,376	17,294	16,933		1,5	31,026	30,376	30,160
	2	18,701	17,835	17,546	36	4	33,402	31,670	31,093
	1,5	19,026	18,376	18,160		3	34,051	32,752	32,319
	1	19,350	18,917	18,773		2	34,701	33,835	33,546
	0,75	19,513	19,188	19,080		1,5	35,026	34,376	34,160
	0,5	19,675	19,459	19,387		1	35,350	34,917	34,773
22	2,5	20,376	19,294	18,933	40	3	38,051	36,752	36,319
	2	20,701	19,835	19,546		2	38,701	37,835	37,546
	1,5	21,026	20,376	20,160		1,5	39,026	38,376	38,160
	1	21,350	20,917	20,773					

ПЗ - кесте. Ойма кілтекті тік айналмалы байланыстар өлшемдері, мм (МемСТ 1139—80)

$z \times d \times D$	Тістер саны z	d	D	b	$C \Phi$ и $\Phi \Phi$ I	a , кемінде	$V - \Phi$ $\Phi \Phi$ $\Phi \Phi$ I	Сериясы
6 x 23 x 26	6	23	26	6	22,1	3,54	0,2	жеңіл
6 x 26 x 30	6	26	30	6	24,6	3,85	0,2	

D	b	h	l		t ₁	t ₂	γ _{min}	γ _{max}	K	
12	..17	5	5	10.	56	3	2,3	0,16	0,25	2,3
17	..22	6	6	14.	70	3,5	2,8			2,6
22	.30	8	7	18.	90	4	3,3			3,0
30	.38	10	8	22.	110	5	3,3	0,25	0,4	3,5
38	.44	12	8	28.	140	5	3,3			3,6
44	.50	14	9	36.	160	5,5	3,8			4,0
50	.58	16	10	45.	180	6	4,3			4,3
58	.65	18	11	50.	200	7	4,4			4,8
65	.75	20	12	56.	220	7,5	4,9	0,4	0,6	5,2
75	.85	22	14	63.	250	9	5,4			6,0
85	.95	25	14	80.	320	9	5,4			6,2

Ескеру: 1. Мәні: d — білік диаметрі; b — кілтек қалыңдығы; l — кілтек ұзындығы; t₁ — білік жігінің тереңдігі; t₂ — тығын жігінің тереңдігі; γ_{min} — жік қабырғасының шамалы дөңгеленуі; γ_{max} — жік қабырғасының барынша дөңгеленуі; K — жұмарланған кілтекті есептеуге арналған анықтамалық K « h - t₁.

2. l ұзындықты мына қатардан тұрады: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160 мм.

Осы өлшемді керткітердің шартты мәндері b = 18 мм, h = 11 мм, l = 110 мм: Шпонка 18 x 11 x 110.

П5 - кесте. Сүйір қайыс қимасының мәндері

Берілетін қуат, кВт	Жылдамдықтағы қайыс қимасының мәндері, м/с		
	5- ке дейін	5тен 10-ға дейін	10-нан аса
До 1	Z, A	Z, A	Z
1. 2,2	Z, A, B	Z, A	Z, A
2. 4	A, B	Z, A, B	Z, A
4. 7,5	B, C	A, B	A, B
7,5.15	C	B, C	B C
15. 30	—	C	C, D
30. 60	—	D, E	C, D
60. 120	—	E	D E
120. 200	—	E, EO	D E
200 аса	—	—	E, EO

П6 - кесте. Бір қайыспен берілетін, сүйір қайысты таратқышты және қуатты кішкене тегершігінің есеп диаметрі

Қайыс қимасының Кішкене тегершіктің өлшемі, мм		Бір қайысты берілетін қуат, кВт, қайыстың жылдамдығы кезінде, м/с					
		2	5	10	15	20	25
	63	0,15	0,36	0,69	1,03	1,26	1,18
	71	0,17	0,39	0,78	1,15	1,38	1,26
	80	0,20	0,45	0,85	1,21	1,51	1,47
	90 көп емес	0,21	0,49	0,93	1,33	1,67	1,62
<i>A</i>	90	0,37	0,74	1,33	1,69	1,84	1,69
	100	0,37	0,81	1,40	1,87	1,99	1,91
	112	0,37	0,81	1,47	2,03	2,41	2,29
	125 көп емес	0,44	0,96	1,69	2,29	2,65	2,65
<i>B</i>	125	0,59	1,10	2,06	2,88	2,94	2,50
	140	0,66	1,25	2,23	3,16	3,60	3,24
	160	0,74	1,40	2,50	3,60	4,35	4,35
	180 көп емес	0,81	1,55	2,72	3,82	4,71	4,94
<i>C</i>	200	1,03	2,14	3,68	5,28	6,25	5,90
	224	1,10	2,42	4,27	5,97	7,15	6,70
	250	1,25	2,65	4,64	6,34	7,50	7,73
	280	1,33	2,88	5,00	7,07	7,80	8,10
<i>D</i>	315	—	4,71	8,45	11,02	11,90	10,08
	355	—	5,15	9,20	12,08	13,72	13,32
	400	—	5,59	10,08	13,52	15,72	15,80
	450	—	6,10	10,98	14,56	17,00	17,25
<i>E</i>	500	—	7,35	14,00	18,40	20,46	20,46
	560	—	8,45	15,25	20,00	23,60	24,30
	600	—	9,43	16,08	22,30	26,50	27,50
	710	—	9,80	18,00	24,10	29,00	31,20
<i>EO</i>	800	—	11,75	21,80	31,00	36,80	39,70
	900	—	13,10	25,20	34,60	40,60	44,90
	1000	—	14,35	27,20	38,20	44,90	49,30

П7 - кесте. Кейбір параметрлерінің мәндері m , q и zF_1 бұрандалы таратқыштар (МемСТ 2144-76)

z_1	2; 2,5			3		3,5		4				5		
q	10	12	16*	10	12	12*	14*	9	10	12*	16*	9	12	16*

П7 кестесінің аяқталуы

z_1	6		7			8				10		
q	9	10	9	10	12	8	9	10	12	8	10	12*

Ескерту. Кіріс саны z_1 барлық q мәндері үшін 1, 2, 4 тең. Жұлдызшамен белгіленген, $z_1 = 1$.

П8 Кесте. Тізбектегі тоспасындағы мүмкін болатын қысым

mT_1 , рад/с	[р], МПа, тізбек қадамы кезінде t , мм			
	12,7 ...15,875	19,05.25,4	31,75.38,1	44,45.50,8
5,2	34,3	34,3	34,3	34,3
21	30,9	29,4	28,1	25,7
42	28,1	25,7	23,7	20,6
63	25,7	22,9	20,6	17,2
84	23,7	20,6	18,1	14,7
105	22,0	18,6	16,3	—
126	20,6	17,2	14,7	—
167	18,1	14,7	—	—
210	16,3	—	—	—
250	14,7	—	—	—
293	13,4	—	—	—
335	—	—	—	—

П9 кесте. Әр түрлі тізбектер үшін кішкене жұлдызшаның айналу жиілігі және мүмкін болатын бұрыштық жылдамдығы

	f, мм кезінде рад/с,							
z_1	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Тығынды және дөңгелекті тізбектер үшін								
15	240/2650	200/1900	141/1450	120/950	104/690	78/520	68/450	63/420
23	262/2900	220/2070	157/1580	131/1030	115/750	84/560	78/520	68/450
30	272/3000	230/2150	162/1650	136/1070	115/780	89/590	78/540	73/480
Тісті тізбектер үшін								
17...35	346/3300	277/2650	230/2200	173/1650	136/1300	—	—	—

ескерту. Алымында — бұрыштық жылдамдық, рад/с, бөлімінде — жұлдызшаның айналу жиілігі

Әдебиеттер тізімі

1. *Аркуша А.И.* Техникалық механика: теориялық механика және материалдарының кедергісі : оқулық / А.И.Аркуша. — М. : жоғ.мек., 2000. — 359 б.
2. *Верейна Л.И.* Техникалық механика : оқулық/ Л.И.Верейна, М.М.Краснов. — М. : «Академия» баспа орталығы, 2014. — 352 б.
3. *Завистовский В.Э.* Техникалық механика / В.Э.Завистовский, Н.М.Захаров. — Минск : Амалфея, 2000. — 416 б.
4. *Ицкович Г. М.* Материалдардың кедергісі : оқулық / Г. М. Ицкович. — М. : жоғ.мек., 1982. — 383 б.
5. *Олофинская В.П.* Техникалық механика / В.П.Олофинская. — М. : Инфра-М, 2002. — 132 б.
6. *Олофинская В. П.* Техникалық механика : практикалық және тесттік тапсырмалары бар дәрістер курсы / В.П.Олофинская. — М. : Инфра-М, 2007. — 349 б.
7. *Сапрыкин В. Н.* Техникалық механика / В. Н. Сапрыкин. — Ростов н/Д. : Феникс, 2003. — 560 б.
8. *Цивильский В.Л.* Техникалық механика: Теориялық механика және материалдардың кедергісі / В.Л. Цивильский. — М. : жоғ.мект., 2005. — 368 б.

МАЗМҰНЫ

Алғы сөз	4
1 тарау. Машинаның механизмдері туралы жалпы мәліметтер	5
1.1. Негізгі түсініктер	5
1.2. Қоскинематика	7
1.3. Машина тетіктерінің жұмысқа қабілеттіліктері	11
2 тарау. Теориялық механика (статика бөлімі).....	16
2.1. Негізгі терминдер, анықтамалар және аксиомалар	16
2.2. Жинақталатын жазық күштер жүйесі	21
2.3. Нүктеге қатысты күш моменті. Қоскүш және қоскүш моменті. ..	26
2.4. Кез келген жазық күштер жүйесі	28
2.5. Күштің кеңістіктік жүйесі	34
2.6. Үйкеліс	37
3 тарау. Материалдар кедергісі	41
3.1. Негізгі ережелер	41
3.2. Созылу және сығылу	45
3.3. Ығысу	50
3.4. Бұралу	53
3.5. Иілу	59
4 тарау. Машиналардың тетіктері туралы мәліметтер	69
4.1. Жалпы қолданыстағы тетіктердің және құрастырма бірліктердің жіктеулері	69
4.2. Осьтер және біліктер	69
4.3. осьтер мен біліктердің тіректері	73
4.4. Муфталар	78
4.5. Серіппелер	86
4.6. Ажырамалы қосылыстар.....	89
4.6.1. Бұрандалы қосылыс	89
4.6.2. Буатты қосылыс	96
4.6.3. Оймакілтекті қосылыс	98
4.7. Ажыратылмайтын қосылыс	100
4.7.1. Тойтармалы қосылыс	100
4.7.2. Дәнекерлік қосылыс	104
5 тарау. Механикалық таратқыштар	107
5.1. Жалпы мәліметтер	107
5.2. Фрикциондық таратқыш	109
5.3. Тісті таратқыш	112
5.4. Бұрамдықты таратқыш.....	117
5.5. Сомын-бұрандалы таратқыш.....	120
5.6. Қайысты таратқыш.....	122
5.7. Тізбекті таратқыш.....	127
Қосымша	133
Әдебиеттер тізімі	141

Оқу құралы басылымы

Опарин Игорь Станиславович
Техникалық механика негіздері

Оқулық

6-шы баспа, стереотипті

Редактор *И. С. Форстен*
Техникалық редактор *О. Н. Крайнова*
Компьютерлік беттеу: *А. В. Бобылёва*
Корректор *Н. С. Потёмкин*

Басп. № 106113338. 11.07.2016ж. мөрге қол қойылды Формат 60 x 90/16.
Гарнитура «Миньон». Офсетті баспа. Офс.қағаз. № 1. Бет.бас.шарт. 9,0.
Тираж 1000 дана. Тапсырыс №

«Академия»баспа орталығы». ААҚ www.academia-moscow.ru
129085, Мәскеу, Бейбітшілік даң., 101В, 1 б..
Тел./факс: (495) 648-05-07, 616-00-29.

Санитарлық-эпидемиологиялық қорытынды 31.05.2016ж. № РОСС
Ки.ПЩ01.И00695.

Ульяновский Баспа үйінде басылып шығарылды.