

ТЕХНИКАЛЫҚ МЕХАНИКА НЕГІЗДЕРІ

«Білім беруді дамытудың федералды институты» федералдық мемлекеттік мекемесі орта кәсіптік білім беру бағдарламаларын іске асыратын білім беру мекемелеріне оқу құралы ретінде
ҰСЫНЫЛҒАН.

6-басылым, стереотипті



Мәскеу
«Академия» баспа ортылығы
2016

ӘОЖ 621(075.9)
КБЖ 30.12

Бұл кітап Қазақстан Республикасының Білім және ғылым министрлігі және «Кәсіпқор» холдингі» КЕАҚ арасында жасалған шартқа сәйкес «ТКББ жүйесі үшін шетел әдебиетін сатып алуды және аударуды ұйымдастыру бойынша 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@dcbg.kz

«Үдіксіз кәсіби білім беру» сериясы

Пікір берушілер:

Мәскеу қ. «№31 политехникалық колледжі» ОКБ МБМ жоғары біліктілік санатындағы оқытушы — Н. А. Боженюк;

В.П.Горячкин ат. Мәскеу мемлекеттік агроинженерлік университетінің профессоры, пед.ғыл.докторы, техн ғылымд.кандидаты — Г. Н. Стайнов

Вереина Л.И.

В313 Техникалық механика негіздері: оқу құралы / Л. И. Вереина, М. М. Краснов. — 6-ы стереотипті басылым — М.: «Академия» баспа орталығы, 2016. — 80 б.

ISBN 978-601-333-295-6 (каз.)

ISBN 978-5-4468-2880-7 (рус.)

Оқу құралында теориялық механика және материалдар қарсылығының негіздері көрсетілген, мынадай негізгі ұғымдарға анықтамалар берілген: «бөлшек», «механизм», «машина», «беріліс». Сондай-ақ, редакторлар туралы мәліметтер берілген. Бөлшектердің ажыратылатын және ажыратылмайтын: дөнекерленген, жапсарланған, желімделген, бұрандалы, сыналы, штифті қосындылары қарастырылған. Оқу құралында көптеген мысалдар келтірілген, көрнекі материалдарына бай, түсінікті әрі логикалық тілмен жазылған.

Жұмысшыларды дайындау, қайта даярлау, біліктілігін арттыру үшін қолданылады. Орташа кәсіби білім беру мекемелерінде пайдаланылуы мүмкін.

ӘОЖ 621(075.9)
КБЖ 30.12

ISBN 978-601-333-295-6 (каз.)
ISBN 978-5-4468-2880-7 (рус.)

© Вереина Л.И., Краснов М.М., 2007
© «Академия» білім беру-баспа орталығы, 2007
© Рәсімдеу. «Академия» баспа орталығы, 2007

Оқырманға

Техникалық механиканы білу – машина құрылысы мамандықтарын оқыту және мамандықтарын меңгерудің негізі, себебі барлық машиналар механизмдерден, үйіндерден және конструктивті ерекшеліктері әр түрлі бөлшектерден тұрады. Техникалық механика келесі пәндерді қамтиды: «Теориялық механика», «Материалдардың қарсылығы», «Машиналар және механизмдердің бөлшектері».

Оқу құралының арқасында төмендегілерді білетін боласыз:

- Машиналарда әр түрлі бөлшектер пайдаланылады;
- Түйіндерді жинау кезінде ажыратылатын және ажыратылмайтын қосындылар пайдаланылады;
- Қозғалмайтын ажыратылмайтын қосындылар дәнекерлеумен, пісірумен, желімдеумен, шегелеумен, сондай-ақ, тартып отырғызудың көмегімен орындалады;
- Ажыратылатын қосындыларды сына пайдалана отырып бұрандада, кілтекте жинайды;
- Бір буыннан екінші буынға қарай жасалатын айналу қозғалысын: фрикциялық, белдікті, тісті, бұрамдықты, шыңжырлы берілістерді пайдалана отырып жүзеге асырады;
- Айналмалы қозғалысты тік сызықты ілгерілмелі қозғалысқа айналдыру үшін төрткілдеш берілістерді және бұранда-сомын берілістері, қосиін-бұлғақ және жұдырықты механизмдерді пайдаланады;
- Айналмалы қозғалысты орындаушы органға беру кезінде қуатты арттыру үшін (айналым жиілігін төмендету кезінде) бөлек тұрқыдағы бірнеше тісті берілістерді пайдаланады; осындай механизм бәсеңдеткіш деп аталады

Оқу құралының арқасында төмендегілерді жүзеге асыра аласыз:

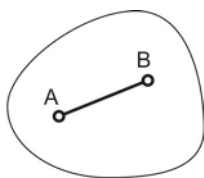
- Қатты денелер тепе-теңдігі шартын жасау;
- Тәжірибе жолымен күрделі машиналардың, мысалы, ұшақтардың, өзі аударғыш машиналардың және өзге де техниканың ауырлық орталығы жағдайын анықтау;
- Эпюралар салу, созу және қысу кезінде төзімділікті тексеру бойынша есептеулер жасау.

Теориялық механика негіздері

Теориялық механика — ол денелердің механикалық қозғалысы зерттелетін және осы қозғалыстың жалпы заңдары белгіленетін ғылым. Теориялық механика статикаға, кинематикаға және динамикаға бөлінеді.

1.1. Статиканың негізгі ұғымдары мен аксиомалары

Статика — бұл теориялық механиканың материалдық нүктелерге әрекет етуші күштерді тепе-теңдікке келтіру және тепе-теңдік шарттары зерттелетін бөлімі. Табиғатта кездесетін материалдық денелер түсірілген күштің әсерінен белгілі бір дәрежеде деформациялануға, яғни оларды құрайтын бөлшектердің өзара орналасуын өзгертудің салдарынан пішінін өзгертуге қабілетті. Бірақ, қатты денелердің басым көпшілігінде (металлдарда, ағаштарда) қалыпты жағдайларда осы деформациялар елеместей аз. Осыған байланысты механикаға абсолютті қатты дене ұғымы енгізіледі.



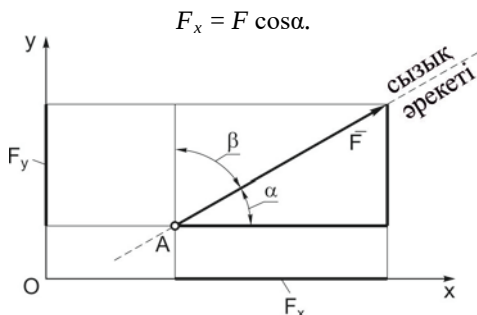
1.1- сур.

Абсолютті қатты дене деп оның екі нүктесінің арасындағы арақашықтық әр уақытта өзгеріссіз қала беретін денені айтамыз. 1.1-суретте арақашықтық $AB = \text{const}$. Статикада біз барлық денелерде абсолютті қатты деп қарастырамыз, ары қарай қысқа болу үшін оларды қатты денелер немесе жай денелер деп атаймыз.

Статикада күш негізгі ұғым болып табылады. **Күш** деп бір денелердің екінші денелерге механикалық әсер ету шегі болып табылатын векторлы көлемді айтамыз.

Механикалық әсер ету нәтижесінде уақыт өте келе осы денелердің кеңістіктегі өзара орналасуының өзгеруі (механикалық қозғалыс) немесе осы денелер бөлшектерінің өзара орналасуының өзгеруі (деформация) орын алатын материалдық денелердің өзара әрекеттесуі болып табылады. Мысалы, бөлшектерді қалыптау кезінде жоғарғы штамп құлап жатып төменгі штамппен әрекеттесудің нәтижесінде тоқтайды. Егер олардың арасына дайындаманы салатын болсақ, осындай әрекеттесудің нәтижесінде дайындаманың деформациясы орын алады.

F күшінің векторлық көлем ретінде F модулі, түсіру нүктесі A және бағыты (күштің әсер ету сызығы) бар (1.2-сурет). F күш векторының y координат өсіне кескіні төменгі жолмен анықталады. F күшінің векторына катеттері Ox және Oy осьтеріне параллельді орналасқан, ал гипотенузасы ретінде F күш болатын тік бұрышты үшбұрыш салады. Ox өсіне параллельді катет осы күштің осы оське кескіні болып табылады:



Oy өсіне параллельді катет F күшінің осы оське кескіні болады:

$$F_y = F \cos \beta.$$

F векторының модулі, яғни күштің мәні Пифагор теоремасы бойынша анықталады:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

Келесі анықтамаларды енгізейік.

Материалдық нүкте — осы дененің бүкіл салмағын ойша нүктеге жібере отырып мөлшерін елемеуге болатын абсолютті қатты дене. Мысалы, серіктің ғаламшар айналасындағы қозғалысын материалдық нүкте қозғалысы ретінде қарастыруға болады, себебі серіктің мөлшері ғаламшар мөлшерімен салыстырғанда елеусіз аз.

Күштер жүйесі — осы денеге әрекет етуші бірнеше күштердің жиынтығы деп аталады. Екі жүйе бірдей денеде жұмыс істейтін болса, олар бірдей механикалық әсерге ие болған жағдайда, баламалы деп аталады.

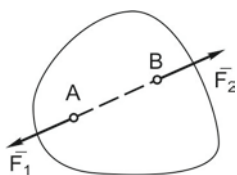
Дене бөлшектеріне өзге материалдық дене жағынан әсер етуші күштер **сыртқы күштер** деп аталады. Осы дене бөлшектеріне осы дененің өзге де бөлшектері жағынан әсер етуші күштер **ішкі күштер** деп аталады.

Егер осы күштер жүйесінің әсерінен бос дене тыныштықта бола алатын болса, онда осындай күштер жүйесі **теңестірілген** немесе **нөлге балама жүйе** деп аталады.

Егер күштер жүйесі бір күшке балама болса, онда бұл күш осы күштер жүйесінің тең әсерлі күші деп аталады.

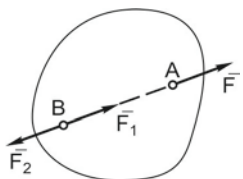
Денеге бір нүктеде түсірілген күш **шоғырланған күш** деп аталады. Дене бетінің белгілі бір бөлігіне әсер етуші күш үлестірілген күш деп аталады.

Статиканың барлық теоремалары мен теңдіктері математикалық дәлелдемелерсіз қабылданатын және **аксиома** деп аталатын бірнеше бастапқы ережелерге негізделеді. Статика аксиомалары адамзаттың жинақталған білімдер нәтижесі болып табылады және объективті процесстерді көрсетеді. Осы аксиомалардың дұрыстығы көптеген тәжірибелермен және бақылаулармен расталады.



1.3-сур.

1- аксиома. Абсолютті қатты денеге әсер етуші екі күш (F_1 және F_2) модуль бойынша тең болған және бір түзудің бойымен қарама-қарсы жаққа бағытталған кезде және сол кезде ғана тепе-тең болады (1.3-сурет).



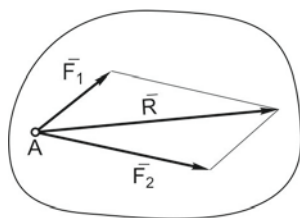
1.4-сур.

2- аксиома. Осы күштер жүйесінің абсолютті қатты денеге әсері оған теңгерілген күштер жүйесін қосқан немесе одан алып тастаған кезде өзгереді.

1 және 2 -аксималардың **салдары**: абсолютті қатты денеге әсер етуші күш түскен жерді оның әрекет ету сызығы бойымен дененің кез келген нүктесіне ауыстыруға болады. A нүктесінде қатты денеге F күші түсті деп есептейік (1.4-сурет). B нүктесінде модуль бойынша F күшіне тең және әрекет ету сызығы бойынша қарама-қарсы жаққа қарай бағытталған F_1 және F_2 күштерін түсірейік.

2- аксиома бойынша F_2 және F теңгерімді күштер жүйесін алып тастауға болады. Нәтижесінде, енді денеге F күшіне тең, бірақ, B нүктесінде түсірілген F_1 күші әсер етеді.

3- аксиома. Денеге бір нүктеде түсірілген екі күш теңгерімді, осы күштерден жактар ретінде салынған параллелограмм диагоналі болып табылатын тең әсерлі күшке ие. R векторы (1.5-сурет) F_1 және F_2 векторларының геометриялық сомасы болып табылады:



1.5-сур.

$$R = F_1 + F_2$$

3-аксиоманың салдары: бір нүктеде түсірілген екі күштің тең әсерлі күші олардың **геометриялық сомасына** тең және сол нүктеге түсірілген.

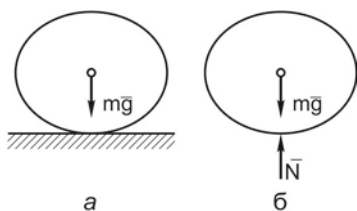
4- аксиома. Екі материалдық дене бір-біріне көлемі бойынша тең және бағыты бойынша қарама-қарсы күштермен әсер етеді. Күштердің осындай жүйесі теңгерімді деп есептелмейі, себебі күштер әр түрлі денелерге салынған.

5-аксиома. Егер деформацияланатын дене осы күштер жүйесінің әсерінен тепе-теңдікте болса, денелер абсолютті қатты болған жағдайда тепе-теңдік бұзылмайды. Осы аксиома қатаю аксиомасы деп аталады. 5-аксиомадан туындайтын қорытынды — осы шарт абсолютті қатты дене үшін де, деформацияланатын дене үшін де қажет бола отырып, соңғысы үшін жеткілікті болып табылмайды.

1.2. Байланыстар және олардың реакциялары

Кеңістікте кез келген түрде ауысатын дене еркін деп аталады; еркін денеге мысал ретінде ауада ұшып келе жатқан ұшақ немесе снаряд бола алады. Әртүрлі құрылыстарда және конструкцияларда біз әдетте олардың жылжуына шектеу қойылған денелермен кездесеміз. Осындай денелер **еркін емес** деп аталады. Қатты дененің қозғалысын шектейтін дене оған қатысты **байланыс** деп аталады. Егер денеге түсірілген күштер оны белгілі бір бағыт бойынша жылжытуға тырысатын, ал байланыс осы жылжуға кедергі келтіретін болса, дене **байланысқа қысым күшімен** әсер етеді.

Статиканың 4-аксиомасы бойынша, байланыс денеге қарама-қарсы бағытталған күшпен әсер етеді.



1.6 -сур.

Осы байланыс белгілі бір жылжуға кедергі келтіре отырып денеге әсер ететін күш **байланыс реакциясының** күші деп аталады.

Осыдан қатты дененің байланыстан **босатылу қағидасы** немесе **байланыс аксиомасы** туындайды: әрбір еркін емес денені (1.6, а-сурет), егер ойна денеге салынған байланыстарды алып тастап, олардың орнына осы байланыстар реакцияларының күштерін түсірсе, еркін деп қарастыруға болады (1.6, б-сурет).

Денелерге әсер етуші күштерді берілген немесе белсенді күштерге, байланыс реакцияларына немесе пассивті күштерге бөліп қарастырамыз.

Әрбір **белсенді күштің** модулі мен бағыты белгілі және осы денеге салынған өзге күштердің әсеріне байланысты емес. Белсенді күштерге мысал ретінде адамның бұлшықет күші, ауырлық күші, қысылған серіппе күші бола алады.

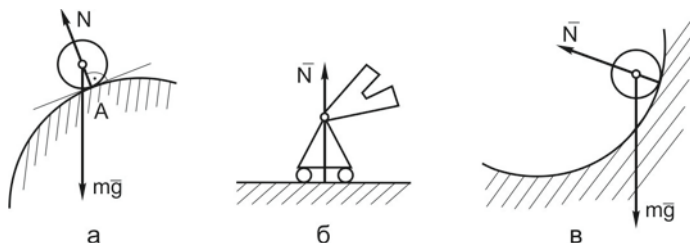
Тыныштықтағы денеге байланыс реакциясы осы дене белсенді күштердің әсерінен байланысқа қысым көрсеткен жағдайда пайда болады, сондықтан да олар **пассивті күштер** деп аталады. Байланыс аксиомасы бойынша байланыс реакциясы байланыс денеге жылжуға мүмкіндік бермейтін жаққа қарама-қарсы бағытталған. Яғни, егер байланыс қатты дененің жылжуына қай бағытта кедергі келтіретіндігі белгілі болса, байланыс реакциясының бағыты да белгілі болады.

Байланыстардың жиі кездесетін типтерін қарастырайық.

Тегіс бет немесе жазықтық. Тегіс деп онда алғаш жақындау кезінде үйкелісті елемуге болатын бетті атаймыз. Тегіс бет ретіндегі байланыс денеге тек қана бір бағытта – осы бетке перпендикулярлы бағытта жылжуға мүмкіндік бермейді. Сондықтан, N тегіс бет реакциясы норма бойынша осы бетке бағытталған және жанасу нүктесінде денеге түсірілген (1.6, б-суретті қараңыз). 1.6, б-суретте дене байланыстардан босатылған күйде бейнеленген.

Ары қарай еркін емес дененің тепе-теңдігін қарастырған кезде байланыс реакциясын 1.7-суретте көрсетілгендей оны көшіріп салмай бейнелейміз.

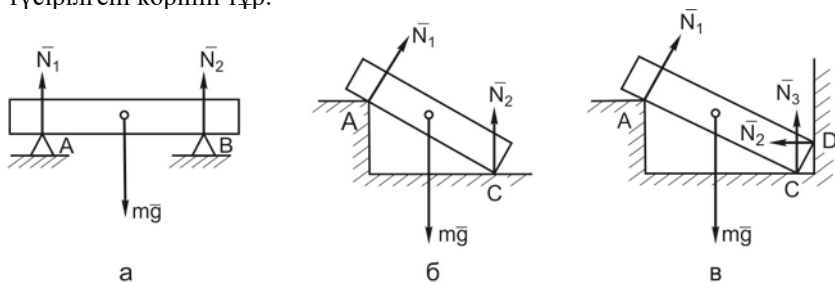
Осы суретте байланыстар *тегіс дөңес* (1.7, а-сурет) және *ойыс* (1.7, в-сурет) бет ретінде, ал



1.7-сур

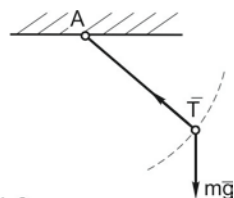
1.7, б және 1.8, б, в-суреттерде — *жазық тегіс бет* ретінде көрсетілген.

Тегіс тіреу. Тегіс тіреу ретінде жүзеге асырылған байланыс денеге тіреу нүктесінде дене бетіне перпендикулярлы бағытта жылжуға мүмкіндік бермейді. (1.8-сурет). Тегіс тіреу реакциясы нормаль бойынша тірелетін бетке бағытталғаны және денеге *A* және *B* жанасу нүктелерінде түсірілгені көрініп тұр.



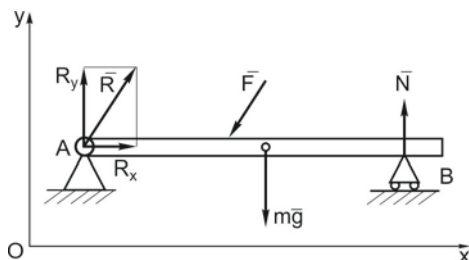
1.8-сур

Жіп. Икемді жіп ретінде жүзеге асырылатын байланыс (1.9-сурет), денеге *A* іліп қою нүктесінен алшақтауға мүмкіндік бермейді, сондықтан *T* байланыс реакциясы әр уақытта жіптің бойымен оны бекіту нүктесіне бағытталған.



1.9-сур.

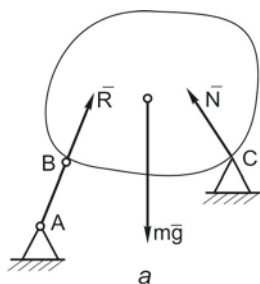
Цилиндр топса. 1.10-суретте осы A топсасы арқылы сызба бетіне перпендикулярлы өтетін біліктің топсалық қозғалмайтын тіреуі көрсетілген. A цилиндр топса білік айналымына жол береді, бірақ оның



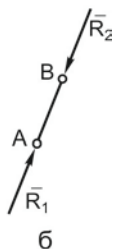
1.10-сур.

xOy -ды бетінде жылжуына кедергі келтіреді. Сондықтан, R цилиндр топсасының реакциясы мүмкін болатын айналым осіне перпендикулярлы кеңістікте орналасқан және оның бағыты Ox және Oy осінде өзара перпендикулярлы кескіндер анықтайды.

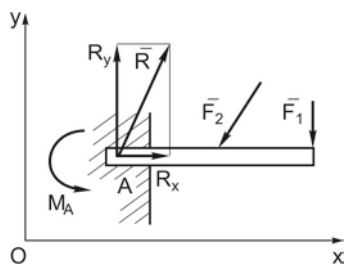
Салмақсыз өзек. Топсамен денеге бекітілген (1.11-сурет) қатты сламақсыз (оның салмағы еленбейді) өзек A және B топсаларында түсірілген екі күштің ғана әрекетін сезінеді (1.11, б-сурет). Барлық конструкция сияқты AB өзегі тепе-теңдікте болады. Егер өзек екі күштің әсерінен тепе-теңдікте болса, онда 1-аксиомаға сәйкес осы күштер модулі бойынша тең, бірақ бір әрекет ету сызығы бойынша қарама-қарсы бағытталған болуы тиіс, яғни $R_1 = -R_2$ ал олардың модульдері $R_1 = R_2 = R$. Жіпке қарағанда өзек денеге не қысуға (1.11, б-сур. қараңыз), не созылуға шалдыға отырып екі бағытта әсер ете алады.



1.11-сур.



б



1.12-сур.

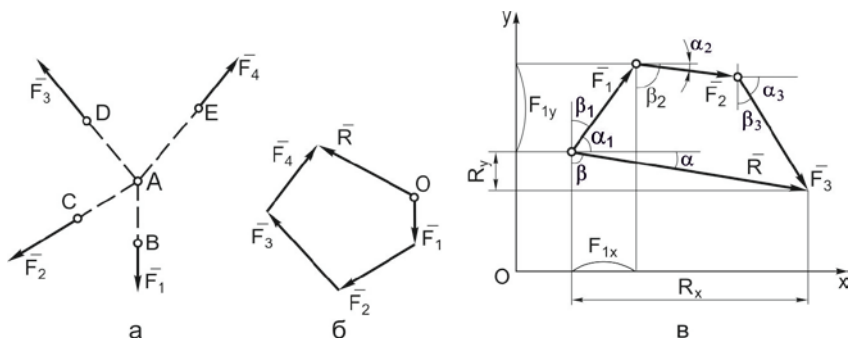
Қатты бітеу. Бітеу (1.12-сур.) Ox және Oy остерінің бойымен кез келген жылжудың, сондай-ақ, xOy кеңістігіндегі айналуды болдырмайды. Сондықтан, денені байланыстан босату кезіндегі осындай байланыс R реакциясымен (немесе оның Rx және Ry кескіндерімен және M_A бітеуіндегі сәтпен) ауыстырылады.

1.3. Жазық күштер жүйесі

Әрекет ету сызықтары бір жазықтықта орналасқан күштер жүйесі **жазық** деп аталады.

Жазықтықта еркін орналастырылған күштер, күштер жұбы және бір нүктеде жинақталатын күштер түсірілуі мүмкін.

Жинақталатын күштер жүйесінің тепе-теңдігі. Жинақталатын деп олардың әрекет ету сызықтары бір нүктеде **қиылысатын** күштер аталады (1.13, а-сур.). Қиылысатын күштерді қосудың екі тәсілі бар: геометриялық (1.13, б-сур.) және талдаушылық (1.13, в-сур.).



1.13-сур.

Жинақталатын күштерді қосудың геометриялық тәсілі. О кез келген нүктеден F_3 күшіне тең вектор аламыз; F_1 шетінен F_2 күшіне тең вектор аламыз және т.б. (1.13, а, б-сур. қараңыз). Содан кейін, F_1 векторының басын F_4 соңғы векторының шетімен қоса отырып, R барлық күштердің тең әсерлі күшін аламыз. Салынған фигура **күшті көпбұрыш** деп аталады.

Жинақталатын күштерді қосудың талдаушылық әдісі. $F_1 + F_2 + F_3 = R$ векторлық теңдігін координат осіне кескіндей отырып екі алгебралық теңдік аламыз:

$$F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} = R_x;$$

$$F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} = R_y,$$

немесе

$$F_1 \cos \alpha_1 + F_2 \cos \alpha_2 + F_3 \cos \alpha_3 = R \cos \alpha;$$

$$F_1 \cos \beta_1 + F_2 \cos \beta_2 + F_3 \cos \beta_3 = R \cos \beta.$$

Осыдан барлық жинақталатын күштердің тең әсерлі күштерінің мәнін:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

және R векторының бағытын анықтайық:

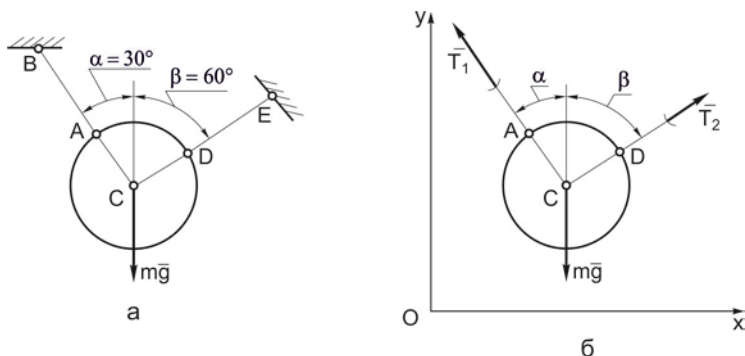
$$\cos \alpha = R_x / R; \cos \beta = R_y / R.$$

Жинақталатын күштер жүйесінің тепе-теңдік шарты болып R тең әсерлі күші модулінің нөлге тең болуы саналады, яғни күшті көпбұрыш тұйық (қосудың геометриялық тәсілі кезінде) немесе талдаушылық негізде тең әсерлі күштің координат осіне кескіндері нөлге тең болуы тиіс ($R_x = R_y = 0$). Осыдан жинақталатын күштердің жазық жүйесі үшін осы күштер тепе-теңдігінің екі теңдеуін аламыз:

$$\sum F_{ix} = 0; \sum F_{iy} = 0.$$

Жинақталатын күштер жүйесінің тепе-теңдігі үшін барлық күштер кескіндерінің сомасы координат осьтерінің әрқайсысы үшін теңбе-тең болуы қажет және жеткілікті.

1.1-мысал. Салмағы 5 Н денені тепе-теңдікте ұстап тұратын жіптер керілісін анықтау (1.14, а-сур.).



1.14 -сур.

Шешілуі. Статика есептерін шығару кезінде белгілі бір реттілікті сақтау қажет. Осы мысалда осы типтегі есептерді шешу тәртібі жан-жақты көрсетілген.

1. Конструкцияның кестелік сызбасын жасау. Тепе-теңдігін қарастыру қажет объектіні таңдау (түйін, өзек немесе қатты дене), бұл ретте бастапқы және берілген көлемдер онымен байланысты болуы тиіс. Осы есепте бастапқы мәліметтер (салмақ, α және β бұрыштары) және

бастапқы көлемдер (жіптер керілісі) денемен 5 Н салмағымен байланысты, яғни ол тепе-теңдік объектісі болып табылады.

2. Байланыстардан босатылу және қарастырылып отырған тепе-теңдік объектісіне барлық белсенді және пассивті күштерді түсіру. Есепті шығарудың осы типіне аса мұқият қарау қажет. Статикада зерттелетін тепе-теңдік теңдеулері тек қана еркін күштер үшін келтіріледі. Сондықтан, соңғыларынан босату кезінде қандай байланыс реакцияларын сызбаға қою керек екенін жақсылап ойлану қажет.

Осы жағдайда байланыстар болып АВ және ED байланыстары табылады. Байланыстардан босату кезінде оларды сәйкесінше T1 және T2 керілістерімен ауыстырамыз (1.14, б-сур.).

3. Алынған күштер жүйесін талдау. Дене жинақталатын күштердің жазық жүйесі әсерінен тепе-теңдікте болады (олардың әсер ету сызықтары шар орталығында қиылысады). Осындай күштер жүйесі үшін тепе-теңдіктің екі теңдеуі бар. Осы теңдеудегі белгісіздер саны да екіге тең, яғни, есеп статикалық анықталатын есеп.
4. Тепе-теңдік шарттарын векторлық (кестелік) немесе талдаушылық нысанда жазу. Белгісіз көлемдерді анықтау. Осы есепте шешудің талдаушылық әдісін пайдаланамыз. Жинақталатын күштердің жазық жүйесінің тепе-теңдік теңдеулерін жазамыз:

$$\sum_{i=1}^3 F_{ix} = 0; \sum_{i=1}^3 F_{iy} = 0.$$

$$-T_1 \cos 60^\circ + T_2 \cos 30^\circ = 0;$$

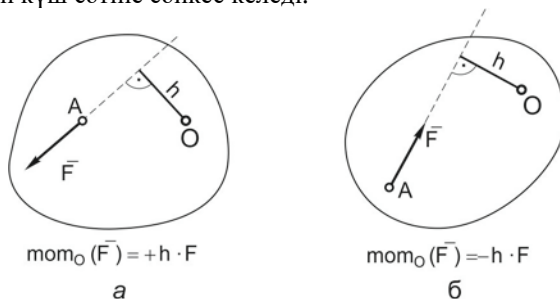
$$T_1 \cos 30^\circ + T_2 \cos 60^\circ - mg = 0.$$

Алынған теңдеулер жүйесін шеше отырып жіптер керілісін есептейміз:

$$T_1 = 4,34 \text{ Н}; T_2 = 2,5 \text{ Н}.$$

Күштің нүктеге қатысты сәті. Денеге әсер етуші күш оны жылжытып қана қоймай, белгілі бір нүкте айналасында айналдыра алады. А нүктесіне түсірілген F күші денені О нүктесінің айналасына айналдыруға тырыссын (1.15-сур). Күшті оның әрекет ету сызығы бойынша ауыстыруға болатындықтан, осы күштің айналу әсері осы күш қай нүктеде түсірілгеніне байланысты емес, О нүктесінен күштің әрекет ету сызығына дейінгі h арақашықтығына байланысты болады.

О белгілі бір орталығына қатысты F күшінің сәті болып күштің O нүктесінен күштің әрекет ету сызығына дейінгі және белгілі бір белгімен алынған ең қысқа арақашықтыққа тең көлем аталады. «Қосу» белгісі денені O нүктесінің айналасында сағат тілі жүрісіне қарсы бұруға тырысатын күш сәтіне сәйкес келеді.

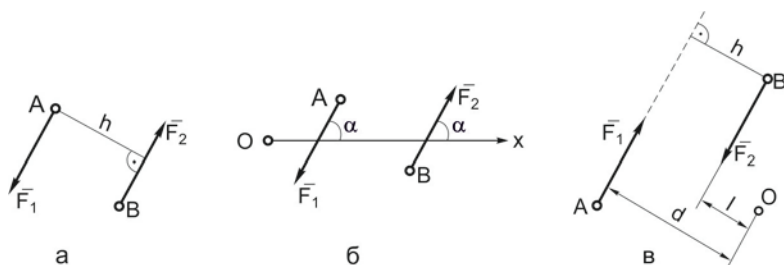


1.15-сур.

(1.15, а-сур. қараңыз), — егер күш денені сағат тілі бағыты бойынша бұруға тырысса — «минус» белгісі (1.15, б-сур. қараңыз). Егер күштің әрекет ету сызығы нүкте арқылы өтетін болса, осы нүктеге қатысты күш сәті нөлге тең.

O нүктесінен F күшінің әсер ету сызығына түсірілген перпендикуляр оның **O ортылығына қатысты иіні** деп аталады.

Күштер жұбы. Екі модулі бойынша тең, параллельді және қарама-қарсы бағытталған денеге екі түрлі нүктелерде қолданылатын (1.16, а-сур.) күштер жүйесі **күштер жұбы** деп аталады. **И жұбының иіні ретінде** жұпты құрайтын күштер әсерінің сызықтары арасындағы ең қысқа арақашықтық танылады. **Күштер жұптарының сәті** болып «қосу» немесе «алу» белгісімен алынған күштердің бірінің модулінің жұп иініне көбейтіндісі аталады.



1.16-сур.

Күштер жұбының қасиеті. 1. Жұпты құрайтын кез келген оске кескіндеме сомасы нөлге тең (1.16, б-сур.):

$$F_2 \cos \alpha - F_1 \cos \alpha = 0.$$

Яғни, күштер жұбын тең әсерлі күшпен ауыстыруға болмайды.

1.2-мысал. $F_1 = F_2 = F$ екенін ескере отырып F_1 және F_2 күштер жұптарының сәттерін есептеу (1.16, а және в-сур қараңыз).

Шешілуі. 1.16, а -суретінде көрсетілген F_1 және F_2 күштері жұптарының сәті:

$$\text{mom}(F_1, F_2) = + F_1 h = + Fh.$$

1.16, в суретінде көрсетілген F_1 және F_2 күштері жұптарының сәті:

$$\text{mom}(F_1, F_2) = - F_1 d = - Fd.$$

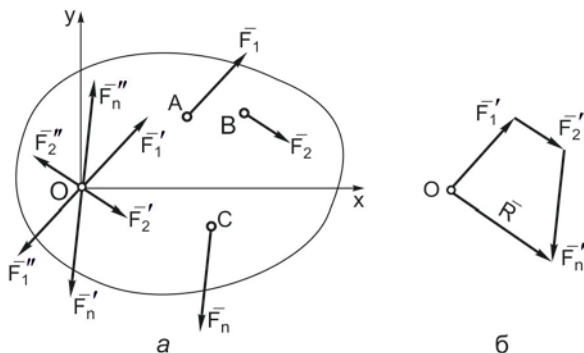
2. Жұпты құрайтын күштер сәттерінің сомасы жұп орналасқан жазықтықтың кез келген нүктесіне қатысты жұп-сәтіне тең болады (1.16, в-сур.):

$$\text{mom}_0(F_1) = - F_1 d = - Fd;$$

$$\text{mom}_0(F_2) = + F_2 l = + Fl;$$

$$\text{mom}_0(F_1) + \text{mom}_0(F_2) = - Fd + Fl = - (d - l)F = - Fh.$$

Жазық күштер жүйесін берілген орталыққа келтіру. Қатты денеге $F_1, F_2, \dots, F_n$ (1.17, а-сур.) күштерінің жүйесі әсерін тигізсін.



1.17-сур.

O нүктесінде екі теңгерімді күштен салайық, олардың біреуі берілген: $F'_1 = F_1, \dots, F'_n = F_n$ параллелді және тең, екіншісі тең, бірақ қарама-қарсы бағытқа қарай бағытталған: $F'' = -F_1, \dots, F''_n = -F'_n$.

Енді денеге жинақталатын $F_1, F'_2, \dots, F_n$ күштер және сәттері $m_1 = \text{mom}(F_1, F'_1), m_2 = \text{mom}(F_2, F'_2), \dots, m_n = \text{mom}(F_n, F'_n)$ күштер жұбының жүйесі әсер етеді. Жинақталатын күштер жүйесін тең әсерлі күшпен ауыстырамыз (1.17, б-сур.): $R = F_1 + F_2 + \dots + F'_n$ немесе ($F_1 = F_1$ теңдейінен шығатындай және т.б.) $R = F_1 + F_2 + \dots + F_n$. Күштер

жұбының екінші қасиетіне сәйкес барлық жұптар сәттерінің алгебралық сомасын табамыз:

$$M_O = m_1 + m_2 + \dots + m_n.$$

Осы өзгерістердің нәтижесі **Пуансо леммасында** көрсетілген:

Кез келген жазық күштер жүйесін еркін түрде таңдалған орталықта түсірілген барлық күштердің геометриялық сомасына тең бір күшпен және қосылған жұптар сәттерінің алгебралық сомасына тең сәтпен ауыстыруға болады.

Нәтижесінде алынған R келтірілген күш **нәтижелетуші күш** (ол берілген күштер жүйесі үшін тең әсерлі күш болып табылмайды, себебі олардың әрекеттерін алмастырмайды), ал M_O — **нәтижелетуші сәт** деп аталады.

Теориялық механикада келесі анықтамалар қалыптасқан:

- О нүктесі **келтіру орталығы** деп аталады;
- Барлық күштердің геометриялық сомасына тең R векторы **бас вектор** болып табылады. Оның мәні келтур орталығын таңдауға байланысты емес;
- Қосылған жұптардың алгебралық сомасына тең болып табылатын M_O сәті **бас сәт** деп аталады; оның мәні келтіру орталығын таңдауға байланысты.

Келтірудің жеке жағдайлары

- 1) $R = 0, M_O \neq 0$ — күштер жүйесі жұпқа келтіру орталығына қатысты барлық күштер сәттерінің алгебралық сомасына тең сәті бар жұпқа келтіріледі. Осы жағдайда басты сәт келтіру орталығына байланысты емес;
- 2) $R \neq 0, M_O = 0$ — жүйе O нүктесіне келтірілген бір тең әсерлі күшке келтіріледі; осы жағдайда бас вектор тең әсерлі болып табылады, себебі ол өзі әрекет етуші күштердің жиынтығын ауыстырады;
- 3) $R \neq 0, M_O \neq 0$ — осындай күштер жүйесі алдыңғысынан $d = M_O/R$ арақашығында орналасқан жаңа келтіру орталығында түсірілген бір тең әсерлі күшпен ауыстырылуы мүмкін;
- 4) $R = 0, M_O = 0$ — жазық күштер жүйесі тепе-теңдікте болады.

Жазық күштер жүйесі тепе-теңдігінің талдаушылық шарттары.

Тепе-теңдіктің қажетті және жеткілікті шарттары болып: $R = 0$ және $M_O = 0$ табылады. R векторын координат осіне жобалай отырып алатынымыз

$$R_x = 0 \text{ және } R_y = 0, \text{ себебі } R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

$R_x = \sum_{i=1}^n F_{ix}$ и $R_y = \sum_{i=1}^n F_{iy}$ біле отырып еркін жазық күштер жүйесінің талдаушылық шарттарын аламыз

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \sum_{i=1}^n \text{mom}_O(F_i) = 0.$$

осы теңдеулерді көбінесе **тепе-теңдіктің негізгі теңдеулері** деп атайды.

Күштердің орналасуына байланысты кейде тепе-теңдік шарттарын екі сәт теңдеулері және бір кескін теңдеуі мен түрінде құрастырған орынды:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \sum_{i=1}^n \text{mom}_A(F_i) = 0; \sum_{i=1}^n \text{mom}_B(F_i) = 0.$$

осы жағдайда O_x осі AB перпендикулярлы болмауы тиіс.

Тепе-теңдік теңдеулерін бір түзуде орналаспаған A , B және C үш нүктелеріне қатысты үш сәттер теңдеулері түрінде жазуға болады:

$$\sum_{i=1}^n \text{mom}_A(F_i) = 0; \sum_{i=1}^n \text{mom}_B(F_i) = 0; \sum_{i=1}^n \text{mom}_C(F_i) = 0.$$

1.3-мысал. Салмағы 100 кН фермаға күші $F = 20$ кН жел әсер етеді. Тіреулер реакцияларын анықтау.

Шешілуі.

1. Тепе-теңдік объектісі ретінде ферманы таңдаймыз.
2. Байланыстардан босатыламыз және олардың әрекеттерін реакциялармен ауыстырамыз (1.18-сур.).
3. Алынған күштер жүйесін талдаудың нәтижесінде ферма жазық күштер жүйесінің әрекетімен тепе-теңдікте болатынын анықтаймыз. Яғни, үш тепе-теңдік теңдеуі бар. NB , XA және YA белгісіз бастапқы көлемдер санын теңдеулер санымен сәйкестендіре отырып, жүйе статикалық анықталады деген қорытынды жасаймыз.
4. Тепе-теңдік теңдеуін нақты есеп үшін жазамыз:

$$\sum_{i=1}^5 F_{ix} = 0; N_B \cos 60^\circ + X_A - 20 = 0;$$

$$\sum_{i=1}^5 F_{iy} = 0; N_B \cos 30^\circ + Y_A - 100 = 0;$$

$$\sum_{i=1}^5 \text{mom}_B(F_i) = 0; -100 \cdot 10 + Y_A \cdot 20 + 20 \cdot 4 = 0.$$

5. Алынған теңдеулер жүйесін шеше отырып анықтайтынымыз:

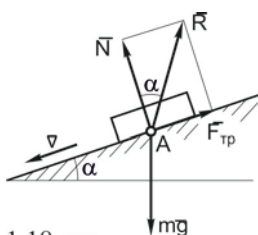
$$Y_A = 46 \text{ кН}, N_B = 62,4 \text{ кН}; X_A = -11,2 \text{ кН}.$$

ХА реакциясы теріс белгімен шықты; ол іс жүзінде оның бағыты қарама-қарсы екенін білдіреді.

1.4. Үйкеліс теориясының элементтері

Сырғанап үйкелу деп бір дененің екінші дене бетімен қатынасты түрде жылжуы кезінде пайда болатын қарсылықты атайды. Үйкеліс құбылыстарын зерттеумен Леонардо да Винчи айналысқан. Ол тәуелді болып табылатын барлық факторларды ескере отырып, үйкеліс күшін дәл анықтау күрделі мәселе, сондықтан, оның толық теориялық шешімін табу қиынға соғып отыр. Сондықтан, үйкеліс заңдарын зерттеу кезінде эксперименттердің нәтижелеріне сүйенуге тура келеді.

Үйкеліс заңдарын тәжірибе жолымен анықтап, 1771 жылы Француз ғалымы Кулон қалыптастырды.



1.18-сур.

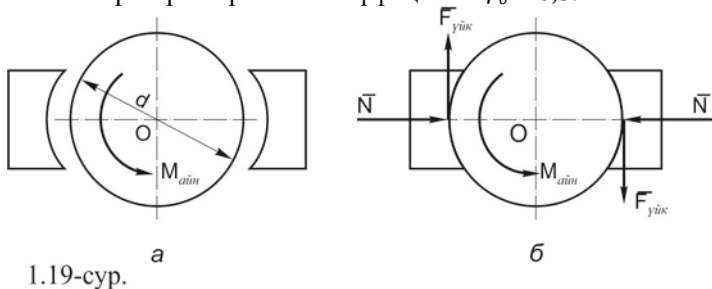
1. F үйкеліс күші қатынасты сырғанау жылдамдығына қарама-қарсы жаққа қарай бағытталған (1.18-сур.).
2. Үйкеліс күші үйкелетін беттердің ауданына байланысты емес.
3. Үйкеліс күшінің модулі қалыпты қысымға пропорционалды.

Тыныштықтағы $F_{\text{үйк}} \leq f_0 N$ және **қозғалыстағы** $F_{\text{үйк}} \leq f N$ **үйкеліс күшін** ажыратады.

Бұл жерде N — қалыпты қысым күші, f_0 — **тыныштықтағы үйкеіс коэффициенті**, f — **сырғанау үйкеліс коэффициенті**. Тыныштықтағы үйкеліс күшінің максималды көлемі $F_{\text{үйк max}} = f_0 N$.

Эксперименттерден белгілі болғандай, қозғалыс кезінде сырғанау үйкелу коэффициенті денелердің сырғанау жылдамдығына байланысты. f_0 және f коэффициенттері үйкелетін беттердің материалына және физикалық жай-күйіне байланысты.

1.4-мысал. Диаметрі $d = 0,4$ м болат белдік (1.19, а-сур.) $M_{\text{айн}} = 500$ кН·м айналатын сәт әрекет етеді. Белдікті тоқтату үшін терімен қапталған тежегіш қалыбын қандай күшпен басу керек екендігін анықтау. Тері-металл жұбы үшін үйкеліс коэффициенті $f_0 = 0,3$.



Шешілуі.

1. Тепе-теңдік объектісі ретінде белдікті аламыз.
2. Байланыстардан босатыламыз және оларды реакциялармен ауыстырамыз: N қалыпты күшпен және $F_{\text{үйк}}$ үйкеліс күшімен, олар белдікке әрбір қалып жағынан әсер етеді (1.19, б-сур.).
3. Белгісіздер саны жазық күштер жүйесі теңеулерінің санынан аспайтындықтан, мысал статикалық анықталатын мысал деп есептейміз.
4. Тепе-теңдік теңдеулерінің бірін жазып аламыз:

$$\sum_{i=1}^n \text{mom}_O(F_i) = 0; M_{\text{айн}} - F_{\text{үйк}} \cdot d = 0$$

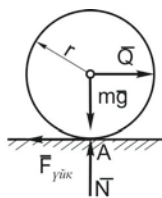
Бұл жерде $F_{\text{үйк}} = M_{\text{айн}} / d = 500 / 0,4 = 1\,250$ кН.

5. N бастапқы күшті $F_{\text{үйк}} = f_0 N$ тәуелділігінен анықтаймыз:

$$N = F_{\text{үйк}} / 0,3 = 1\,250 / 0,3 = 4\,166 \text{ кН.}$$

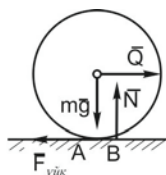
Кедір-бұдыр бетте үйкеліс күші нөлден максималды көлемге дейін ауытқуы мүмкін, яғни $0 \leq F_{\text{үйк}} \leq F_{\text{үйк max}}$. Осы жағдайда R байланыс реакциясы $N \leq R \leq R_{\text{max}}$ болады.

Теңселумен үйкелу деп бір дененің екінші дене бойынша теңселуі кезінде пайда болатын қарсылықты айтады. Радиусы r және салмағы mg , кедір-бұдыр бетте жатқан цилиндр сырғанағын қарастырайық сырғанақ орталығына Q күшін түсірейік (1.20, а-сур.), $F_{\text{үйк max}}$ қарағанда аз болады:



1.20-сур.

а



б

$$Q < F_{\text{үйк max}}$$

A нүктесінің жазықтық үстімен сырғанауына кедергі келтіретін $F_{\text{үйк max}}$ үйкеліс күші пайда болады. Осы жағдайда mg және N теңестіріледі, ал $F_{\text{үйк}}$ және Q күштер жұбын құрайды және сырғанақ жазықтық бойынша сырғанауы тиіс.

Шын мәнінде де, егер Q әрекет етуші күш оның шекті мәнінен аз болса $Q_{\text{шек}}$ ($Q < Q_{\text{шек}}$), сырғанақ тыныштық жағдайында қалады. Осы құбылысты түсіндіру үшін ойлауға түзетулер енгізу қажет (1.20, б-сур.):

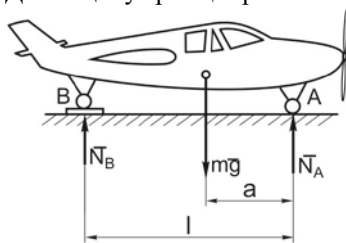
$$Q_{\text{шек}} r = N \cdot AB = Nk.$$

Осы өрнекке кіретін k коэффициентін **теңселу үйкелу коэффициенті** деп атайды; ол сантиметрмен (см) өлшенеді. Яғни, теңселу үйкелу сәті пайда болады

$$M_{\text{айн}} = kN.$$

1.5. Ауырлық ортасын анықтау

Дененің ауырлық ортасын эксперимент жолымен – ілу және өлшеу әдістерімен анықтауға болады.



1.21-сур.

Ілу әдісі – ауырлық ортасы белгілі қарапайым фигураларға бөлуге болмайтын жазық дене жіпке ілінеді. Осы жіптің бойымен дене бетінде сызық сызады. Содан кейін осы жазық денені ажыратып, басқа нүктеге іледі, содан кейін қайтадан тік сызық сызады (ілу

сызығының бойымен). Осы екі сызықтың қиылысуы – ауырлық ортасы бар нүкте.

Өлшеу әдісі әдетте ірі бұйымдар: ұшақтар, тікұшақтар мен өзге де машиналар үшін пайдаланылады. Егер, мысалы, ұшақтың салмағы белгілі болса, онда таразыны артқы дөңгелектерге қояды (1.21-сур.) және таразы көрсеткіштері бойынша N_B реакциясын анықтайды. Содан кейін тепе-теңдік теңдеулерінің бірін жасайды: A нүктесіне қатысты сәттер сомасын жасаған ыңғайлы:

$$\sum_{i=1}^3 \text{mom}_A(F_i) = 0; \quad mga - N_B l = 0$$

Осыдан a бастапқы көлемді, яғни ұшақтың ауырлық ортасын анықтаймыз:

$$a = \frac{N_B l}{mg}$$

1.6. Динамика заңдары

Динамика — түсірілген күштердің әсерінен материалдық денелердің қозғалысы зерттелетін механиканың бөлімі. Динамиканың негізін И.Ньютон қалыптастырған заңдар құрайды.

Бірінші заң — инерция заңы: материалдық нүкте тыныштық немесе біркелкі түзу сызықты қозғалыс жай-күйін басқа денелердің әсер етуі осы жай-күйді өзгерткенше сақтап қалады.

Екінші заң — динамиканың негізгі заңы — a үдету, m материалдық нүктенің салмағы және F күш пропорционалды және бағыты сонымен бірдей:

$$ma = F.$$

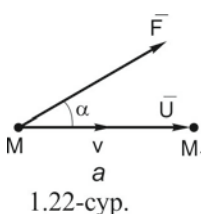
Классикалық механикада m салмақ тұрақты көлем болып табылады. **Салмақ** материалдық денелердің ілгерілемелі қозғалысындағы еңжарлығының өлшемі болып саналады.

Үшінші заң: әрбір әрекетке тең және қарама-қарсы бағытталған қарсы әрекет сәйкес келеді. Бұл заңға сәйкес екі дене қандай жай-күйде болғанына қарамастан әрекеттескенде олардың әрқайсысына түсірілген күш тең және бір түзу бойынша қарама-қарсы жаққа қарай бағытталған.

Төртінші заңды Ньютон механиканың жеке заңы ретінде қалыптастырмаған, бірақ оның күштер параллелограммы ережесін жалпылайды осылай есептейміз: бірнеше бір уақытта әрекет етуші

күштер нүктеге бір күш жіберетін, олардың геометриялық сомасына тең үдеуді жібереді.

1.7. Тұрақты күштің жұмысы



Модулі және бағыты бойынша тұрақты күш жұмысын есептейік (1.22-сур.). M нүктесі M_1 нүктесіне ауысады деп болжайық. F күштің векторы U жылжу векторымен α бұрышын құрайды. Осы жағдайда жұмысты U жылжу векторының бағытымен сәйкес келетін күш құрауышы орындайды:

$$A = FU \cos \alpha = FU \cos(F, U).$$

Векторлы алгебрадан екі вектордың скаляр көбейтіндісі

$$F \cdot U = FU \cos(F, U).$$

Яғни, модулі мен бағыты бойынша тұрақты F күштің U түзу сызықты жылжудағы жұмысы күш векторының жылжу векторына оның түсіру нүктесіндегі **скаляр көбейтіндісімен** анықталады:

$$A = F \cdot U.$$

Тұрақты күшті анықтаудың жеке жағдайлары:

1) F күш денеге U жылжу векторының бағытында әрекет етеді:

$$A = FU;$$

2) F күш U жылжу векторына перпендикулярлы бағытталған:

$$A = 0;$$

3) F күш U жылжу векторына қарама-қарсы бағытта бағытталған:

$$A = -FU.$$

1-теорема. Белгілі бір жылжудағы тең әсерлі күштің жұмысы осы жылжудағы күш құрауыштар жұмысының алгебралық сомасына тең.

2-теорема. Нәтижелі жылжудағы жұмыстың күші осы күш жұмыстарының құрауыш жылжуларындағы алгебралық сомасына тең.

Халықаралық бірліктер жүйесіндегі (БЖ) жұмыстың өлшем бірлігі — **джоуль** ($1 \text{ Дж} = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}$).

Ауырлық жұмысының күші траектория түріне байланысты емес, тігінен жылжудың бастапқы және соңғы нүктелері арасындағы арақашықтықпен ғана анықталады (Н биіктіктерінің айырмасымен): егер нүкте жоғарыдан төменге қарай жылжыса, ауырлық күшінің жұмысы оң:

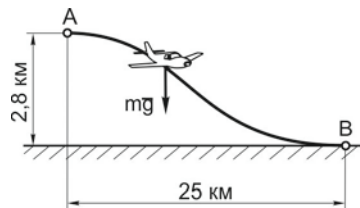
$$A = mgH,$$

Егер нүкте төменнен жоғарыға қарай жылжыса, ауырлық күшінің жұмысы теріс болады:

$$A = - mgH.$$

Тұйық жолдағы ауырлық күшінің жұмысы нөлге тең.

1.5-мысал. Ауаның қарсылығын елемей салмағы $1\,200 \text{ кг}$ планер А нүктесінен В нүктесіне қарай төменге қарай бағытталған кездегі ауырлық күшін анықтау (1.23-сур.).



1.23-сур.

Шешілуі. Біз материалдық нүкте ретінде алатын планерге тек қана ауырлық күші әсер етеді. Оны түсіру нүктесі жоғарыдан төменге қарай жылжитын жағдайдағы ауырлық күшінің жұмысы төмендегідей анықталады:

$$A = mgH = 1\,200 \cdot 9,8 \cdot 2\,800 = 32\,828\,000 \text{ Н} \cdot \text{м} = 32,82 \text{ МН} \cdot \text{м}.$$

1.8. Қуат

Бір жұмыс әртүрлі уақыт аралықтарында орындалуы мүмкін. Сондықтан, қуат ұғымын енгізеді: Халықаралық бірліктер жүйесінде (БЖ) қуатты өлшеу бірлігі — **ватт** ($1 \text{ Вт} = 1 \text{ Дж/с}$).

Егер күш тең уақыт аралығында тең жұмыстар жүгізетін болса, қуатты жұмысты уақытқа қатынасымен анықтауға болады. Нүкте біркелкі түзу сызықты жылжыған жағдайда, жылжу $U=vt$, бұл жерде v — қозғалыс жылдамдығы, t — уақыт, қуатты F күш және v қозғалыс жылдамдығы арқылы анықтауға болады (1.22-сур. қараңыз):

$$N = F \cdot v \cos \alpha.$$

тұрақты бұрыштың жылдамдығы дененің **біркелкі айналу қозғалысы үшін:**

$$N = M_{\text{айн}} \omega = M_{\text{айн}} \frac{n}{30},$$

бұл жерде $M_{\text{айн}}$ — айналу осіне қатысты айналу сәті; n — айналу жиілігі, мин-1.

1.9. Пайдалы әрекет коэффициенті

Пайдалы жұмыс жасау үшін біршама үлкен жұмыс шығындау қажет, себебі оның бір бөлігі қарсылық күштерін тойтаруға жұмсалады (тісті берілістер мен тіреулердегі үйкелу күші, ауа қарсылығы және материалдық нүкте жылжитын өзге де орта).

Машинаның **пайдалы әрекет коэффициенті** (ӘК) болып пайдалы жұмыстың толық жұмсалған жұмысқа қатынасы аталады:

$$\eta = \frac{A_{\text{пайл}}}{A_{\text{тол}}} < 1$$

Пайдалы әрекет коэффициенті құрылғы немесе машина жұмысының тиімділігін бағалайды.

Материалдар қарсылығының негіздері

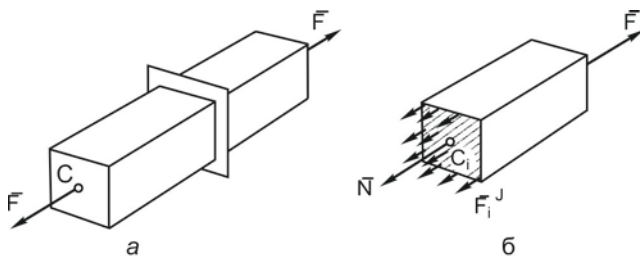
Материалдардың қарсылығы — құрылыстар элементтерінің және машина бөлшектерінің төзімділігі мен деформацияланатындығы туралы ғылым.

2.1. Негізгі ұғымдар

Материалдар қарсылығында сыртқы күштер әсерінен өз пішіні мен мөлшерлерін өзгертетін, яғни **деформацияланатын** денелер қарастырылады.

Деформациялар **серпінді** болуы мүмкін – дене жүкті алып тастаған соң өз мөлшері мен пішінін қалпына келтіреді. Егер жүкті алып тастағаннан кейін дене бұрынғы қалпына келмесе, осы жағдайда пайда болатын деформацияларды **қалдық деформациялар** деп атайды.

Денеге салынған күшке қарай ол әртүрлі деформацияланады. Кернеу жағдайын анықтау үшін **қималар әдісі** пайдаланылады. Қималар әдісі ішкі күштерді анықтауға мүмкіндік береді және денені ойша жазықпен екі бөлікке бөлуде (2.1, а-сур.) және кесілген белгілі бір бөліктің тепе-теңдігін қарастыруда көрінеді. Олардың тең әсерлі жағы N тең болған жағдайда ішкі күштер теңдей бөлінген деп есептейді (2.1, б-сур.). 2.1-суретте



2.1-сур.

Дінгек–дене көрсетілген, көлденең кесу мөлшері ұзындығына қарағанда аз. Созуға немесе қысуға жұмыс істейтін дінгекті *өзек* деп атайды.

Дінгектің кесіп тасталған бөлігіне әсер ететін сыртқы F_i^E және ішкі F_i^I күштердің тепе-теңдік теңдеуін жасайық:

$$\sum_i F_i^E + \sum_i F_i^I = 0 \text{ немесе } F - N = 0.$$

Осыдан

$$N = F.$$

Ішкі күштерді көлденең кесу бойынша таратудың қарқындылығын сипаттайтын ст.көлемі *кернеу* деп аталады:

$$\sigma = N / S,$$

бұл жерде S — көлденең кесу ауданы. Кернеу Халықаралық бірліктер жүйесіне сәйкес (БЖ) *паскальдармен* өлшенеді (Па; $1 \text{ Па} = 1 \text{ Н/м}^2$), тәжірибеде көбінесе мегапаскальдар пайдаланылады ($1 \text{ МПа} = 1 \text{ Н/мм}^2$).

2.1-суретте ішкі күштер нормаль бойынша көлденең кесуге бағытталған, сондықтан, кернеу *қалыпты* деп аталады.

2.2. Созу және қысу

Созу ретінде дінгектің (өзектің) көлденең кесулерінде қалыпты күштер ғана пайда болатын, ал қалған ішкі күш факторлары (көлденең күштер, айналатын кез және иілу кезі) нөлге тең. **Қысу** созудан тек қана N күшінің белгісімен ажыратылады: созу кезінде N қалыпты күші кесуден (2.1-сур. қараңыз), ал қысу кезінде-кесуге қарай бағытталған.

Ішкі күштерді талдау кезінде созу және қысу мәселелеріне қатысты бірдей көзқарас байқалады. Ерекшелік ретінде ұзын жінішке өзектерді атауға болады, олар үшін қысу иілумен аяқталады.

Гук заңы. Алғаш рет XVII ғ. ағылшын ғалымы Гук «күш қандай болса, деформация сондай» заңын қалыптастырды. Заманауи түсінуде Гук заңы ст кернеуі және ϵ деформациясы арасындағы *сызықты тәуелділікті* анықтайды:

$$\sigma = E\epsilon,$$

бұл жерде E пропорционалдық коэффициенті *бірінші тектегі серіппелілік модулі*; ε — деформация, немесе ұзындығы l біркелкі өзектің қатынасты ұзартылуы, оны ұзарту түсірілген күш әсерімен Δl құрады:

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

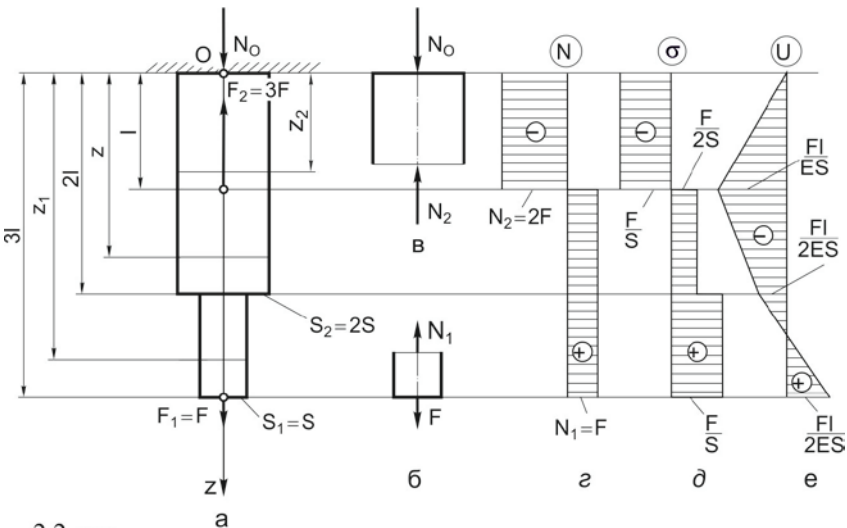
Бірінші тектегі серіппелілік модулі материалдың физикалық сипаттамасы болып табылады және эксперимент жолымен анықталады.

Өзектің ұзартылуы. Егер Гук заңына кернеудің орнына $\sigma = N / S$, ал деформацияның орнына $\varepsilon = \Delta l / l$ қойсақ, l ұзындығында ішкі қалыпты күш тұрақты және көлденең қима өзгермейтін өзек үшін өзекті ұзартуды анықтау үшін төмендегі өрнекті аламыз:

$$\Delta l = \frac{Nl}{ES}.$$

Эпюраларды салу. Қалыпты күшті өзгерту, өзектің кернеуі мен осінің бойымен жылжу кестесі сәйкесінше қалыпты күштердің, кернеулердің және жылжулардың эпюрасы деп аталады. Эпюралар әр түрлі зерттелетін көлемдердің өзгеру заңдарын көрнекі көрсетеді.

2.1-мысал. 2.2, а-суретте бейнеленген белдік үшін ішкі күштер, кернеулер және белдік ұзындығы бойынша жылжулар эпюраларын салу.



Шешілуі.

1. Қозғалмайтын кесудегі есептің басталуын таңдаймыз (O нүктесі); Oz осінің оң бағытын белдік осі бойынша, яғни төменге қарай жібереміз.
2. Тепе-теңдіктің бір теңдеуін құрастырып, реакцияны анықтаймыз:

$$\sum_i F_{iz} = 0; N_O - 3F + F = 0$$

Осыдан $N_O = 3F$.

3. N ішкі күштер эпюрасын саламыз. Ол үшін z_1 арақашықтығында белдікті кесеміз және төменгі жақтың тепе-теңдігін қарастырамыз (2.2, б-сур.):

$$\sum_i F_{iz} = 0; -N_1 + F = 0$$

Осыдан $N_1 = F$, ол $l \leq z_1 \leq 3l$ үшін әділетті. Осы шектерде белдікте созылу пайда болады, себебі N_1 кесуден бағытталған.

Енді белдіктің екінші учаскесін таңдаймыз $0 \leq z_2 \leq l$ және жоғарғы бөлігінің тепе-теңдігін қарастырамыз (2.2, в-сур.):

$$\sum_i F_{iz} = 0; N_O - N_2 = 0; 2F - N_2 = 0$$

Осыдан $N_2 = 2F$. N_2 кесуге қарай бағытталғандықтан, белдік N_O және N_2 күштерінің әсерінен қысылады. Барлық ішкі қалыпты күштерді анықтап болған соң, қалыпты күштер эпюрасын салуға көшеміз (2.2, г-сур.). Оң жаққа қарай қалыпты күштердің оң мәндерін, сол жаққа – теріс мәндерін қоямыз.

N салынған эпюрасын талдай отырып ішкі күштер көлденең кесуге байланысты емес, түсірілген сыртқы күштерге ғана байланысты екенін байқаймыз. Сондықтан белдіктің ұзындығын оның ұзындығында қанша шоғырланған күштер түсірілгеніне тең бөліктерге бөлеміз. Осы жағдайда екі бөлік болды.

N эпюрасын салудың дұрыстығын тексеру кезінде сыртқы күштер түсірілген ішкі күштер эпюрасында түсірілген сыртқы күшке тең секірулер болатынына назар аудару қажет.

4. σ кернеулер эпюрасын саламыз. Белдікті бөліктерге бөлу қажет. Кернеу $\sigma = N / S$, яғни, эпюрадағы бөліктер көлденең кесу қанша рет өзгереді сонша болады; бұл жағдайда көлденең кесудің ауданы тұрақты болған жағдайда N эпюрасындағы қалыпты күш өзгеріссіз қалатындығына назар аудару қажет. Осыны ескере отырып σ эпюрасында σ үш әр түрлі мәндері болады (2.2, д-сур.): $\sigma_1 = N_1 / S_1 = F / S$; $\sigma_2 = N_1 / S_2 = F / (2S)$; $\sigma_3 = N_2 / S_2 = -2F / (2S) = -F / S$.
5. U жылжулар эпюрасын саламыз. Қозғалмайтын кесуден, яғни O кесуінен бастаған дұрыс. Қозғалмайтын кесуден z_2 арақашықтығындағы есудің жылжуын көрсетеміз:

$$U = \frac{\sigma}{E} z_2$$

Егер $0 \leq z_2 \leq l$, онда $z_2 = l$ үшін жылжу

$$U_1 = \frac{-F}{ES} l$$

$l \leq z \leq 2l$ үшін

$$U_2 = U_1 + \frac{\sigma}{E} z,$$

$$\text{немесе } U_2 = U_1 + \frac{F}{2ES}(z-l); \quad z = 2l \quad U_2 = -\frac{F}{2ES}l$$

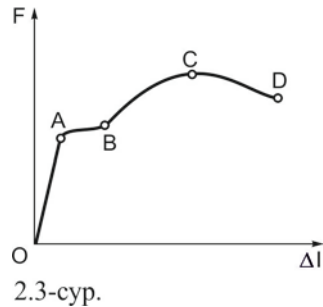
$2l \leq z_1 \leq 3l$ үшін

$$U_3 = U_2 + \frac{F}{ES}(z_1-2l); \quad z_1 = 3l \quad U_3 = \frac{F}{2ES}l$$

Есептелген жылжуларды U эпюрасына қоямыз (2.2, е-сур.).

Созу диаграммасы. Созу диаграммасының ерекшеліктерін төмен көміртекті болаттан жасалған үлгіні сынақтан өткізуді мысалға ала отырып көрнекі көрсетуге болады (2.3-сур.). Диаграмма $F, \Delta l$ координаталарда сызылған. Қисықта төрт аймақты ажыратуға болады.

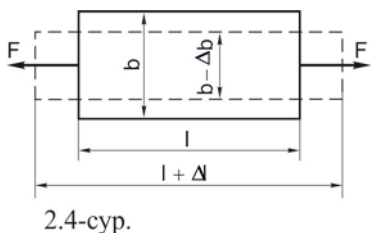
OA аймағы **серпінделілік аймағы** деп аталады. Бұл жерде материал Гук заңына



бағынады және $\Delta l = \frac{Fl}{ES}$. 2.3-суретте осы бөлік көрнекілік үшін масштабтан ауытқи отырып көрсетілген.

AB аймағы жалпы аққыштық аймағы немесе аққыштық алаңшасы деп аталады. Бұл жерде үлгі ұзындығының жүктемені елеулі түрде өзгертпей елеулі түрде өзгеруі орын алады. Барлық металлдардың аққыштық алаңшасы болмайды. Мысалы, алюминийде, жасатылған мыста, легирленген болаттарда аққыштық алаңшасы байқалмайды.

BC аймағы **орнығу аймағы** деп аталады. Бұл жерде үлгінің ұзартылуы жүктеменің көбеюімен ұштасады. Орнығу сатысында үлгіде болашақ үзілу орны байқалады және мойынның – үлгінің сол жерде тарылуының пайда болуы басталады. Үлгіні ары қарай созу кезінде мойын тез күшейеді. *C* нүктесінен бастап үлгіні ұзарту күшті азайта отырып орын алады, бірақ мойынның көлденең кесуіндегі орташа кернеу өседі. Бұл жағдайда үлгіні ұзарту жергілікті сипатқа ие болады, сондықтан *CD* учаскесін **жергілікті аққыштық аймағы** деп атайды. *D* нүктесі үлгінің бұзылуына сәйкес келеді.



Қатынасты көлденең деформация.

Тік белдікті созу (қысу) кезінде ε көлденең деформациядан басқа белдіктің көлденең мөлшерлерінің өзгеруі орын алады (2.4-сур.). созу кезінде белдіктің ені Δb азаяды. Егер Δb *b* бастапқы енге жатқызатын болсақ, ε_1 қатынасты көлденең деформацияны

анықтау өрнегін табамыз:

$$\varepsilon_1 = \Delta b / b.$$

Қатынасты көлденең деформацияның қатынасты ұзына бойғы деформацияға қатынасын **Пуассон коэффициенті** деп атайды және μ арқылы белгілейді:

$$\mu = \varepsilon_1 / \varepsilon.$$

Пуассон коэффициенті, сондай-ақ, *E* серіппелілік модулі материалдың физикалық қасиеттерін сипаттайды; оның мәні металлдар үшін 0,25 - 0,35 шектерінде ауытқиды.

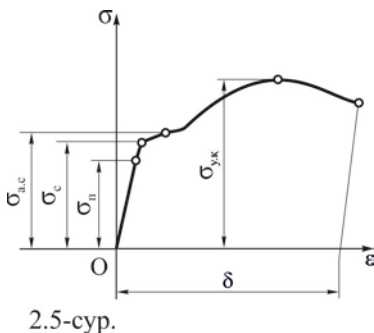
2.3. Материалдардың негізгі механикалық сипаттамалары

Материалдардың механикалық қасиеттері үлгілерді созу арқылы сынай отырып тәжірибе жолымен анықталады.

Үлгілерді сынап болған соң созу диаграммасын σ , ϵ координаттарында қайта құрады. 2.5-суретте көрініп тұрғандай, ол F , Δl координаттарындағыдай түре болады (2.3-суретті қараңыз), бірақ осы қисық үлгінің қасиеттерін емес, материалдың қасиеттерін сипаттайды. Осы диаграммада тән нүктелерді белгілейік.

Оған дейін материал Гук заңын сақтайтын кернеудің ең көп мәні σ_n **пропорционалдық шегі** деп аталады.

Материалдың серіппелік қасиеттері серіппелілік шегі деп аталатын кернеу мәніне дейін сақталады. σ_c **серіппелілік шегі** ретінде оған дейін материал қалдық деформацияларын алмайтын кернеудің ең үлкен мәні түсініледі.



2.5-сур.

Іс жүзінде пропорционалдық шегін және серіппелілік шегін өлшеуге қиынға соғады, сондықтан, σ_n және σ_c мәндері материалдар қасиеттері жөніндегі анықтамалық мәліметтерге әдетте енгізілмейді.

Аққыштық шегі ретінде кернеудің деформацияның өсуі жүктемені елеулі түрде өзгертпей орын алатын мәні түсініледі. Диаграммада аққыштықтың айқын көрінетін алаңшасы болмаған жағдайларда аққыштық шегі ретінде шартты түрде қалдық деформация 0,2 % құрайтын кернеу мәні алынады. Осы жағдайда **аққыштықтың шартты шегі** $\sigma_{0,2}$ арқылы белгіленеді. Егер созу кезіндегі аққыштық шегін қысу кезіндегі аққыштық шегімен салыстыру қажет болса, белгілеуге қосымша индекстер енгізіледі: сәйкесінше «с» немесе «қ» ($\sigma_{a,c}$ және $\sigma_{a,k}$). Аққыштық шегі эксперимент жолымен оңай анықталады, сондықтан, ол материалдың негізгі механикалық сипаттамаларының бірі болып табылады.

Үлгі көтеруге қабілетті максималды күштің оның көлденең кесуінің бастапқы алңына қатынасы **беріктік шегі** немесе үзуге **уақытша үзілу кедергісі** $\sigma_{y,k}$ (қысу — $\sigma_{y,c}$) деп аталады. Үлгі бұзылатын іс жүзіндегі

кернеу стуақ астам болады, себебі осы сәттегі көлденең кесу ауданы мойын пайда болғнадықтарн, бастапқы алңнан аз (диаграммада кернеу үлгінің бастапқы көлденең кесу ауданына қатысты есептеледі). $\sigma_{\text{уақ}}$ мәні материалдар беріктілігінің салыстырмалы сипаттамасы болып табылады және есептеулерде жиі пайдаланылады.

Сынақтар кезінде материалдың тағы бір сипаттамасы - 8 % ұзу кезіндегі салыстырмалы үзілгенше созылу анықталады. **Салыстырмалы үзілгенше ұзару** үлгінің белгілі бір стандартты ұзындығында үзілу сәтіне қарай пайда болатын орташа қалдық деформация мәні. Үлгінің стандартты ұзындығы $l_0 = 10d$, немесе $l_0 = 5d$ ретінде болады, бұл жерде d — үлгінің диаметрі.

2.4. Созу және қысу кезінде беріктікке есептеу

Конструкция элементтерінің мөлшерін жұмыс кезінде **материалдарды барынша аз жұмсап беріктілігін** қамтамасыз ететіндей іріктеу қажет.

Конструкцияны талдаудың негізінде ең көп кернеу стең көп пайда болатын нүкте анықталады. Анықталған кернеу мәнін осы материал мен конструкция үшін жол берілетін кернеу мәнімен салыстырады.

Конструкция жобалау сатысында болған жағдайда **n запас коэффициентін** белгілейді. Оны есептелетін конструкция жұмысының нақты жағдайларына байланысты тағайындайды. Техниканың әрбір саласында өз дәстүрлері, өз талаптары және есептеу ерекшеліктері қалыптасқан. Мысалы, ұзақ пайдалану мерзімдеріне есептелген құрылыс ғимараттарын жобалау кезінде запастар үлкен болып алынады ($n_b = 2 \dots 5$). «В» индексі запас σ_b беріктілік шегінен есептелетінін көрсетеді. Конструкцияға массасы бойынша шектеулер қойылатын авиациялық техникада запас коэффициенті $n_b = 1,3 \dots 2,0$ құрайды.

Запас коэффициенттерінің мәні материал қасиеттеріне де байланысты. Материал илемді болған жағдайда запас коэффициенті аққыштық шегінен алынады ($n_t = 1,5 \dots 2,0$), ал морт материалдар үшін запас беріктілік шегінен есептеледі және $n_b = 2,5 \dots 4,0$ ретінде алынады.

Запас коэффициентін белгілей отырып, конструкцияның осы элементі үшін **жол берілетін кернеу** есептеледі

$$[\sigma] = \frac{\sigma_a}{n_a} \text{ немесе } [\sigma] = \frac{\sigma_b}{n_b}$$

Кернеуді тандай отырып, шартты құрастырады

$$\sigma_{\text{сн коп}} \leq [\sigma]$$

Одан жобаланып отырған элементтің мөлшерлері анықталады.

2.2- мысал. 2.2, а-сур. келтірілген кесте бойынша тиелген дінгектің көлденең кесулер диаметрлерін анықтау (материал — шынықпаған болат 30, $\sigma_{\text{а.с}} = \sigma_{\text{а.к}} = 330 \text{ Н/мм}^2$). F күш = 1 000 Н.

Шешілуі.

1. Алдымен N эпюраларын және σ салу қажет. Эпюраларды құрастырудың әдістемесі және реттілігі 2.1-мысалда келтірілген.
2. Запас коэффициентін анықтаймыз. Материал илемді болғандықтан, запас коэффициентін $n_a = 1,5$ деп аламыз.
3. Жол берілетін керенуді есептейміз:

$$[\sigma]_{\text{а.с}} = [\sigma]_{\text{а.к}} = \frac{330}{1,5} = 220 \text{ Н/мм}^2.$$

4. Кернеулер эпюрасын талдай отырып (2.2, д- сур. қараңыз) екі учаскеде бірдей кернеу пайда болады деген тұжырым жасаймыз $\sigma_{\text{сн коп}} = F / S$. Осы материал үзуге де қысуға да бірдей жұмыс істейді, яғни осы учаскелердің кез келгені үшін шартты жазып алуға болады $\sigma_{\text{сн коп}} \leq [\sigma]$:

$$\frac{1000}{S} = 220 \text{ Н/мм}^2.$$

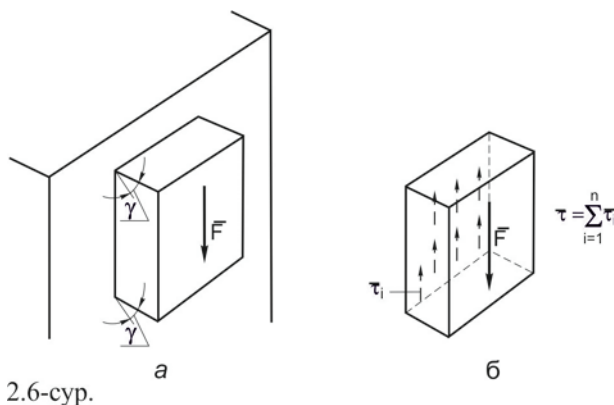
5. Алынған теңдеуден дөңгелек дінгек диаметрлерін анықтаймыз: $S = 4,55 \text{ мм}^2$. $S = \pi r^2$ біле отырып, $r_1 = 1,2 \text{ мм}$; $d_1 = 2,4 \text{ мм}$ анықтаймыз. Аудан $S_2 = 2S$, болған учаскеде диаметр $d_2 = 3,4 \text{ мм}$.

2.5. Кесу және жапыру

Ығысу (қиық) кезіндегі кернеу және деформация. Бір шетімен қабырғаға мықтап бекітілген қысқа дінгекке (2.6, а-сур.), осіне перпендикулярлы түрде F күшін салса, көлденең кесулерде кесу жазықтығында ішкі көлденең күш Q яғни **жананама кернеу** $\tau = Q / S$ пайда болады (2.6, б-сур.).

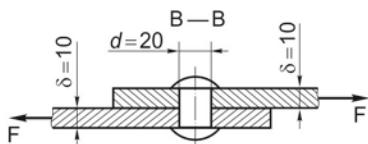
Діңгектің көлденең кесулері жоғрағы қыры горизонтальмен бұрыш құрайтындай бір-біріне қатысты ығыстырылады. τ жанама кернеу γ бұрыштық деформациясына тікелей пропорционалды екені анықталды:

$$\tau = G \gamma.$$

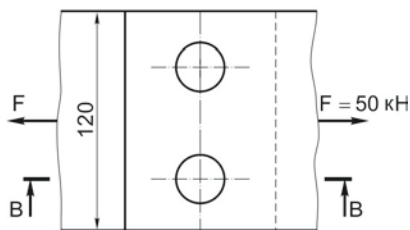


2.6-сур.

бұл тәуелділік **ығыстыруға арналған Гук заңын** білдіреді. Болат тілкемді немесе қағазды қайшымен қиған жағдайда немесе, мысалы, шегеленген қосындыға осы қосынды есептелгеннен гөрі көп күш түсірілген жағдайда кесу құбылысын байқауға болады.



2.7-сур. F түсірілген күштер ығыстыру деформациясын тудыратындығы және олардың әсерінен шегеленген жердің кесілуі мүмкін болатындығы көрсетілген.



Ығыстыру кезіндегі серіппелілік модулі бірінші қатардағы серіппелілік модулі E -ге байланысты:

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

2.7-сур.

модулін анықтауға болады. Мысалы, болат үшін $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$, $\mu = 0,3$, яғни,

Егер E және μ белгілі болса, ығыстыру кезіндегі серіппелілік

$$G = \frac{2 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 + 0,3)} = 0,77 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2.$$

Ығыстыру – бұл кернеулі жай-күй. Егер ығыстыру кезінде пайда болған деформациялар серіппелілік шегінде болса, жүктемені алып тастағаннан кейін бөлшектің мөлшері мен пішіні қалпына келтіріледі. Егер серіппелілік шегі асып кетсе, илемді деформациялар пайда болады. Жүктемені алып тастағаннан кейін кесудің белгіленген жері қалады. Шекті кернеуге қол жеткізілгеннен кейін кесу орын алады.

2.3-мысал. Бұрандама тойтарма шеге беріктілігін тексеру (2.7-сур.қараңыз), егер кесу кезіндегі жол берілетін кернеу $[\tau]_{\text{ке}} = 100 \text{ Н/мм}^2$ болса.

Шешілуі.

Бұрандама тойтарма шегелердің көлденең кесулерінде берілген күштер әсерінен пайда болатын іс жүзіндегі жанама кернеуді анықтаймыз. Бұрандама тойтарма шегелер саны $i = 2$, олар бір жазықтық бойынша кесіледі (кесу жазықтықтарының саны $k = 1$), яғни

$$\tau_{\text{факт}} = \frac{F}{S} = \frac{F}{(ik) \cdot \pi d^2 / 4} = \frac{50000}{2 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 20^2 / 4} = 79,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Бұрандама тойтарма шегелер беріктігін тексеруді жүзеге асырамыз: бұрандама тойтарма шегенің көлденең кесуіндегі іс жүзіндегі жанама кернеу кесуге жол берілетін жанама кернеуден аз немесе оған тең. Шын мәнінде, $79,6 < 100$.

Яғни, $F = 50 \text{ кН}$ күшінің әсерінен бұрандама тойтарма шегелер кесілмейді.

Жапыру. Екі денелерді жапыру кезінде жанасатын беттердің жапырылу қауіпі пайда болады. Жанасатын беттерде пайда болатын кернеулер *жапыру кернеуі* деп аталады. Жапыру мысалы, шегенделген және сомын қосындыларында пайда болады. Жапыру кернеуі келесі формула бойынша анықталады

$$\sigma_{\text{ж}} = F / S_{\text{ж}},$$

Бұл жерде F — жанасатын беттер жапырылатын күш; $S_{\text{ж}}$ — жапыру ауданы.

Егер жапыру бету қисық сызықты болса, осындай бетті жапыру ауданы осы беттің жапыру күшінің әрекет ету сызығына перпендикулярлы жазықтыққа проекция ауданы ретінде есептеледі.

2.4- мысал. Шегенделген қосынды ауданын тексеру (2.7-сур. қараңыз):
 $[\tau]_{ке} = 100 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_{ж} = 240 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma]_c = 140 \text{ Н/мм}^2$.

Шешілуі.

Шегендеменің кесілгенше беріктігін тексереміз (әдістемесі 2.3-мысалда келтірілген).

Қосылып жатқан табактардағы тесіктер қабырғасын жапырғанша тексереміз:

$$\sigma_{\text{факт ж}} = \frac{F}{i\delta a} = \frac{50000}{2 \cdot 10 \cdot 20} = 125 \text{ Н/мм}^2$$

Алынған іс жүзіндегі жапыру кернеуінің мәні жол берілетіннен төмен, себебі шарт бойынша $[\sigma]_{ж} = 240 \text{ Н/мм}^2$. Яғни, тесіктер қабырғаларының жапырылуы орын алмайды.

Табактардың созылғанша беріктігін тексереміз:

$$\sigma_{\text{іс жүз.соз.}} = F / S \leq [\sigma]_{ж}.$$

Қауіпті кесуді анықтау үшін күрделі жағдайларда N эпюралары, содан кейін σ салынады. Бұл жағдайда есеп қарапайым болып табылады. Қауіпті болып $A - A$ кесуі табылатыны анық. Осы көлденең кесудегі аудан $S = 10 \cdot (120 - 2 \cdot 20) = 800 \text{ мм}^2$, ал іс жүзіндегі кернеу

$$50000 / 2$$

$$\sigma_{\text{іс жүз.соз.}} = \frac{50000}{800} = 63,3 \text{ Н/мм}^2$$

Ол жол берілетіннен төмен: $63,3 < 140$.

Яғни, шегенделген қосындының беріктілігі жеткілікті деп есептеуге болады.

Машиналардың бөлшектері және механизмдері

Теориялық механика және материалдар қарсылығы негізіндегі «Машиналардың бөлшектері және механизмдері» курсына жекелеген элементтерді және машиналардың қарапайым қосындыларын есептеу ерекшеліктері және құрастыру қағидаттары қарастырылады.

3.1. Машиналар және олардың негізгі элементтері

«Машина» сөзі энергияны пайдалы жұмысқа өзгерту үшін арналған техникалық құрылғыларды атау үшін пайдаланылады.

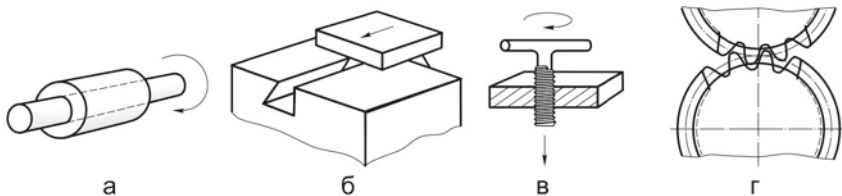
Техникалық құрылғы ретінде машина құрылысының немесе құрал құрылысының объектілерді өзгертуге, табуға, ауыстыруға, бақылауға және басқаруға арналған бұйымы аталады. Техникалық құрылғыларға машиналар, саймандар, құралдар және т.б. жатады. Техникалық құрылғылардың әсер ету объектілері ретінде материалдар, дайындамалар, бұйымдар, энергия, ақпарат, пайдалы қазбалар, өсімдіктер және т.б. табылады. Адамдардың қатысуымен қызмет ететін және олармен басқарылатын техникалық құрылғы қолды техникалық құрылғы деп аталады, мысалы, бұрғы (қолды бұрғы). Адамдардың бұлшық ет энергиясын және тірі емес табиғат энергиясын біртіндеп пайдалану арқылы қызмет ететін (мысалы, электр қозғалтқыштары, пневмо- немесе гидромотор) және адамдармен басқарылатын техникалық құрылғы механизацияланған техникалық құрылғы деп аталады; мысалы, электрлік бұрғы. **Автоматтандырылған құрылғы** тірі емес табиғат энергиясын пайдалана отырып адамның тікелей қатысуынсыз белгіленген алгоритм бойынша қызмет етеді және басқарылады.

Машина деп энергетикалық, беру, атқару және басқару құрамдас бөліктерінен тұратын және материалдың энергияның немесе ақпараттың жай-күйін тікелей өзгерту үшін механикалық қозғалысты орындайтын жеке техникалық құрылғы аталады.

Барлық машиналарды энергетикалық және жұмыс машиналары деп топтастыруға болады. **Энергетикалық машиналарға** энергия шығаратын сығымдағыштар, генераторлар, су турбиналары және т.б. жатады. **Жұмыс машиналары технологиялық** (металл кесу білдектерге, бақылау-сұрыптау автоматтарына, ұста-баспақ жабдығына), көліктік (робоклар, көтергіш крандар, конвейерлерге) және электронды (электронды-есептеу машиналарына, компьютерлерге) машиналарына бөлінеді.

Кез келген машина **қозғалтқыш, ауыстыратын және атқару** механизмдерінен тұрады. Мысалы, металл кесу білдегінде қозғалтқыш механизм деп электромотор, ал автомобиль көлігінде іштен жанатын қозғалтқыш; жону білдегінде атқару механизмі ретінде (оны сондай-ақ, жұмыс органы деп атайды) кесу құралы бар суппорт, ал автомобиль көлігінде – дөңгелек аталады. Тетіктерден, біліктерден, тегершіктерден, белдіктерден, тісті дөңгелектерден және т.б. тұратын ауыстыратын механизмдер қозғалысты ауыстырады және қозғалтқыштан жұмыс органдарына береді. Мәселен, жону білдегінде электр қозғалтқышынан суппортқа қарай қозғалыс белдікті беріліс, жылдамдық қорабы, беру қорапшасы, қозғалғыш бұранда және бірқатар тісті кинематикалық жұптар арқылы атқару механизміне беріледі. Автомобиль көлігінде ауыстыратын механизм қызметін беріліс қорапшасы және кардан білігі атқарады. Сонымен, механизм — ол машинаның ішкі құрылғысы, ол машинаны іске қосады. Өзгеше сөзбен айтқанда, механизм ретінде қатты денелер жүйесінен (механизм буындарынан) тұратын, бір немесе бірнеше денелердің (басқаратын) қозғалыстарын және жылдамдықтарын жүйенің қалған денелерінің талап етілетін қозғалыстарына беру және ауыстыруға арналған техникалық құрылғы аталады.

Бөлшектер — әрқайсысы жинауды пайдаланбастан орындалған (мысалы, білік, тістегіріш, сомын, бұрандама, сірге, тікұшақтың бұрандасы) машиналардың және механизмдердің құрамдас бөліктері. Күрделі машиналардағы бөлшектер саны ондаған және жүздеген мың құрайды. Мысалы, автомобиль көлігінде 15 мыңнан астам бөлшек бар, прокат жабдығының автоматтандырылған кешендерінде – миллионнан астам.



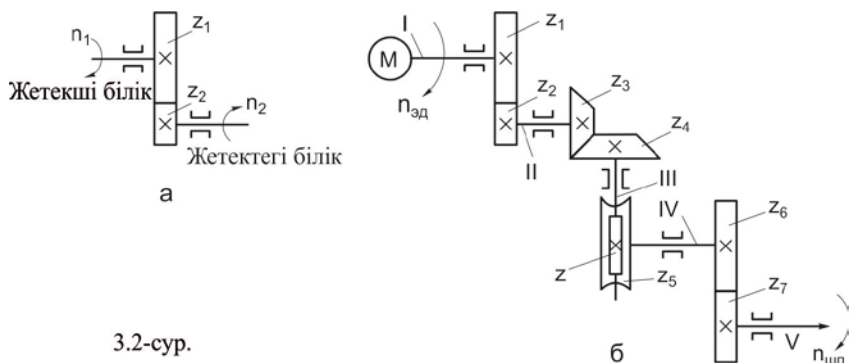
3.1-сур.

Машинада бір мақсатпен біріктірілген конструктивті оқшауланған бірліктер түріндегі бірлесіп жұмыс істейтін бөлшектер жиынтығын ажыратуға болады. Бұл жинақтау бірліктері **түйіндер** деп аталады. Бір машинаның түйіндерін әр түрлі зауыттарда дайындауға болады. Осындай түйіндерге мысал ретінде жалғастырғыштарды, бәсеңдеткіштерді, электрлік сүмбілерді, шарлы мойынтіректерді атауға болады.

Машиналар мен түйіндер бөлшектерінің түрлері:

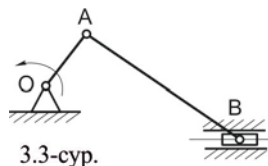
Жалпы мақсаттық — машиналардың көптеген типтерінде пайдаланылады: ол бұрандалар, түйреуіштер, сомындар, тісті дөңгелектер, сіргелер, сұққыштар, сыналар, теңселуші мойынтіректер, жалғастырғыштар, шайбалар, бәсеңдеткіштер;

Арнайы мақсаттық — машиналар типтерінің шектелген түрлерінде пайдаланылады, мысалы, турбиналық дөңгелек, металл кесу білдегінің сүмбісі, тікұшақ бұрандасы, микро орын ауыстыру түйіні.



3.2-сур.

Екі қозғалмалы жалғастырылған бөлшектер **кинематикалық жұп** құрайды. 3.1-сур. Сәйкесінше төменгі (а — айналымды; б — алға бағытталған; в — бұрандалы) және жоғарғы (г — тісті) кинематикалық жұп көрсетілген. Кинематикалық жұпты құрайтын денелер **буындар** деп аталады. Қозғалмалы жалғастырылған кинематикалық жұптар буындарының жиынтығы **кинематикалық жынжыр** деп аталады. 3.2-сур. тісті дөңгелектер (3.2, а-сур.) жұбынан, сондай-ақ, цилиндрлік, конустық және бұрамдық жұптардан (3.2, б-сур.) тұратын кинематикалық шынжырлар көрсетілген.



3.3-сур.

Егер кинематикалық шынжырда бір буынды бекітетін болсақ, механизмдер пайда болады (3.3-сур.).

3.2. Айналмалы қозғалыс бөлшектері

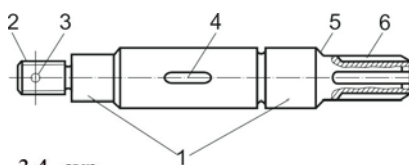
Машиналарда айналмалы қозғалыс бөлшектерінің көптеген түрлері пайдаланылады: тісті дөңгелектер, белдікті беріліс тегершігі, барабандар, шынжырлы берілістер жұлдызшалары, сермерлер, білдек сүмбілері, автокөліктер және гидротурбиналардың дөңгелектері. Осы айналатын бөлшектердің барлығы біліктер және остерде орнатылады.

Ось ретінде айналмалы бөлшектерді ұстап тұруға ғана арналған бөлшек аталады; остер айналатын сәтті бермейді. Көбінесе остер тік болып дайындалады. Олар екі типте болуы мүмкін: айнамайтын және қозғалмалы, яғни оларға орнатылған бөлшектермен бірге айналатын. Есептік кестелерде сотер иілу кезімен жүктелген бөренелер түрінде көрсетіледі, яғни есептеулер кезінде айналатын сәт және үйкелу күші ескерілмейді.

Остерге қарағанда, **біліктер** машиналардың айналатын бөлшектерін қолдап қана қоймай, айналатын сәтті береді, сондықтан, оларды бұрау және бүгудің бірлескен әрекетін ескере отырып есептейді. Егер біліктегі айналатын сәттердің мәндері бүгілетін сәттер мәндерінен артық болса, біліктер жеңіл жүктелген болып есептеледі және оларды бұрауға ғана есептейді.

Геометриялық ось пішіні бойынша біліктер **тік** және **иінді** болып бөлінеді. Иінді біліктерді машинадағы қайтымды ілгерілеме қозғалысты айналмалы қозғалысқа және керісінше ауыстыру қажеттілігі болған кезде пайдаланады. Осындай біліктерде біліктер функциялары иін – бұлғақты механизмдердегі қос иін қызметтерімен ұштастырады. Икемді біліктер ерекше топты құрайды, олардың геометриялық ось жағдайлары кеңістікте өзгеруі мүмкін.

Көбінесе остер мен біліктердің екі тіреуі бар, бірақ, көп тіреулері бар трансмиссиялық біліктер де бар, олардың жекелеген бөліктері муфтаармен қосылады. Біліктер мен остердің тіреу бөліктері шетмойын 1 (3.4-сур.) деп аталады, аралық сандар мойындар, ал шеттегілер — бұртабандар деп аталады. Шетмойын радиалды жүктемені береді; шетмойын ұғындығы теңселу мойынтірегі астында сырғанау мойынтірегінің астындағыдан аз. Білікті (ості) өзге бөлшектермен қосу үшін беттерінде буатты ... жасайды 3.4- сур. "1" паздары 4,



саңылау 3; бұранда кеседі 2 және оймакілтектер. 6. Белдік кесулерінің күрт өзерулері оның шаршаңқылық төзімділігін төмендетеді. Сондықтан, бір кесуден екіншіге қарай өту икемді, 5 ойықтар түрінде орындалуы тиіс.

3.3. Корпустық бөлшектер

Корпус бөлшектері машиналар механизмдерін орналастыруға қызмет етеді, олар негізгі тораптардың өзара орналасудың тірегі мен базасы болып табылады және машинаның пішінін немесе оның жеке тораптардың пішінін құрайды.

Корпус бөлшектері елеулі дәрежеде жүктеме, дірілдеуге тұрақтылық, ұзақ мерзімділікке жұмыс дәлдігі өлшемдері бойынша машиналардың жұмысқа қабілеттігін және сенімділігін анықтайды. Стационарлық машиналарда корпус бөлшектері машинаның барлық массасынан 70 ...85 % құрайды.

Корпус бөлшектерінде үлкен қаттылығы болуы тиіс, сондықтан оларды серпімдіктің жоғары модулімен материалдардан жасайды (жылумен өндеусіз шойыннан және болаттан жасалады, өйткені корпус бөлшектері үшін жылумен өңдеу қиын).

Көбінесе корпус бөлшектерін шойыннан жасайды, бұл күрделі геометрикалық формаларды алуға болады. Көлік машиналарындағы корпус бөлшектері, мысалы қозғалтқыштың қартерлері, сондай-ақ стационарлық машиналардың жылжымалы бөлшектері, мысалы, үлкен жүктемемен жұмыс істейтін мікбастар, жиі жоғарлатылған бекімділікке жататын жеңіл қоспалардан орындайды.

Дәнекерленген құрылымдарды массаны және ауқымды көлемдерін азайтуға, сондай-ақ жалғыз және ұсақ сериялы өндірісте құймалы корпус бөлшектеріне қарағанда, дәнекерленген бөлшектер арзандау болады.

Ауыр машина құрылысына дәнекерлеу-құйма құрылымдарды қолданады, өйткені олар ірі құймалардың әзірлеуін елеулі түрде жеңілдетеді (мысалы, бүйірінен сүргілеу станоктарының тұғырын жасау, олардың бағыттаушылардың ұзындығы 20 м жете алады).

Ірі корпус бөлшектері үшін соңғы кездерде бетонды және темір-бетонды құрылымдар қолданылады. Бетон дірілдеуді жақсы басады, бұл жалпы машинаның қаттылығын ұлғайтады. Бұдан басқа, шойынмен салыстырғанда, бетон температу-раның ауытқуларына азырақ сезімтал.

Бетон серпімдігінің модулі шойын серпімдігінің модулінен азырақ болады, осындай құрылым қаттылығын қабырғалар қалыңдығын ұлғайту есебінен алуға болады. Корпус бөлшегінің массасы норма шектерінде қалады, өйткені бетонның тығыздығы сүр шойынның тығыздығынан үштен бір бөлігін құрайды. Алайда бетонның кемшілігі бар: қатып қалғаннан кейін ылғалды сіңіп алу мүмкін, бұл көлем өзгерістеріне әкеп соқтырады. Бұдан басқа, бетонға май түсу оған зақымдану келтіреді.

Келешегі бар материал полимерлік бетон болып табылады, оның серпімдігінің жоғары модулі бар ($E = 40 \text{ кН/мм}^2$) және бетонға тиеселі кемшіліктері де жоқ.

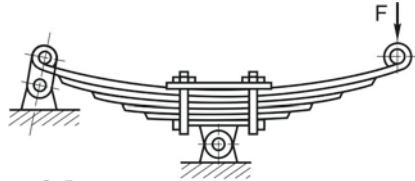
Көптеген жүктемелер жоқ және өлшемдер тұрақтылығын талап етпейтін аз массасымен корпус бөлшектерін пластмассада жасайды. Осындай бөлшектерге құралдардың корпустары, жылжымады машиналар және құралдар, қақпақтар, тыстар, тұрмыстық құралдардың корпустары және т.б. жатады.

3.4. Серіппелер мен рессорлар

Серіппелер мен рессорлар — серпімді элементтер болып табылады. Серіппелердің және рессорлардың қолдану аясы өте кең болады:

- 1) берілген тұрақты күштерді жасау – бастапқы қысу немесе созу — үйкеліспен берілісте, үйкелісті жалғастырғыштарда, тежеуіштерде, сақтандырғыш құрылғыларда, шайқау мойынтіректерде;
- 2) орнын ауыстыру дәлдігіне саңылаулар әсер етуін жою үшін тетіктердің күшті түйісуі;
- 3) серіппені алдын ала бұрау негізінде қозғалтқыштың функцияларын орындау, мысалы сағат құралдарында;
- 4) көлік машиналарында, автомобильдерде, теміржол вагондарда, құралдарда, дірілдеу оқшайлайтын машина тіректерінде дірілдеуді оқшаулау;
- 5) соққы энергиясын басу, мысалы, артиллериялық қаруларда қолданатын буферлік серіппелер көмегімен. Үлкен жылжуларда серіпимді элементтердің арқасында соққы энергиясы басылады да, соққы күші азаяды. Бірінші үш оқиғадан айырмашылығы, буферлік және дірілдеуді оқшаулайтын серіппелер машина жұмысына зиянды энергияны жинайды;
- 6) серіппелердің бұрамалардың серіпимді орнын ауыстыру арқылы өлшеу құралдарында күштердің өзгеруі.

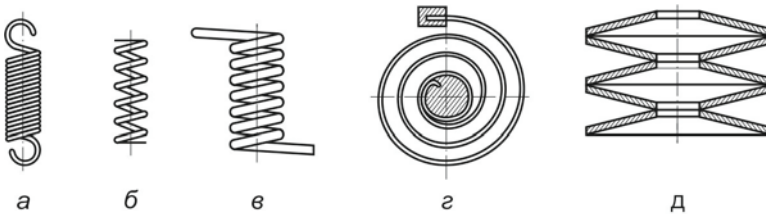
Рессорлар (3.5-сурет) парак материалынан алады; иілмелікті ұлғайту үшін оларды әртүрлі ұзындығымен парақтардан жинайды, бұл оларды көлденең иілісінің қарсыласуына тең денелерге жақындатады. Парақтар



3.5-сур.

арасындағы үйкелу ауытқулардың демпфирлеуді қамтамасыз етеді. Парақты рессорларды көбінесе дірілдеуді окшаулау (автомобильдердің, теміржол вагондардың ілмектерін серіппілеу) және соққыны қабылдау (ұсталық-басу жабдығында) қолданады. Парақтар арасындағы тығыз түйісуді қамтамасыз ету үшін және ұзақ парақтардың кейбір жүктемесін алып тастау үшін (ұзын парақтардың сынуы қысқалармен салыстырғанда қауіпті болады) керек. Қысқа парақтарды көбірек қисықпен жасайды. Рессорларды кремнийлі болаттан, кремненикельді және хромарганецтік болаттан әзірлейді.

Серіппелер — ең әмбебап серіпімді элементтер; олар жоғарыда аталған барлық алты жағдайда қолданылады. Серіппелер созылуға (3.6, а сурет), қысылуға (3.6, б сурет), бұруға (3.6, в сурет) жұмыс істейді де, көлденең иілімін қабылдамайды. Бұндайда оларды рессорлармен алмастырады. Форма бойынша серіппелер әртүрлі болады: цилиндрлік (3.6, а — в сурет), тегіс спиральді (3.6, г сурет), тарелке тәрізді (3.6, д сурет), фигуралық және т.б.



3.6-сур.

Серіппелерге арналған материалдар жоғары және тұрақты серіпімді қасиеттері болуы тиіс. Сондықтан, негізгі материал жоғары көміртекті болаттар 65, 70, марганецті болат 65Г, кремнийлі болат 60С2А, хромованадийлі болат 50ХФА және т.б. болып табылады.

3.5. Бөлшектердің берік қосындылары

Бекітуді немесе бөлшектердің өздерін бұзғанда ғана торап бөлшектеуі мүмкін болатын қосындыларды берікке жатқызады.

Бұл дәнекерленген, тойтарылған, желімденген қосындылар; жылжымайтын қосындылар пластмассалық бөлшектерді армирлеу арқылы алынады; жылжымайтын бөлшектердің қосындылары тартып отырғызғанда да пайда болады.

Дәнекерлеу қосындылары. Дәнекерлеу жолымен алынған берік қосындыларды дәнекерленген қосындылар деп атайды. *Дәнекерлеу* — тігісте заттың жылу және механикалық энергияның термодинамикалық қайтарымсыз айналу арқылы материалдардың монолиттік қосуын алу үдерісі болып табылады. Дәнекерлеген кезде берік қосынды дәнекерленген бөлшектерді жергілікті қыздыру кезінде немесе пластикалық пішінін өзгерткенде немесе екеуінде бірге жасағанда дәнекерленген бөлшектер арасында атомаралық байланыстарды орнату арқылы қамтамасыз етіледі.

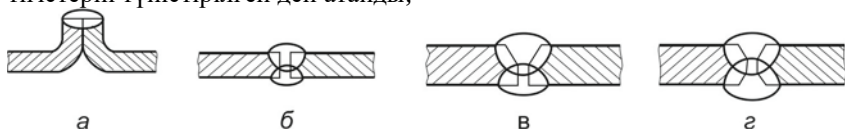
Дәнекерлеу сапасы пісірілетін үстілердің формаларына және дайындық тазалығына және жұмыстарды өндіру жағдайларына байланысты. Дәнекерленген тігістердің бекімдігі дәнекерлейтін металл мен дәнекерленетін бөлшектердің металы өзара сінуіне байланысты: шалапісірілім немесе дәнекерленетін бөлшектердің металын артық пісіру болуы да мүмкін. Екі ақау тігістің бекімділігін төмендетуге әкеп соқтырады.

Дәнекерлеу қосындыларының қолдануы механикалық қосу алдындағы артықшылықтары арқасында кеңейеді: құрылымның азайтылған массасы; қосындының саңылаусыздығы; қалың профильдерді дәнекерлеу және қосу әдерісін автоматтандыру мүмкіндігі. Дәнекерленген болат құрылымдары шойын құйылғандардан жеңілдеу болады — кейбір кезде 50 % дейін, ал болаттан құйылғандардан — 30 % дейін жеңілдеу болады. Прокаттан дәнекерленген құрылымдардың құны болаттан құйылғандардың немесе шыңдалған темірлер құнына қарағанда екі есе азырақ болады.

Дәнекерлеудің кемшіліктері: дәнекерлеу тігісін бақылау қиындылығы; дәнекреушінің біліктілігіне байланысты болатын тігіс сапасының тұрақсыздығы; — осы кемшілік автоматты дәнекерлеуді қолданумен жойылады; дәнекерлеу тігісі жерінде кернеулер шоғырлануы, кейбір кезде әртүрлі текті металдарды дәнекерлеу қиындылығы мен мүмкінсіздігі; көптеген жылулық шығуы және оның салдарынан дәнекерлеу құрылымының шалыстануы пайда болатын елеулі ішкі кернеулер жасалуы; дірілдеу және динамикалық жүктемелерде қосындының жеткіліксіз бекімдігі.

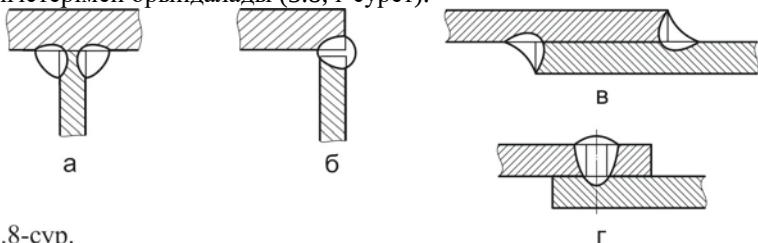
Қосылатын элементтердің өзара орналасуы бойынша дәнекерлеу қосындыларын келесілерге бөлуге болады:

- түйістіре пісірілген қосылыстар (3.7 сурет); осындай қосылыстардың тігістерін түйістірілген деп атайды;



3.7-сур.

- таврлық қосылыстар; қосылатын элементтер бір біріне перпендикулярлық болады, бұл ретте бір элемент басқаның бүйірлі үстіне бүйіржағынан пісіріледі (3.8, а сурет). Сөре мен қабырға арасындағы бұрыш тік болуы мүмкін және 90° айырмашылығы болуы мүмкін;
- бұрышты қосылыстар — қосылатын элементтер бір біріне бұрышпен орналасқан, жиектерінен пісіріледі (3.8, б сур.);
- айқас қосылыс — қосылатын элементтердің үстілері бір біріне жабылады. Айқас қосылыстар бұрышты (3.8, в сурет) және тығын тігістерімен орындалады (3.8, г сурет).



3.8-сур.

Түйістіре пісірілген тігістерді қосылатын элементтердің номиналдық кесімі бойынша бекімділікке есептейді (тігістерді қалыңдығын есепке алмай).

Созылу (кысылу) кернеуі төмендегі формула бойынша анықталады

$$\sigma_{c(k)} = \frac{F}{l\delta} \leq [\sigma']_{c(k)},$$

бұнда l — тігістің есептелген ұзындығы (мм), ол шалапіскенге 10 мм алып тастап тігісі ұзындығына тең болады; δ — парақтың қалыңдығы. Дәнекерленген тігістерде рұқсат етілген кернеулер $[\sigma']$ 3.1.кесте бойынша таңдалады.

Рұқсат етілген созылатын (қысатын) күш

$$[F] = [\sigma']_{c(k)} l \delta.$$

3.1. кесте. Статикалық жүктемеде дәнекерленген тігістерде рұқсат етілген кернеулер

Дәнекерлеу тәсілі және электродтың типі	Түйістіре пісірілген тігістер		Кескен кездегі бұрышты (валик тәрізді) тігістер $[\tau]_{ep}$
	созылғанда $[\sigma']_c$	қысқанда $[\sigma']_k$	
Түйіспелі нүктелік	—	—	$0,50 [\sigma]_c$
Қол электрод Э34	$0,60 [\sigma]_c$	$0,75 [\sigma]_c$	$0,50 [\sigma]_c$
Қол электрод Э42	$0,80 [\sigma]_c$	$0,90 [\sigma]_c$	$0,60 [\sigma]_c$
Автоматты флюс қабатынан, түйіспелі балқытумен, қорғау газының ортасында Э42А және Э50А қол электродтарымен	$0,90 [\sigma]_c$	$[\sigma]_c$	$0,65 [\sigma]_c$

Ескертпе. $[\sigma]_p$ — созылған кезде құрылымның негізгі металына рұқсат етілген кернеу; $[\sigma]_c$, $[\sigma]_k$, $[\sigma]_{ке}$ — бұрышты тігіс үшін кескенде және түйіспелі тігіс үшін созылғанда және қысқанда рұқсат етілген кернеулер.

3.1. мысал. Ст3 болаттан екі жолақ ($[\sigma]_c = 160 \text{ Н/мм}^2$) түйіспелі пісірілген және созылатын күшпен жүктеме салынған (3.9 сурет). Э42 электродтармен қол дәнекерлеу жүзеге асырылатын болса, рұқсат етілген күшті анықтау керек.

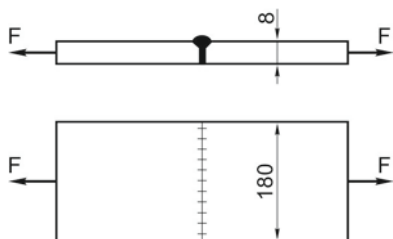
Шешім.

1. 3.1 кестеден $[\sigma']_c = 0,8[\sigma]_c = 0,8 \cdot 160 = 128 \text{ Н/мм}^2$ таңдаймыз.

2. Тігістің есептік ұзындығын анықтаймыз $l = 180 - 10 = 170 \text{ мм}$.

3. Рұқсат етілген созылатын күшті анықтаймыз

$$[F] = 128 \cdot 170 \cdot 8 = 174,08 \text{ кН}.$$

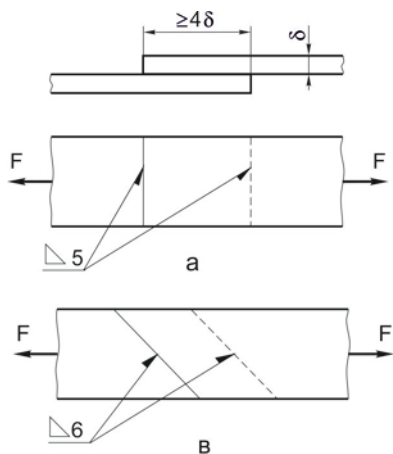


3.9-сур.

Егер қосылатын элементтердің жазықтығында M иілмелі сәті мен созылатын (қысатын) күш әрекет етсе, кернеу осылайша болады

$$\sigma = \frac{M}{W_c} \pm \frac{F}{l\delta} \leq [\sigma]_c$$

бұнда W_c — тігістің есептеу кесімінің қарсыласу сәті болып табылады.



3.10-сур.

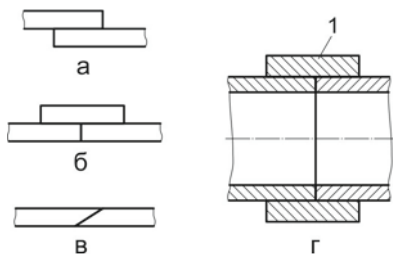
Айқас қосылыстар бұрышты тігістер күш бағытына қарай орналасуы бойынша перпендикулярлық орналасқан маңдайлыға (3.10, а сурет); параллельдік орналасқан бүйірліге (3.10, б сурет); бұрышты орналасқан қисықтарға (3.10, в сурет), және құрамдастарға бөледі. Бұрышты тігістердің ұзындығын тігістердің аяғында болатын ақаулар салдарынан 30 мм кем емес таңдап алады. Маңдайлы тігістерді екі жақтан салады, жабылуы 4δ кем болмауы тиіс. Маңдайлы және қисық тігістердің максималды ұзындығын шектемейді. Бүйірлі тігістердің ұзындығын $(50...60)k$ аспайтын қылып таңдауға ұсынады, бұнда k — тігістің көлденең кесімінің үшбұрыштың катеті болып табылады. k мөлшері, әдеттегідей, δ парақтардың қалыңдығына тең. Барлық бұрышты тігістердің есебі бірыңғай формула бойынша жасалады:

$$\tau_{ке} = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau']_{ке}; [F] \leq 0,7 kl [\tau']_{ке}.$$

Дәнекерлеу тәсіліне қарамастан, көрінетін тігісті МЕМСТ 2.312—72* «Дәнекерлеу қосылыстардың тігістерін шартты суреттеуі және белгілеуі» сәйкес тұтас желімен суреттейді, ал көрінбейтін тігісті—пунктирмен көрсетеді; тігістің суретінен желі шығарылымды өткізеді, ол біржақты тілмен аяқталады (3.10 суретке қараңыз). Нүктелі түйіспелі дәнекерлеуде көрінетін жалғыз дәнекерлеу нүктесін + белгімен суреттейді, көрінбейтін жалғыз нүктені сұлбада көрсетпейді. Тігіс катетінің мөлшері Δ белгімен көрсетіледі, ал оң жақта тұратын катет биіктігін сан миллиметрде көрсетеді.

Дәнекерлі қосылыстар пәсірілгендердің бір түрі болып табылады. **Дәнекерлеу** деп балқыту температурасынан төмен қосылатын материалдарды жылыту нәтижесінде атомаралық баланыспен қосылыстарды атайды. Дәнекерлеумен әртүрлі текті металдардан жасалған бөлшектерді қосуға болады, сондай ақ металдан және шыныдан, керамикадан, графиттен және басқа металды емес материалдардан жасалған бөлшектерді қосуға болады. Берілген режимде пісірілген қосылыс шығару материал қасиеті **дәнекерлеу** деп аталады.

Дәнекер ретінде пісірілетін материалдардың балқы температурасынан төмен балқы температурасымен метал немесе қоспа (қалайы, мыс, күміс негізінде) пайдаланады.



3.11-сур.

қышқылды қолданады. Нүктелі қосылыстардың дәнекерлеуін флюстерсіз қорғау газының атмосферасында немесе вакуумда жүргізеді. Қосылыстың бекімдігін жоғарлату үшін түйісетін үстілердің жанасудың үлкен үстілерді қамтамасыз ету қажет, сондықтан қаптаманы (3.11, а сурет) қолданбай ақ, (3.11, б сурет) қолданып, айқас қосылыстар пайдаланады, қиғаштап түйісе қосу (3.11, в сурет); қосымша бөлшектерді енгізеді 1 (3.11, г сурет).

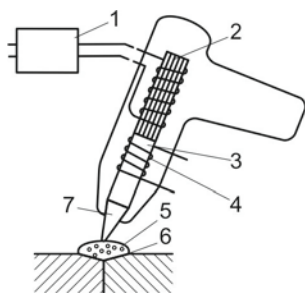
Пісірілетін материал мен дәнекер үстінен тоттыларды алып тастау үшін қолданылады және дәнекерлеу барысында оларға жол бермеу үшін **дәнекерлеу флюс** деп аталатын көмекші материал қолданылады. Флюстер ретінде бура, балқыту шпат және олардың сілтілі металдармен тұздарымен қоспаарын, канифольді, мырыш хлоридін және фосфорлық

Дәнекерді фольга аралықтар, сымдар, таспалар, бытыралар, түріндегі флюсі бар дәнекерленген жеріне салады. Автоматтандырылған пісіруде

дәнекерді паста түрінде шприц-кондырғылармен дозаланған түрде енгізеді.

Жалғыз және ұсақ сериялы өндірісте жергілікті жылытуды дәнекерлегішпен немесе газ жанарғысымен жүргізеді. Көп сериялы және жаппай көпшілік өндірісте жоғары жиілікті токпен (ЖЖТ) ваннада, газ пешінде, электр жылыту мен индукциялық жылыту қолданады. ЖЖТ жылытқан кезде индукторда қосылатын бөлшектерге жақын формаға ие болады, сондықтан бөлшектерді дәнекерлеу жерінде қыздырады (бұл тоттанудан және өзгеруден сақтайды).

Металды және металды емес материалдарды дәнекерлеген кезде ультрадыбыс қолдану перспективасы бар бағыт болып табылады. Жабдық (3.12 сурет) ультрадыбыс жиіліктің генераторынан 1 және ферромагниттік өзегі бар 3 (4 — электрлік орауыш) ультрадыбыстық өзгергішпен 2 электр дәнекергіштен тұрады. Ұштықтың 7 ауытқулар жиілігі шамамен 20 кГц.



3.12-сур.

Осы тәсіл алюминийден жасалған бөлшектерді дәнекерлеуге қолайлы болады, өйткені балқытылған дәнекерде 5 жоғары жиілікті ауытқулар металдың 6 тотталған жабындысын бұзады, бұл флюс қолданудан дәнекерді жүргізуге қол жеткізеді.

Дәнекердің шартты белгілеу белгісі сызбаларда желі шығарылымда салады: $\leftarrow \leftarrow$ — осылау көрінетін тігісті көрсетеді; көрінбейтін үстілерді көрсеткен кезде сызықша қойылмайды $\leftarrow$; периметр бойынша орындалған тігістерді желі шығарылымда шеңбермен белгілейді $\leftarrow \bigcirc$; қажеттілік болғанда, сұлбада тігістің өлшемдерін қояды; дәнекер белгілеуін келесі тип бойынша жазумен сұлбаның техникалық талаптарында көрсетеді: «ПОС 40 МЕМСТ...».

Әртүрлі маркадағы дәнекерлерді пайдалағанда, бір материалмен жасалған барлық тігістерге бір реттік нөмір береді, оны желі шығарылымда көрсетеді, мысалы: $\leftarrow \leftarrow \text{№1}$.

Дәнекер қалдық кернеулер мен өзгертулерді азайтады, кейбір кезде толық алып тастайды. Дәнекердің өте маңызды артықшылықтарына әртүрлі металдар қосу және металдарды металдар еместермен қосу мүмкіндігін жатқызуға болады. Дәнекер көмегімен бекім және

ажыратымды қосылыстарды алуға болады. Соңғысы баспа платасында орнатылған ақаулы құралдарды икемдеу немесе ауыстыру кезінде бөлшектеу қажеттілігі туғанда, радиоэлектрондық аппаратура өндірісінде өте маңызды.

Дәнекер құрылымдардың артықшылықтарына қосылатын бөлшектердің металдар құрылымын және қасиеттерін сақтауға жатқызуға болады. Жоғарыда аталған артықшылықтарды өндірісте кең қолданатын ілгерінді технологиялық үдеріс ретінде қарастыруға болады.

Дәнекерлеумен салыстырғанда дәнекердің кемшілігі қосылыстың шектеулі механикалық бекімдігі, дәнекерлердің елеулі үлкен құны, флюстердің және дәнекерлердің зиянды буланулар болып табылады.

Жапсарланған қосылыстар. Бөлшектердің құрылымдық элементтерінің қалдық өзгеруі мен батырмалар деформациясынан пайда болатын ажыратылмайтын бекім қосылыстарды тойтарылған қосылыстар деп атайды. Осындай қосылыстар батырма тойтарма өзегін салумен ажырату мен қосылатын элементтерінің қосарланған тесіктерге тойтарма жасаумен орындалады. (2.7 сурет).

Тойтармамен әртүрлі және қиын дәнекерленетін материалдардан жасалатын бөлшектер қосылыстарын алады; жылумен өңделген және жылытуға болмайтын түпкүлікті түрде өңделген бөлшектерді алады; дірілдеуге және артық жүктемелерге шалдыққан бөлшектерді алуға қолданады. Жиі тойтарма қосылыстар жоғары және төмен температурада жұмыс істейтін құрылымдарда қолданады, сондай ақ үлкен жүктемелерге тозуға қабілетті бекім қосылыстарды алуға (мысалы, ұшақтар құрылысында) қолданады.

Тойтарыс қосылыстардың кемшіліктеріне оларды әзірлеудің жоғары еңбек сыйымдылығын, тойтармаларға тесіктер бөлшектерін әлсіретуді, кернеулер шоғырлануды және үстілердің тегістігін бұзуды жатқызуға болады. Тойтару үдерісі үлкен шу көтереді, ал тойтарма балғаның дірілдеуі қолмен жинаған кезде жұмысшының қолдарына әсер етеді және бірнеше жылдан кейін кәсіби ауруларға әкеп соқтырады.

Желімденген қосылыстар. Үстілерді жапсыру және желім қабатында молекулярлық байланыс арқылы металды емес затпен бекім қосынды *желімденген қосылыс* деп аталады. Ол желімдерді (адгезидтерді) жанасқан үстілерге салу арқылы пайда болады. Қосылыстардың бекімдігі адгезиондық (бөлшектер мен желімдеген қабат арасында) және когезиондық (желімнің өзінің ішінде) күш қамтамасыз етеді. Әртүрлі материалдан жасалған бөлшектердің бекім қосылыстарын синтетикалық шайыр негізде жасалған желімдермен жүзеге асырады. Іс жүзінде БФ, ВК-1, ВК-2, МПФ-1 және т.б. желімдерді қолданады.

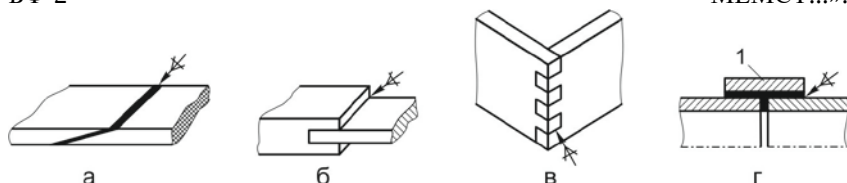
Желімді қосылыстарды қолдану механикалық өңдеу көлемін азайтады, ал бір жағдайларда өнім массасын және оны әзірлеу өзіндік құнын

төмендетеді. Желімді қосылыстардың артықшылықтары әртүрлі және жұқа парақты материалдардың бөлшектерден қосу мүмкіндігі, жоғары қарсыласу, саңылаусыздықты қамтамасыз ету мүмкіндігі, тоттануға қарсы тұрақтылығы, кернеудің аз шоғырлануы, аз массасы болып табылады.

Соңғы жылдары желімдеу жауапты машиналар мен құрылыстарда (ұшақтар мен көпірлер), метал кесетін станоктарда (төзімділікті жоғарлату үшін бағыттаушыларға фторпласты желімдейді) кеңінен қолданады. Тісті дөңгелектерді белдікпен түйісу бекімділігін көтеру үшін жетістікті қолданады; мойынтіректердің сыртқы дөңгелектерін корпуска орнату үшін, атап айтқанда кесу өлшемдерін жоғалтқан кезде; ойыма қосылыстарын тығыздау үшін қолданылады.

Желімді қосылыстардың кемшіліктеріне жұлып алуға (үзілу, қабаттану) аз бекімдігін, кейбір желімдер уақыт өте ескеретінді, басқа дәнекерлеу және тойтарма қосылыстарға қарағанда, азырақ ұзақ қолдануды, кейбір желімдерде полимерлеудің ұзақ мерзімін және мардымсыз жылу тұрақтылығын жатқызады.

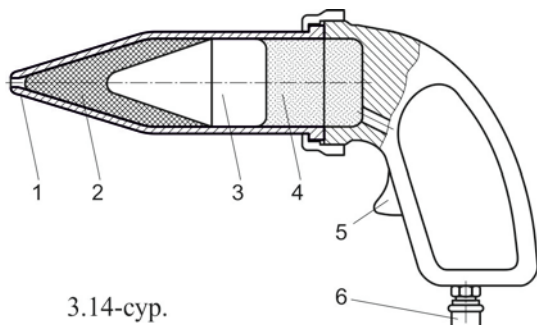
Желіммен алынатын бекім қосылыстардың тігістерін сұлбада желіде шығарылым қойылатын $\nless$ белгімен белгілейді $\nless$; желімдеген қосылыстың жерін тұтас желімен суреттейді, ол екі есе рет негізіден қалындау болуы тиіс (3.13, а сурет). Сұлбаның техникалық талаптарында бекім қосылыс қай желіммен жасалғаны көрсету қажет, мысалы «Желім БФ-2 МЕМСТ...».



3.13-сур.

Желімденген қабаттың оңтайлы қалыңдығы 0,05-0,15 мм болуы тиіс. Үлкенірек қалыңдықта каттылану барысында саңылаулар пайда болуы мүмкін. Жанасқан үстілердің бұдырлығының тиімді параметрлері Ra 2,5...3,2 мкм және жоғары. Желімденетін үстілердің талап етілетін алаңын бөлшектерді жүктеу түріне қарай анықтайды (жылжыту, біркелкі жұлыну, иілу және т.б.) және қажеттілік болғанда ұлғайтады, бұндайда қисық түйісулерді жасайды (3.13, а сурет), құлыпқа (3.13, б сурет), мұқабаға (3.13 в сурет) орналастырып, және қосымша бөлшектерді пайдалана отырады 1 (3.13, г сурет). Желім маркасын қосылатын бөлшектердің материалына және қосуды пайдалану жағдайларына қарай таңдайды: жүктеме, температура, ортаның агрессиялығы және т.б.. Желімдер желімденетін бөлшектердің үстілерін сенімді

молекулярлық ілінісуді (адгезия) қамтамасыз етуге қажет. Желімдер жылуға төзімділікті, қышқылдар, сілтелер, май, бензин, су әсерлеріне төзімділікті сақтау және оларды дайындағаннан кейін 2 сағат ішінде желімдейтін қабілеттікті сақтау қажет.



3.14-сур.

Дайындалған үстіне желімді қылшықпен, құйып, қалақшамен, роликпен, балқытумен, тозаңдату арқылы жағады.. 3.14 суретте желімді тігіске салу үшін пневматикалық шприцтің сұлбасы келтірілген. Желімді 2 шприц саптамасына 1 құяды. Шүріппеге басқанда 5 ауа камерасына 4 құбыршектен 6 келетін ауа қысымымен 3 микбас желім арқылы желімденетін үстіне басып шығарады.

Эпоксидтік желімдерді пайдаланған кезде желімді қабатты салғаннан кейін желімнен ерігіштерді бумен шығару үшін оны біраз кептіртеді (60 минутка дейін). Қажетті ұстаудан кейін желімденетін үстілер бұрандама қышқыштар, 0,05...2 МПа салмақты қысыммен арнайы құралдар көмегімен қысады. Желім қатаяғаннан кейін бөлшектердің үстілерінен металды қылшықтар, егеуқұм қағазы арқылы немесе еріткішпен жуумен артықтарды алып тастайды.

Созып қосу. Машина құрылысында жылжымайтын қосылыстарды жасау үшін, мысалы белдіктер — тегерішкі типті бөлшектерді жасау үшін, созып қосуды пайдалануға болады, олар түйіскен бөлшектердің отырғыздыру көлемдерінің айырмасымен жасалады.

Отырғызуды таңдау аз созғанда қосу бекімділігі мен жүктеме беру қамтамасыз етіледі, ал көп созғанда — бөлшектердің бекімдігі қамтамасыз етіледі. Созып қосу (шарлы мойынтіректерді белдіктерге, микбасты шеңберлерді микбасқа және т.б. орнату)

Машина құрылысында кеңінен қолданылады, қосулардың жалпы санынан — 10—17 %.

Кепілдірілген созу бөлшектер қосылу тәсіліне байланысты емес (қамтылған бөлшекті басып, қыздыру, салқындату немесе құрамдас тәсілмен).

Басумен бөлшектерді түйісу — ең әйгілі және күрделі емес үдеріс болып табылады. Оның кемшілігі жұқа қабырғалы бөлшектердің біркелкі емес өзгеруі мен жиектерді зақымдану мүмкіндігі.

200–400 °C дейін қамтитын бөлшектерді жылыту жолымен түйісу тәсілі кеңінен таралған. Осы тәсілдің кемшіліктері — металл құрылымының өзгеруі мүмкіндігі, күйген жері мен өзгеруі пайда болу.

Созумен бөлшектерді түйісудің жақсы тәсілі **қамтитын бөлшекті салқындату** болып табылады.

Кепілдірілген созуды беретін негізгі ауытқулар болып табылады: P, R, S, T, U, V, X, Y, Z, ZA, ZB, ZC (тесіктер үшін) және p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc (белдіктер үшін).

Қосылыстар тағайындалуына қарай созылудың ауар, орта және жеңіл отырғызу таңдалады.

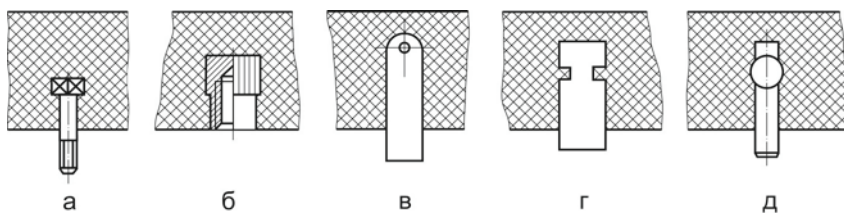
Ауыр отырғыздыру үлкен жүктемелері бар қосылыстарда қолданылады, мысалы, вагон дөңгелектердің белағаштарында, станок қондырғыларындағы орнату шрифтерінде, прокаттау станоктардың белдіктерінің ұштарындағы түсірілмейтін жалғастырғыштарда, жүкті автомобильдің цилиндрлер блогының ұшындағы қақпағында (z, za, zb, zc ауытқулармен).

Орта отырғыздыру төлкелерді тегершікке және тісті дөңгелектерді баспақтаңқырау, кондуктор корпусымен кондукторлық төлкелерді қосу, тісті дөңгелектерді жылдамдықтар қорапшалардың белдіктеріне бекіту, бұралаң дөңгелектерді мыс тәжілерге орнату үшін қолдануға (v, x, y ауытқулар) ұсыналады.

Оңай отырғыздыру созылумен жұқа қабырғалы төлкелерді корпустармен қосуға, электрқозғалтқыш белдігінде орнату шеңберлеріне бекіту, төлкелерді метал кесетін станоктардың тісті дөңгелектермен қосу үшін қолдануға (p, r, s, t, u ауытқулар) ұсынылады.

Отырғызу бөлшекпен көрсетеді, оның алымында тесікке қол жеткізудің белгіленген өрістерді көрсетеді, ал бөлімінде — белдікке қол жеткізу өрісін белгілейді, мысалы Н6/т5. Отырғызулар белгілеуіндегі сандар квалитетті (дәлді дәржесін) көрсетеді, оған сәйкес МЕМСТ 25346—89 «Жалғы қағидалар, қол жеткізу қатарлары мен негізгі ауытқулар» бойынша өлшемдердің берілген аралықтары қол жетімділікті анықтайды. Отырғызуды белгілеу элементтің номиналдық мөлшерінен кейін көрсетеді, мысалы 50Н7s6 немесе Ø70Н6A5.

Армирлеу. Бекім қосылыстарды жасау тәсілдерінің біреуі *пластмассалық бөлшектерді* армирлеу болып табылады. Радио- және электротехникалық өнеркәсіпте басумен және қысыммен құю арқылы электрлік ажыратқыштарды, колодқоларды, панельдерді жасайды. Бұл жеке элементтерден жинау арқылы кейінгіде бекітумен алынатын ұқсас құрылымдардың еңбек сыйымдылығымен салыстырғанда, осындай бөлшектерді әзірлеудің еңбек сыйымдылығын 10 —100 есе рет қысқартуға көмектеседі.



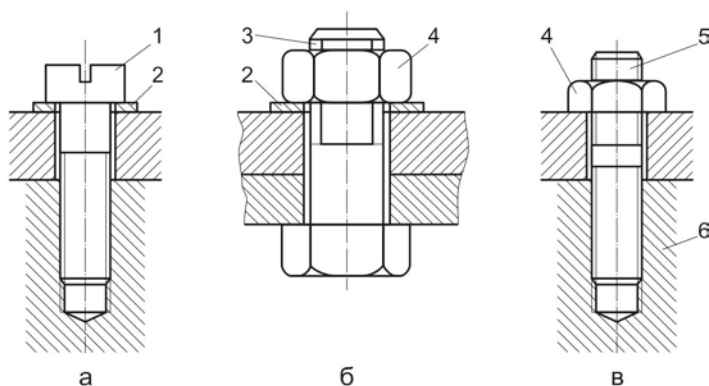
3.15-сур.

Жылжымайтын қосылыстарды жасау үшін бұрандалар, гайкалар, қадалар түріндегі артамтураны шеңберлі белдемелер немесе арналар көмегімен бекітеді (3.15, а, б сурет). Осы бөлшектердің сыртқы үстілерде бұрылуға жол бермеу үшін бұдырлауды, кертіктерді немесе тегіс шектерді жасайды. Палстинкалар түріндегі ұсақ бөлшектерді (электр ажыратқыштарының клемдері) тесіктер немесе ойықтар көмегімен бекітеді (3.15, в, г сурет). Сымды арматураны жапыратып жібереді (3.15, д сурет).

3.6. Бөлшектердің ажыратымды қосылыстары

Бөлшектердің ажыратымды қосылыстарға ойық, конус тәрізді шеңберлері бар фрикциялық, сыналы, штифті, кілттекті, оймакілтекті және бейінді (оймакілтексіз) жатқызады. Ажыратымды қосылыстарды бірнеше рет бөлешктеп, қайта жинауға болады.

Бұрандалы қосылыстар. Бұрандалы бекітпе бөлшектер көмегімен орындалған ажыратымды қосылыстар: бұрама 1 (3.16, а сурет), бұрандама 3 және сомын 4 (3.16, б сурет), түйреуіш 5 (3.16, в сурет) — немесе қосылатын бөлшекте тікелей салатын нақыс 6 көмегімен жасалатындарды бұрандалы қосылыстар деп атайды.



Бұрандалы қосылыстар бұрандалы үстілерде екі бөлшек жанасумен жасалады, біреуінде сыртқы нақыс (бұрама, түйреуіш, бұранда), басқасында ішкі нақыс (сомын, жалғастырғыш, нақыс тесіктері бар басқа бөлшектер) болады.

Бұрандалы қосылыстарды жинаған және бөлшектеген кезде бекітпе бұрандаларды бұрайды немесе бұраудан тиісті құрал сайманмен (кілтпен, бұрауышпен) немесе тікелей қолмен бұранданы басынан ұстап тұрады. Сомыны бар бұранданы бұрандама деп атайды. Бұрандамалар қалыңдығы көп емес бөлшектерді, пластиналарды және фланецтерді бекіту үшін қолданады; жиі бұрап бекітуге және бұрап ажыратуға қажеттілік болғанда; нақыстың жеткілікті сенімділігін және ұзақ мерзімділігін қамтамасыз етпейтін материалдардан жасалған бөлшектерді бекіту үшін керек. Бұрандамалар бөлшектегі нақысты талап етпейді, алайда жинағанда өте қолайлы месе кейбір кезде құрылымның дизайнын нашарлатады.

Қосылатын бөлшектерге бұрап салынатын бұрандама сомынды орналастыруға орын болмағанда, оның жеткілікті қалыңдығында бөлшектің материалы жеткілікті бекім болғанда қолданады.

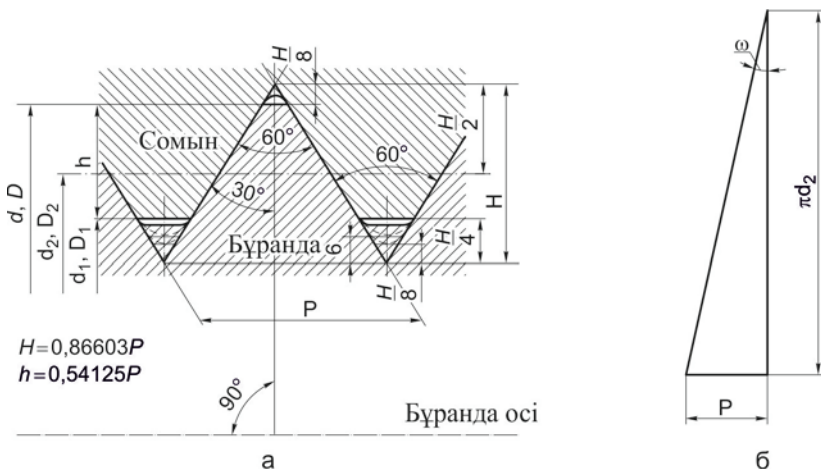
Сомын — нақыс тесігі бар, бұрандамаға бұрып салынатын және сомын кілтімен немесе қолмен ұстауға бейімделген формасы бар бөлшек болып табылады.

Бұрандалы қосылыстарда сомынға (немесе сомын ұшына) шайбаны 2 (3.19, а, б сурет) қояды, ол бұрандаманың белдігі мен тесік арасындағы саңылауды жабады, сомын бүйірінде қосымша үйкелісті жасайды. Барлық бекітпен бұрандалар өзін өзі тежеу шартына жауап беретін болса да, пайдалану тәжірибесі ауыспалы және қарқынды жүктемеде әлсіреу мен өзін өзі бұрап шығарулар орын алатына көрсетеді.

Сондықтан, жауапты құрылымдарда өзін өзі бұрап шығаруға жол бермеу үшін арнайы бекітіп ұстайтын шайбалар қолданылады.

Түйреуіштерді бұрандаларды қолданылатын жағдайда қолданады, алайда қосылатын бөлшектердің материалдары талап етілетін жиі бөлшектеулерде және жинауда жеткілікті ұзақ мерзімділігін қамтамасыз етпеген жағдайда қолданады.

Бұранда бөлшектер үстілеріне нақыс бейіне сәйкес кесімі бар бұрандалы арналарды салу жолымен жасалады. Осылайша пайда болған шығармалар айналым деп аталады.



3.17-сур.

Метрикалық цилиндрлік нақыстың бейіні (3.17, а сурет) $\alpha = 60^\circ$ ұшымен H биіктігімен тең қабырғалы үшбұрыш болып табылады. Нақыс бейіні оның белағашты кесім жазықтығында беріледі. Сыртқы нақысқа

(мысалы, бұрандаманың) және ішкі нақыстың (мысалы, сомынның) ортақ параметрлері, сәйкесінше болып табылады: d және D — бұрандаманың және сомынның сыртқы диаметрлері; d_1 және D_1 — бұрандаманың және сомынның ішкі диаметрлері; d_2 және D_2 — бұрандаманың және сомынның орта диаметрлері; P — нақыс қадамы; α — бейіннің бұрышы; $\alpha/2$ — профиль мен перпендикулярдың бүйірлі жағынан нақыс белағышына қарай бұрыш; H — профильдің теориялық биіктігі (бастапқы профильдің биіктігі); h — профильдің жұмыс биіктігі. Профильдің бұрышын өлшеген кезде $\alpha/2$ бұрышы міндетті түрде ескеріледі, өйткені нақысты кескен кезде оның профилі бір жаққа еңкейю мүмкін, (оң жағынан бұрыш сол жаққа қарағанда, көбірек немесе азырақ болуы мүмкін), ал жалпы профильдің бұрышы 60° -тен болады.

Нақыс қадамы P — нақыс белағашы бойынан өлшенген бір бірінің қасында жатқан бұрандалар ұштары немесе параллельдік жақтары арасындағы қашықтық болып табылады.

Нақысты көтеру бұрышы ω (3.17, 6 сурет) — нақыс белағашына перпендикулярлық түрде орналасқан жазықтық пен нақыс шығарылымымен бағыттаудан пайда болған бұрыш; ол $\operatorname{tg}\omega = P/(\pi d_2)$ формула бойынша анықталады.

Ph нақыс жүрісі бір кірісті нақыста оның қадамына тең болады. Егер нақыста k болса, $Ph = kP$, нақыс жүрісі болады, яғни бір айналымға соным белағашты бағытта k рет ұзынырақ бұрылады.

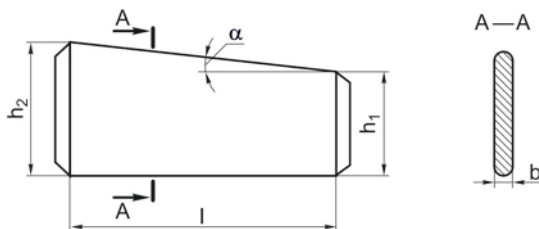
Бұрандалы қосылыстар машина құрылысында артықшылықтар қатары арқасында кеңінен таралады: құрылым қарапайымдылығы; әзірлеу технологиялығы; жинау-бөлшектеу жеңілдігі; бөлшектерді өзара орналасуды реттеу үшін қолдану мүмкіндігі; бұрандыны бұрайтын құралды пайдалана отырып, жинауды автоматтандыру мүмкіндігі, бұл жинаушы жұмысшылардың еңбегін жеңілдетеді және бұйымның сапасын көтереді; жоғары жүктеме қабілеттігі. Заманауи машиналарда нақыстар бар бөлшектер бөлшектердің жалпы санынан 60 % артығын құрайды.

Бұрандалы қосылыстардың кемшіліктері кернеулердің жоғары шоғырлануы болып табылады, бұл ауыспалы жүктемелер шарттарында құрылым жұмысында бекімділікті төмендетеді.

Сыналы қосылыстар. Сына көмегімен қысылатын немесе реттелетін ажыратымды қосылыстар **сыналы қосылыстар** деп аталады. Осындай қосылыстарда бір кесілген сыналар қолданылады, өйткені екі кесілген

сыналар әзірлеуде қиын болып саналады, ал бір кесілгендердің алдында артықшылықтары жоқ.

Сыналардың жұмыс үстілер цилиндрлік немесе тегіс фаскалармен (3.18 сурет) жалғастырады. Күшті сыналы қосылыстарда 1:100, 1:40, 1:30 еңкею таңдалады. . орнату сыналарда 1:10, 1:6, 1:4 еңкею болады. Егер сынаны төлкемен d диаметрмен белдікті қосады, сына қалыңдығы $b=(0,25...0,30)d$; сына кесімінің биіктігі $h > 2,5 b$. Сына ұядан бөлінбегендей, φ үйкеліс бұрышы мен α еңкею бұрышы арасында келесі арақатынасты сақтау қажет: $\alpha < 2 \varphi$, бұл ретте бір кесілген сына үшін $\operatorname{tg}\alpha=(h_1-h_2)/l$.



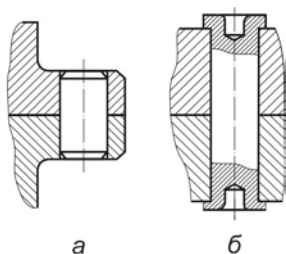
3.18-сур.

Сына қосылыстардың артықшылықтары жинау және бөлшектеу тезділігі, созу күштерін жасау мүмкіндігі мен үлкен жүктемелерді қабылдау, құрылымның салыстырмалы қарапайымдылығы болып табылады.

Күш сыналы қосылыстардың қолданудың ең сындарлы салалар тарту қосылыстары, сырғақтары бар микбасты сояуыштар, сермерлердің жартылары, белдік пен күшшек қосылыстары, сондай ақ метал кесетін станоктарда өңдеген кезде бөлшектерді бекіту үшін технологиялық құралдарда, жиналмалы құйылмалы модельдерде пайдалану болып табылады.

Орнататын сына құрылғыларының типтік үлгілері машиналардың қондырғыларын, станоктар үстелінде әзірлемелер болып табылады.

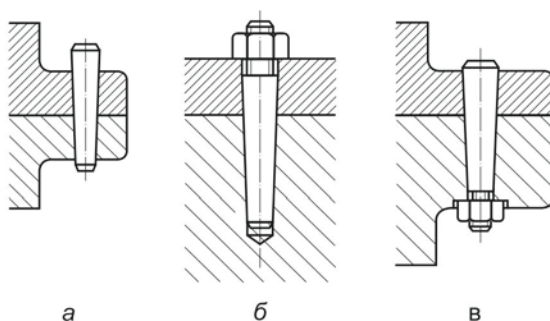
Штифтермен қосу. Штифтер бөлшектерді өзара бекітуге арналған, сондай ақ шағын жүктемелерге қатысты беріліске арналады. Жалғастырғыштарда сақтағыш элементі ретінде қызмет ететін арнайы кесетін штифтер қолданылады.



Штифтерді тегіс, нақысталған немесе басылған арналарға, серіппелерге бөледі. Штифттер форма бойынша цилиндрлік және конус тәрізділерге бөлінеді. Тегіс штифтерді 45 және А12 болаттан әзірлейді, арналары бар штифтер мен серіппелілерді — серіппелі болаттан жасайды.

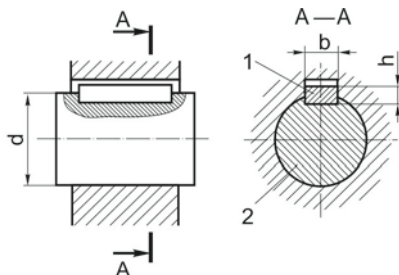
3.19-сур.

Цилиндрлік штифттерді созып тесіктерге қояды (3.19, а сурет); кейбір кезде штифтердің ұштарын тойтарады (3.19, б сурет). бөлшектеуге жататын бөлшектерде тесіктерді бұрап ашады бұл штифтерді шығармай ақ қосылыстарды ажыратуға мүмкіндік береді.



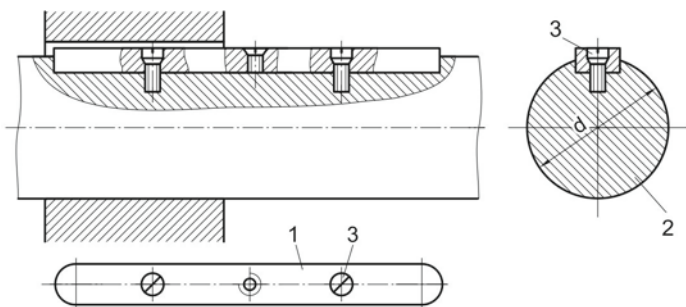
3.20-сур.

Тегіс конус тәрізді штифтер ең көп таралды; оларды конуспен 1:50 орындайды. Кәдімгі штифттер тесікке саланатын (3.20, а сурет), қарама қарсы жағынан шығаруға болатындай өткен тесіктерге пайдаланады. Бөлшектеген кезде алып тастауға арналған нақыспен штифттер (3.20, б сурет) бітеу тесіктерге орнату үшін қолданылады. Сомынмен бұралып жабылатын нақысы бар штифтер (3.20, в сурет), сокқылар мен итеруге шалдыққан қосылыстарда және тез айналатын тораптарда пайдаланады.



3.21-сур.

Кілтектегі қосылыстар. Қосылатын бөлшектердің орталықтандыру дәлдігіне ерекше талап қойылмайтын жағдайларға арналған бөлшектерді жалғыз орнату Кілтектермен 1 қосу жылжымайтын (3.21) немесе белдік белағашы 2 бойынан жылжымалы (3.22 сурет) бола алады. Соңғы

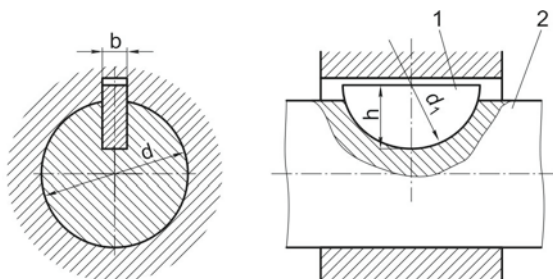


3.22-сур.

жағдайда, бағыттаушы кілтек белдікке бұрандалармен 3 тартылады. Аталған қосылыстарда призматикалық кілтектер қолданылады; әдетте біреуін, ал құрылымның үлкен кернеуінде екі кілтек пайдаланады, оларды 120° немесе 180° бұрыштармен орнатады.

Призматикалық кілтектердің кемшіліктері олардың өзара алмасуын қамтамасыз етуге қиындығы, яғни қолмен тықсыру немесе жауапты қосылыстарда кілтектерді қиыстырып келтіру қажеттілігі ірі сериялы және жаппай көп өндірісте олардың қолданылуын шектейді.

Призматикалық кілтектер (жай — 3.21 сурет және бағыттаушы — 3.22 суретке қараңыз) тікбұрышты кесімді орындайды; кілтектер енін b ($0,25 \dots 0,30$) d тең қылып таңдайды, ірі белдіктерге $0,2d$ арналады. Призматикалық кілтектердің кесімдер мөлшерлері $b \times h$ және тесіктері стандартталған d белдіктер диаметрлеріне қарай таңдайды. Кілтек биіктігінің жартысына белдік ойықтарына кіреді және жартысынан — доңғалақ күшшегінің ойғына кіреді. Кілтектердің бүйірлі (жұмыс) шектері доңғалақтан белдікке қарай және керісінше айналманы береді.



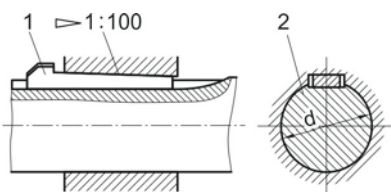
3.23-сур.

Сегменттік кілтектерді 1 (3.23 сурет) қолмен келтіруді талап етпейтін қосылыстар технологиялығына орай қолданады. Қосылыстың артықшылығы кілтектің белдікте тұрақты орнатылуы 2 болып табылады, бұл оның қисаюуына және қозғалыс шоғырлануына жол бермейді. Қысқаша күпшектерде оның еңкеюіне және қысым шоғырлануына әсер етеді. Қысқаша күпшектерде бірден орнатады және ұзақтың — екеу орнатады.

Сегменттік кілтек екі негізгі параметрмен сипатталады: енімен b және әзірлеме диаметрімен d_1 . Күпшекке салу ені мен тереңділігін призматикалық кілтекті қосылыстарда сияқты таңдайды. Биіктігін h шамамен $0,4 d_1$ таңдайды. Кілтектердің ұзындығы $l d_1$ жакын болады.

Сегменттік кілтектердің кемшіліктері белдікте терең арна керектігі болып табылады.

Сына кілтектер 1 әдеттегідей 1:100 еңкеюмен сыналарды білдіреді (3.24 сурет). Призматикалық сына кілтектермен салыстырғанда сына кілтектерде жұмыс болып, кеңшектер табылады, ал бүйірлерінде саңылау бар. Сына кілтектер кернеулі қысылысты жасайды, ол айналым сәтті ғана емес, белағашты күшейтуді де бере алады. Алайда сына кілтектер белдік белағашына 2 қарай күпшектің белағашының радиалдық жылжытуына себепші болады, ол радиалдық отырғызу саңылау шамасына ұлғаяды және түйіспелі өзгертуге әкеледі, сондықтан, отырған бөлшектің ұруын ұлғайтады.



3.24-сур.

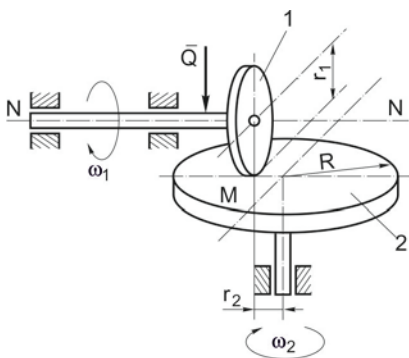
Қысқы күпшектерде қосылатын бөлшектердің қисаюу мүмкін, сондықтан сына кілтектердің қолдану саласы бүгінгі таңда біраз қысқарды. Дәл машина құрылысында оларды мүлдем қолданбайды. Ұштары бар кілтектер бөлшектеуге қажеттілік туғанда қолайлы арнайы шектеулерді талап етеді.

Сына кілтектердің артықшылығы саңылау жоқтығы болып табылады оның салдарынан соққы жүктемелерді жақсы қабылдайды. Бүйірінен барлық кілтектер кесілмеген түрінде көрсетеді.

Кілтектерге материал — 590 МПа кем емес үзілуге уақытша қарсыласумен таза тартылған болат болып табылады.

3.7. Фрикциялық берілістер

Фрикциялық берілістер — жетекші буыннан жетеленетін буынға қозғалыс үйкеліс күштерімен берілетін беріліс болып табылады.



3.25-сур.

3.25 суретте ең қарапайым фрикциялық беріліс көрсетілген. Жетекші диск 1 күшпен Q дисктің 2 бүйірлі үстіне қысылады. Диск 1 айналғанда, нүктеде M үйкеліс күші пайда болады $F_{\text{үйк}} = fQ$, ол жетеленетін дискті 2 айналдырады. Жетеленетін диск қандай бұрышты жылдамдығымен айналатынды анықтауға болады. Мәлім болғандай, **берілетін қатынас** жетеленетін буынның $\omega_{\text{жн}}$ және жетекші $\omega_{\text{жш}}$ бұрышты

жылдамдықтың қатынасымен анықталады.

Осы беріліске ол осылайша анықталады:

$$i = \frac{\omega_{\text{жн}}}{\omega_{\text{жш}}} = \frac{v_M}{r_2} \cdot \frac{v_M}{r_1} = \frac{r_1}{r_2}$$

Сондықтан жетеленетін буынның бұрышты жылдамдығы

$$\omega_{\text{жн}} = i\omega_{\text{жш}} = \omega_{\text{жш}} \frac{r_1}{r_2}$$

Егер дискке 1 белағаш бойынан N — N ілгерінді орынын ауыстыруды хабарласа, жетеленетін дискте 2 сатысыз түрде бұрышты жылдамдық өзгереді, өйткені радиус r_2 өзінің мәнін 0 бастап R дейін өзгерте алады. Осындай фрикциялық берілістер сатысыз жетеленетін буынның айналу жиілігін өзгерте алатындарды **вариаторлар** деп атайды. Айналу жиілігін реттеу диапазоны $D = n_{\text{max}}/n_{\text{min}} = 3... 4$ — маңдайлы вариаторда; $D = 8... 10$ — бүйірлі және конускивті тәрізділерде.

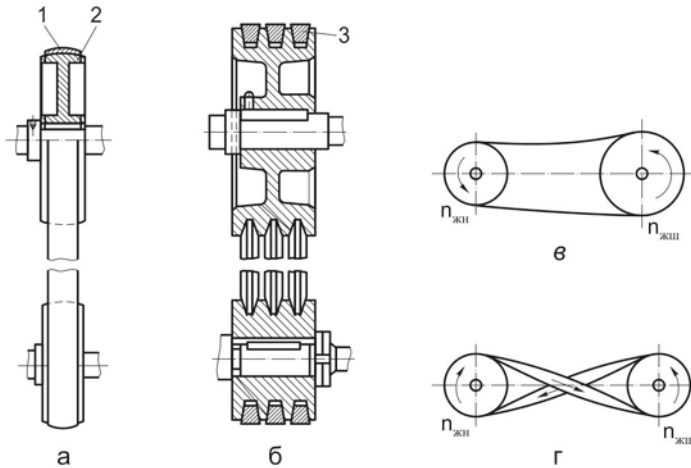
Фрикциялық берілістердің артықшылықтарына әзірлеу қарапайымдылығы; жылдамдықты реттеу сатысыздығы; жетекшіні тоқтатпай жетеленетін диск жылдамдығын өзгерту мүмкіндігі; құрылым қарапайымдылығынан әзірлеудің төмен құнын жатқызуға болады.

Осындай берілістердің кемшіліктеріне дәл беру қатынастарын мүмкінсіздігі; жоғарлатылған тозу; арнайы басатын құрылғылар керектігі; мойынтіректерге үлкен жүктемелер жатады. Аталған кемшіліктерден машина құрылысында вариаторларды қолдану шектеулі.

Олар бұрандалы басқыштарда, кейбір станоктардың құралдарында, жетектерінде пайдаланады(мысалы, мод. 1810 — ұста-затыл станогы).

3.8. Белбеу берілістері

Белбеу берілісі бір бірінен қашықтықа орнатылған белдіктер арасында қозғалысты беру үшін кеңінен қолданады.



3.26-сур.

Белбеу берілісі (3.26, а, б сур.) белдіктерде бекітілген және бір немесе бірнеше сына белбеулерге киілген шкивтер 2 арқылы жүзеге асырылады.

Біріншісі **тегіс белбеулі** деп аталады, ал екіншісі **сына белбеулі** беріліс деп аталады.

Белбеулі берілістердің артықшылықтары берілісті елеулі қашықтарға беру мүмкіндігі; сырғынау есебінен елеулі жүктемелерден сақтайтын және ауытқуларды жұмсартатын жетек иілмелігі; жүріс жатықтығы; жұмыс шусыздығы, салыстырмалы күтім мен қызмет көрсетудің оңайлығы жатады.

Кемшіліктерге үлкен ауқымды өлшемдер (әсіресе үлкен қуаттарда); беріліс қатынасының тұрақсыздығы (сырғанаудан), белдіктерге және тіреулерге үлкен қысым; елбеулердің электрилизациясынан жарылыс қауіпті орын жайларда қолданбау; жоғары емес ПӘК жатады.

Белбеу берілістер 0,7 бастап 50 кВт дейін қуаттарда ең көп таралады, сирек түрде олар 70 кВт дейін қуатта қолданылады және жеке жағдайларда — 200 кВт дейін қуатта қолданылады.

Тегіс- және сынабелбеулі берілістер келесі жылдамдықтарда 5...25 м/с жұмыс істейді, сирек жағдайда — 30 м/с дейін. 5 м/с дейін жылдамдықта белбеу берілістер ауқымды көлемдерінен тиімсіз қолданылады.

Осындай белбеулер шкив арналарымен жақсы түйісуді және байсалды шусыз жұмысты қамтамасыз етеді.

Күш жігерлерді беру тек қалыпты созылған белбеулерде қамтамасыз етіледі. Сол үшін белбеулерді мерзімділік түрде қайта тігеді және белбеулердің созылуын реттейтін арнайы құрылғыларды орнатады.

Тегіс белбеулі беріліс ашық болады (3.26, в сурет), оның жетеленетін белдігі жетекші шкифтің айналу бағытымен сәйкес келеді және ұйқас (3.26, г сурет), жетеленетін белдік айналу бағытын керісіншіге өзгертеді. Бойлай-сүретін станоктарда ашық және ұйқас белбеу берілістерді қолданады.

Сырғанау салдарынан жетеленетін белдіктің шеңберлі жылдамдығы v_2 жетекші белдіктегі жылдамдықтан азырақ болады v_1

$$v_2 = (1-\xi)v_1.$$

Осыдан беретін қатынас пайда болады

$$i = \frac{n_{\text{жш}}}{n_{\text{жш}}} = \frac{\omega_{\text{жш}}}{\omega_{\text{жш}}} = \frac{(1-\xi)v_1 \cdot 2}{d_2} : \frac{v_1 \cdot 2}{d_1} = \frac{(1-\xi)d_1 \cdot 2}{d_2}$$

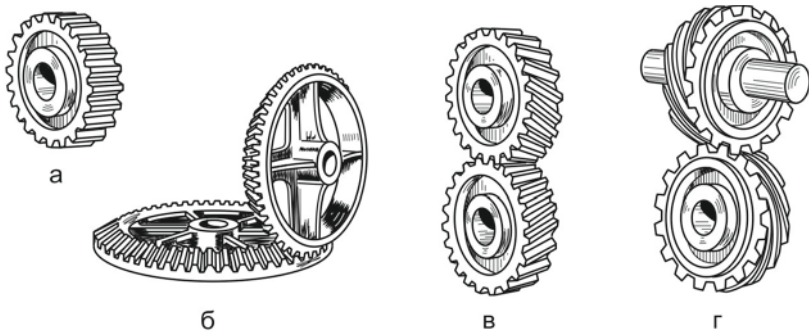
яғни

$$i = \frac{d_1}{d_2} (1-\xi).$$

анықтамаларда сырғанаудың коэффициентінің Е келесі мәндері келтірілген: резеңке, маталы және синтетикалық белбеулер — 0,01; тері белбеулер — 0,015; корд маталы сына белбеулер — 0,2; корд- белбеулі сына белбеулер — 0,01.

3.9. Тісті беріліс

Тісті беріліс тісті ілініс көмегімен бұрышты жылдамдықтар мен сәттер өзгеруімен өзғалысты беретін немесе қайта өзгертетін тетік болып табылады.



3.27-сур.

Параллельдік белдіктер арасында айналысты беру үшін цилиндрлік тісті доңғалақтарды пайдаланады (3.27, а, в сурет). Ілінесетін белағаштармен белдіктер арасында айналымды беру және қайта жасау үшін конус тәрізді тісті доңғалақтарды пайдаланады (3.27, б сурет), ал айқасатын белағаштар арасында — бұрамдықты және тісбұрандалы доңғалақтарды пайдаланады (3.27, г сурет).

Жоғарыда қарастырылған тісті берілістерде елеулі артықшылықтары бар: шағын ауқымды көлемдер, жұмыста сенімділік, ұзақ мерзімділік, жоғары ПӘК, тұрақты беру қатынасы, үлкен берілетін айналма сәті, жылдамдықтардың және сәттердің кең диапазоны.

Кемшіліктерге шу, жылдамдықты реттеу сатылығын, жүргенде жылдамдықты қайта қосу мүмкінсіздігін жатқызуға болады.

Тісті доңғалақтың негізгі элементтері. Машина құрылысында *эвольвенттік ілініспен* тісті доңғалақтар пайдаланады. Эвольвенттік тісті доңғалақтардың элементтері стандартталған. Негізгі параметр ретінде *тістер модулі* m — қабылданады, бұл бөлетін цилиндр бойынша бір P қадамына пропорционалды болады:

$$m = P/\pi.$$

кисық тісті доңғалақтар үшін шеңберлі қадамдарды P_t және қалыпты қадамдарды P_n қарастырады:

$$P_n = P_t \cos\beta,$$

Бұнда β — бөлетін цилиндр бойынша тістер еңкею бұрышы болып табылады. Тік тісті доңғалақтар үшін $\beta = 0$, сондықтан, $P_n = P_t = P$. Қадам бөлетін шеңбер бойынша өлшенеді (3.28, а сурет) және тістер санына z оның ұзындығын бөлумен анықталады:

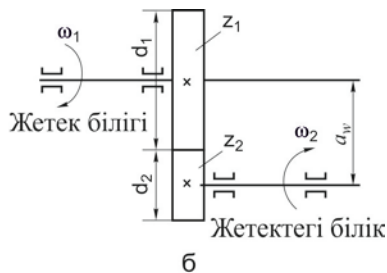
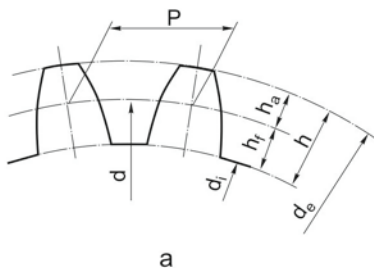
$$P = \pi d / z.$$

$m = P / \pi$ біле отырып, тістер модулі арқылы бөлетін шеңбердің диаметрін білдіруге болады:

$$d = mz.$$

Тіс биіктігі h ұштан $h_a = m$ және аяғынан $h_f = 1,25m$ қосылады:

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



3.28-сур.

осындай байланыстарды ескере отырып, шындар шеңберінің диаметрі үшін теңдеулерді жазамыз

$$d_e = m(z + 2)$$

ойықтар

$$d_i = (z - 2,5)m.$$

Екі тісті доңғалақтардың ілісте болған орталықтары арасындағы қашықтық (3.28, б сурет), келесі ретпен анықталады:

$$a_w = d_1/2 + d_2/2 = mz_1/2 + mz_2/2 = m(z_1 + z_2)/2,$$

бұнда z_1 және z_2 — осы доңғалақтардың тістер саны; $m_1 = m_2 = m$, өйткені тісті доңғалақтар тек бір модульбен ілінісе алады.

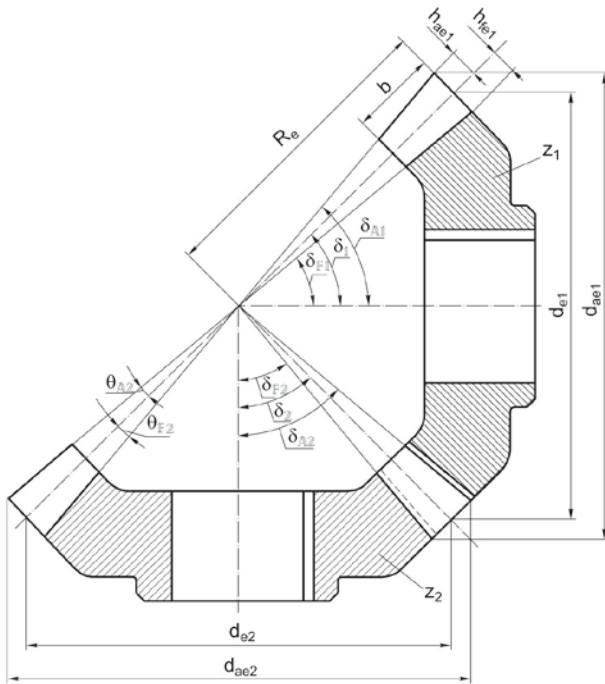
Беріліс қатынасты тістер профильдерінің түйісу нүктесінде сырғанау жоқтығы шартынан шыға отырып табамыз, яғни шеңберлі жылдамдықтар теңдігі $v_1 = v_2$. Жетекші тісті доңғалақтың бұрышты жылдамдығы ω_1 , ал жетеленетіннің жылдамдығы ω_2 болсын,

Сонда, $v_1 = \omega_1 d_1/2 = \omega_1 m_1 z_1/2$; $v_2 = \omega_2 d_2/2 = \omega_2 m_2 z_2/2$. $m_1 = m_2 = m$ ескере отырып, $\omega_1 m z_1/2 = \omega_2 m z_2/2$ немесе $\omega_1 z_1 = \omega_2 z_2$ аламыз. Осынан беретін қатынас

$$i = \frac{\omega_{жн}}{\omega_{жш}} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2}.$$

Тісті берілістің беретін қатынас жетеленетін тістеріне қарай жетекші тісті доңғалағының тістер санының қатынасына тең болады.

Конус тәрізді тік тісті берілістер. Конус тәрізді тісті доңғалақтарды белағаштары бұрышпен орналасқан белдіктер арасындағы берілістерде қолданады. Негізгі қолданысты 90° бұрышта айкасатын белағаштармен берілістерде табады. Тік тісті конус тәрізді доңғалақтарды жоғары емес шеңберлі жылдамдықтарда (2...3 м/с) пайдаланады.



3.29-сур.

Жоғарырақ жылдамдықтарда шеңберлі тіспен конус тәрізді доңғалақтарды қолданады.

Тік тіспен конус тәрізді доңғалақтардың негізгі көлемдері 90° белағаш бұрышында (3.29 сурет) 3.2.кестеде келтірілген болатын.

Тісті доңғалақтарды әзірлеуге арналған материалдар. Ақырын жүретін берілістерге, көбінесе, ірі ауқымды және ашық машиналарда СЧ21, СЧ24 шойындарды, модификацияланған шойындарды СЧ30 және СЧ35, сондай ақ жоғары бекімді шойындарды қолданады. Олар салыстырмалы түрде тұрып қалуына жақсы қарсыласады, сондықтан аз майлауда да жұмыс істей алады.

Үлкен диаметрлерде болаттан құйылуды (35 — 50 болат) және құйылған марганцовисттік және төмен қоспаланған болаттар 40ХЛ, 30ХГСЛ, 50Г2 колданылады.

Аз жүктелген берілістерде металдымен бірге пластмассалық тісті доңғалақтарды қолданады. Осындай доңғалақтар жұмыста шусыз. Осындай доңғалақтар жұмыста шусыз, химиялық тұрақты, өзін өзі майлауды қамтамасыз ете алады.

3.2. кесте. $m_e > 1$ мм үшін 90° белағаш аралық бұрышында тік тісімен конус тәрізді доңғалақтардың негізгі өлшемдері

Үйкеліс параметрлері	Формулалар
Сыртқы шеңберлі модуль	m_e
Тегіс өндіруші доңғалақтың тістер саны	$z_e = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Сыртқы конус тәрізді қашықтық	$R_e = 0,5 m_e z_e$
Тістердің ең үлкен биіктігі (бүйірінен)	$h_e = 2,2 m_e$
Тістер ұшының ең үлкен биіктігі (бүйірінен)	$h_{ae1} = m_e; h_{ae2} = m_e$
Тістер аяғының ең үлкен биіктігі (бүйірінен)	$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}; h_{fe2} = h_e - h_{ae2}$
Тіс аяғының бұрышы	$\operatorname{tg} \theta_{f1} = h_{fe1} / R_e; \operatorname{tg} \theta_{f2} = h_{fe2} / R_e$
Бөлетін конустың бұрышы	$\operatorname{tg} \delta_1 = z_1 / z_2; \delta_2 = 90 - \delta_1$
Шың конусының бұрышы	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f1}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f2}$
Ойықтар конусының бұрышы	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$
Сыртқы бөлетін диаметрлері	$d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2$
Тістер шыңдарының диаметрлері	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos \delta_1; d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos \delta_2$

Бұндайда тісті доңғалақтарды текстолиттен, ағаш-қабатын пластиктерден, капроннан, капролоннан, полиформальдегидтен әзірленеді. Текстолиттің бар маркаларынан ПТ және ПТК маркаларын ұсынуға болады; ағаш-қабатыдан — кілтектің жұлдыз тәрізді орналасуымен ДСП-Г (кілтектің әр қабатының талшықтары 25 „30° жылжиды). Капроннан жасалған тісті доңғалақтар Б жұмыстың кейбір

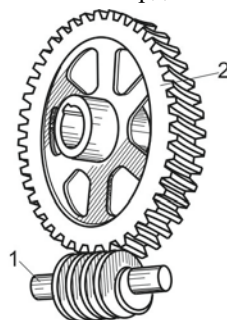
уақытынан кейін таза майлаған кезде тозбайды. Капролон және полиформальдегид қазіргі кезде тісті доңғалақтар үшін ең перспективті материал болып табылады.

Орта жүктемемен доңғалақтар үшін, әсіресе станок құрылысында жоғары жиілікті тоқпен шынықтырылған 40X, 40XH болаттар пайдаланады.

3.10. Бұрамдықты беріліс

Бұрамдықты беріліс өте аз беріліс қатынастарды, мысалы 1:400, 1:500, ал ауыр станоктардың үлкен диаметрімен жеткітерде — 1:1000 дейін алуға мүмкіндік береді.

Бұрамдықты беріліс (3.30 сурет) *бұрамдадан* 1, яғни трапеция тәрізді нақыспен бұрандадан және *тісті доңғалақтан* 2 тұрады. Бұрамдықты доңғалақтың негізгі элементтері цилиндрлік тісті доңғалаққа ұқсас. Айырмашылығы бұрамдықты доңғалақта бастапқы түйісу нүктеде емес, желіде орналасқанда болады. Бұрамдықты доңғалақтардың тістері иіlmелі формаға ие болады, она бұрандалармен өзара иілу нәтижесінде алады. Бұрамдықты доңғалақтың



3.30-сур.

белағашы бұранданың белағашына перпендикулярлық орналасады, сондықтан бұрамдықты берілістер тісті және бұрандалы берілістердің сипаттарына ие болады. Бұрамдықты берілісті Архимед шығарған деп айтады.

Бұрамдықты берілістің тапсырысты қатынасы

$$i = k / z,$$

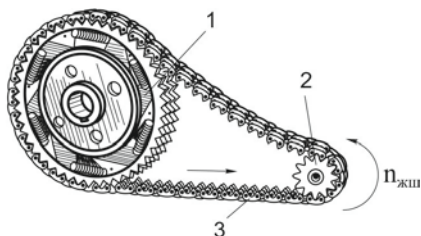
бұнда k — бұарнаданың жүру саны, z — бұрамдықты доңғалақтың тістер саны.

Бұрамдықты берілістің артықшылықтары ықшамдық, шусыздық, жүрістің иілгіштігі, көп шығару мүмкіндігі болып табылады; кемшіліктері — пайдалы әрекеттің төмен коэффициенті болып табылады.

Бұрамдықты берілістер көтергіш көлік машиналарда, метал кесетін станоктарда, автомобильдерде кеңінен қолданылады. Материалдарды бұрамдықты жұп жұмысының ерекшеліктерін ескере отырып, таңдайды.

3.11. Шынжырлы берілістер

Шынжырлы берілістер белбеулі сияқты бір бірінен қашықтықта орналасқан белдіктер арасындағы берілістер үшін қолданылады.



3.31-сур.

Шынжырлы беріліс (3.31 сурет) жетекші 2 және жетектелетін 1 жұлдыздардан және олармен үйкеліске кіретін және қамтитын жынжырдан 3 тұрады. Аталған негізгі элементтерден басқа шынжырлы берілістер созбалы және майлы құрылғылардан тұрады.

Шынжырлы берілістер көлік машиналарда (мотоциклда, велосипедте, автомобиледе, транспортерлерде), ауыл шаруашылық машиналарында, метал кесетін станоктарда қолданылады.

Шынжырлы берілістердің артықшылықтарына бір бірінен қашықтықта орналасқан белдіктерге қозғалысты беру мүмкіндігін; жоғары ПӘК; бір шынжырмен бірнеше жұлдызшаларға беру мүмкіндігі; белдіктерге әсер ететін аз күш (бастапқы созылмалы құрылғылар жоқ); шынжырды жеңіл ауыстыру мүмкіндігі; сырғанау жоқтығы жатқызуға болады.

Осы берілістердің кемшіліктеріне жоғарлатылған тозу (сұйықтық үйкеліс жоқтығы жағдайында жұмыс істейді); шарнирлер тозу салдарынан шынжырлардың созылуы — сондықтан пайдалану барысында созу құрылғыларын қолдану қажет; жетекші жұлдызшаның аз тістері санында жетекші жұлдызшаның айналу жылдамдығы және тізбектің жылдамдығы біркелкі емес.

Беріліс қатынасы тісті беріліс сияқты анықталады:

$$i = \frac{z_1}{z_2}$$

бұнда z_1 — жетекші тістердің саны, ал z_2 — жетеленетін жұлдызшаның тістер саны.

Беретін қатынасқа кері шамасы **беретін сан** деп аталады:

$$u = 1 / i.$$

Беретін сан жұлдызшылардың тістер саны мен қамту бұрыштарымен, рұқсат етілген ауқымды мөлшерімен шектеледі; әдеттегідей ол 7ден азырақ болады. Жеке жағдайларда егер ауқымды өлшемдер рұқсат берсе, ақырын жүретін берілісте беретін санды 10 дейін ұлғайтуға болады.

3.12. Сырғанау бұранда — сомын берілісі

Сырғанаудың **бұранда** — **сомын** берілісі айналмалы қозғалысты тура ілгерінді қозғалысқа қайта өзгертуге арналған.

Сырғанаудың бұранда — сомын берілісі күште үлкен пайданы қамтамасыз етеді, бәсеңдетілген қозғалысты алу мүмкіндігін, азы ауқымды көлемдерде үлкен апаратын қабілеттікті, сомынмен қатал байланысты атқарушы органның орнын ауыстырудың жоғары дәлдігіне жету мүмкіндігін, құрылым қарапайымдылығын қамтамасыз етеді.

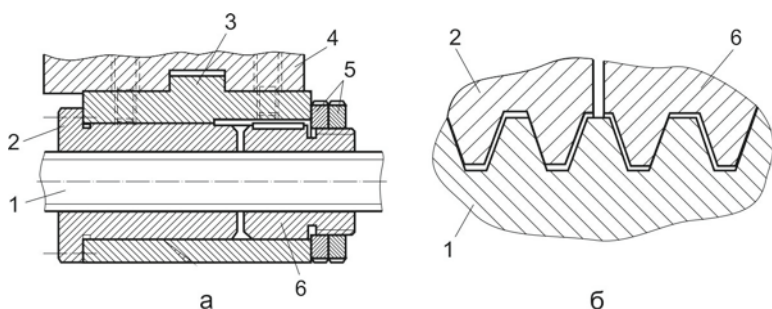
Кемшіліктер үйкелістегі үлкен ысыраптар, төмен ПЭК, жылжудың үлкен жылдамдықта қолдану мүмкінсіздігі болып табылады. Бұранда нақысының профильдерінің сырғанау жылдамдығы сомын профильдеріне қарай 10 — 40 есе рет сомынмен қатал байланысты тораптың белағашты ауысу жылдамдығынан асып кетеді.

Сырғанаудың бұранда — сомын берілісі келесі үдерістерді қамтамасыз етуге қолданады: сынау машиналарда жүк салу, жүктерді көтеру (домкраттар), метал кесетін станоктарда және бұрандалы басқыштарда механикалық өңдеу; ұшқыштардың канаттарын басқару; өлшеуіш және бөлгіш машиналарда дәл бөлетін орнын ауыстыру; машиналарды икемдеу және реттеу үшін орнатудың орнын ауыстыру.

Бұранда мен сомынның құрылымдық ерекшеліктері. Бұранданың құрылымдары белдіктерге қойылатын жалпы талаптарды қанағаттандыру қажет: металды шоңқа қылып жібермеу үшін диаметрлердің жедел өтуі, үлкен диаметрмен бұрамдықтылар болмауы қажет. Ұзақ бұрандалар құрама болып табылады, оларды екі тірекке қояды (қысқаларды біреуге орнатады, екінші тірек болып сомын табылады). Жүріс бұранданың бір ұшы әдетте тірекке бекітіледі, бұл белағашты күш жігерлерді қабылдауға көмектеседі.

Жүріс бұранданың сомындары тұтас және ажыратымды орындайды. Прецизиялық метал кесетін станоктарда «сырғанаудың бұранда — сомын люфтсіз берілісін жүзеге асырады. Бір корпусқа 3 (3.32, а сурет) орналасқан қосарланған сомын қолдана отырып болады. Олар бір екіншіге қатысты белағашты бағытта жылжиды, яғни жүріс

бұранданың 1 айналасында қарама қарсы бағыттарда сомындарды 2 және 6 бұра отырып, олардың орналасқан жері бақылау сомындармен 5 бекітіледі. Енді жүріс бұранданың бір бағыттағы айналысында суппорттың орны ауыстыруы 4 сол жақтағы сомыннан 2 болады егер жүріс бұранда айналу бағытын өзгертсе, оң жақтағы сомын 6 суппортқа қарама қарсы бағыттағы қозғалысты береді. Осындай құрылымда люфт таңдалмайды, өйткені сомындар әрқайсысы өз бағытына жұмыс істейді. 3.32, б суретте оң және сол жақты сомындардың профильдері жүріс бұранданың профілімен жанасатыны көрнекті көрсетілді.

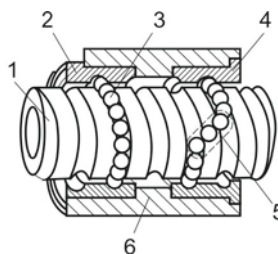


3.32-сур.

Осындай берілістерге бұрандалар көлемді шынықтырумен ХВГ және 7ХГ2ВМ болаттардан, индукциялық жылытуда шынықтырумен 8ХВ болаттан және азот қосылған 20Х3МВФ әзірлейді. Сомындарға ауқымды шынықтарумен 9ХГС, ШХ15, ХВГ болаттар және цементтелетін болаттардан 18ХГТ, 12ХН3А қолданылады; жұмыс үстілерді 60 HRC қаттылығына дейін және жоғары шынықтырады.

3.13. Шайқау бұранда — сомын берілісі

Шайқау бұранда — сомын берілісі орнын ауыстыру иілмелігі, қадағалытын жүйелерде, сандық бағдарламалық басқарумен станоктарда, қолданылады; осындай берілістердің ПӘК 0,9 жетеді.



3.33-сур.

Нақыста алдын ала созылу жасалуы тиіс, ол жоғары белағашты қаттылықты қамтамасыз етеді. Жиі осы қосу бірыңғай корпуста 6 (3.33 сурет) орындайды, бұнда бұрандалы желі бойынша біреуі екіншіге қарай орнын ауыстырған екі сомынды 2 және 4 орналастырады, бұндайда алдын ала

созылуды жасай отырып, нақысты қосылыстарды тартады.

Шайқау денелер ретінде шариктер, сирек кездерде роликтер қолданылады. Әдебиетте ШБС аббревиатурасы (шайқау бұрандасы — сомын) және ШББ аббревиатурасы (шарикті бұрандалы беріліс) кездеседі.

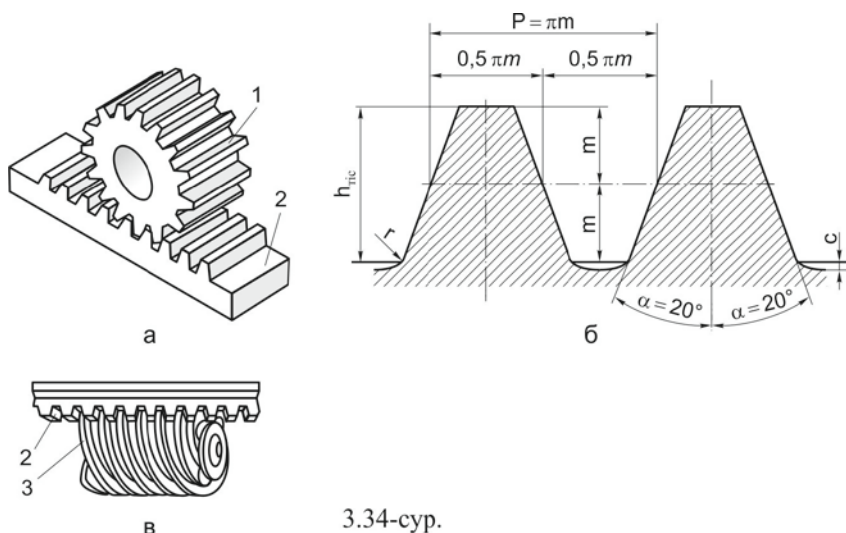
Бұрандада және сомында бұрандалы арна орындалады, бұнда тұйық траекториямен шайқау денелері шайқалады.

Қайту арнасы болып, сомынның екі көрші бұрандасын қосатын арнайы ендіріме 5 қызмет етеді, ол шариктерді 3 тек жүріс бұранданың 1бір қадамы шегінде жүргіздіреді.

3.14. Төрткілдеш берілістер

Төрткілдеш беріліс айналыс қозғалысты іргеліс тура қозғалысқа және керісінше қайта өзгертуге қызмет етеді.

Төрткілдеш беріліс (3.34, а) тісті доңғалақтан 1 және тісті төрткілдештен 2 тұрады. Төрткілдеш тісті доңғалақтың жеке жағдайы болып табылады, бұнда доңғалақтың радиусы шексіздікке дейін ұлғаяды, ал тістің эвольвенттік профилі — тура желілікке өзгереді. Бастапқы контурмен сызаланған негізгі төрткілдешті алады.



Төрткілдештің бастапқы контурының параметрлері стандартталған (3.34, б сурет): профиль бұрышы $\alpha = 20^\circ$, төрткілдешке тістерді салу тереңдігі $h_{\text{тис}} = 2m$, цилиндрлік берілстерде тістер арасындағы радиалдық саңылау $c = 0,25m_n$ (кескенде — $0,35m_n$ дейін), цилиндрлік доңғалақтар үшін тіс түбіндегі шеңбер радиусы $r = 0,4m_n$ (m_n — қалыпты модуль).

Төрткіндеш беріліс төрткілдешпен доңғалақты тік тісті және қисық тісті түйісумен орындалады. z тістер санымен тік тісті доңғалақтың бір айналымына төрткілдеш $H_1 = Pz = \pi mz$ қашықтыққа орнын ауыстырады, ал тісті доңғалақтың n айналымына — $H = \pi mzn$.

Үлкен жігерлерді беру үшін бұрамдықты — төрткілдешті берілісті қолданады. 3.34, в суретте бұрамды 3 төрткілдешпен 2 түйісу көрсетілді. Бұрамдының айналымы 3 төрткілдештің тік желілі орнын ауыстыруына қайта өзгереді. Бұндайда төрткілдештің бір айналымға орнын ауыстыруы бұрамдамен k кірісімен $H_1 = \pi mk$ тең болады, ал бұрандалар айналымы n келесі $H = \pi mkn$ тең болады. Әдетте осындай берілістерде бұранданың кірісі $k = 8..10$.

3.15. Қосиін-бұлғақты механизмдер

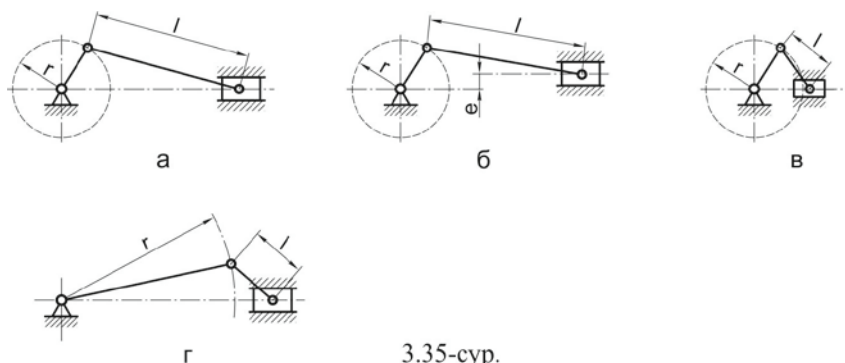
Қосиін-бұлғақты механизмдер айналмалы қозғалысты іргеліске қайта өзгертуге арналған, олар белгілі бір заң бойынша орнын ауыстыруды қамтамасыз етеді.

Қосиін-бұлғақты механизм жұмыс органының жылдамдығы оның қозғалыс кезінде тұрақты болып қалмайды. Бұнда өз артықшылығы бар: жылдамдық бағыттарын өзгерткен кезде соққылар мен аса жүктемелер пайда болмайды, өйткені қозғалыс реверсілеу сәтіне жұмыс органының жылдамдығы бірте бірте түседі, нөлге жақындайды. Бұдан басқа, қосиін-бұлғақты механизмдердегі қайтарымды-ілгерінді қозғалыс қосымша реверсілеу механизмдерді қолданусыз жүзеге асырылады.

Қосиін-бұлғақты механизмдер микбасты қозғалтқыштарда, сорғыларда, компрессорларда, кесудің тік желілі қозғалысымен станоктарда кеңінен қолданылады.

3.35 суретте қосиін-бұлғақты механизм жұмысының әртүрлі сұлбалары ұсынылған. Орталық қосиін-бұлғақты механизмнің (a , b және z сұлбалар) $\lambda = r/l$ арақатынасына қарай әртүрлі қолданыстары бола алады. $l < r$ (сұлба z) қосиін-бұлғақты механизм күште үлкен пайданы қамтамасыз етеді, сондықтан ол қысым құрылғыларда, басуда пайдаланады. $l > r$ (сұлба a) ілмек жүрісінің ұзындығы $2r$ тең және неғұрлым λ аз болса,

механизм соғұрлым жақсырақ жағдайларда жұмыс істейді, оны ПӘК жоғары болады. $l = r$ (сұлба ө) қосиін бұлғақты механизм $4r$ тең ең үлкен жүріске ие болады. Алайда жүрістің ортасында өлім нүктелерді өткен кезде арнайы құрылғыларды сатып алу ұсынылады, өйткені буындар инерциясының күштерін пайдалану сенімді болмайды.



3.35-сур.

Сондықтан, $\lambda = 1$ механизм тәжірибеде сирек қолданады.

3.35, б суретте қосиін-бұлғақты механизм көрсетілген, бұнда λ параметрінің өзгеруінен басқа, эксцентриситет e өзгере алады, бұл беріліс бұрыштарын кеңінен қозғауға мүмкіндік береді. Осы механизм жүрісінің ұзындығы шамамен $2r$ тең; механизм кеңінен қолданылады.

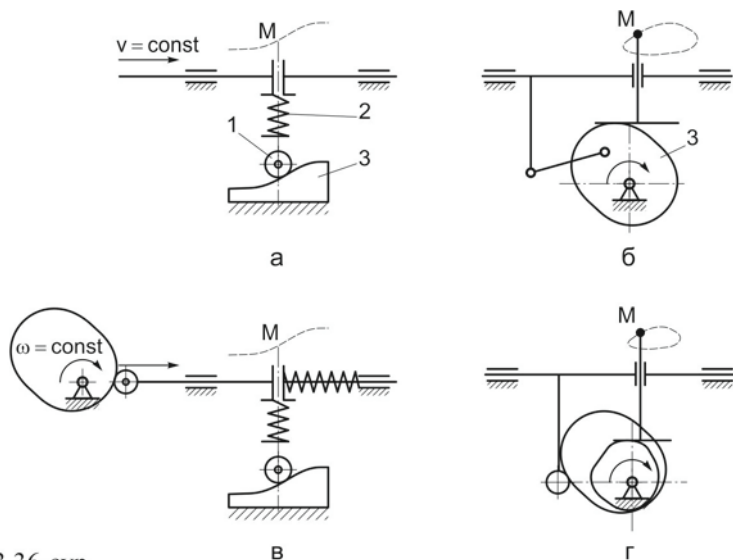
3.16. Жұдырықты механизмдер

Жұдырықты механизмдер кез келген берілген заңдар бойынша жетеленетін буындар қозғалысын қайта жіберуге мүмкіндігін береді.

Механизмдердің осы қасиеті, сондай ақ жұдырықтардың бейіндеудің салыстырмалы қарапайымдылығы машина құрылысының әртүрлі салаларында олардың кеңінен пайдалануын қамтамасыз етті. Жұдырықты тетіктер жұдырықты типті бір немесе бірнеше жоғары кинематикалық жұптар болуымен сипатталады. Жұдырықты типті бір жұппен тегіс механизмдер ең көп таралған, ал кеңістікті жұдырықты тетіктерден — барабанды немесе бүйірлі жұдырықтармен кең таралған.

Керек қозғалысты алу үшін жұдырықты типті бір жоғары жұппен тетікке ие болу жеткілікті болады (3.36, а және б сурет), шартталмаған жылдамдықпен берілген қисықта нүктенің M қозғалысын қамтамасыз етеді. Жетіктен жұдырықты тетік тұрақты жылдамдықты v (3.36, а)

алады және итергіш 1, жұдырыққа 3 серіппемен 2 басылған атқарушы органды берілген траекториямен жүреді.



3.36-сур.

бұнда элементтердің түйісуі нүктеде жүзеге асырылады, ал 3.36, б суретте — желіде жүзеге асырылады. Егер нүктенің қозғалысын тұрақты жылдамдықпен белгілі тегіс қысықпен қайта жүргізу талап етілген болса, жұдырықты типті екі жоғары жұппен механизмді пайдаланады (3.36, в және г сурет), ол тұрақты жылдамдықпен берілген қысықпен нүкте M қозғалысын қамтамасыз етеді.

Жұдырықта жұмыс және бос жерлері бар. Жұмыс жерлерде салмақты буынның қозғалыстар сипаты машинадағы жұмыс үдерісімен анықталады (мысалы, метал кесетін станоктарда өңдеу технологиясы беріліс жылдамдығының тұрақтылығын талап етеді). Бос жүрістің телімдерде көмекші қозғалыстар орындалады; бұнда жетеленетін буынды жетекші буынның аз ауысуында қысқа уақытта ауыстыруға болады. Уақыт қысқартуға кедергі болып тетіктің тұрақсыз жұмысына әкеп соқтыруы мүмкін қарқынды шарттар болып табылады.

Жұдырықты тетіктердің артықшылықтары машина жұмысының циклын автоматтандыру мүмкіндігі, ал кемшілігі — жұдырықтың түйісетін үстінің тозуы болып табылады, ол нәтижесінде машинаның дәлдігі мен өнімділігі жоғалтуына әкеп соқтырады.

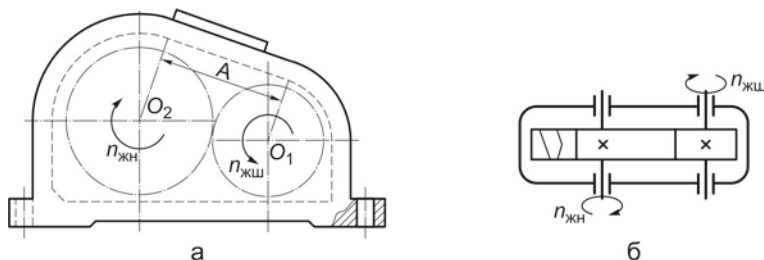
3.17. Редукторлар туралы жалпы мәлімет

Редуктор — жетекші белдіктен жетеленетінге қарай айналым жиілігін азайта отырып және айналатын сәттерді ұлғайта отырып, айналым берілісіне қызмет ететін механизм болып табылады; редуктордағы беретін саны — тұрақты шама болып табылады.

Редукторлар жеке агрегаттар түрінде орындалады. Оған кіретін берілістерге қарай тісті, бұрамдықты, планетарлық редукторларды айырады.

Тісті редукторлар көтергіш-көлік, металлургиялық, химиялық машина құрылысында кеңінен қолданылады.

Шағын беретін сандарда *бір сатылы редукторларды* (3.37, а суретте жалпы түрі, ал 3.37, б суретте — кинематикалық сұлба көрсетілген) қолданады. Осындай редукторларда беретін сандар 8 аспайды, өйткені беретін санды ұлғайтқан кезде ауқымды көлемдер қатты ұлғаяды.



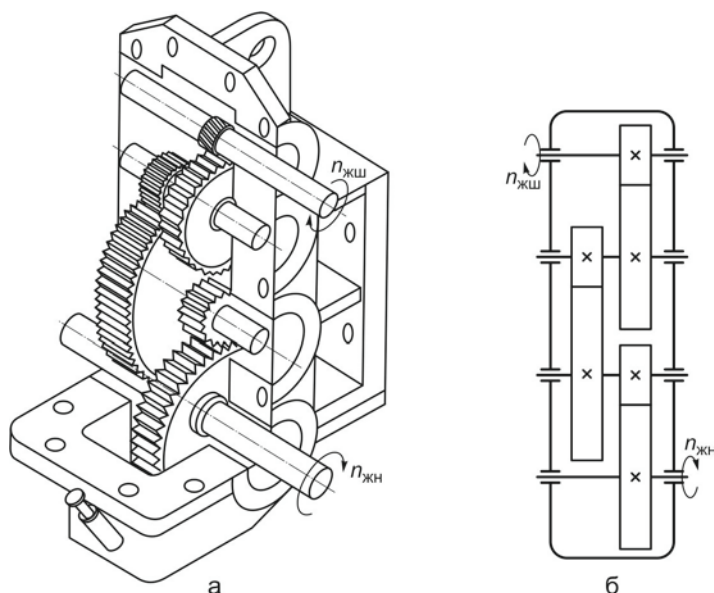
3.37-сур.

Көбінесе жағдайда *екісатылы редукторларды* қолданады, оның беретін саны 8 бастап 40 дейін болады.

Кен беретін сандарда *үш сатылы редуктор* (3.38, а суретте кесік, ал 3.38, б суретте — кинематикалық сұлба көрсетілген) қолданады. Үлкен беретін сандар үшін ықшам *планетарлық редукторлар* болады.

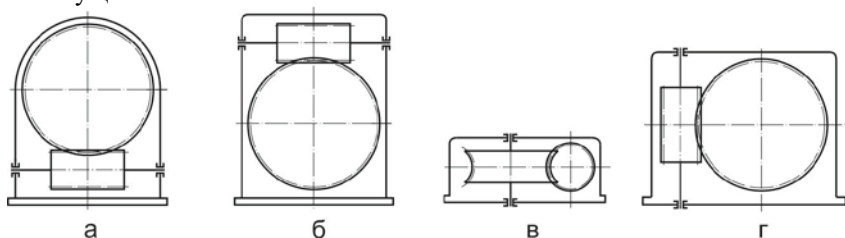
Тісті редукторлар тік тісті және қисық тісті, цилиндрлік және конус тәрізді доңғалақтардан жасалады.

Бұрамдықты редукторлар үлкен редукцияға қоланады; бұл ретте бір сатылы бұрамдықты редукторларды пайдаланады.



3.38-сур.

63 санымен екі сатылы, кейбір кезде құрамдастырылған тісті бұрамдықты доңғалақтар пайдаланады. Бұрамдықты редукторларды келесі сұлбалар бойынша орындайды: бұрамдының төменгі орналасуын (3.39, а сурет) 5 м/с дейін бұрамдықтың шеңберлі жылдамдығында қолданады, майлауды — бұрамдықты малғыздыру арқылы жасайды; бұрамданың үстінгі орналасуын (3.39, б сурет) тез жүретін берілістерде пайдаланады майлауды — бұрамдықты малғыздыру арқылы жасайды; бұрамданың айнарудың көлденең белағашы бар, ал бұрамдықты доңғалақта — тігінен (3.39, в сурет); айнарудың тігінен белағашымен бұрамдық (3.39, г сурет). Екі соңғы сұлбалар сирек қолданады, өйткені тігінен орналасқан белдіктердің мойынтіректерін майлау қиын.



3.39-сур.

Мазмұны

Оқырманға.....	3
1 тарау. Теориялық механиканың негіздері.....	4
1.1. Негізгі ұғымдар және статиканың аксиомдары	4
1.2. Байланыстар және олардың реакциялары	7
1.3. Күштердің тегіс жүйесі.....	11
1.4. Үйкеліс теориясының элементтері	18
1.5. Ауырлық ортасын анықтау.....	20
1.6. Динамика заңдары.....	21
1.7. Тұрақты күш жұмысы.....	22
1.8. Қуат.....	23
1.9. Пайдалы әрекет коэффициенті.....	24
2 тарау. Материалдардың қарсыласу негіздері.....	25
2.1. Негізгі ұғымдар	25
2.2. Созылу және қысылу	26
2.3. Материалдардың негізгі механикалық сипаттамалары	30
2.4. Созылғанда және қысылғанда бекімдікке есептеулер	32
2.5. Кесу және бүктеу	33
3 тарау. Машиналардың бөлшектері және механизмдері.....	37
3.1. Машиналар және олардың негізгі элементтері	37
3.2. Айналу қозғалыстың бөлшектері.....	40
3.3. Корпус бөлшектері.....	41
3.4. Серіппелер және рессорлар	42
3.5. Бөлшектердің бекім қосылыстары.....	43
3.6. Бөлшектердің ажыратымды қосылыстары	54
3.7. Фрикциялық берілістер.....	61
3.8. Белбеу берілістері	62
3.9. Тісті берілістер	64
3.10. Бұрамдықты берілістер	69
3.11. Шынжырлы берілістер.....	69
3.12. Сырғанау бұранда — сомын берілісі.....	71
3.13. Шайқау бұранда — сомын берілісі.....	72
3.14. Төрткілдеш берілістер.....	73
3.15. Қосиін-бұлғақты механизмдер.....	74
3.16. Жұдырықты механизмдер	75
3.17. Редукторлар туралы жалпы мәлімет.....	77

Оқу басылымы

**Вереина Людмила Ивановна,
Краснов Михаил Михайлович**

Техникалық механиканың негіздері

Оқу құралы

6-басылым, стереотиптік

Редакторы: И. И. Феоктистова
Серия дизайны: К.А.Крюков
Компьютерлік теру: А. В. Бобылева
Түзеткіш Н. С. Кукушкина

басылым № 106110112. Басылымға қол қойылды 19.01.2016. Форматы 60 x 90/16.

Гарнитурасы «Миньон». Офсеттік басылым. Офсеттік қағаз № 1. Шартты баспа 5,0.

Тиражы 500 дана. Тапсырыс №

«Академия» баспа орталығы» ҚАҚ, www.academia-moscow.ru 129085, Мәскеу, Бейбітшілік
орамы, 101В, б.1.

Тел./факс: (495) 648-0507, 616-00-29.

Санитарлық-эпидемиологиялық қортынды № РОСС RU. АЕ51. Н 16679 25.05.2015ж.

Баспагер берген электрондық тасығыштардан басылып шығарылды. «Бірінші үлгілі
типография» ААҚ.