

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ АУЫЛ ШАРУАШЫЛЫҒЫ МИНИСТРЛІГІ



Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан
аграрлық-техникалық университеті

М.К. Дусенов,
Б.Д. Сарбалина,
Ж.К. Кубашева

ТЕОРИЯЛЫҚ ЖӘНЕ ҚОЛДАНБАЛЫ МЕХАНИКА

*ЕКІНШІ БӨЛІМ: Машиналар мен механизмдер теориясы.
Машина бөлшектері*

Оқу құралы

Орал
2022

ӘОЖ: 621.81 (075.8)

КБЖ: 34.44 я73

Д 82

Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан аграрлық-техникалық университетінің Оқу-әдістемелік кеңесімен басылымға ұсынылған
(хаттама № 9, 21.04.2022 ж.)

Сын-пікір берушілер: **Мурзагалиев А.Ж.**, Қ.Жұбанов атындағы Ақтөбе өңірлік университетінің доценті, техн. ғыл.канд.
Джаналиев Е.М., Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан аграрлық-техникалық университетінің доценті, техн. ғыл.канд.

Дусенов М.К.

Д 82 Теориялық және қолданбалы механика: Екінші бөлім: Машиналар мен механизмдер теориясы. Машина бөлшектері: оқу құралы/ М.К. Дусенов, Б.Д. Сарбалина, Ж.К. Кубашева. – Орал: Жәңгір хан атындағы БҚАТУ, 2022. - 204 б.

ISBN 978-601-319-330-4

Оқу құралында техникалық мамандықтар бакалавриатының білім беру бағдарламасына сәйкес келетін "Теориялық және қолданбалы механика" курсының негізгі сұрақтары қарастырылған. Оқу құралында жалпы теориялық ережелері, нақты инженерлік шешімдері, теориялық талдау нәтижелері және машиналарды жобалау жолдары келтірген. Негізгі дидактикалық міндет – білім алушылардың инженерлік жобаларды орындау дағдыларын дамыту. Курсты құрастырған кезде авторлар Теориялық механика, Материалдар кедергісі, Машиналар мен механизмдер теориясы, Машина бөлшектері пәндері материалдарын байланыстырып, қиындықтар ретімен орналастырылды.

ӘОЖ: 621.81 (075.8)

КБЖ: 34.44 я73

© Дусенов М.К., Сарбалина Б.Д., Кубашева Ж.К., 2022

© «Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан аграрлық-техникалық университеті» КеАҚ, 2022

ISBN 978-601-319-330-4

МАЗМҰНЫ

KІPІCПE.....	5
I Машиналар мен механизмдер теориясы.....	6
1 Механизм және оның элементтері туралы түсінік.....	6
1.1 Машиналар және олардың классификациясы.....	6
1.2 Механизмдер түрлері.....	9
2 Қарапайым және күрделі механизмдердің анализі.....	16
2.1 Кривошипті шатунды механизмнің кинематикалық анализі.....	16
2.2 Қарапайым төрт буынды механизмнің жоспары.....	17
2.3 Сырғанақтың бір циклдегі орын ауыстыру диаграммасы.....	18
3 Жұдырықшалы механизмді профильдеу.....	40
3.1 Қысқаша түсіндірмесі	40
3.2 Жұдырықшалы механизмнің есептеу тәртібі.....	43
4. Тісті механизмдер.....	54
4.1 Тісті механизм түрлері.....	54
4.2 Тісті механизмді жобалау.....	57
4.3 Есептеу тәртібі мен тістер пішінін тұрғызу реті.....	58
II Машина бөлшектері.....	66
1 Машина бөлшектері туралы жалпы мағлұматтар.....	66
1.1 Машина бөлшектері пәнінің қысқаша даму тарихы.....	66
1.2 Бөлшектер параметрлерін анықтау.....	67
1.3 Триботехника негіздері.....	68
2 Цилиндрлі тісті берілістер.....	75
2.1 Берілістер туралы жалпы мағлұматтар.....	75
2.2 Тісті берілістерді топтастыру.....	77
2.3 Тісті берілістердің геометриясы мен кинематикасы.....	79
2.4 Тістердің істен шығуы және жұмыс істеу қабілеттілігі.....	80
2.5 Тісті берілістердің есептеу жолдары.....	82
3 Конусты тісті берілістер.....	95
3.1 Жалпы мағлұматтар.....	95
3.2 Конусты тісті берілістің есебі.....	97
4 Бұрамдықты беріліс.....	103
4.1 Жалпы мәліметтер.....	103
4.2 Бұрамдықты берілістің жобалау есебі.....	105
4.3 Материалдар және мүмкіндік кернеулер.....	109
5 Белдікті берілістер.....	115
5.1 Белдікті берілістер туралы жалпы мағлұматтар.....	115
5.2 Негізгі есептеу формулары.....	119
6 Шынжырлы берілістер.....	132
6.1 Жалпы мағлұматтар.....	132
6.2 Шынжырлы берілістің есептеу жолдары.....	134
7 Біліктер мен осьтер.....	140
7.1 Жалпы мағлұматтар.....	140
7.2 Біліктердің жұмыс істеу қабілеттілігі.....	141
8 Подшипниктер.....	152
8.1 Сырғанау подшипниктері.....	152
8.2 Домалау подшипниктері.....	154
9 Муфталар.....	162
9.1 Басқаралмайтын муфталар.....	162
9.2 Басқарылатын муфталар.....	166

9.3	Өзі-өзін басқаратын муфталар.....	168
10	Пісіріп қосу.....	173
10.1	Жалпы түсінік.....	173
10.2	Пісіру қосылыстарды есептеу.....	174
11	Тойтармалы қосылыстар.....	179
11.1	Жалпы түсінік.....	179
11.2	Тойтармалы қосылыстардың есептеу жолдары.....	182
12	Бұрандалы қосылыстар.....	186
12.1	Бұрандалы қосылыстардың негізгі түрлері.....	186
12.2	Бұрандалы қосылыстағы күштер байланысы.....	189
12.3	Бұранда қосылыстарын есептеу жолдары.....	190
13	Кілтекті және шлицті қосылыстар.....	195
13.1	Штифті қосылыстар.....	195
13.2	Кілтекті қосылыстар.....	196
13.3	Шлицті қосылыстар.....	197
	Әдебиеттер.....	203

КІРІСПЕ

Теориялық және қолданбалы механика - машина жасаудың жалпы заңдылықтары мен принциптерін зерттейтін жалпы инженерлік ғылым. Ол әртүрлі машиналарда, аспаптарда және құрылғыларда қолданылатын жеке типтік механизмдердің қасиеттерін зерттейді.

Қазіргі уақытта теориялық және қолданбалы механика машина мен механизмдер теориясы және машина бөлшектері пәндерді біріктіреді және ғылымның ең көне салаларының бірі болып табылады. Мысалы, танымал Мысыр пирамидаларын салу кезінде қарапайым механизмдердің (рычагтар, блоктар және т.б.) пайдаланылғаны белгілі.

Практикалық механиканың дамуына елеулі үлес қосқан ғалымдар мен өнертапқыштар: М.В. Ломоносов; И.И. Ползунов - бу машинасын жасаушы; И.П. Кулибин - автоматты сағаттарды жасаушы; механизм протездеу және т.б.; Ресейдегі алғашқы паровоз құрастырған әкесі мен баласы Черепановтар. Ғылымның дамуына үлес қосқан академиктер: П.Л. Чебышев, И.А. Вышнеградский, Н.П. Петров, В.П. Горячкин, М.В. Остроградский; профессорлар: Н.Е. Жуковский, Артоболевский, Н.Г. Брюевич, Д.Н. Решетов және т.б. [1, 2].

Машина жасауда машиналарға, машина агрегаттарына және механизмдерге бөлінетін жылжымалы механикалық жүйелер кеңінен қолданылады.

Функционалдық мақсаты бойынша машинаны шартты түрде бөлуге болады: энергетикалық, көліктік, технологиялық, бақылау және басқару, логикалық (компьютер).

Бірқатар машиналар мен механизмдерді қамтитын құрылғыларды машина агрегаттары (МА), ал кейбір жағдайларда басқару құрылғылары (автоматты басқару жүйелері) – АБЖ деп аталады. Әрбір жеке машина бір немесе бірнеше механизмдерді қамтиды.

Техниканың әртүрлі салаларында иіктіректі механизмдер, технологиялық машиналарды, көтергіш және көліктік құрылғыларды, манипуляторды жасауда кең қолданылады.

Механизмнің синтезі-механизмді берілген қасиеті бойынша жобалау және оның құрылымдық сұлбасын таңдай отырып, негізгі параметрлерін анықтау.

Механизмнің талдауы-механизмнің құрылымдық, кинематикалық және динамикалық қасиеттерін зерттей отырып, олардың іс жүзінде қажеттілігін, артықшылықтары мен кемшіліктері және тиімділігін анықтау. Осы арқылы қолданыстағы механизмдерді талдай отырып, оларды жетілдіруге және жаңа механизмдер жасауға қол жеткізуге болады.

I. МАШИНАЛАР МЕН МЕХАНИЗМДЕР ТЕОРИЯСЫ

1.МЕХАНИЗМ ЖӘНЕ ОНЫҢ ЭЛЕМЕНТТЕРІ ТУРАЛЫ ТҮСІНІК

1.1 Машиналар және олардың классификациясы

Машина деп- адамның қол, ой еңбегін жеңілдетуге және сонымен қатар энергияны, материалдарды, ақпараттарды түрлендіруге арналған құрылғыны айтады. Машиналар қолдану мақсатына байланысты келесі түрлерге бөлінеді [2].

1. Энергетикалық машиналар – энергияны бір түрден екінші түрге айналдырады. Бұл машиналар екі түрге бөлінеді:

а) қозғалтқыштар-энергияның кез келген түрін механикалық энергияға айналдырады.

б) генераторлар- механикалық энергияны энергияның басқа түріне айналдырады.

2. Жұмысшы машиналар –механикалық энергияны пайдаланып, материалды жылжыту және түрлендіру жұмысын істейді. Олар екі түрге бөлінеді:

а) тасымалдау - механикалық энергияны қозғалатын заттарды жылжыту үшін қолданады. Оларға: көліктер, ұшақтар, ауыр жүк көтергіштер, түрлі крандар, транспортерлер т.б жатқызылады.

б) технологиялық - механикалық энергияны өңделетін қатты, сұйық және газ түрінде болатын заттарды түрлендіруге қолданады. Оларға: тоқыма және буып-түйетін машиналар, металл өңдегіш станоктар, т.б жатады.

3. Ақпараттық машиналар – ақпаратты құруға және жөндеуге арналған машиналар.

4. Кибернетикалық машиналар - қоршаған орта жағдайына байланысты өзінің бағдарламасын өзгертуге қабілетті жұмысшы немесе энергетикалық машиналады басқарушы машиналар.

Машиналы агрегат – деп қандай да бір қажет ететін функцияларды орындауға арналған бір немесе бірнеше тізбекті немесе параллель қосылған машиналардан тұратын техникалық жүйені атайды.

Негізінен машина агрегатының құрамы: қозғалтқыш, беріліс механизмі және жұмыс немесе энергетикалық машинасынан тұрады.

Механизм құрылымындағы негізгі анықтамалар

1. Механизм(гр. *mechane* — құрал, машина) – дегеніміз бір немесе бірнеше денелердің қозғалысын қажетті қозғалысқа түрлендіруге арналған жасанды денелер жүйесі.

2. Буын – механизмнің құрамына кіретін қатты дене немесе қатты байланысқан денелер жүйесі.

3. Бөлшек - атауы және маркасы бойынша бір текті материалдан жасалатын машина бөлігін атайды. Мысалы: болт, гайка, шайба, тісті дөңгелек және т.б.

4. Кинематикалық тізбек – кинематикалық жұптарды құрайтын байланыстар жүйесі.

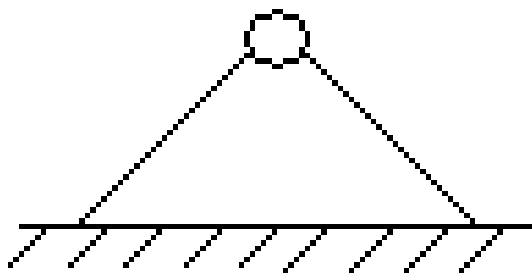
5. Кинематикалық жұп – олардың белгілі бір салыстырмалы қозғалысына мүмкіндік беретін екі байланыстың жылжымалы байланысы.

6. Тірек (тіреуіш) – механизмді зерттеу кезінде бекітілген деп қабылданатын байланыс.

7. Еркіндік дәрежелерінің саны немесе механизмнің қозғалғыштығы – оның барлық байланыстарының жазықтықтағы немесе кеңістіктегі орнын нақты анықтайтын тәуелсіз жалпыланған координаттар саны.

Механизмнің буындары екі түрге бөлінеді.

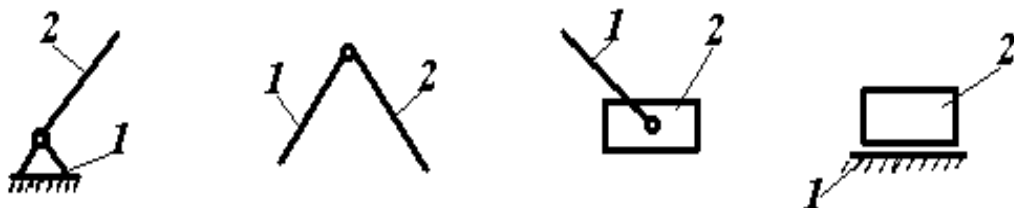
Салыстырмалы қозғалыстарды жасайтын буындарды қозғалмалы, ал қозғалмайтын буын немесе қозғалмайды деп есептелетін буын тіреуіш /стойка/деп аталады. (1.1- сурет).



1.1 – сурет. Қозғалмайтын буын

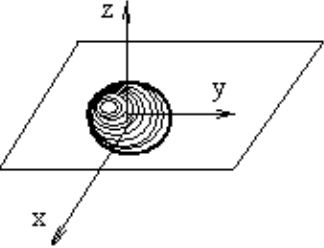
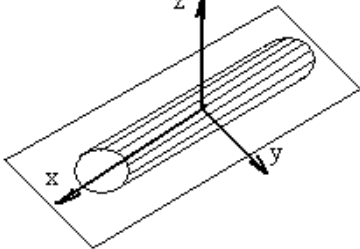
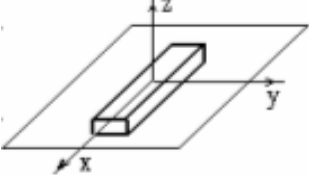
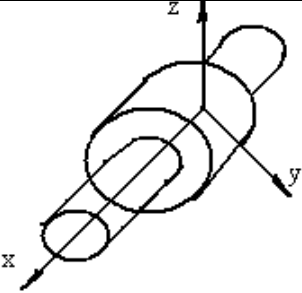
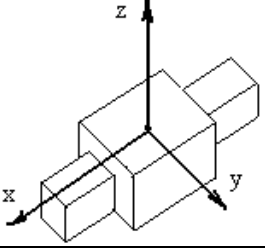
Қозғалыс заңы берілген механизмнің буыны - жетекші, ал басқа қозғалмалы - жетектегі буындар болып табылады.

Кинематикалық жұп - белгілі бір салыстырмалы қозғалысты қамтамасыз ететін екі буынның байланысы [2]. Барлық кинематикалық жұптардың элементтері арасындағы тұрақты байланысты қажет етеді, бұл белгілі бір күш-жігердің көмегімен немесе элементтерге белгілі бір геометриялық пішін беру арқылы қол жеткізіледі. (1.2 - сурет)



1.2 – сурет. Кинематикалық жұп

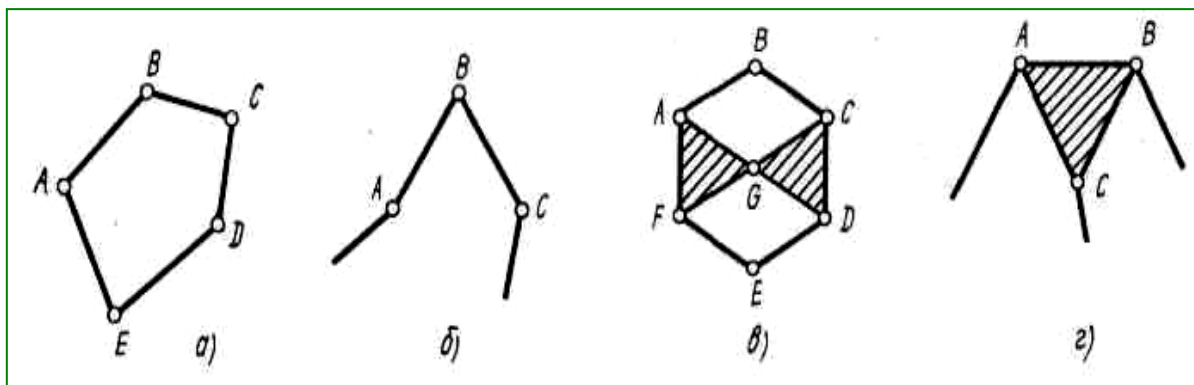
Кесте 1.1 - Кинематикалық жұптардың классификациясы

Кинематикалық жұптар	Қозғалыс дәрежесі	Байланыс саны	Класс	Белгіленуі
	5	1	1	P_1
	4	2	2	P_2
	3	3	3	P_3
	2	4	4	P_4
	1	5	5	P_5

Кинематикалық тізбекті құрайтын кинематикалық жұптардың өзара байланысы. Мысалы: ІЖҚ-ғы иінді білік подшипникпен – бірінші, иінді білік пен шатун - екінші, поршень мен шатун - үшінші, цилиндр мен поршень - төртінші.

Кинематикалық тізбектер екі түрге бөлінеді [2]:

1. Қарапайым: Сурет 1.3, а-тұйықталған және б- тұйықталмаған
2. Күрделі: Сурет 1.3, в- тұйықталған және г- тұйықталмаған



1.3-сурет. Кинематикалық тізбектер

1.2 Механизмдер түрлері

Механизм - бұл бір немесе бірнеше буындарының қозғалысы, осы тізбектің қалған буындарының қозғалысының сипатын толығымен анықтайтын тірегі бар кинематикалық тізбек [2].

Топсалы - буындары тек қана айналмалы жұп құрайтын рычагты механизм.

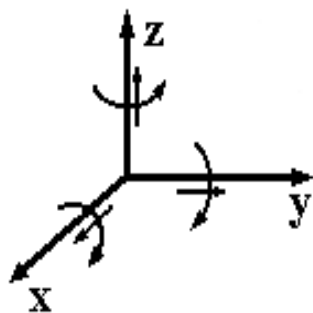
Сыналы - буындары тек ілгерілемелі жұп жасайтын механизм.

Рычагты - буындары өзара тек қана төменгі жұп құрайтын механизм.

Винтті - буындарының құрамына винтті кинематикалық жұп құралған механизм.

Кинематикалық жұп - белгілі бір салыстырмалы қозғалысты қамтамасыз ететін екі буынның байланысы. Барлық кинематикалық жұптар олардың элементтері арасындағы тұрақты байланысты қажет етеді, бұл белгілі бір күш-жігердің көмегімен немесе элементтерге белгілі бір геометриялық пішін беру арқылы қол жеткізіледі. Кинематикалық жұптарға мыналар жатады: Кардандық беріліс, Топса. Салыстырмалы қозғалыс бойынша буындар саны (байланыс шарттары) бойынша: бірден бес буынға дейін.

Кеңістікте өзара перпендикуляр үш ось (x, y, z) бойымен қозғалатын және оны айналасынан айналмалы, жылжымалы, еркін түрде қозғалыс жасай алатын қатты дененің алты еркіндік дәрежесі болады (1.4-сурет). Кеңістікте алты тәуелсіз координаталар және үш жазықтықта деп қарастыруға болады. Оларды әдетте жалпылама координаттар деп атайды, өйткені әрбір мұндай координат тірекке қатысты буының орнын бірегей түрде сипаттайды. Қатты дененің ең қарапайым қозғалысы үшін бір жалпыланған координатаның өзгеруін сипаттайтын осындай қозғалыс алынады. Демек, қатты дененің кеңістікте алты қарапайым қозғалысы және жазықтықта үш қарапайым қозғалысы бар.



1.4 – сурет. Буындар қозғалу бағыттары

Бес класқа бөлінетін кинематикалық жұптағы байланыс шарттары деп кинематикалық жұптың буындарының салыстырмалы қозғалысына салынатын шектеулер аталады.

Буындарының салыстырмалы қозғалысына салынатын кинематикалық жұптың класы байланыс санымен анықталады. Байланыс саны міндетті түрде бүтін және бірден көп, ал алтыдан кем болу керек, яғни $1 \leq S \leq 5$, мұндағы S - байланыс саны. Егер байланыс саны $S = 6$ болса, онда кинематикалық жұп екі буынның байланыссыз қосылысына көшеді. Егер $S = 0$, онда буындар қосылмайды және кинематикалық жұп жойылады. Кинематикалық жұптың бостандық дәрежесінің саны $W = 6 - S$ тең.

Кесте 1.2 Кинематикалық жұптардың класы

S	$W = 6 - S$	класс
5	1	5
4	2	4
3	3	3
2	4	2
1	5	1

Кинематикалық жұптармен жалғасқан буындар кинематикалық тізбекті құрайды, бірақ ол механизм болу үшін тізбектің жетекші буындарының саны оның қозғалыс дәрежесі санына тең болу керек.

Кинематикалық жұп пен механизмнің қозғалыс дәрежесі деп қозғалыс жасай алмайтын буынға қатысты кинематикалық жұптың еркіндік дәрежесінің санын айтамыз.

Орыс ғалымы П. Л. Чебышев 1869 жылы алғаш рет ұсынған қозғалыс дәрежесін анықтауға арналған формуласы бойынша [2].

Кеңістік кинематикалық тізбектердің қозғалыс дәрежесі:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (1.1)$$

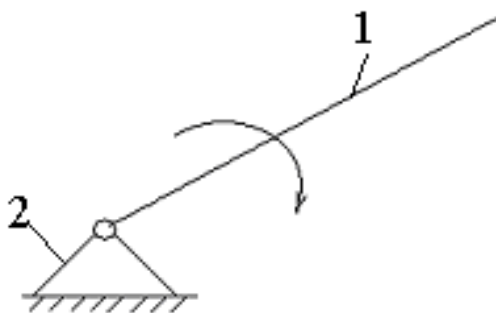
Жазық кинематикалық тізбектердің қозғалыс дәрежесі W

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.2)$$

мұнда n - механизмнің қозғалмалы буындарының саны; p_5 - бесінші кластық кинематикалық жұптардың саны; p_4 - төртінші кластық кинематикалық жұптардың саны.

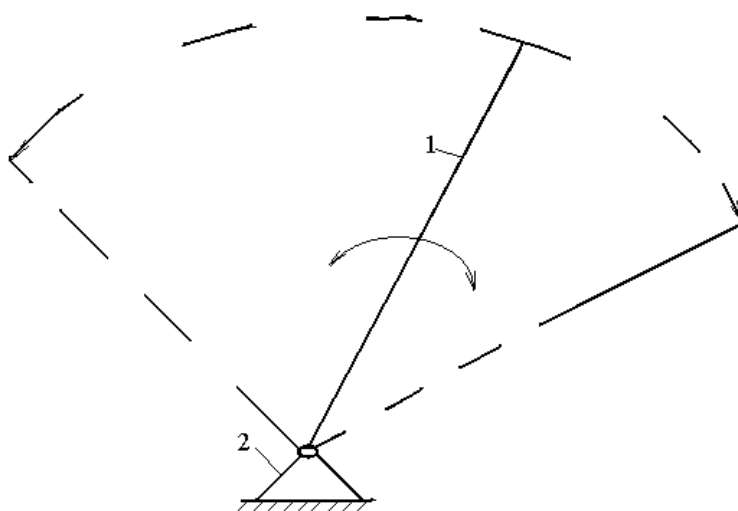
Қарапайым шарнирлі механизмдер бір қозғалмайтын (тірек) және үш қозғалмалы буындардан тұрады.

Өсь арқылы (толық) айналмалы қозғалыс жасайтын буынды **кривошип** деп аталады. (1.5 - сурет).



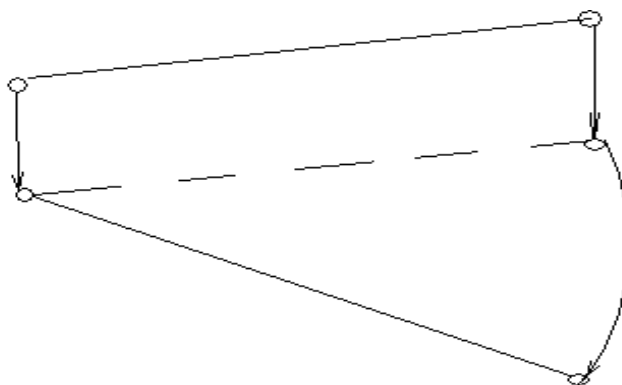
1.5-сурет. Айналатын кинематикалық жұп: 1 – кривошип, 2 – тірек

Қозғалмайтын өсь арқылы (толық емес) айналмалы қозғалыс жасайтын буынды **күйенте** деп атайды. (1.6 - сурет).



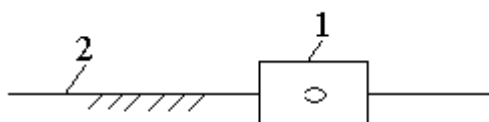
1.6-сурет. Тербейлітін кинематикалық жұп: 1- күйенте, 2- тірек

Жазық параллель (күрделі) қозғалыс жасайтын буынды **шатун** деп атайды. (1.7 - сурет). Шатун тірекпен бірге кинематикалық жұпқа кірмейді.



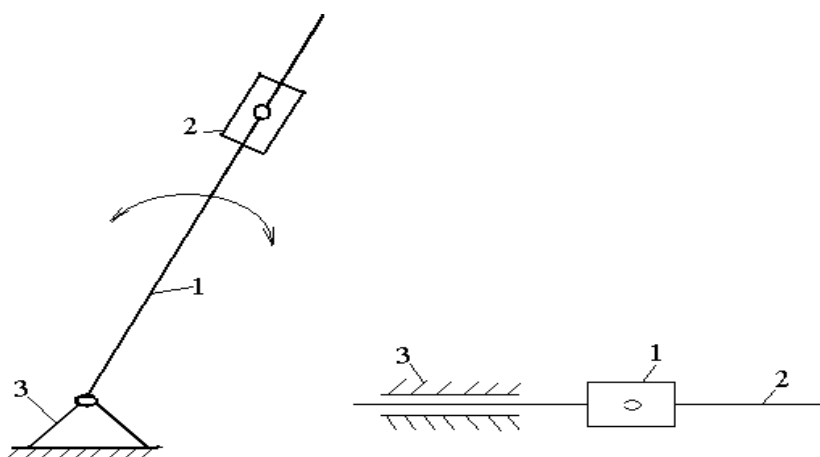
1.7-сурет. Шатун

Қозғалмайтын ось бойымен ілгерілі-кейінді қозғалыс жасайтын буынды **сырғанақ** деп атайды. (1.8 - сурет).



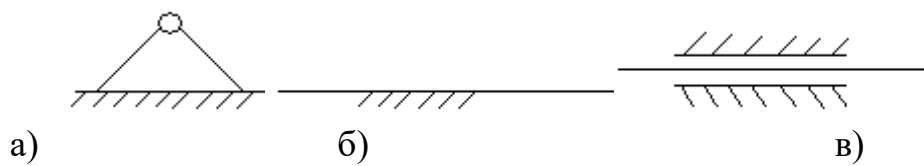
1.8-сурет. Түзусызықты қозғалатын кинематикалық жұп: 1- сырғанақ, 2- қозғалмайтын ось (тірек)

Егер күйенте жылжымалы бағыттаушы тірек үшін арналатын болса, онда оны **кулиса** деп атайды (1.9 - сурет), ал сырғанақ **кулиса тасы** (жылжымалы ось бойымен) деп аталады.



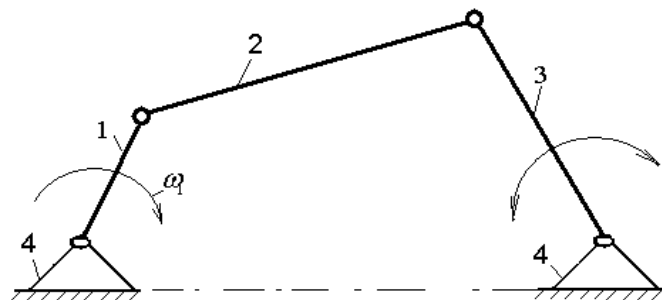
1.9-сурет. Түзусызықты және тенселетін кинематикалық жұп: 1- кулиса, 2- тас, 3- тірек

Қозғалмайтын буынды **тірек** деп атаймыз (1.10 – сурет).



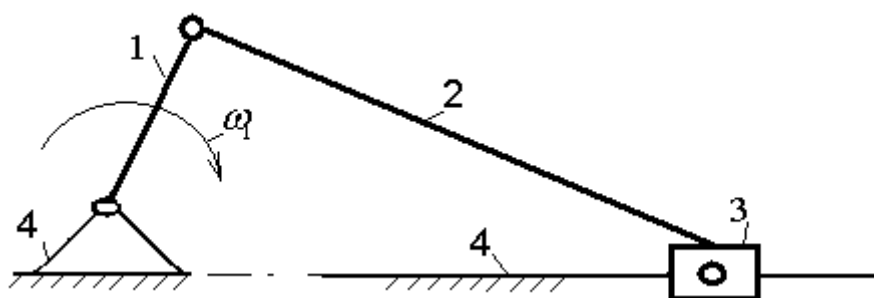
1.10 –сурет. Тіректер а), б) –қозғалмайтын тірек; в) - бағыттаушы тірек.

1.11- суретте көрсетілген механизмдегі 1 буын- **кривошип**, ал 3 буын **-күйенте** болып табылады. Сондықтан **кривошипті - күйентелі** деп аталады.



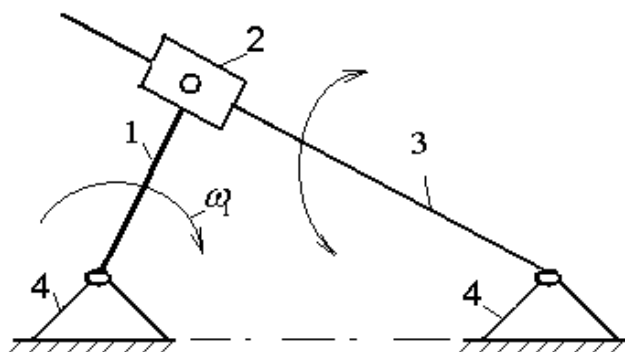
1.11-сурет. Кривошипті- күйентелі механизм: 1 буын – кривошип;
2 буын – шатун; 3буын – күйенте; 4 буын – тірек.

1.12-суретте көрсетілген механизмдегі 1 буын- **кривошип**, ал 3 буын **-сырғанақ** болып табылады. Сондықтан **кривошипті - сырғанақты** деп аталады.



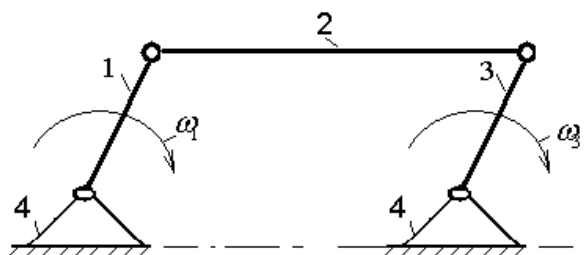
1.12-сурет. Кривошипті- сырғанақты механизм: 1буын – кривошип; 2 буын – шатун; 3 буын – сырғанақ; 4 буын - тірек.

1.13- суретте көрсетілген механизмдегі 2 буын **тас**, ал 3 буын **кулиса** болып табылады. Сондықтан **кулисалы механизм** деп аталады.



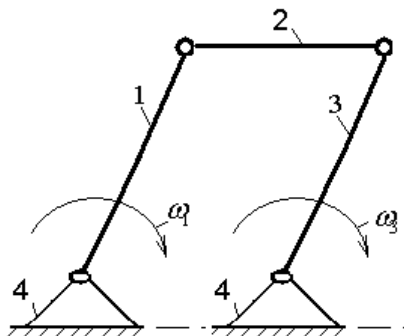
1.13-сурет. Кулисалы механизм: 1 буын – кривошип; 2 буын – тас;
3 буын – кулиса; 4 буын – тірек.

1.14- суретте көрсетілген механизмдегі 1 және 3 буындар **кривошип** болып табылады, ал 2 буын **шатун** болып табылады. Сондықтан **екі кривошипті механизм** деп аталады.



1.14-сурет. Екі кривошипті механизм: 1 буын – кривошип;
2 буын – шатун; 3 буын – кривошип; 4 буын - тірек.

1.15- суретте көрсетілген механизмдегі 1 және 3 буындар **күйенте** болып табылады, ал 2 буын **шатун** болып табылады. Сондықтан **екі күйентелі механизм** деп аталады.



1.15-сурет. Екі күйентелі механизм: 1 буын – күйенте; 2 буын – шатун;
3 буын – күйенте; 4 буын - тірек.

Механизмдер кинематикасы уақыт факторын есепке ала отырып, ал әсер етуші күштерді ескермей буындар мен олардың жеке нүктелерінің қозғалысын зерттейді.

Машиналардағы жұмыс істеу процесінің жағдайын анықтау үшін кез келген механизмнің әр буын нүктелерінің жылдамдығын, үдеуін, инерция күші мен оның түсу нүктесін табуға болады.

Сөйтіп, машина жұмысының сапасын анықтау немесе күш анализі үшін кинематикалық анализ жасау жұмысы жүргізіледі.

Құрделі және қарапайым механизмдерінің кинематикалық зерттеуін жүргізу үшін жоғарғы математика мен теориялық механиканың ұғымдары мен теоремаларына сүйенетін үш әдісі бар: графиктік (геометриялық), аналитикалық және графоаналитикалық [1, 2].

Есептеу масштабы деп кез келген бір өлшемнің нақты шамасының сол өлшемді сызбада көрсетіп тұрған кесіндіге қатынасты айтады:

$$\mu_L = \frac{H}{K}, \quad (1.3)$$

мұндағы μ - есептеу масштабы; H -нақты шама; K -кесінді, мм.

Кесте 1.3 Масштаб түрлері

Атаулары	Белгіленуі	Өлшем бірлігі
Ұзындық	μ_L	$\frac{м}{мм}$
Жылдамдық	μ_v	$\frac{м/с}{мм}$
Үдеулер	μ_a	$\frac{м/с^2}{мм}$
Бұрыш	μ_φ	$\frac{град}{мм}$
Күш	μ_P	$\frac{Н}{мм}$

Топсалы төрт буынды механизм тіреуішпен және үш қозғалмалы буынан тұрады және барлық буындар өзара жазық , айналмалы жұп құрайды.

Центрлік емес төрт буынды механизмді пайдаланып, параметрлер бойынша механизм жоспарын тұрғызамыз.

2. ҚАРАПАЙЫМ ЖӘНЕ КҮРДЕЛІ МЕХАНИЗМДЕРДІҢ АНАЛИЗИ

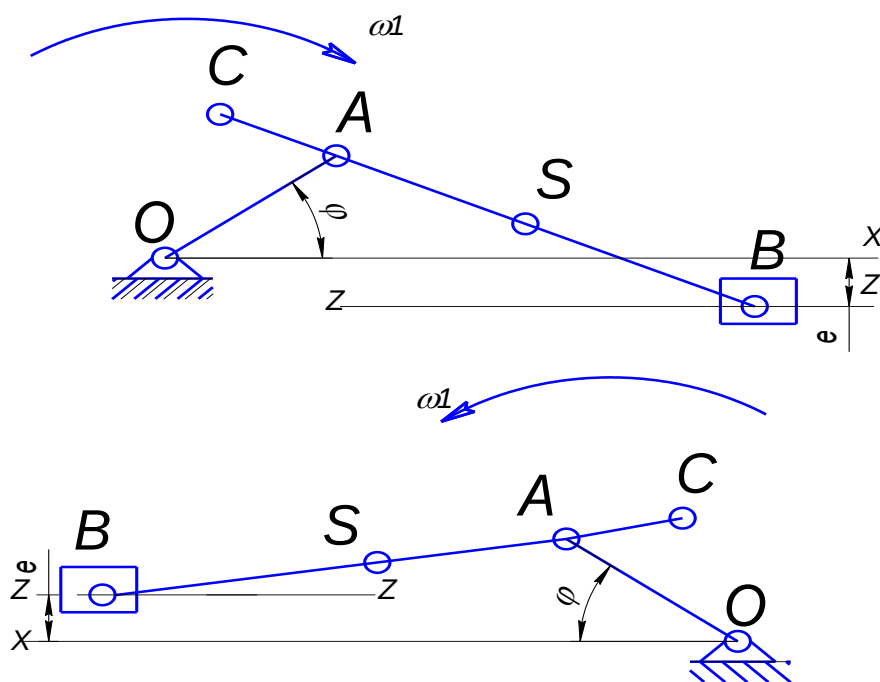
2.1 Кривошипті шатунды механизмнің кинематикалық анализі (Айналшақты-тиекті механизм)

1 буын (АО)-**айналшақ** (кривошип) –тірекпен айналмалы кинематикалық жұп арқылы байланысқан және толық айналыс жасайтын буын (2.1 – сурет).

2 буын-**шатун**-тірекпен кинематикалық жұп арқылы байланыспайтын және күрделі қозғалыс жасайтын буын.

3 буын-**тиек** (сырғанақ) тірекпен ілгерілемелі кинематикалық жұп арқылы байланысқан және түзу сызықты ілгері-кейінді қозғалыс жасайтын буын.

4 буын-**тірек (топса)** қозғалмайды



2.1 – сурет. Кривошипті шатунды механизм

Жоғарыда 2.1-суретте көрсетілген механизмнің:

1. С және S нүктелерінің траекторияларын тұрғызу
2. Айналшақ (АО) бір рет айналғанда В нүктесінің орын ауыстыру диаграммасын тұрғызу
3. $\varphi = 60^\circ$ болғанда А, В, С, және S нүктелерінің сызықтық абсолют жылдамдықтарымен үдеулерін табу
4. Бұрыштық жылдамдық ω_2 және бұрыштық үдеу ϵ_2 табу
5. Дәл осы сәтте В (нүктесі) үдемелі немесе кемімелі қозғалама?

2.2 Қарапайым төрт буынды механизмнің жоспары

Нақты шаманың (H) шартты түрде сызбада кескіндейтін кесіндісіне (K) қатынасын және μ (мю) әрпімен белгіленетін есептеу масштабын қабылдаймыз.

$$\mu_L = \frac{H}{K} = \frac{L_{AO}}{AO} = \frac{0,3м}{30мм} = 0,01м/мм$$

Кесте 2.1 Қарапайым механизмнің параметрлері

Нақты шама	$L_{AO} = 0,3м$	$L_{AB} = 0,9м$	$L_{AC} = 0,1м$	$L_{BS} = 0,4м$	$e = -0,09м$
Масштабтық шама	$[AO] = 30мм$	$[AB] = 90мм$	$[AC] = 10мм$	$[BS] = 40мм$	$e = -9мм$

$$[AB] = \frac{H}{\mu_L} = \frac{L_{AB}}{\mu_L} = \frac{0,9м}{0,01м/мм} = 90мм$$

$$[AC] = \frac{H}{\mu_L} = \frac{L_{AC}}{\mu_L} = \frac{0,1м}{0,01м/мм} = 10мм$$

$$[BS] = \frac{H}{\mu_L} = \frac{L_{BS}}{\mu_L} = \frac{0,4м}{0,01м/мм} = 40мм$$

$$[e] = \frac{H}{\mu_L} = \frac{L_E}{\mu_L} = \frac{0,09м}{0,01м/мм} = 9мм$$

О-қозғалмайтын тіреуіш, кривошиптің айналу центрі арқылы $R = [AO] = 30мм$ радиуспен шеңбер жүргіземіз. Шеңберді 12 бөлікке, яғни А-нүктесінің траекториясы болып табылатын 12 жағдайларға бөлеміз.

ОХ өсінен төмен қарай e (эксцентриситет, центрлік сызықтан ауытқу мөлшері) $= -9мм$ арақашықтықта сызық, қосымша zz -өсін жүргіземіз. Сол сызықтың бойынан В-нүктесінің орнын анықтау үшін циркульдің көмегімен $[AB] = 90мм$ етіп атып, А нүктесін центр етіп қабылдап алып, қосымша zz -өсінде 12 жағдай үшін қиямыз да, сәйкесінше В-нүктелерін белгілейміз. Ал С-нүктесін табу үшін ВА сызығын созып, 12 жағдайлар үшін бойына $[AC] = 10мм$ кесіндісін саламыз. (1-сурет, 1-сызба). С нүктесінің траекториясын табу үшін, АВ буындағы А нүктесінен бастап, әр жағдайдан сол жағына, берілген 10 мм-ге дейін созамыз.

Пайда болған $C_1 - C_{12}$ аралығындағы нүктелерінің қисық тұйықталған сызығымен қосамыз, сонда С нүктесінің жүрген жолы – вертикаль орналасқан эллипс шығады.

S нүктесінің траекториясын табу үшін, АВ буындағы В нүктесінен бастап А нүктесіне қарай, әр 12 жағдайдан, берілген 40 мм-ге дейін өлшеп, орнын анықтаймыз.

Пайда болған $S_1 - S_{12}$ аралығындағы нүктелерін қалыпты түрде тұйықталған сызығымен қосамыз, сонда S нүктесінің жүрген жолы (траекториясы) – горизонталь эллипс шығады.

2.3 Сырғанақтың бір циклдегі орын ауыстыру диаграммасы

$B_0 - B_6 - H=60\text{мм}$, ілгері- кейінді қозғалыс жасайтын сырғанақтың қадамы, B_0 –сырғанақтың оң жақтағы ең шеткі, бастапқы нүктесі, ал B_6 – сол жақ ең шеткі нүктесі. Диаграммадағы бастапқы нүктеден бастап әр нүктеге дейін арақашықтарды өлшеп, мәндерін аламыз, сонда

мм	B_1	B_2	B_3	B_4	B_5	B_6	B_7	B_8	B_9	B_{10}	B_{11}	B_{12}
B_0	7	22	38	52	59	60	56	46	32	16	4	0

Кривошип толық бір айналып шыққанда сырғанақтың жылжу шамасы өзгереді, содан орын ауыстыру диаграммасын тұрғызу үшін, ОХ осін алып, оның бойына $L=120\text{мм}$ кесінді саламыз, оны, әр бөлік 30° -тан келетін 12 бөлікке бөлеміз. Бұл кесінді шартты түрде кривошиптің толық бір айналымын көрсетеді, яғни 360° . Одан кейін бұрыштық масштабын қабылдап, нүктелерді салғаннан кейін қалыпты түрде қосамыз. (1-сурет, 2-сызба).

$$\mu_\varphi = \frac{H}{K} = \frac{\varphi}{L} = \frac{360^\circ}{120\text{мм}} = 3^\circ/\text{мм}$$

Диаграммадағы 1мм шартты түрде 3(үш) градусты көрсетеді.

$\varphi = 60^\circ$ үшін механизм жоспарын тұрғызу тәртібі

$\varphi = 60^\circ$ үшін механизм жоспарын тұрғызамыз. Тұрғызу реті бірінші сызбадағыдай (2-сурет, 3-сызба).

Ұзындық масштабын бұрынғыша қалдырамыз $\mu_l = 0,01 \text{ м/мм}$. Кривошиптің $\varphi = 60^\circ$ бұрылу бұрышы $90^\circ, 45^\circ, 45^\circ$ бұрыштары бар сызғышпен немесе циркульдің көмегімен тұрғызылады (транспортирді колдамай). Бір жағдай үшін нүктелерді белгілеп, кинематикалық зерттеуін жүргіземіз.

$\varphi = 60^\circ$ үшін жылдамдық жоспары

Біздің қарастырып отырған есепте 0-нүктесі қозғалмайды, сондықтан $v_0 = 0$ болады.

А нүктесінің сызықтық жылдамдығы белгілі теңдеумен табылады

$$v_A = \omega_1 \cdot L_{AO} = 14_c^{-1} \cdot 0.3m = 4,2m/c$$

Жылдамдық масштабы мына формуламен өрнектеледі

$$\mu_v = \frac{H}{K} = \frac{v_A}{pa} = \frac{4,2m/c}{80mm} = 0,05 \frac{m/c}{mm}$$

Кез келген жерден Р(полюс) нүктесін алып ,содан үшінші сызбадағы А нүктесінің сызықтық жылдамдығына, яғни v_A -ға параллель немесе бірінші буынға АО-ға перпендикуляр түзу жүргіземіз. Сол түзудің бойына шамамен өз қалауымызша $pa = 80$ мм-ге тең болатындай етіп кесінді саламыз(2-сурет,4-сызба). Сол, pa векторы шартты түрде А- нүктесінің сызықтық абсолют жылдамдығын көрсетеді.

Масштабтың оқылуы, сызбада 1 мм кесінді шартты түрде 0,05 м/с жылдамдықты көрсетеді.

Белгісіз В-нүктесінің жылдамдығын белгілі А-нүктесінің жылдамдығы арқылы геометриялық немесе векторлық теңдеумен өрнектейміз

$$\overline{v_B} = \overline{v_A} + \frac{\overline{v_{BA}}}{\perp BA}, \quad (2.1)$$

мұнда v_A -ның сан шамасы, әрі бағыты белгілі болғандықтан астын екі рет сызамыз.

$\overline{v_{BA}} \perp BA$ болғандықтан а нүктесі арқылы АВ-ға перпендикуляр , ал р-нүктесі арқылы zz-осіне параллель түзу жүргіземіз, пайда болған үшбұрыш Δpab – ны жылдамдықтар жоспары , ал р-нүктесі жылдамдықтар жоспарының полюсі деп аталады. $\overline{pa}$ –А нүктесінің, $\overline{pv}$ - В нүктесінің абсолют жылдамдықтарын, ал $\overline{av}$ векторы В-нүктесінің А-нүктесіне қарағандағы салыстырмалы жылдамдығын көрсетеді. Сызбадан мынадай өлшемдер аламыз:

$$\overline{av} = 43mm$$

$$\overline{pv} = 86mm$$

$$v_B = \overline{pv} \cdot \mu_v = 86 \cdot 0,05 = 4,3m/c$$

$$\overline{v_{BA}} = \overline{av} \cdot \mu_v = 43 \cdot 0,05 = 2,15m/c$$

С-нүктесінің жылдамдығын механизмдер мен жылдамдықтар жоспарының өзара ұқсастығы туралы теорема бойынша пропорцияны жазамыз да сол арқылы табамыз:

$$\frac{bs}{BS} = \frac{ab}{AB}; bs = \frac{BS \cdot ab}{AB} = \frac{40 \cdot 43}{90} = 19mm$$

ab сызықтың бойынан b нүктесінен бастап a нүктесіне қарай bs=19мм кесіндіні саламыз, s нүктесінің орны табылады, содан кейін полюспен қосамыз. Сызбадан $\overline{ps}$ векторын өлшеп, $\overline{ps}=81\text{мм}$, s нүктесінің жылдамдығын табамыз

$$v_s = ps \cdot \mu_v = 81\text{мм} \cdot 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 4,05\text{м/с}$$

$\overline{ps}$ векторы S нүктесінің абсолют жылдамдығын көрсетеді.

C-нүктесінің жылдамдығын да ұқсастықтар теоремасы арқылы табамыз:

$$\frac{ac}{AC} = \frac{av}{AB}; ac = \frac{AC \cdot av}{AB} = \frac{10 \cdot 43}{90} = 5\text{мм}$$

ba сызығын созып, a нүктесінен ac= 5 мм болатындай өлшеп c-нүктесінің орнын тауып, полюспен қосамыз. Сызбадан pc векторды өлшеп алып, pc=80 мм, содан кейін белгілі өрнек арқылы c-нүктесінің жылдамдығын табамыз.

$$v_c = pc \cdot \mu_v = 80\text{мм} \cdot 0,05 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 4\text{м/с}$$

$\overline{pc}$ векторы C нүктесінің абсолют жылдамдығын көрсетеді, өйткені полюс арқылы өтіп жатыр.

2-ші буынның, шатунның бұрыштық жылдамдығын табамыз:

$$v_{BA} = \omega_2 \cdot l_{AB} \Rightarrow \omega_2 = \frac{v_{BA}}{l_{AB}} = \frac{2,15\text{м/с}}{0,9\text{м}} = 2,4_c^{-1}$$

$\varphi = 60^\circ$ үшін үдеулер жоспары

O-нүктесіндегі үдеу 0-ге тең, яғни $a_0=0$, себебі O-нүктесі қозғалмайды (тіреуіш).

Белгісіз A-нүктесінің үдеуін белгілі O-нүктесі арқылы өрнектейміз:

$$\overline{a}_A = \overline{a}_0 + \overline{a}_{AO}^n + \overline{a}_{AO}^\tau, \quad (2.2)$$

$$\omega_1 = \text{const}, \varepsilon_1 = 0$$

$$\overline{a}_{AO}^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{AO} = 0$$

$$\overline{a}_A = \overline{a}_{AO}^n$$

Кез- келген жерден p'-нүктесін алып, содан бірінші буынға, яғни АО-ға // түзу жүргіземіз (2-сурет, 5-сызба). Сол түзудің бойына p' a' = 75мм (өз қалауымызша) кесіндіні саламыз.

Бұл түзу шартты түрде А-нүктесінің абсолют үдеуін көрсетеді және ол мынаған тең:

$$\overline{a}_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot \iota_{AO} = (14c^{-1})^2 \cdot 0,3m = 58,8m/c^2$$

Үдеулер масштабын қабылдаймыз:

$$\mu_a = \frac{H}{K} = \frac{\overline{a}_{AO}^n}{p'a'} = \frac{58,8m/c^2}{75mm} = 0,8 \frac{m/c^2}{mm}$$

1) Белгісіз В-нүктесінің үдеуін белгілі А-нүктесінің үдеуі арқылы өрнектейміз.

$$\overline{a}_B = \overline{a}_A + \frac{\overline{a}_{AB}^n}{\|BA\|} + \frac{\overline{a}_{BA}^\tau}{\perp BA}$$

$\overline{a}_{BA}^n \| AB$ және В-дан А-ға қарай бағытталған. Ендеше а'-нүктесінен АВ-ға параллель жүргіземіз.

$$\overline{a}_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot \iota_{BA} = (2,4c^{-1})^2 \cdot 0,9m = 5,2m/c^2$$

Сызбаға салу үшін масштабтық шама қажет

$$\mu_a = \frac{H}{K} \Rightarrow K = \frac{H}{\mu_a} = \frac{\overline{a}_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{5,2m/c^2}{0,8 \frac{m/c^2}{mm}} = 6,5mm = a'n_2$$

а'-нүктесінен АВ-ға параллель жүргізілген түзудің бойына $a'n_2=6,5$ мм кесіндіні саламыз. $\overline{a}_{BA}^\tau \perp BA$ болғандықтан n_2 нүктесінен АВ-ға перпендикуляр түзу жүргіземіз. В-нүктесінің үдеуін бағыттауыш тіреуіш үдеуі арқылы өрнектейміз.

$$\overline{a}_B = \overline{a}_{mip} + \frac{\overline{a}_{BA}^{салыс}}{\|OX\|}$$

$\overline{a}_{BA}^{салыс} \| OX$ болғандықтан р'-нүктесінен ОХ-ке параллель түзу жүргіземіз. Екі түзудің қиылысуынан b' нүктесі табылады. Пайда болған р'а' n₂b'- төртбұрышты үдеулер жоспары деп аталады, ал р'-нүктесі оның полюсі болып табылады. а' пен b' нүктелерін қосамыз. Сызбадан мынадай өлшемдер аламыз:

$$n_2b'=68mm \quad p'b'=17mm \quad a'b'=67mm$$

С және S табу үшін ұқсастықтар теоремасын пайдаланып пропорция құрамыз.

$$\frac{a'c'}{AC} = \frac{a'v'}{AB} = a'c' = \frac{AC \cdot a'v'}{AB} = \frac{10 \cdot 67}{90} = 7,4 \text{ мм}$$

$$p'c' = 82 \text{ мм}$$

$$\frac{b's'}{BS} = \frac{a'b'}{AB} = b's' = \frac{BS \cdot a'b'}{AB} = \frac{40 \cdot 67}{90} = 30 \text{ мм}$$

$$p's = 39 \text{ мм}$$

$p'b', p's', p'c', p'a'$ -абсолют шамалар

$a'n^2, n_2b', a'b'$ - салыстырмалы шамалар

(Р)Полюс арқылы өтетін барлық векторлар абсолютті, ал өтпейтін векторлар салыстырмалы болып табылады.

$$\bar{a}_B = p'v' \cdot \mu_a = 17 \text{ мм} \cdot 0,8 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 13,6 \text{ м/с}^2$$

$$\bar{a}_S = p's' \cdot \mu_a = 39 \text{ мм} \cdot 0,8 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 31,2 \text{ м/с}^2$$

$$\bar{a}_c = p'c' \cdot \mu_a = 82 \text{ мм} \cdot 0,8 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 65,6 \text{ м/с}^2$$

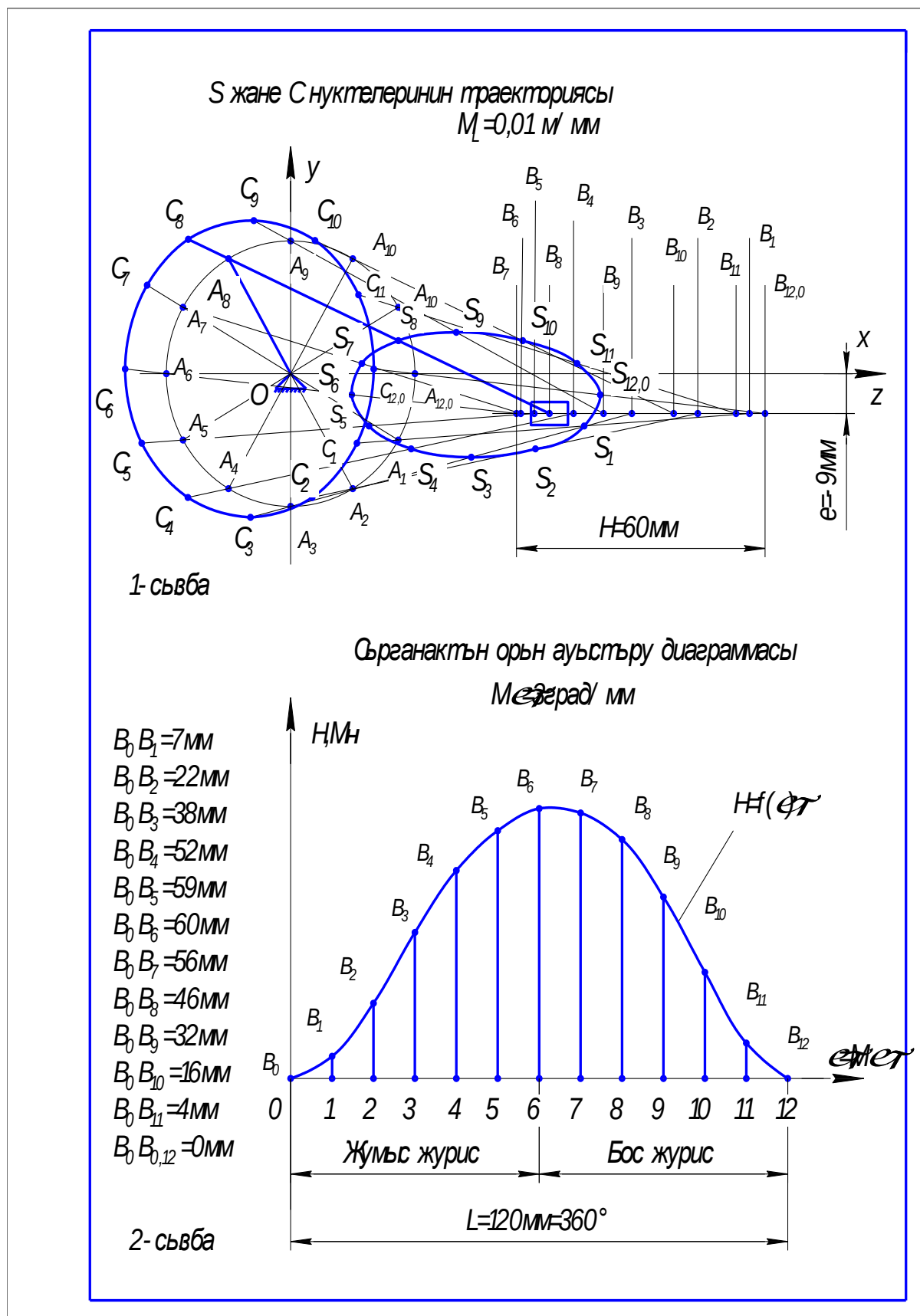
$$\bar{a}_{BA}^n = a'v' \cdot \mu_a = 67 \text{ мм} \cdot 0,8 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 53,6 \text{ м/с}^2$$

$$\bar{a}_{BA}^\tau = n_2v' \cdot \mu_a = 68 \text{ мм} \cdot 0,8 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 54,4 \text{ м/с}^2$$

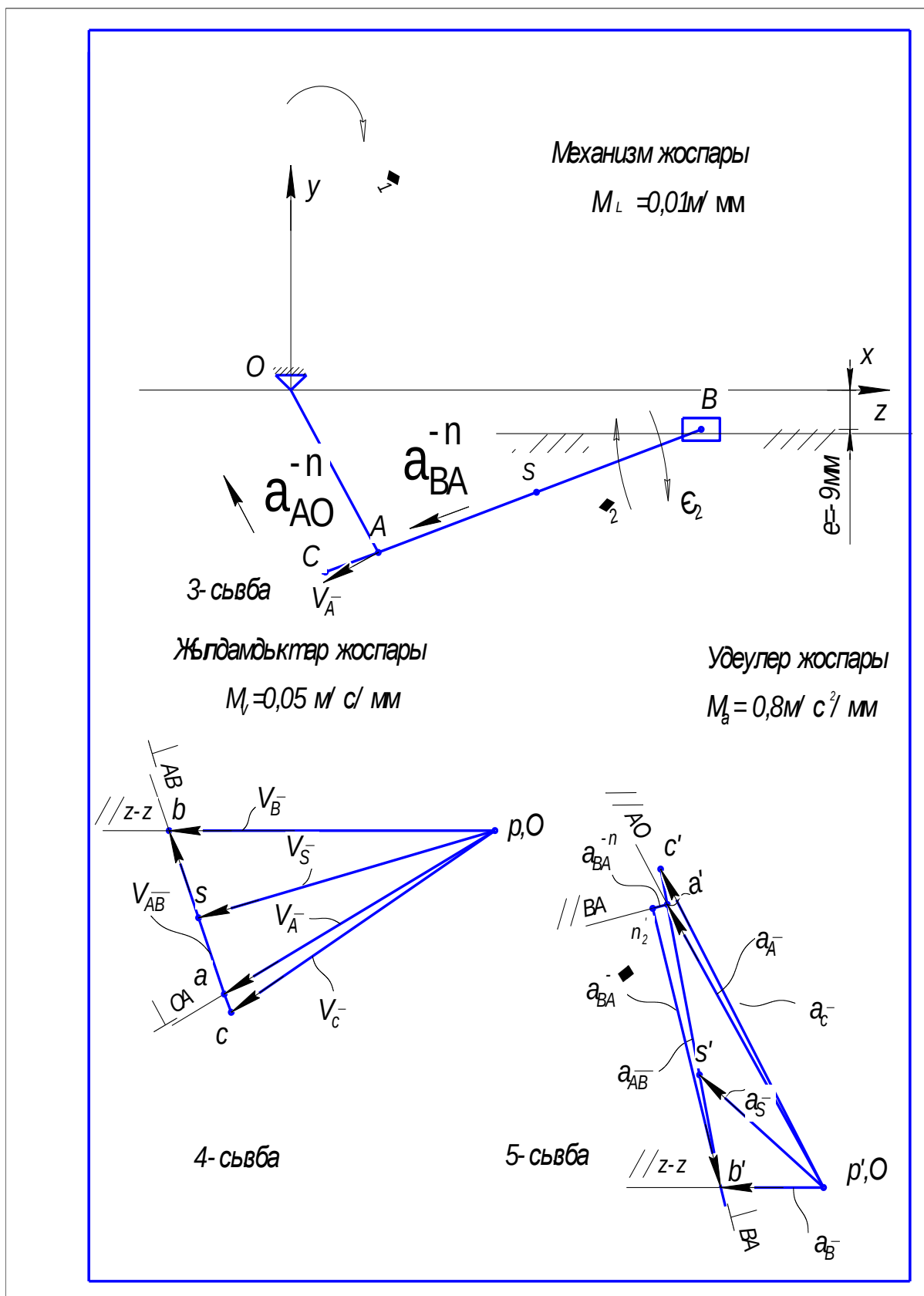
2-ші буынның(ВА) бұрыштық үдеуін табамыз

$$\bar{a}_{BA}^\tau = \varepsilon_2 \cdot l_{BA} \Rightarrow \varepsilon_2 = \frac{\bar{a}_{BA}^\tau}{l_{BA}} = \frac{54,4}{0,9} = 60,4 \text{ с}^{-2}$$

Шатун үдемелі қозғалады, себебі бұрыштық жылдамдық пен бұрыштық үдеудің бағыттары бір жаққа бағытталған.



2.2-сурет. Қарапайым механизм нүктелерінің траекториялары мен сығанақтың орын ауыстыру диаграммасы.



2.3-сурет. Қарапайым механизм, жылдамдық және үдеу жоспарлары

Кесте 2.2 Қарапайым механизмдерінің берілгендері

Нұсқа №	L _{AO}	L _{AB}	L _{AC}	L _{BS}	e	φ	ω, (с ⁻¹)	Бағыты (сағат тілінің бағытымен),(сағат тілінің бағытына қарсы)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	30 ⁰	15	бағытымен
2	0,3	0,8	0,11	0,32	0,1	30 ⁰	16	қарсы
3	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	30 ⁰	17	қарсы
4	0,3	0,8	0,1	0,3	0,1	30 ⁰	18	бағытымен
5	0,3	0,85	0,12	0,35	-0,09	45 ⁰	19	бағытымен
6	0,3	0,85	0,12	0,35	-0,09	45 ⁰	20	қарсы
7	0,3	0,85	0,14	0,35	0,09	45 ⁰	21	қарсы
8	0,3	0,85	0,14	0,35	0,09	45 ⁰	22	бағытымен
9	0,3	0,9	0,13	0,4	-0,1	50 ⁰	21	бағытымен
10	0,3	0,9	0,13	0,4	-0,1	50 ⁰	21	қарсы
11	0,3	0,9	0,13	0,4	0,08	50 ⁰	21	қарсы
12	0,3	0,85	0,12	0,35	-0,09	55 ⁰	22	бағытымен
13	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	55 ⁰	23	бағытымен
14	0,3	0,85	0,12	0,35	-0,09	60 ⁰	24	бағытымен
15	0,3	0,9	0,14	0,4	0,08	60 ⁰	25	қарсы
16	0,3	0,9	0,14	0,4	-0,08	60 ⁰	26	қарсы
17	0,3	0,9	0,14	0,4	0,08	60 ⁰	27	бағытымен
18	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	65 ⁰	15	бағытымен
19	0,3	0,8	0,11	0,32	0,1	70 ⁰	16	қарсы
20	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	75 ⁰	17	қарсы
21	0,3	0,8	0,1	0,3	0,1	80 ⁰	18	бағытымен
22	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	115 ⁰	15	бағытымен
23	0,3	0,8	0,11	0,32	0,1	120 ⁰	16	қарсы
24	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	125 ⁰	17	қарсы
25	0,3	0,8	0,1	0,3	0,1	130 ⁰	18	бағытымен
26	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	135 ⁰	15	бағытымен
27	0,3	0,8	0,11	0,32	0,1	140 ⁰	16	қарсы
28	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,05	145 ⁰	17	қарсы
29	0,3	0,8	0,1	0,3	0,1	150 ⁰	18	бағытымен
30	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	155 ⁰	15	бағытымен
31	0,3	0,8	0,11	0,32	0,1	160 ⁰	16	қарсы
32	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	165 ⁰	17	қарсы
33	0,3	0,8	0,1	0,3	0,1	170 ⁰	18	бағытымен
34	0,3	0,85	0,12	0,35	-0,09	190 ⁰	24	бағытымен
35	0,3	0,9	0,14	0,4	0,08	200 ⁰	25	қарсы
36	0,3	0,9	0,14	0,4	-0,08	210 ⁰	26	қарсы
37	0,3	0,9	0,14	0,4	0,08	215 ⁰	27	бағытымен
38	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	220 ⁰	28	қарсы
39	0,3	0,8	0,15	0,3	0,1	225 ⁰	29	қарсы
40	0,3	0,9	0,1	0,3	-0,1	230 ⁰	30	бағытымен
41	0,3	0,8	0,11	0,32	0,1	235 ⁰	31	бағытымен

1	2	3	4	5	6	7	8	9
42	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,07	240 ⁰	32	қарсы
43	0,3	0,8	0,1	0,3	0,06	245 ⁰	33	қарсы
44	0,3	0,9	0,14	0,4	0,08	250 ⁰	27	бағытымен
45	0,3	0,8	0,1	0,3	-0,1	255 ⁰	28	қарсы
46	0,3	0,95	0,1	0,3	0,1	260 ⁰	29	қарсы
47	0,3	0,8	0,15	0,3	-0,1	285 ⁰	30	бағытымен
48	0,3	0,8	0,1	0,3	0,1	300 ⁰	31	қарсы
49	0,3	0,9	0,1	0,3	-0,1	310 ⁰	32	қарсы
50	0,3	0,8	0,11	0,32	0,05	330 ⁰	33	бағытымен

Мысал. Алты буынды күрделі механизмді талдау

Плунжерлі насостың алты буынды механизм буындарының негізгі өлшемдері:

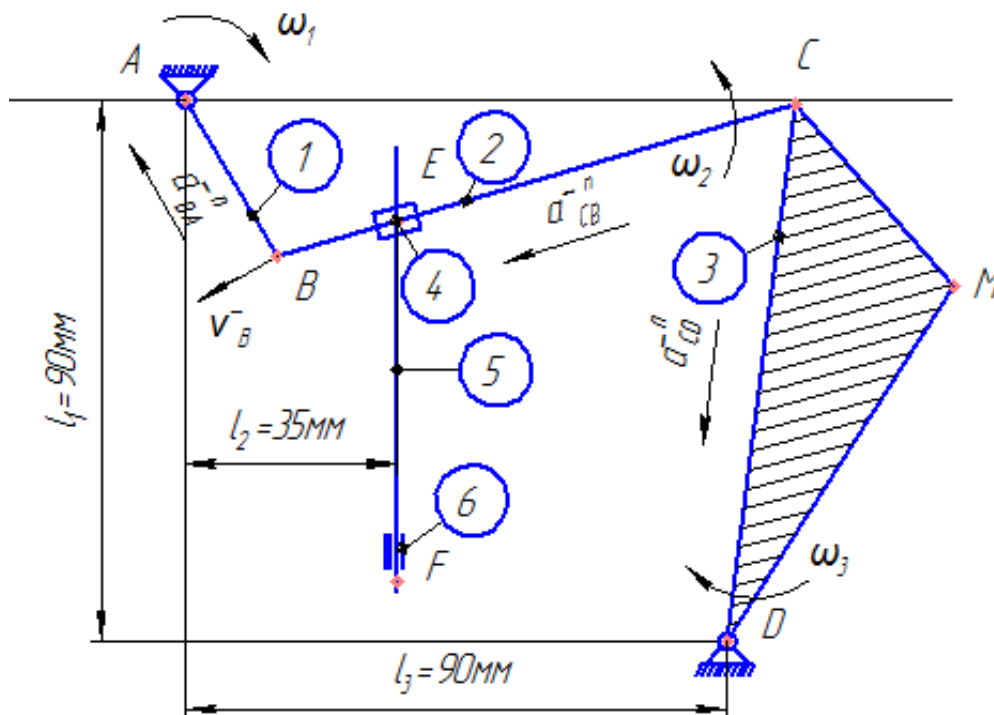
$L_{AB}=0,15\text{м}; L_{BC}=L_{CD}=0,45\text{м}; L_{CM}=0,20\text{м}$

$L_1=L_3=0,45\text{м}; L_2=0,18\text{ м}; L_{DM}=0,35\text{м}; L_{EF}=0,30\text{м}$

AB кривошипі сағат тілінің бағытына қарсы тұрақты бұрыштық жылдамдықпен ($\omega_1=75\text{с}^{-1}$) айналады. Алдымен F нүктесінің (тік штоктың) сырғу (жылжу) диаграммасын тұрғызу керек (2.2 сурет).

Кривошиптің айналу бұрышы $\varphi=30^\circ$ болғанда, жылдамдықтар мен үдеулер жоспарының көмегімен мына шамаларды анықтау қажет:

1. В,С,Е,М нүктелерінің сызықтық жылдамдықтарымен үдеулерін;
2. 2 және 3 буындардың бұрыштық жылдамдықтарымен үдеулері;
3. Әрбір буын қалай қозғалады (үдемелі әлде кемімелі)



2.4-сурет. Плунжерлі насостың алты буынды механизм

Механизм жоспарын тұрғызу тәртібі

Механизм жоспарын тұрғызу үшін, алдымен есептеу масштабын қабылдаймыз μ_L . Берілген буындардың өлшемдерін ескере отырып, ұзындық масштабын қабылдаймыз

$$\mu_L = \frac{H}{K} = \frac{L_{AB}}{K} = \frac{0,15}{30} = 0,005 \frac{м}{мм}$$

мұндағы: Н- нақты шама, м

К- масштабтық кесінді, мм

μ_L - ұзындық масштабы, м/мм

Теңдеу бойынша нақты өлшемдерді масштабтық шамаға айналдырамыз

$$\mu_L = \frac{H}{K} \Rightarrow K = \frac{H}{\mu_L}$$

Кесте 2.3 Күрделі механизм буындарының негізгі өлшемдері

Нақты шама	Масштабтық шама
$L_{AB}=0,15м$	$[AB]=30мм$
$L_{BC}=L_{CD}=0,45м$	$[BC]=[CD]=90мм$
$L_{CM}=0,20м$	$[CM]=40мм$
$L_1=L_3=0,45м$	$[L_1]=[L_3]=90мм$
$L_2=0,18м$	$[L_2]=36мм$
$L_{DM}=0,35м$	$[DM]=70мм$
$L_{EF}=0,30м$	$[EF]=60мм$

$$\varphi=60^0, \quad \omega_1=75с^{-1}$$

Кривошиптің айналу центрі –А нүктесі арқылы механизмді тұрғызуды бастаймыз. А нүктесі арқылы және көлденең осьтерді жүргізіп, радиусы $AB= 30мм$ етіп шеңбер саламыз. Бұл шеңбер В нүктесінің траекториясы болып табылады. А нүктесінен тігінен төмен карай $L_1=90мм$ және көлденең $L_3=90мм$ координаттары бойынша қозғалмайтын D нүктесінің орнын анықтаймыз. В нүктесі арқылы радиусы $BC=90мм$ етіп және D нүктесі арқылы радиусы $DC=90мм$ етіп 2 доға жүргіземіз. Осы екі доғаның қиылысуынан С нүктесі табылады.

М нүктесінің орнын осы әдіспен анықтаймыз, яғни С нүктесі арқылы радиусы $CM=40мм$ етіп және D нүктесі арқылы радиусы $DM=70мм$ етіп 2 доға жүргіземіз. Осы екі доғаның қиылысуынан М нүктесі табылады. Берілген $L_2=35мм$ арақашықтықта тігінен тік шток EF – ты тұрғызамыз.

Буындарды нөмірлейміз

1. Кривошип (AB)
2. шатун (BC)
3. күйінте (Δ СДМ)
4. күйінте тасы (E_4)
5. тік шток (EF)
6. тіректер-үшеу (Ажәне D нүктелері қозғалмайтын, тік шток бойындағы - бағыттаушы).

$F_2 F_3=2\text{мм}$	$F_2 F_6=15\text{мм}$	$F_2 F_9=36\text{мм}$	$F_2 F_{12}=19\text{мм}$
$F_2 F_4=9 \text{ мм}$	$F_2 F_7=20 \text{ мм}$	$F_2 F_{10}=40\text{мм}$	$F_2 F_1=5\text{мм}$
$F_2 F_5=12 \text{ мм}$	$F_2 F_8=28\text{мм}$	$F_2 F_{11}=32\text{мм}$	$F_2 F_2=0\text{мм}$

Штоктың орын ауыстыру диаграммасының тұрғызу тәртібі

Кривошип толық бір айналғанда тік штоктың жылжу шамасы өзгереді, соған байланысты орын ауыстыру диаграммасын тұрғызамыз (4-сурет, 2-сызба). ХОУ(φОН) координат жүйесін тұрғызамыз: φ- кривошиптің бұрылу бұрышы; Н- шток жүрісі; О нүктесі - координат басы. Бұрыш масштабы қабылданады

$$\mu_\varphi = \frac{H}{K} = \frac{\varphi}{L} = \frac{360^\circ}{120\text{мм}} = 3^\circ/\text{мм}$$

мұндағы:

Н- нақты шама

К- кесінді

ОХ осін алып, оның бойына $L=120\text{мм}$ кесінді саламыз, әр бір бөлігі шартты түрде бұрылу бұрышының 30° көрсететін 12 бөлікке бөлеміз. Бұл кесінді шартты түрде кривошиптің толық бір айналымын көрсетеді, яғни 360° . Одан кейін бұрыштық масштабын қабылдаймыз. Тігінен $F_2 F_3 \dots F_2 F_2$ өлшемдерді салып, нүктелерді қалыпты түрде қисық сызықпен қосамыз. Пайда болған диаграмманы математикалық өрнекпен $H=f(\varphi)$ көрсетіледі (2.7-сурет).

φ= 60° үшін механизм жоспарын тұрғызу реті

φ= 60° үшін механизм жоспарын бірінші сызбадағыдай тұрғызамыз. (5-сурет, 3-сызба).

Ұзындық масштабы бұрынғыша қалдырамыз $\mu_\ell = 0,005 \text{ м/мм}$. Кривошиптің φ= 60° бұрылу бұрышы $90^\circ, 45^\circ, 45^\circ$ бұрыштары бар сызғышпенен немесе циркульдің көмегімен тұрғызылады (транспортирді қолдамай).

Күрделі механизмнің жылдамдықтар жоспары

А нүктесінің жылдамдығы 0-ге тең, себебі қозғалмайтын тірек. В нүктесінің жылдамдығы АВ-ға перпендикуляр ($v_B \perp AB$), ал сандық мәні мынаған тең:

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = 75^{-1} \cdot 0,15\text{м} = 11,25\text{м/с}$$

Кез-келген жерден Р нүктесін саламыз. (5-сурет,4-сызба). Және осы нүкте арқылы АВ-ға перпендикуляр түзу жүргіземіз. $[pb]=65\text{мм}$ (өз қалауымызша)

Жылдамдықтар масштабын қабылдаймыз.

$$\mu_v = \frac{H}{K} = \frac{v_B}{[pv]} = \frac{11,25\text{м/с}}{65\text{мм}} = 0,17 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

рв-векторы В нүктесінің толық абсолют жылдамдығын көрсетеді және оның ұзындығын өз қалауымызша 65мм деп аламыз.

Белгісіз С нүктесінің жылдамдығын белгілі В нүктесінің жылдамдығы арқылы өрнектейміз

$$\overline{v_c} = \overline{v_B} + \overline{v_{BC}} \qquad \overline{v_c} = \overline{v_D} + \overline{v_{DC}}$$

в нүктесі арқылы ВС-ға перпендикуляр жүргіземіз. Р-нүктесінен (полюстен) СД-ға перпендикуляр түзу жүргізіп, 2 түзудің қиылысу нүктесін С деп белгілейміз. Сызбадан мынадай өлшемдерді аламыз және шамаларын табамыз:

Кесте 2.4 Сызбадан пайда болған векторлар

Векторлар	Өлшемі,мм
dc=pc	42
bc	48

$\overline{pc}$ - шартты түрде С нүктесінің абсолют жылдамдығын көрсетеді

$$\overline{g_c} = \overline{g_{CD}} = \overline{pc} \cdot \mu_v = 42\text{мм} \cdot 0,17 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 7,14\text{м/с}$$

$\overline{bc}$ - шартты түрде ВС буынның салыстырмалы жылдамдығын көрсетеді.

$$\overline{v_{CB}} = \overline{bc} \cdot \mu_v = 48\text{мм} \cdot 0,17 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 8,16\text{м/с}$$

М нүктесінің жылдамдығын ұқсастықтар теоремасын пайдаланып пропорция арқылы табамыз:

$$\frac{cm}{CM} = \frac{dc}{DC} \Rightarrow cm = \frac{CM \cdot dc}{DC} = \frac{40 \cdot 42}{90} = 19\text{мм}$$

$$\frac{dm}{DM} = \frac{dc}{DC} \Rightarrow dm = \frac{DM \cdot dc}{DC} = \frac{70 \cdot 42}{90} = 33\text{мм}$$

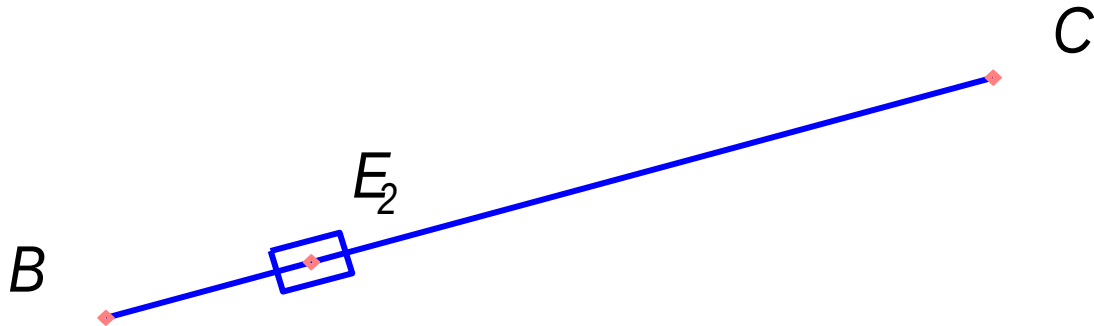
Үшбұрыш DCM Δ dcm үшбұрышына ұқсас, оны тұрғызу үшін С нүктесінен cm=19 мм, ал d нүктесінен dm =33 мм радиуспен екі доға жүргіземіз. Осы екі доғаның қиылысуынан m нүктесі табылады.Сызбадан векторларды өлшеп аламыз pm=33мм.

$\overline{pm}$ - шартты түрде М нүктесінің абсолют жылдамдығын көрсетеді

$$\overline{v}_m = \overline{pt} \cdot \mu_g = 33 \text{ мм} \cdot 0,17 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 5,61 \text{ м/с}$$

Е нүктесі үш буынға тиісті, Е нүктесінде үш нүкте жатады-Е₂, Е₄, Е₅.

Түсінікті болу үшін екінші буынды шартты түрде механизмнен бөліп аламыз.



2.5-сурет. Кинематикалық буын

BC=90мм, ал BE₂-ні сызбадан тікелей өлшеу арқылы табамыз. BE₂=9мм

Механизмдер мен жылдамдықтар жоспарының ұқсастықтар теоремасы бойынша пропорция жазамыз:

$$\frac{be_2}{BE_2} = \frac{bc}{BC} \Rightarrow be_2 = \frac{BE_2 \cdot bc}{BC} = \frac{9 \cdot 48}{90} = 5 \text{ мм}$$

$\vec{bc}$ векторында b нүктесінен **be₂**=5 мм өлшеп салғаннан кейін e₂ нүктесін полюспен қосамыз да сызбадан өлшеп аламыз

$$[pe_2] = 61 \text{ мм}$$

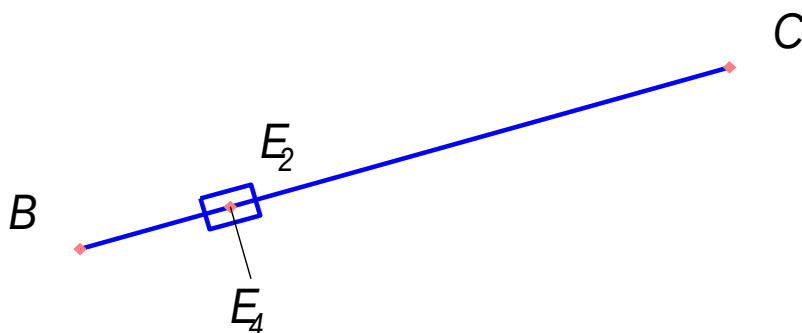
$\overline{pe_2}$ векторы Е нүктесінің абсолют жылдамдығын көрсетеді, ал нақты шамасы мынаған тең

$$\overline{v}_{E_2} = \overline{pe_2} \cdot \mu_v = 61 \text{ мм} \cdot 0,17 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 10,37 \text{ м/с}$$

Е₄ нүктесінің жылдамдығын табу үшін механизмнен кинематикалық жұпты ойша бөліп аламыз

Е₄ күйінде тасының центрі болып табылады.

Е₄-тің белгісіз жылдамдығын Е₂-нің белгілі жылдамдығы арқылы белгілейміз $\overline{v}_{E_4} = \overline{v}_{E_2} + \overline{v}_{E_2E_4}$



2.6-сурет. Кинематикалық жұп

$$v_{E_4} = v_{E_2} + \frac{v_{E_4 E_2}}{\|BC\|}$$

Сондықтан e_2 нүктесі арқылы механизм жоспарындағы (5-сурет, 4-сызба) екінші буын (шатун), яғни $\|BC\|$ жүргіземіз, ал Р (полюс) нүктесі арқылы бесінші буын (шток), яғни $\|EF\|$ жүргіземіз. Екі түзудің қиылысуынан e_2, e_4, f нүктелері пайда болды. Сызбадан өлшеп аламыз

→

$\overline{e_2 e_4}$ - шартты түрде $E_2 E_4$ салыстырмалы жылдамдығын көрсетеді:

$$\overline{e_2 e_4} = \overline{e_2 e_5} = \overline{e_2 f} = 33 \text{ мм}$$

$E_2 E_4$ салыстырмалы жылдамдығының сандық мәні:

$$\overline{v_{E_2 E_4}} = \overline{e_2 e_4} \cdot \mu_v = 33 \text{ мм} \cdot 0,17 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 5,61 \text{ м/с}$$

→

$\overline{pe_4}$ - шартты түрде E_4 нүктесінің абсолют жылдамдығын көрсетеді:

$$\overline{pe_4} = \overline{pe_5} = \overline{pf} = 45 \text{ мм}$$

$$\overline{v_{E_4}} = \overline{v_{E_5}} = \overline{v_F} = \overline{pe_4} \cdot \mu_v = 45 \text{ мм} \cdot 0,17 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}} = 7,65 \text{ м/с}$$

Екінші және үшінші буындарының бұрыштық жылдамдықтарын анықтаймыз:

$$\overline{v_{CB}} = \omega_2 \cdot l_{CB} \Rightarrow \omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{CB}} = \frac{8,16 \text{ м/с}}{0,45 \text{ м}} = 18 \text{ с}^{-1}$$

$$\overline{v_{CD}} = \omega_3 \cdot l_{CD} \Rightarrow \omega_3 = \frac{v_{CD}}{l_{CB}} = \frac{7,14 \text{ м/с}}{0,45 \text{ м}} = 15,9 \text{ с}^{-1}$$

$\overline{v_{CD}} = \overline{v_C}$, өйткені р және d бір нүктеде жатыр.

Күрделі механизмнің үдеулер жоспарын тұрғызу тәртібі

$a_A=0$, себебі А нүктесі қозғалмайды(5-сурет,5-сызба).

Белгісіз В нүктесінің үдеуін белгілі А нүктесінің үдеуі арқылы өрнектейміз:

$$\begin{aligned}\vec{a}_B &= \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau \\ \vec{a}_{AB}^\tau &= \varepsilon \cdot l_{AB} = 0 \quad \omega = \text{const.} \varepsilon = 0 \\ \vec{a}_{BA}^n &= \omega_1^2 \cdot \ell_{AB} = (75\text{с}^{-1})^2 \cdot 0,15\text{м} = 843,75\text{м/с}^2\end{aligned}$$

Үдеулер жоспарының масштабын қабылдаймыз

$$\mu_a = \frac{H}{K} = \frac{\vec{a}_{BA}^n}{p'v'} = \frac{843,75\text{м/с}^2}{65\text{мм}} = 13 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

Кез келген жерден p' -үдеу жоспарының центрі болып табылатын нүкте аламыз. p' нүктесінен ВА буынына $\vec{a}_B = \vec{a}_{BA}^n$ бағытымен сәйкес параллель түзу жүргізіп, бойына $[p'b'] = 65$ мм (өз қалауымызша) кесіндіні саламыз.

Белгісіз С нүктесінің үдеуін белгілі В нүктесінің үдеуі арқылы өрнектейміз:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_B + \frac{\vec{a}_{BC}^n}{\|BC\|} + \frac{\vec{a}_{BC}^\tau}{\perp BC}$$

$$\vec{a}_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BC} = (18\text{с}^{-1})^2 \cdot 0,45\text{м} = 145,8\text{м/с}^2$$

Масштабтық шамасынан кесінді табамыз

$$\mu_a = \frac{H}{K} \Rightarrow K = \frac{H}{\mu_a} = \frac{\vec{a}_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{145,8\text{м/с}^2}{13 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}} = 11\text{мм} = b'n_2$$

b' нүктесінен СВ-ға параллель түзу жүргізіп, оның бойына $b'n_2 = 11$ мм етіп кесінді саламыз. $b'n_2$ екінші буынның (СВ) нормаль үдеуі болып табылады.

$\vec{a}_{CD}^\tau$ – С нүктесінің В нүктесіне қарағандағы жанама немесе тангенциал үдеуі. Сондықтан n_2 нүктесі арқылы ВС-ға $\perp$ түзу жүргіземіз. Енді С нүктесінің белгісіз үдеуін Д нүктесінің белгілі үдеуі арқылы өрнектейміз:

$$\vec{a}_C = \vec{a}_D + \vec{a}_{DC}$$

мұнда: $\overrightarrow{a_{DC}} = \underline{\underline{a_{DC}^n}} + \underline{\underline{a_{DC}^\tau}}$, онда:

$$\overline{a_c} = \overline{a_D} + \frac{\overline{a_{DC}^n}}{\|DC\|} + \frac{\overline{a_{DC}^\tau}}{\perp DC}$$

$$\overline{a_{CD}^\tau} = \omega_3^2 \cdot l_{CD} = (15,9c^{-1})^2 \cdot 0,45m = 113,8m/c^2$$

Масштабтық шамасынан кесінді табамыз:

$$\mu_a = \frac{H}{K} \Rightarrow K = \frac{H}{\mu_a} = \frac{\overline{a_{CD}^\tau}}{\mu_a} = \frac{113,8m/c^2}{13 \frac{m/c^2}{mm}} = 9mm = d'n_3$$

Тұрғызу нәтижесінде пайда болған p' , n_3 , c' , n_2 , b' бесбұрыш үдеулер жоспары деп аталады, ал p' полюсі болады.

Өлшеуіш құралдар арқылы сызбадан келесі кесінділерді өлшейміз:

$\overrightarrow{n_2c'}$ - шартты түрде екінші буынның (BC) жанама үдеуін көрсетеді:

$$\overrightarrow{n_2c'} = 49 \text{ мм}$$

$$\overline{a_{CB}^\tau} = n_2c' \cdot \mu_a = 49mm \cdot 13 \frac{m/c^2}{mm} = 637m/c^2$$

$\overrightarrow{n_3c'}$ - шартты түрде үшінші буынның (CD) жанама үдеуін көрсетеді:

$$\overrightarrow{n_3c'} = 67mm$$

$$\overline{a_{CD}^\tau} = n_3c' \cdot \mu_a = 67mm \cdot 13 \frac{m/c^2}{mm} = 871m/c^2$$

$\overrightarrow{b'c'}$ - шартты түрде екінші буынның (BC) салыстырмалы үдеуін көрсетеді:

$$\overrightarrow{b'c'} = 53 \text{ мм}$$

$$\overline{a_{BC}^\tau} = b'c' \cdot \mu_a = 53mm \cdot 13 \frac{m/c^2}{mm} = 689m/c^2$$

$\overrightarrow{p'c'}$ – шартты түрде C нүктесінің абсолют үдеуін көрсетеді:

$$\overrightarrow{p'c'} = \overrightarrow{d'c'} = 61 \text{ мм}$$

$$\overline{a_C} = p'c' \cdot \mu_a = 61mm \cdot 13 \frac{m/c^2}{mm} = 793m/c^2$$

М нүктесінің үдеуін табу үшін ұқсастықтар теоремасын пайдаланып пропорция жазамыз.

$$\frac{c'm'}{CM} = \frac{d'c'}{DC} \Rightarrow c'm' = \frac{CM \cdot d'c'}{DC} = \frac{40 \cdot 61}{90} = 27_{мм}$$

$$\frac{d'm'}{CM} = \frac{dc}{DC} \Rightarrow d'm' = \frac{DM \cdot d'c'}{DC} = \frac{70 \cdot 61}{90} = 47_{мм}$$

c' және **d'** нүктелерін центр етіп алып **c'm'** = 27мм және **d'm'** = 47 мм деп алып екі доға жүргіземіз. Екі доғаның қиылысуынан **m'** нүктесі табылады. $\Delta DCM = \Delta d'c'm'$

$\vec{p'm'}$ - шартты түрде М нүктесінің абсолют үдеуін көрсетеді

$$|d'm'| = |p'm'| = 47 \text{ мм}$$

$$\overline{a_m} = p'm' \cdot \mu_a = 47_{мм} \cdot 13 \frac{м/с^2}{мм} = 611_{м/с^2}$$

Е₂-екінші буында жатыр. $[e'_2]$ нүктесін ұқсастықтар теоремасы бойынша пропорция арқылы табамыз:

$$\frac{b'e'}{BE_2} = \frac{b'c'}{BC} \Rightarrow b'e'_2 = \frac{BE_2 \cdot b'c'}{BC} = \frac{9 \cdot 53}{90} = 5,3_{мм}$$

$\vec{b'c'}$ векторында **b'** нүктесінен $b'e'_2 = 5$ мм кесіндіні саламыз да полюспен (Р) қосамыз.

Сызбадан $[p'e'_2] = 62$ кесіндіні өлшеп аламыз
Е₂ нүктесінің сандық мәнін табамыз.

$$\overline{a_{E_2}} = p'e'_2 \cdot \mu_a = 62_{мм} \cdot 13 \frac{м/с^2}{мм} = 806_{м/с^2}$$

$\vec{p'e'_2}$ - шартты түрде Е₂ нүктесінің абсолют үдеуін көрсетеді.

Белгісіз Е₄ нүктесінің үдеуін белгілі Е₂ нүктесі арқылы өрнектейміз.

$$\overline{a_{E_4}} = \overline{a_{E_2}} + \frac{\overline{a_{E_4E_2}}^K}{\parallel BC} + \frac{\overline{a_{E_4E_2}}}{\perp BC}$$

e'_2 нүктесінен үшінші сызбадағы ВС буынына $\perp$ жүргіземіз.

Кориолис(бұрылыс) үдеуін белгілі формула бойынша табамыз да:

$$\overline{a}_{E_4E_2}^{-K} = 2v_{E_4E_2} \cdot \omega_2 = 2 \cdot 5,61 \text{ м/с} \cdot 18_c^{-1} = 202 \text{ м/с}^2$$

Масштабтық шаманы пайдаланамыз:

$$\mu = \frac{H}{K} \Rightarrow K = \frac{H}{\mu} = \frac{202 \text{ м/с}^2}{13 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}} = 16 \text{ мм} = e'_2 \kappa$$

e'_2 нүктесі арқылы екінші буынға, яғни ВС-ға перпендикуляр түзу жүргіземіз. Сол сызықтың бойына $e'_2 \kappa = 16 \text{ мм}$, ал κ нүктесі арқылы екінші буынға параллель және p' нүктесі арқылы EF немесе штокқа $\parallel$ түзу жүргіземіз, сонда екі түзу қиылысады да, e'_4 нүктесі пайда болады, ал $p'e'_4 = p'e'_5 = p'f'$ сызбадан өлшеп аламыз.

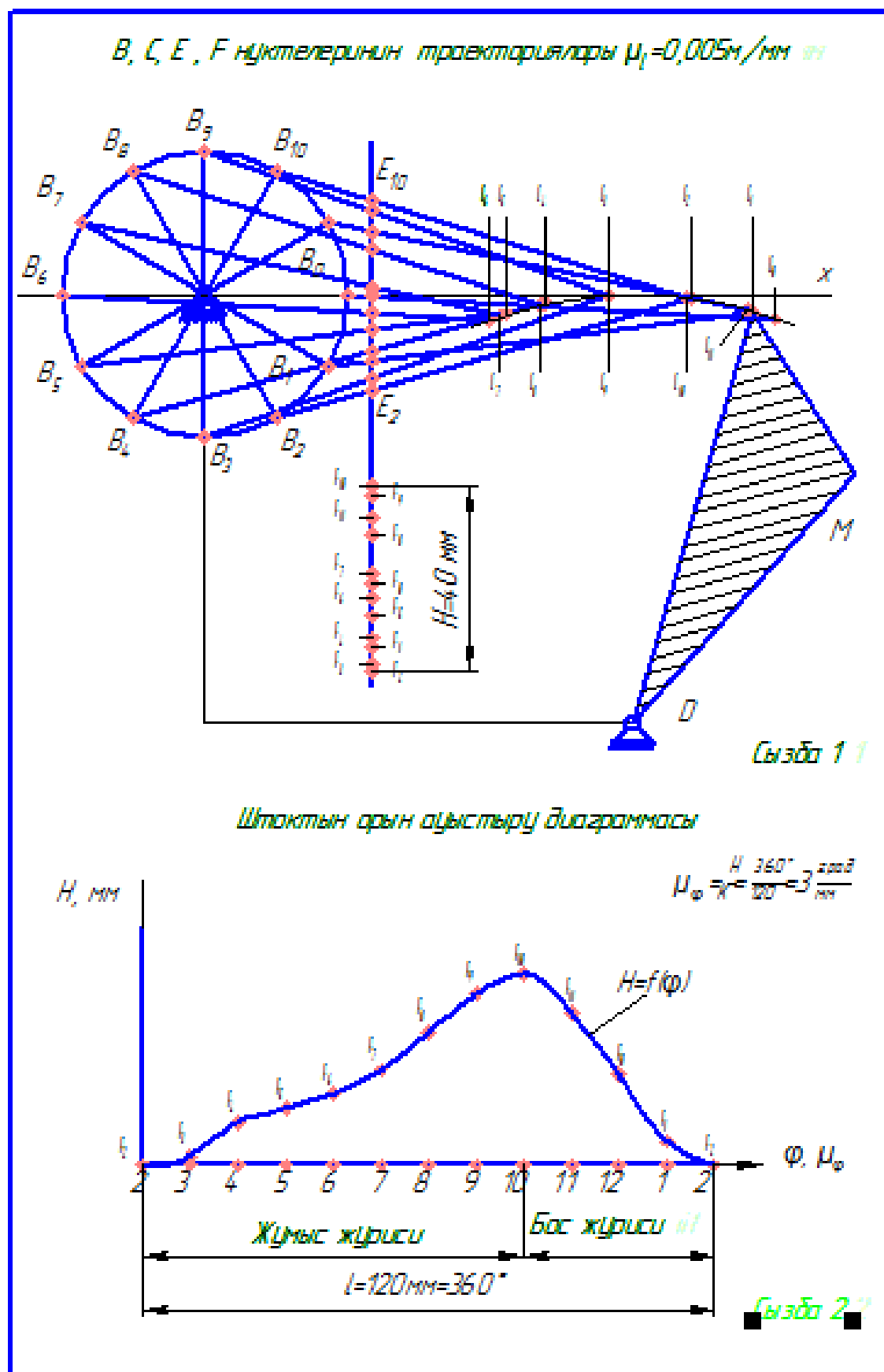
$$\kappa e'_4 = 58 \text{ мм}$$

$$p'e'_4 = p'e'_5 = p'f' = 66 \text{ мм}$$

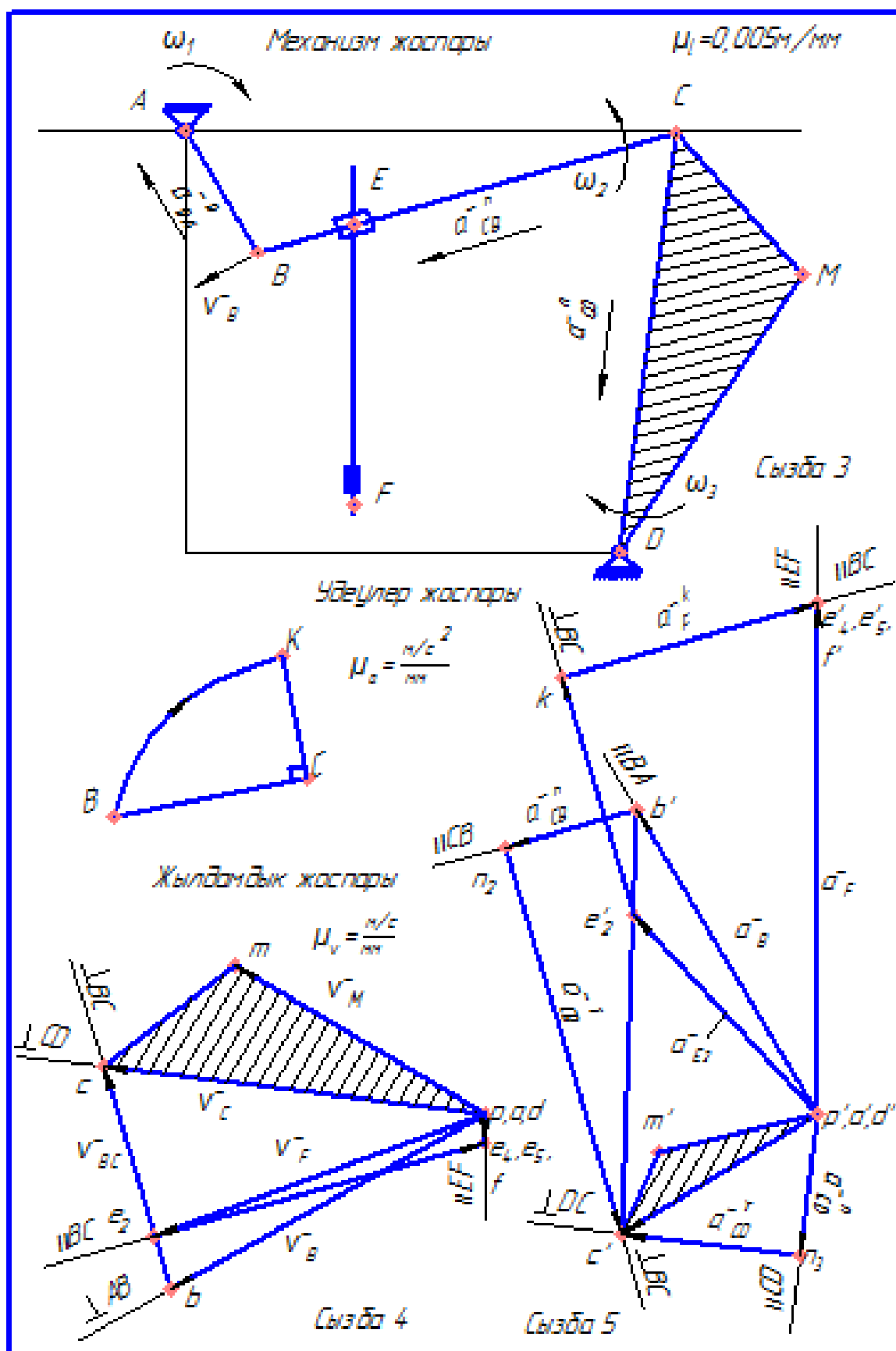
$$\overline{a}_{E_4} = \overline{a}_{E_5} = \overline{a}_F = p'f' \cdot \mu_a = 66 \text{ мм} \cdot 13 \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}} = 858 \text{ м/с}^2$$

Екінші және үшінші буындардың бұрыштық үдеулерін табамыз:

$$\overline{a}_{CB}^{-\tau} = \varepsilon_2 \cdot l_{CB} \Rightarrow \varepsilon_2 = \frac{\overline{a}_{CB}^{-\tau}}{l_{CB}} = \frac{637 \text{ м/с}^2}{0,45 \text{ м}} = 1416_c^{-2}$$



2.7-сурет. Механизм жоспары мен итергіштің орын ауыстыру диаграммасы



2.8 – сурет. Күрделі механизмнің кинематикалық анализі (жылдамдық пен үдеу жоспарлары)

Кесте 2.5 Күрделі механизмнің берілгендері

Нұсқа №	L_{AB}	$L_{BC}=L_{DC}$	L_{DM}	L_{CM}	L_{EF}	$L_1=L_3$	L_2	φ ,град	ω , (с-1)	Бағыты
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	30	15	бағытымен
2	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	35	16	қарсы
3	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	40	17	қарсы
4	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	45	18	бағытымен
5	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	50	19	бағытымен
6	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	55	20	қарсы
7	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	60	21	қарсы
8	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	65	22	бағытымен
9	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	70	21	бағытымен
10	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	75	21	қарсы
11	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	80	21	қарсы
12	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	85	22	бағытымен
13	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	100	23	бағытымен
14	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	105	24	бағытымен
15	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	110	25	қарсы
16	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	115	26	қарсы
17	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	120	27	бағытымен
18	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	125	28	бағытымен
19	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	130	29	қарсы
20	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	135	30	қарсы
21	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	140	31	бағытымен
22	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	145	32	бағытымен
23	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	150	33	қарсы
24	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	155	34	қарсы
25	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	160	35	бағытымен
26	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	165	36	бағытымен
27	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	170	37	қарсы
28	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	175	38	қарсы
29	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	190	39	бағытымен
30	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	195	40	бағытымен
31	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	200	41	қарсы
32	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	205	42	қарсы
33	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	210	43	бағытымен
34	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	215	44	бағытымен
35	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	220	45	қарсы
36	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	225	46	қарсы
37	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	230	47	бағытымен
38	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	235	48	қарсы
39	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	240	49	қарсы
40	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	245	50	бағытымен
41	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	250	51	бағытымен

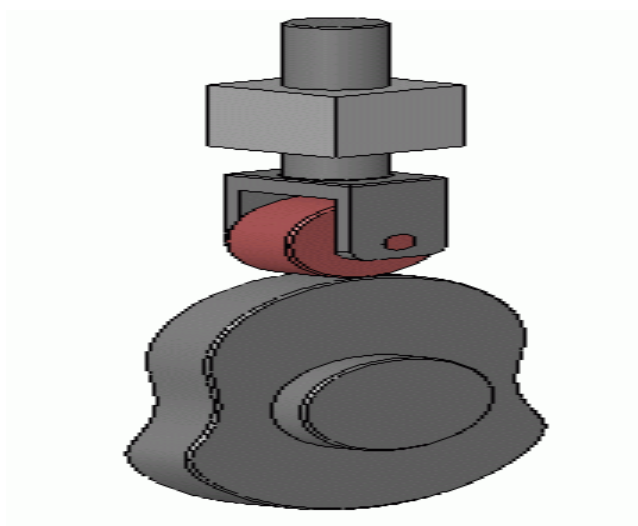
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
42	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	255	52	қарсы
43	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	260	53	қарсы
44	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	285	54	бағытымен
45	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	290	55	қарсы
46	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	300	56	қарсы
47	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	310	57	бағытымен
48	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	320	58	қарсы
49	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	330	59	қарсы
50	0,15	0,45	0,35	0,2	0,3	0,45	0,18	340	61	бағытымен

3. ЖҰДЫРЫҚШАЛЫ МЕХАНИЗМДІ ПРОФИЛЬДЕУ

3.1 Қысқаша түсіндірмесі

Жұдырықшалы механизм — жоғары кинематикалық жұпты құрайтын, айналмалы қозғалысты жүзеге асыратын жылжымалы байланысы бар, өзгермелі қисықтық беті бар немесе эксцентрик нысаны бар, шығу буындардың қажетті қозғалыс заңдарына сүйеніп, технологиялық процестерді бағдарлайтын және басқарушы қызметтерін орындайтын қарапайым механизм [2]. Іс жүзінде жұдырықшалы механизмдердің геометриясы мен оның динамикасы арқылы шешілетін негізгі шарттар, жетектегі буынның берілген заңы бойынша жеткілікті дәлдікпен жүзеге асырылады. Кинематикалық тізбегінің құрамына, егер жұдырықша буыны кіретін болса, механизм - жұдырықшалы болып табылады.

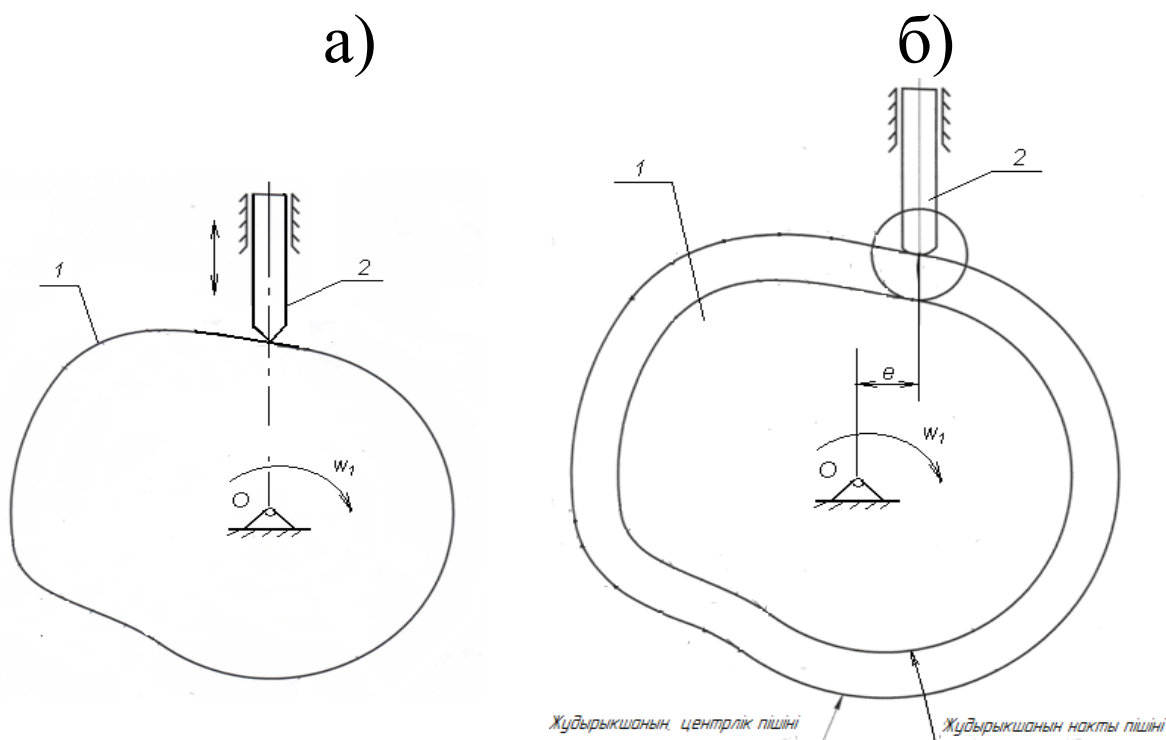
Жұдырықша - механизмнің сырғыма беті бар тілімше, диск немесе цилиндр түріндегі тетігі бар буын. Оған жанасқан тетік, жұдырықшаның көмегімен қозғалыс жасайды. (3.1-сурет). Жұдырықшалы механизм басқа да жылжымалы буындармен (қарнақ және итергішпен) өзара әрекет жасап, кинематикалық жұпты құрайды. Іштей жану қозғалтқыштарының газ үлестіргіш механизмдерінде жұдырықшалы механизм қолданылады.



3.1-сурет. Жұдырықшалы механизм

Жұдырықшалы механизм өзара жоғарғы жұп құрайтын әрқашан жетекші буын болып табылатын - жұдырықшадан, жетектегі буыннан-итергіш және тіректен тұрады.

Итергіштің ілгері-кейінді қозғалыс сызығы жұдырықшаның айналу центрі арқылы немесе айналу өсіне қатысты e (эксцентриситет) ауытқуы арқылы орын ауыстыра алады (3.2 - сурет).



3.2 –сурет. Жұдырықшалы механизм: а) Центрлік ұшты итергіші бар жұдырықшалы механизм; б) Центрлік емес роликпен жабдықталған жұдырықшалы механизм

Теория жағынан алғанда, жұдырықшалы механизм әртүрлі қозғалыс заңдарды жүзеге асырады, бірақ практикада тек қана жұдырықшаның профилінің қарапайым өңдеу технологиясы және кинематикалық пен динамикалық заңдары қолданылған [2].

Берілген әдістемелік құралда центрлік емес роликпен жабдықталған ілгерілі-кейінді қозғалыс жасайтын итергіші бар жұдырықшалы механизмнің проекциялауы қарастырылады (3.2-сурет).

Итергіштің қозғалыс заңы $s=f(t)$, яғни итергіштің уақытқа байланысты орын ауыстыру тәуелділігі графикалық түрінде диаграммамен берілген (3.2-сурет). Бұл қисық сызық жұдырықшаның бірқалыпты қозғалысы уақытқа және бұрылу бұрышына байланысты итергіштің орын ауыстыруы $s=f(\varphi)$ анықталады.

Жұдырықшаның бір толық айналуына сәйкес келетін жетектегі буынның қозғалысы жалпы жағдайда төрт фазадан тұрады: (3.3 - сурет), мұнда: φ_1 – қашықтау фазасы,

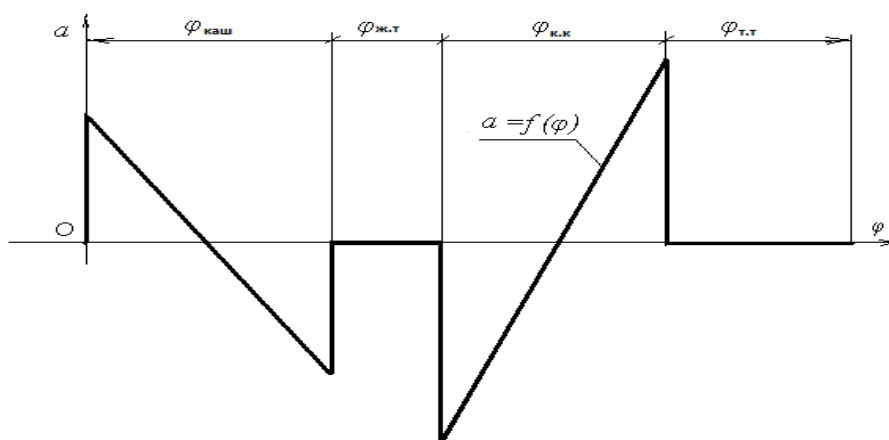
φ_2 – жоғарғыда тұру фазасы,

φ_3 – кері қайту фазасы,

φ_4 – төменде тұру фазасы, ал жұдырықшаның толық бұрышы – $\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 2\pi(\text{рад})$

Механизмнің қозғалыс циклограммасы (3.3 -сурет) итергіштің қашықтау, жоғарғыда тұру, кері қайту мен төменде тұру фазаларын көрсетеді. Итергіштің

төрт қозғалу фазаларына , жұдырқшаның төрт профиль бұрышы сәйкес келеді. Итергіштің жоғарғыда мен төмендегі тұру бұрыштары нольге тең болулары мүмкін.



3.3-сурет. Қозғалыс циклограммасы

Жұдырықшалы механизмді жобалау кезінде , бірнеше мәселені нақты шешеді: механизмнің түрімен жетектегі буының қозғалыс заңын талдайды, негізгі буындары өлшемдер мен жұдырықшаның жұмыс профилін анықтайды.

Жұдырықша пішінінің жобасы қозғалысты теріс айналдыру әдісіне негізделген. Барлық механизмге жұдырықшаның бұрыштық жылдамдығының шамасына тең және оның бағытына теріс бағытылған бұрыштық жылдамдық беріледі, сонда жұдырықша тоқтайды, ал итергіш (немесе күйенте) жұдырықшаның нақты қозғалыс бағытына теріс қарай айналады және оның шамасына тең бұрыштық жылдамдық беріледі.

Теріс айналдырылған қозғалыста итергіш (немесе күйенте) бірнеше дәйекті орындарды алады, ал роликтің ортасы жұдырықшаның теориялық пішінін сызып береді. Жұдырықшаның тәжірибелік пішіні теориялық пішінінің қисығына қарағанда өзі эквидистанттық (тең қашықтықта тұру) болып келеді.

Кез-келген жұдырықшаның өсі мен итергіш өсі бір түзудің бойында орналасса, оларды центрлік жұдырықшалы механизм деп, ал егер бір түзудің бойында жатпаса центрлік емес жұдырықшалы механизм (эксцентриситет берілсе) деп атайды (3.2-сурет, а, б).

Роликпен жабдықталған итергіші бар ең кіші өлшемді ілгерілі-кейінді қозғалыс жасайтын жұдырықшалы механизмді жобалау үшін келесі берілгендері қажет:

а) итергіш үдеуінің өзгеру заңдылығы $a=f(\varphi)$ диаграмма түрінде берілген (3.2 - сурет);

б) фазалық бұрыштар, град, немесе сәйкес келетін уақыт , с:

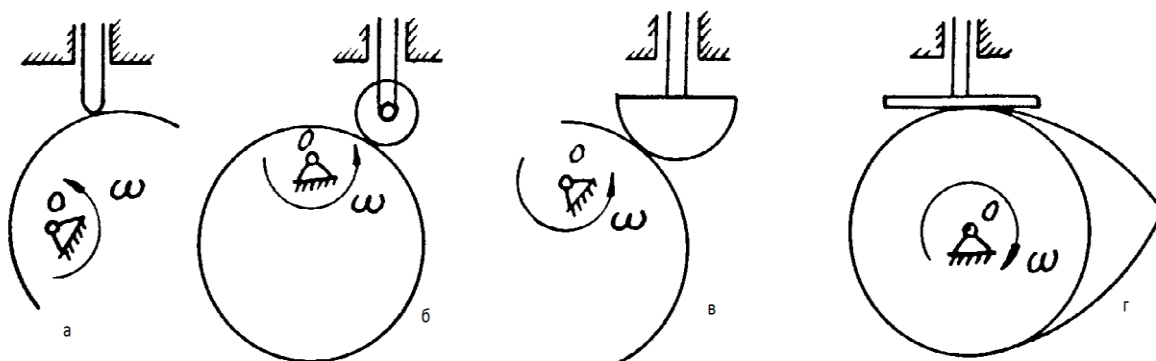
φ_1 - қашықтау фазасы $\rightarrow t_1$ - қашықтау уақыты;

φ_2 – жоғарғыда тұру фазасы $\rightarrow t_2$ – жоғарғыда тұру уақыты;

φ_3 – кері қайту фазасы $\rightarrow t_3$ - кері қайту уақыты;
 φ_4 – төменде тұру фазасы $\rightarrow t_4$ – төменде тұру уақыты;
 в) $\delta_{\max}$ – ең үлкен қысым бұрышы , град;
 г) $h_{\max}$ – итергіштің ең үлкен жылжу шамасы , мм;
 д) e – итергіш өсінен жұдырықшаның айналу центріне қатысты ауытқу мөлшері , мм;
 е) $r_{\text{рол}}$ –ролик радиусы, мм;
 ж) жұдырықшаның айналу бағыты (сағат тілінің бағытымен немесе қарсы).

Есепті жеңілдету үшін айналу жиілігі тұрақты қабылданады ($n=\text{const}$). Жетекші (жұдырықша) және жетектегі (итергіш) буындардың жанасу сипатына қарай жұдырықшалы механизмдер мына төрт негізгі топқа бөлінеді (3.4-сурет):

- а) сүйір ұшты жетектегі буыны бар механизмдер
- б) роликпен жабдықталған жетектегі буыны бар механизмдер
- в) сфера пішінді жетектегі буыны бар механизмдер
- г) жазық жетектегі буыны бар механизмдер



3.4- сурет. Итергіш түрлері

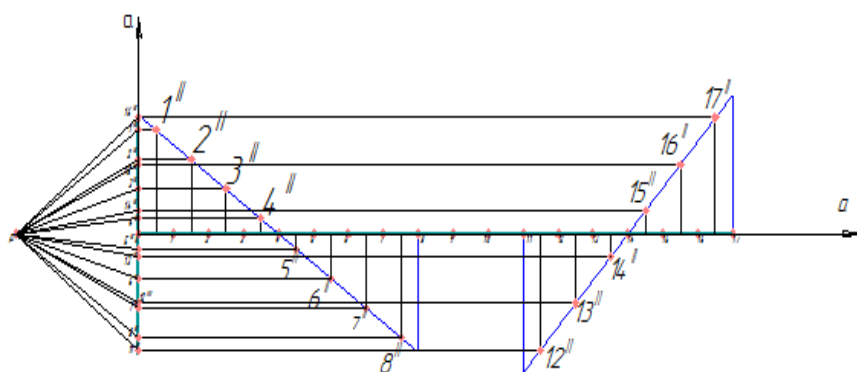
3.2 Жұдырықшалы механизмнің есептеу тәртібі

1. Берілген мәліметтер бойынша ең алдымен итергіш үдеуінің өзгеру заңдылығы $a = f(\varphi)$ диаграммасы тұрғызылады.

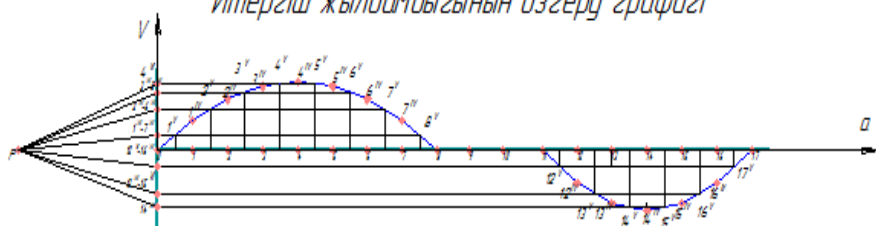
2. Осы диаграмманы графикалық интегралдау әдісімен итергіш жылдамдығының диаграммасы алынады $V = f(\varphi)$.

3. Жылдамдық диаграммасына графикалық интегралдау қолдансақ итергіштің орын ауыстыру диаграммасы алынады $S = f(\varphi)$.

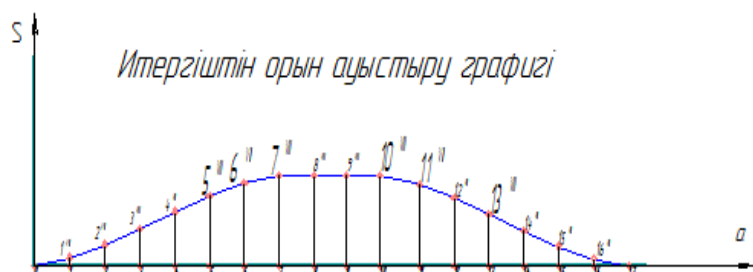
Итергіш удеуінін өзгеру графигі



Итергіш жылдамдығынын өзгеру графигі

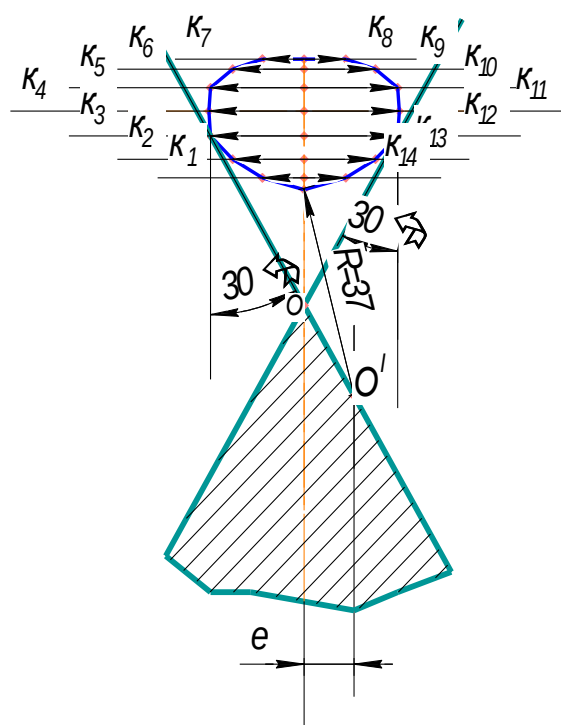


Итергіштін орын ауыстыру графигі

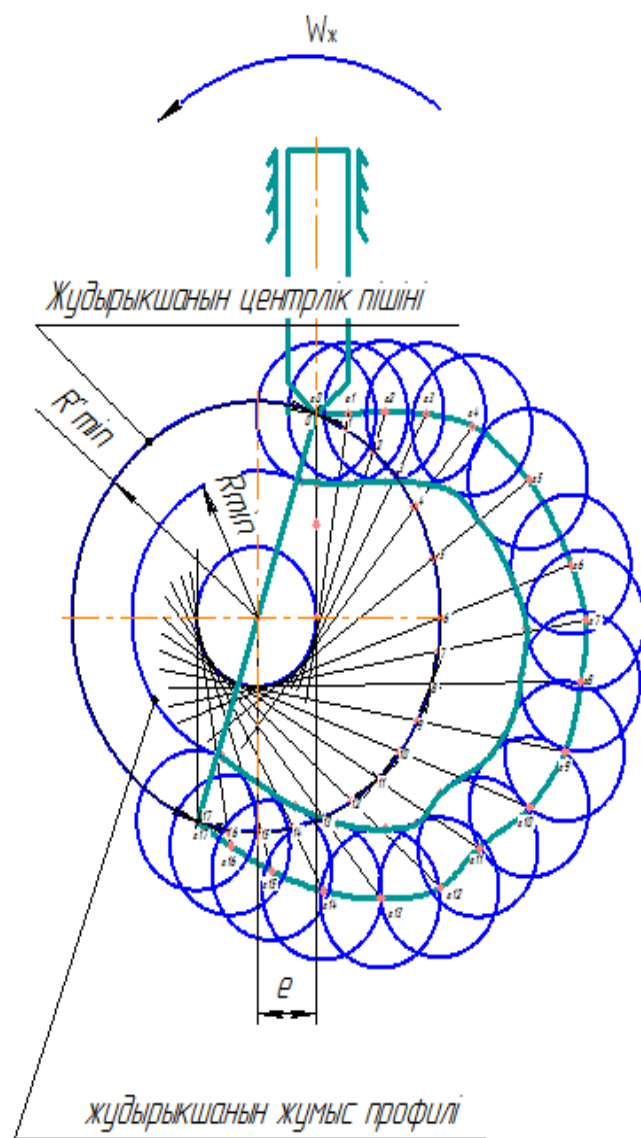


3.5-сурет. Жұдырықшаны графикалық интегралдау

Жұдырықшаның ең кіші радиусын табу



3.6-сурет. Жұдырықшаның ең кіші радиусын табу



3.7-сурет. Жұдырықшаны профилдеу

Итергіш үдеуінің өзгеру заңдылығы $a=f(\varphi)$ диаграммасын тұрғызу тәртібі

Нұсқадағы берілген мәндері итергіштің үдеуінің өзгеру графигі тұрғызылады $a=f(\varphi)$ (3.5-сурет, а).

Ескерту. Егер жұдырықшаның бұрылу бұрыштары итергіштің қашықтау және кері қайту бұрыштарымен өзара тең емес болған жағдайда ($\varphi_1 \neq \varphi_3$), $a=f(\varphi)$ диаграмманың екі учасканың ең үлкен ординаталарын $Y_{\text{КАШ.МАХ}}$ және $Y_{\text{К.К.МАХ}}$, φ_1 мен φ_3

$$\frac{Y_{\text{КАШ.МАХ}}}{Y_{\text{К.К.МАХ}}} = \frac{\varphi_3^2}{\varphi_1^2}$$

ОХ осінің ұзындығына өлшеп салынатын μ_φ масштабымен жұдырықшаның бұрылыс бұрышы, яғни μ_φ таңбаларының соңғы санымен аяқталуы керек.

ОХ осінің бойына көбінде жұдырықшаның толық бір айналымына сәйкес келетін кесінді емес, жұдырықшаның жұмыс фазасы салынады $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3$, ал φ_4 бұрышында үдеу, жылдамдық, орын ауыстыруы нөлге тең. Мұндай үдеу графигінің ОХ осінің бойына салыну мәні азаяды, соған байланысты барлық сызба кішірейеді.

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi}{OX} \quad [\text{гр/мм}].$$

Графикалық интегралдау әдісімен итергіш жылдамдығының диаграммасын алу тәртібі $V=f(\varphi)$.

Үдеу диаграммасынан графикалық интегралдау әдісімен итергіш жылдамдығының өзгеру диаграммасы тұрғызылады $V=f(\varphi)$. (3.5-сурет, б). Ол үшін ОХ осін бірнеше бірдей бөліктерге бөлеміз және сол нүктелер арқылы 1,2,3,... жіңішке сызықпен ординат осіне параллель етіп түзулер жүргізіледі. Егер үдеуінің қисық сызығы абсцисс осін қиятын болса, мұнда да ауысым нүктелер арқылы ординат осіне параллель сызықтар жүргізіледі. Бұл түзулердің үдеуінің қисық сызығымен қиылысу нүктелерін 1', 2', 3', ... деп белгілейміз. Полюстік арақашықтықты H_1 өз қалауымызша аламыз, жылдамдық қисығы дәлірек шығу үшін жылдамдық графигінің ординаталары тым үлкен де киші де болмау тиіс. Жылдамдық қисығы келесідей тұрғызылады. Барлық кесінділер 0'–1', 1'–2', 2'–3', ... ортасынан бөлініп, қисық сызыққа қиылысқанша тік сызық жүргіземіз. Қиылысқан орның сәйкесінше 1'', 2'', 3'', ... деп белгілейміз. Содан кейін бұл нүктелер 1'', 2'', 3'', ... ордината осіне проекцияланады, ал қиылысқан

орындарын $1''$, $2''$, $3''$,... нүктелерімен белгілейміз. Пайда болған нүктелерді сызықпен үдеу графигіндегі полюспен P_1 қосамыз.

Итергіш қозғалысты шеткі төменгі жағдайдан бастайды, сондықтан O нүктесіндегі итергіштің жылдамдығы нольге тең. O нүктесінен тұрғызылатын жылдамдық диаграммасынан $P_1 1''$ сәулесіне параллель кесінді жүргіземіз $0-1$ мен $1-1$ жерімен қиылысқанша. Қиылысу нүктесін 1^{IV} деп белгілейміз. 1^{IV} нүктенің шетінен екінші кесіндіні $P_1 2''$ сәулесіне параллель түсіреміз $1-2$ мен $2-2$ жерімен қиылысқанша. Қиылысу нүктесін 2^{IV} деп белгілейміз. 2^{IV} нүктенің шетінен $P_1 3''$ сәулесіне үшінші параллель сызық жүргіземіз. Қалғандары да дәл осылай тізбектей тұрғызылады. Сынық қисық сызық пайда болады. Пайда болған нүктелерді ретімен

1^{IV} , 2^{IV} , 3^{IV} , ... қалыпты түрде қосамыз да итергіштің жылдамдық диаграммасын аламыз.

Итергіштің орын ауыстыру диаграммасын тұрғызу тәртібі

Итергіштің орын ауыстыру графигін тұрғызу үшін $S=f(\varphi)$ итергішінің жылдамдық диаграммасына графикалық интегралдау жүргізу қажет (3.5-сурет, в). Бұл әдіс бірінші диаграммаға жүргізілгендей тұрғызылады.

Полюстік кез-келген арақашықтық H_2 алынады. Жылдамдық диаграммасындағы барлық кесінділер $0^{IV}-1^{IV}$, $1^{IV}-2^{IV}$, $2^{IV}-3^{IV}$, ортасынан бөлініп қисық сызыққа дейін созамыз да, қиылысқан жерлерін сәйкесінше 1^V , 2^V , 3^V ,... нүктелерімен белгілейміз.

Содан кейін 1^V , 2^V , 3^V ,... нүктелерді ординат осіне проекциялаймыз да, пайда болған нүктелерді 1^V , 2^V , 3^V ,... деп белгілейміз және жылдамдық диаграммасындағы сәулемен P_2 полюспен қосамыз.

Үшінші итергіштің орын ауыстыру диаграммадағы O нүктесінен $P_2 1^V$ сәулесіне параллель сызық жүргізіледі $0-1$ мен $1-1$ қиылысқан жерінде. Қиылысу нүктесін 1^{VII} деп белгілейміз.

1^{VII} кесіндінің шетінен екінші кесінді $P_2 2^V$ сәулесіне параллель сызық $1-2$ мен $2-2$ жерімен қиылысқанша жүргізіледі. Қиылысқан жерін 2^{VII} деп белгілейміз.

2^{VII} нүктенің шетінен үшінші кесінді $P_2 3^V$ сәулесіне параллель кесінді жүргізіледі. Қалған нүктелер дәл сондай әдіспен тұрғызылады.

Соңында сынық қисық пайда болады. Пайда болған нүктелерді қалыпты 1^{VII} , 2^{VII} , 3^{VII} , ... қосамыз да итергіштің орын ауыстыру диаграммасын аламыз.

Итергіш қозғалысы пайда болған диаграммалардың масштабтарын анықтау

Орын ауыстыру диаграммасының масштабын табамыз

$$\mu_s = \frac{H}{K} = \frac{h_{\max}}{S_{\max}} = \frac{34\text{мм}}{81\text{мм}} = 0,42 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

$S_{\max}$ - орын ауыстыру диаграммасынан $S=f(\varphi)$ өлшеп аламыз
(ең биік нүктесін.) $S_{\max} = 81 \text{ мм}$

$h_{\max}$ - итергіштің ең үлкен жылжу шамасы = 34мм

Кесте 3.1 Жұdryқшалы механизмінің параметрлері

Орын ауыстыру диаграммасынан өлшемдері	Орын ауыстырудың нақты шамасы , $AA = S \cdot \mu_s$
$11^{\text{VII}} = (S_1) = 3 \text{ мм}$	$A_0 A_1 = S_1 \cdot \mu_s = 3 * 0,42 = 1,3 \text{ мм}$
$22^{\text{VII}} = (S_2) = 10 \text{ мм}$	$A_0 A_2 = S_2 \cdot \mu_s = 10 * 0,42 = 4 \text{ мм}$
$33^{\text{VII}} = (S_3) = 21 \text{ мм}$	$A_0 A_3 = S_3 \cdot \mu_s = 21 * 0,42 = 9 \text{ мм}$
$44^{\text{VII}} = (S_4) = 34 \text{ мм}$	$A_0 A_4 = S_4 \cdot \mu_s = 34 * 0,42 = 14 \text{ мм}$
$55^{\text{VII}} = (S_5) = 47 \text{ мм}$	$A_0 A_5 = S_5 \cdot \mu_s = 47 * 0,42 = 20 \text{ мм}$
$66^{\text{VII}} = (S_6) = 60 \text{ мм}$	$A_0 A_6 = S_6 \cdot \mu_s = 60 * 0,42 = 25 \text{ мм}$
$77^{\text{VII}} = (S_7) = 71 \text{ мм}$	$A_0 A_7 = S_7 \cdot \mu_s = 71 * 0,42 = 30 \text{ мм}$
$88^{\text{VII}} = (S_8) = 78 \text{ мм}$	$A_0 A_8 = S_8 \cdot \mu_s = 78 * 0,42 = 33 \text{ мм}$
$99^{\text{VII}} = (S_9) = 18 \text{ мм}$ $18^{\text{VII}} = (S_9 S_{18}) = 81 \text{ мм}$	$A_0 A_9 = A_0 A_{18} = S_{9-18} \cdot \mu_s = 81 * 0,42 = 34 \text{ мм}$
$19 \text{ } 19^{\text{VII}} = (S_{19}) = 78 \text{ мм}$	$A_0 A_{19} = S_{19} \cdot \mu_s = 78 * 0,42 = 33 \text{ мм}$
$20 \text{ } 20^{\text{VII}} = (S_{20}) = 70 \text{ мм}$	$A_0 A_{20} = S_{20} \cdot \mu_s = 70 * 0,42 = 29 \text{ мм}$
$21 \text{ } 21^{\text{VII}} = (S_{21}) = 60 \text{ мм}$	$A_0 A_{21} = S_{21} \cdot \mu_s = 60 * 0,42 = 25 \text{ мм}$
$22 \text{ } 22^{\text{VII}} = (S_{22}) = 46 \text{ мм}$	$A_0 A_{22} = S_{22} \cdot \mu_s = 46 * 0,42 = 19 \text{ мм}$
$23 \text{ } 23^{\text{VII}} = (S_{23}) = 35 \text{ мм}$	$A_0 A_{23} = S_{23} \cdot \mu_s = 35 * 0,42 = 15 \text{ мм}$
$24 \text{ } 24^{\text{VII}} = (S_{24}) = 24 \text{ мм}$	$A_0 A_{24} = S_{24} \cdot \mu_s = 24 * 0,42 = 10 \text{ мм}$
$25 \text{ } 25^{\text{VII}} = (S_{25}) = 0 \text{ мм}$	$A_0 A_{25} = S_{25} \cdot \mu_s = 0 * 0,42 = 0 \text{ мм}$

Алынған мәндері бойынша 3.2 кестені толтырамыз

Кесте 3.2 Нақты шамалары

S	1	2	3	4	5	6	7	8	9-18	19	20	21	22	23	24	25
Масштабтық шама	3	10	21	34	47	60	71	78	81	78	70	60	46	35	24	0
Нақты шама	1,3	4	9	14	20	25	30	33	34	33	29	25	19	15	10	0

Жылдамдық диаграммасының масштабын табамыз

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi * H_2} ;$$

$H_2 = OP = 20$ мм (өз қалауымызша аламыз), P (полюс) пен (0) бастапқы нүктесінің ара қашықтығы.

$$\mu_\varphi = \frac{H}{K} = \frac{255 \text{ град}}{255 \text{ мм}} = 1 \frac{\text{град}}{\text{мм}}, \quad \text{Енді радианға айналдырамыз}$$

$$360^\circ - 2\pi$$

$$255^\circ - X \Rightarrow x = \frac{255^\circ \cdot 2\pi}{360^\circ} = 4,5 \text{ рад}$$

$$\mu_\varphi = \frac{H}{K} = \frac{4,5 \text{ рад}}{255 \text{ мм}} = 0,018 \frac{\text{рад}}{\text{мм}},$$

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_\varphi \cdot H_2} = \frac{0,42}{0,018 \cdot 20} = 1,2 \frac{\text{мм}}{\text{мм}}$$

Кесте 3.3 Жылдамдық параметрлері

Жылдамдық диаграммасынан өлшемдері	Жылдамдық диаграммасының нақты шамасы, $AK = Z \cdot \mu_v$
$11^{IV} = (Z_1) = 11$ мм	$A_1 K_1 = Z_1 \cdot \mu_v = 11 \cdot 1,2 = 13,2 \text{ мм}$
$22^{IV} = (Z_2) = 19$ мм	$A_2 K_2 = Z_2 \cdot \mu_v = 19 \cdot 1,2 = 23 \text{ мм}$
$3^{IV} = (Z_3) = 24$ мм	$A_3 K_3 = Z_3 \cdot \mu_v = 24 \cdot 1,2 = 29 \text{ мм}$
$44^{IV} = (Z_4) = 27$ мм	$A_4 K_4 = Z_4 \cdot \mu_v = 27 \cdot 1,2 = 32 \text{ мм}$
$55^{IV} = (Z_5) = 27,5$ мм	$A_5 K_5 = Z_5 \cdot \mu_v = 27,5 \cdot 1,2 = 32,5 \text{ мм}$
$66^{IV} = (Z_6) = 24$ мм	$A_6 K_6 = Z_6 \cdot \mu_v = 24 \cdot 1,2 = 29 \text{ мм}$
$77^{IV} = (Z_7) = 19$ мм	$A_7 K_7 = Z_7 \cdot \mu_v = 19 \cdot 1,2 = 23 \text{ мм}$
$88^{IV} = (Z_8) = 1$ мм	$A_8 K_8 = Z_8 \cdot \mu_v = 10 \cdot 1,2 = 12 \text{ мм}$
$99^{IV} (Z_9) = 18$ $18^{IV} (Z_{18}) = 0$ мм	$A_9 K_9 = A_{18} K_{18} = Z_{9-18} \cdot \mu_v = 0 \text{ мм}$
19 $19^{IV} = (Z_{19}) = 12$ мм	$A_{19} K_{19} = Z_{19} \cdot \mu_v = 12 \cdot 1,2 = 14 \text{ мм}$
20 $20^{IV} = (Z_{20}) = 20$ мм	$A_{20} K_{20} = Z_{20} \cdot \mu_v = 20 \cdot 1,2 = 24 \text{ мм}$
21 $21^{IV} = (Z_{21}) = 25$ мм	$A_{21} K_{21} = Z_{21} \cdot \mu_v = 25 \cdot 1,2 = 30 \text{ мм}$
22 $22^{IV} = (Z_{22}) = 26$ мм	$A_{22} K_{22} = Z_{22} \cdot \mu_v = 26 \cdot 1,2 = 31 \text{ мм}$
23 $23^{IV} = (Z_{23}) = 24$ мм	$A_{23} K_{23} = Z_{23} \cdot \mu_v = 24 \cdot 1,2 = 29 \text{ мм}$
24 $24^{IV} = (Z_{24}) = 16$ мм	$A_{24} K_{24} = Z_{24} \cdot \mu_v = 16 \cdot 1,2 = 19 \text{ мм}$
25 $25^{IV} = (Z_{25}) = 0$ мм	$A_{25} K_{25} = Z_{25} \cdot \mu_v = 0 \cdot 1,2 = 0 \text{ мм}$

Алынған мәндері бойынша кестені толтырамыз

Кесте 3.4 Нақты шамалары

Z	1	2	3	4	5	6	7	8	9-18	19	20	21	22	23	24	25
Масштабтық шама	11	19	24	27	27,5	24	19	10	0	12	20	25	26	24	16	0
Нақты шама	13,2	23	29	32	32,5	29	23	12	0	14	24	30	31	29	19	0

Енді жұдырықшаның ең кіші радиусын табамыз. Ол үшін итергіш жылдамдығының масштабтық шамасын **АК** табамыз. **АК** табу үшін итергіш жылдамдығының векторын жұдырықшаның айналу бағытына қарап 90° бұру қажет.(3.6-сурет). Соңынан шыққан $K_0, K_1, K_2...K_{25}$ нүктелерін қосамыз. **А₀** – итергіштің ең төменгі орны.

Екі шеткі нүктелерінен жанама жүргіземіз. Қиылысқан жері **О'** болып табылады. Сызбадан **О' А₀** өлшеп аламыз. Бұл жұдырықшаның ең кіші радиусы болып табылады.

$$r'_{\min} = O' A_0 = 55 \text{ мм}$$

$$r_{\min} = r'_{\min} - r_0 = 55 - 10 = 45 \text{ мм}$$

Кесте 3.5 Жұдырықшалы механизмнің берілгендері

№	$h_{\max}$ итергіш жүрісі, мм	E эксцент риситет, мм	φ_1 Қашықтау бұрышы, град.	φ_2 Жоғарда тұру бұрышы, град.	φ_3 Кері қайту бұрышы, град.	$r_{\text{рол}}$ ролики радиусы ,мм
1	3	4	5	6	7	8
1	30	10	60	30	60	12
2	30	12	80	30	60	20
3	30	13	80	20	80	10
4	30	14	60	30	80	8
5	30	15	60	30	60	8
6	30	16	60	30	60	10
7	40	16	70	40	70	20
8	40	15	60	30	60	16
9	40	14	100	20	100	15
10	40	13	100	30	90	10
11	40	12	70	20	70	12
12	40	10	80	30	80	13
13	45	6	90	20	80	14
14	45	8	75	25	75	15
15	45	9	80	30	90	16
16	45	10	90	30	90	16
17	45	12	100	20	100	15
18	45	14	90	20	90	14
19	35	14	75	25	75	13
20	35	12	90	30	80	12
21	35	10	90	30	90	10
22	35	9	110	20	110	6
23	35	8	90	30	90	8
24	35	6	100	20	100	9
25	30	10	90	30	70	10
26	30	12	100	10	110	12
27	30	14	80	20	100	14
28	30	16	80	30	90	14

1	3	4	5	6	7	8
29	25	19	60	40	70	12
30	35	10	70	20	70	10
31	40	10	80	30	60	9
32	45	12	70	30	70	8
33	40	15	90	40	90	6
34	40	12	80	20	80	10
35	40	16	50	10	50	12
36	35	10	60	30	60	14
37	40	10	90	40	90	16
38	45	10	60	40	60	9
39	25	15	90	40	90	10
40	40	12	80	40	80	10
41	45	18	50	10	50	12
42	40	10	60	20	60	10
43	40	10	60	40	60	15
44	40	12	60	30	60	12
45	35	15	90	20	90	8
46	40	12	80	20	80	10
47	45	18	50	10	50	10
48	25	10	60	20	60	10
49	40	10	80	30	80	15
50	45	12	50	40	50	12
51	35	20	100	40	100	7
52	40	12	80	30	80	10
53	45	20	50	30	50	10
54	30	10	60	40	60	12
55	40	12	70	30	70	15
56	45	14	50	40	50	12
57	25	10	90	30	90	9
58	40	40	100	20	100	10
59	35	12	70	40	70	10
60	35	10	70	25	70	12
61	40	10	60	30	60	14
62	45	16	60	30	60	12
63	35	15	90	40	90	12
64	40	15	80	30	80	10
65	35	20	50	10	50	11
66	35	10	60	30	60	13
67	40	10	90	30	90	10
68	45	12	85	40	85	8
69	25	10	90	40	90	10
70	40	12	80	40	80	10
71	35	20	80	10	80	6
72	35	10	60	20	60	15
73	45	12	60	30	60	6
74	25	10	90	20	90	10
75	40	12	80	40	80	10

1	3	4	5	6	7	8
76	35	8	90	20	90	12
77	35	10	60	10	50	12
78	40	10	80	20	60	12
79	45	12	50	30	80	14
80	40	8	100	40	80	10
81	40	12	100	40	100	12
82	25	12	80	30	80	14
83	35	10	60	30	50	6
84	40	15	70	40	60	12
85	45	16	90	30	70	8
86	15	10	60	30	90	10
87	40	20	90	40	90	10
88	15	12	100	20	100	12
89	25	12	70	20	100	8
90	35	20	100	20	70	12
91	40	10	60	30	60	9
92	43	14	45	30	45	10
93	24	15	90	40	90	7
94	40	12	80	20	80	16
95	25	10	50	20	50	10
96	35	15	60	20	60	8
97	40	10	90	40	90	12
98	45	14	60	40	90	12
99	20	15	90	30	90	12
100	40	13	80	50	80	9

4. ТІСТІ МЕХАНИЗМДЕР

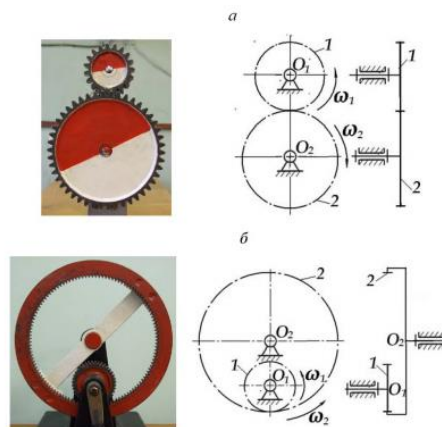
4.1 Тісті механизм түрлері

Тісті механизмдер-кем дегенде бір тісті берілісі бар беріліс механизмдерін айтады. Олар бір біліктен екінші білікке айналады және модуль мен бұрыштық жылдамдық бағытын өзгертеді. Оларды редукторлар деп те атайды, мұнда бұрыштық жылдамдықтың өзгеруімен басқарылатын біліктердегі момент бір уақытта өзгереді [1, 2]. Тісті берілістерде арнайы профильді тістердің бүйір беттерінің байланысы жүзеге асырылады. Айналмалы жетек доңғалағының тістерінің қысымы қозғалмалы доңғалақтың тістеріне беріледі, ал оның айналуы жүзеге асырылады.

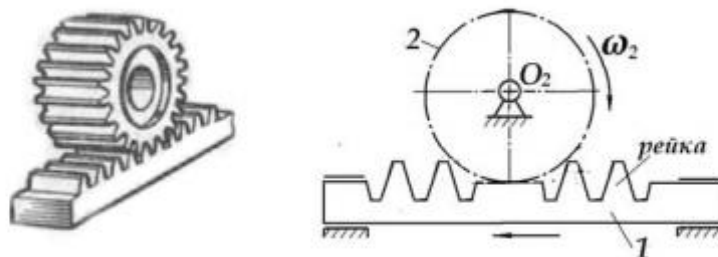
Тісті беріліс-айналу арқылы қуатты берудің үш сатылы механизмі, онда екі жылжымалы буын жалпы бекітілген буын негізінде айналмалы (немесе аудармалы) беріліс жұбын құрайтын беріліс немесе редуктор болып табылады. Мақсаты: параллель, айқасушы немесе қиылысушы осьтерде орналасқан біліктер арасындағы айналмалы қозғалысты беру.

Механикалық беріліс қорабы (латын тілінен *reducere* “reduce”) айналу арқылы қуатты беру механизмі, оның негізгі қызметі қысқарту болып табылады, яғни берілетін қуатты пайдалы жұмысқа түрлендіретін құрылғыны жүргізуге қажетті күш-жігерді азайту. Механикалық беріліс қорабының канондық көрінісі бір-бірімен байланысқан доңғалақ берілістері болып табылады, олардың жетекші берілістері кішірек, ал жетекті берілістері үлкенірек. Доңғалақ осьтерінің өзара орналасуы бойынша тісті механизмдер 3 топқа бөлінеді [1, 2]:

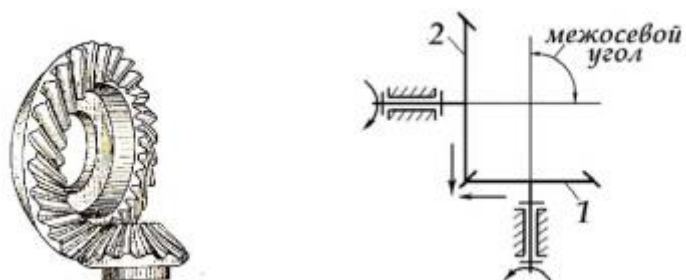
- 1) параллель осьтермен;
- 2) қиылысатын осьтермен;
- 3) айқасатын осьтермен.



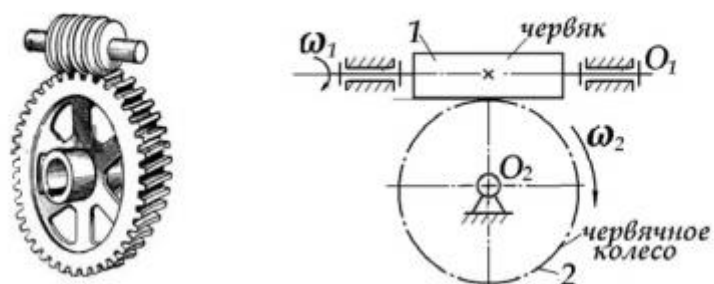
4.1-сурет. Цилиндрлік берілістердің түрі мен схемасы: а-сыртқы ілінісу, б-ішкі ілінісу



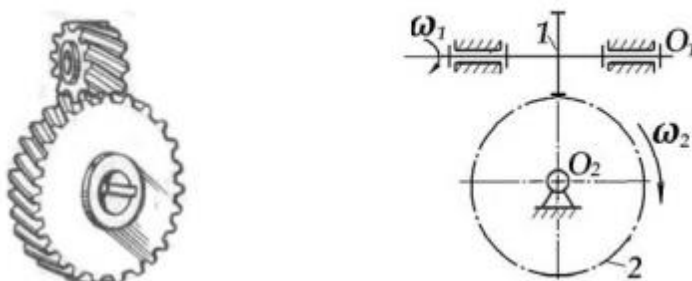
4.2-сурет. Рейкалы берілісінің түрі мен схемасы



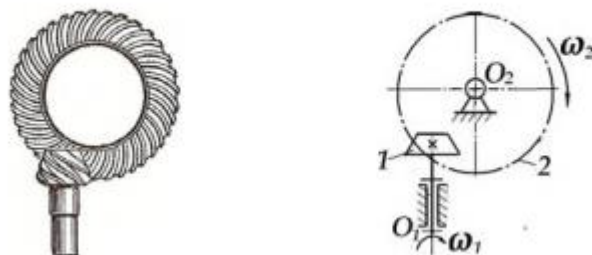
4.3 –сурет. Конустық беріліс түрі және схемасы



4.4-сурет. Червяктық берілістің түрі мен схемасы



4.5-сурет. Бұрандалы беріліс түрі және схемасы



4.6-сурет. Гипоидты берістің түрі мен схемасы

Жіктелуі

Тіс пішіні бойынша:

эвольвентті;
айналмалы (Новиков берісі);
циклоидты;
эксцентрик-циклоидты.

Тіс түрі бойынша:

тік тісті;
қиғаш тісті;
шеvronды;
қисық сызықты тістер;

Біліктер осьтерінің өзара орналасуы бойынша:

параллель осьтермен;
қиылысатын осьтермен;
айқасатын осьтермен.

Тісті доңғалақтардың аксоидты (бастапқы) беттерінің пішіні бойынша:

цилиндрлік;
конустық;
гиперболоидтық;

Дөңгелектердің айнаlmалы жылдамдығы бойынша:

3 м/с дейін баяу жүретіндер;
орташа жылдамдық 3-тен 15 м/с дейін;
жылдамдығы 15 м/с.

Қорғалу дәрежесі бойынша:

ашық;
жабық.

Дөңгелектердің салыстырмалы айналуы және тістердің орналасуы бойынша:

ішкі ілінісу (дөңгелектерді бір бағытта айналдыру);
сыртқы ілінісу (дөңгелектердің қарама-қарсы бағытта айналуы).

Рейкалы берілісі-цилиндрлік берілістің бір түрі, рейканың бөлу шеңберінің радиусы шексіздікке тең. Ол айналмалы қозғалысты аудармашыға және керісінше түрлендіру үшін қолданылады.

Бұрандалы, червяктық, гипоидты және спироидты берілістер ресми түрде гиперболоидты (тісті-бұрандалы) берілістерге жатады. Бұл берілістердің тістері айналу кезінде бір-біріне қатысты сырғып кетеді.

Әдетте, түйісетін берілістердегі тістердің саны салыстырмалы түрде қарапайым болады, бұл тозудың үлкен біркелкілігін қамтамасыз етеді: бұл жағдайда бір дөңгелектің әрбір тістері екінші дөңгелектің барлық тістерімен кезекпен жұмыс істейді.

4.2 Тісті механизмді жобалау

Өсәаралық қашықтық $A=O_1O_2=440\text{мм}$ етіп түзу жүргіземіз.

O_1 центр арқылы R_{T1} , R_{B1} , R_{H1} , R_{O1} , ал O_2 центр арқылы R_{T2} , R_{B2} , R_{H2} , R_{O2} радиустармен шеңберлер жүргіземіз (4.7-сурет). Екі бастапқы шеңберлердің жанасуынан P (полюс) белгілейміз.

P нүктесі арқылы ортақ жанама $T-T$ сызығын жүргіземіз. Екі негізгі шеңберлерге ортақ жанама $N-N$ сызығын жүргіземіз(4.7- сурет).

O_1 нүктесі арқылы $N-N$ жанама сызығына перпендикуляр түзу жүргіземіз. Оны K деп белгілейміз. PK аралығын өлшеп, бірдей етіп төрт бөлікке бөлеміз. K -дан кейін де сызықты қажет болғанша бірдей бөлікке бөліп тастауға болады, яғни нүкте көп болған сайын, сызбамыз дәлірек шығады деп қағидаға сүйенеміз.

Ортақ негізгі шеңбердің бойындағы нүктелерді 1,2,3,5,6,7 деп белгілеп, циркульдің көмегімен K нүктесін центр етіп алып, екінші жағын 1,2,3,5,6,7 нүктелерге қойып R_{H1} шеңберге доғамен қиылысқанша түсіреміз де қиылысқан орындарын $1',2',3',5',6',7'$ нүктелермен белгілейміз. Әр нүктені жіңішке сызықпен O_1 қосамыз.

O_11' , O_12' , O_13' , O_15' , O_16' , O_17' сызықтарына перпендикуляр етіп, негізгі шеңбердің бойымен айналатын жанамаларды $O_11' \perp N_1 N_1$, $O_12' \perp N_2 N_2$, $O_13' \perp N_3 N_3$, $O_15' \perp N_5 N_5$, $O_16' \perp N_6 N_6$, $O_17' \perp N_7 N_7$ жүргіземіз (4.2-сурет).

1Р аралығын өлшеп алып $1'$ нүктесінен N_1-N_1 сызығына саламыз, 2Р аралығын өлшеп алып $2'$ нүктесінен N_2-N_2 , 3Р аралығын өлшеп алып $3'$ нүктесінен N_3-N_3 , 5Р аралығын өлшеп алып $5'$ нүктесінен N_5-N_5 , 6Р аралығын $6'$ нүктесінен N_6-N_6 , 7Р аралығын $7'$ нүктесінен N_7-N_7 сызықтарына саламыз.

Салынған өлшемдерді $P_1, P_2, P_3, P_5, P_6, P_7$ деп белгілейміз. Пайда болған нүктелерді қалыпты түрде қоссақ тістің эвольвентасы(қисық сызық) шығады. Тіс симметриялы болғандықтан тістің жартысын тапсақ, жеткілікті. Тістің жартысын табу үшін тістің белгілі өрнек бойынша енің анықтау қажет.

Эвольвента қасиеттері:

Қырлардың (тістердің) жанасу нүктелерінің геометриялық орны ілініс сызығы деп аталады.

Эвольвенттік іліністе ілінісу сызығы болып негізгі шеңберлерге жанама NN түзуі табылады, себебі эвольвенттер тек осы түзуде жанасады.

Осыда эвольвентті ілінісудің бір қасиеті қорытындылады.

Бастапқы шеңберлерге ортақ жанамадан ілініс сызығының Р нүктесіндегі ауытқу бұрышы α бекітілу бұрышы деп аталады. Қалыпты тісті ілінісу үшін бұл бұрыш $\alpha = 20^\circ$ тең.

Бастапқы шеңбер тісті биіктігі бойынша екі бөлікке бөледі: тіс басына h' биіктігімен және тіс табаны h'' биіктігімен.

Тіс екі қыр иеленеді: сол (ab) және оң (cd), эвольвентті қисықтар бойынша сызылған.

Бастапқы шеңбер бойынша өлшенген екі көршілес тістердің біратаулы нүктелері арасындағы қашықтық тісті дөңгелектің қадамы деп аталады.

Қадам t екі бөліктен тұрады: тіс қалыңдығы s' және тістер арасындағы ойыстың ені s'' , сондай-ақ бастапқы шеңбер бойынша өлшенеді (4.2-сурет).

$$t = s' + s''.$$

Тісті дөңгелектің әрбір тісі бүкіл жолда іліністе тұрмайды, тек белгілі-бір аймақта, яғни белгілі-бір нүктеде ол ілініске кіреді, ал біреуінде одан шығады.

Тістердің бірінші жанасу (ілініс) нүктесі, жетектегі дөңгелек басы шеңберінің ілініс сызығымен қиылысу нүктесі a болады. Іліністің соңғы нүктесі, жетекші дөңгелек басы шеңберінің ілінісу сызығымен қиылысу нүктесі b болады.

Бекітілу доғасының қадамға қатынасы **жабу коэффициенті ε** деп аталады.

$$\varepsilon = \frac{\text{ілінісу доғасы}}{\text{қадам}} > 1$$

Бұл қатынас бірден үлкен болуы қажет. Практикада $\varepsilon \geq 1,1$ деп алынады.

Жабу коэффициенті іліністің бәсеңділігін мінездейді, ол бір уақытта іліністе тұрған тістер жұбының орташа санын көрсетеді.

Жабу коэффициенті үлкен болған сайын, тісті ілініс бәсең, жай жұмыс жасайды.

Жабу коэффициентін анықтау кезінде мына формуланы қолданған тиімді.

$$\varepsilon = \frac{ab}{t \cos \alpha}$$

4.3 Есептеу тәртібі мен тістер пішінін тұрғызу реті

1. Осьтер аралық қашықтығы

$$A = O_1O_2 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

2. Бастапқы шеңберлердің радиустары $R_b = \frac{mz}{2}$

$$R_{b1} = \frac{mz_1}{2}, \quad R_{b2} = \frac{mz_2}{2}$$

3. Негізгі шеңберлердің радиустары $R_H = R_B \cos 20^\circ$
 $R_{H1} = R_{B1} \cos 20^\circ$, $R_{H2} = R_{B2} \cos 20^\circ$

4. Төбе шеңберлердің радиустары $R_T = m \left(\frac{z+2}{2} \right)$

$$R_{T1} = m \left(\frac{z_1+2}{2} \right)$$

$$R_{T2} = m \left(\frac{z_2+2}{2} \right)$$

5. Ойыстар шеңберлердің радиустары $R_O = m \left(\frac{z_1 - 2,5}{2} \right)$

$$R_{O1} = m \left(\frac{z_1 - 2,5}{2} \right)$$

$$R_{O2} = m \left(\frac{z_2 - 2,5}{2} \right)$$

Тістің биіктігі h деп белгіленеді

$$h = h' + h''$$

$$h' = m$$

$$h'' = 1,25 \text{ m}$$

6. Тістің қадамы $t = \pi m$

7. Тістің ені, ойыс ені $S' = S'' = \frac{t}{2}$

Тіс енінің жартысы $\frac{S'}{2} = \frac{S''}{2}$

8. Ілінісу коэффициенті

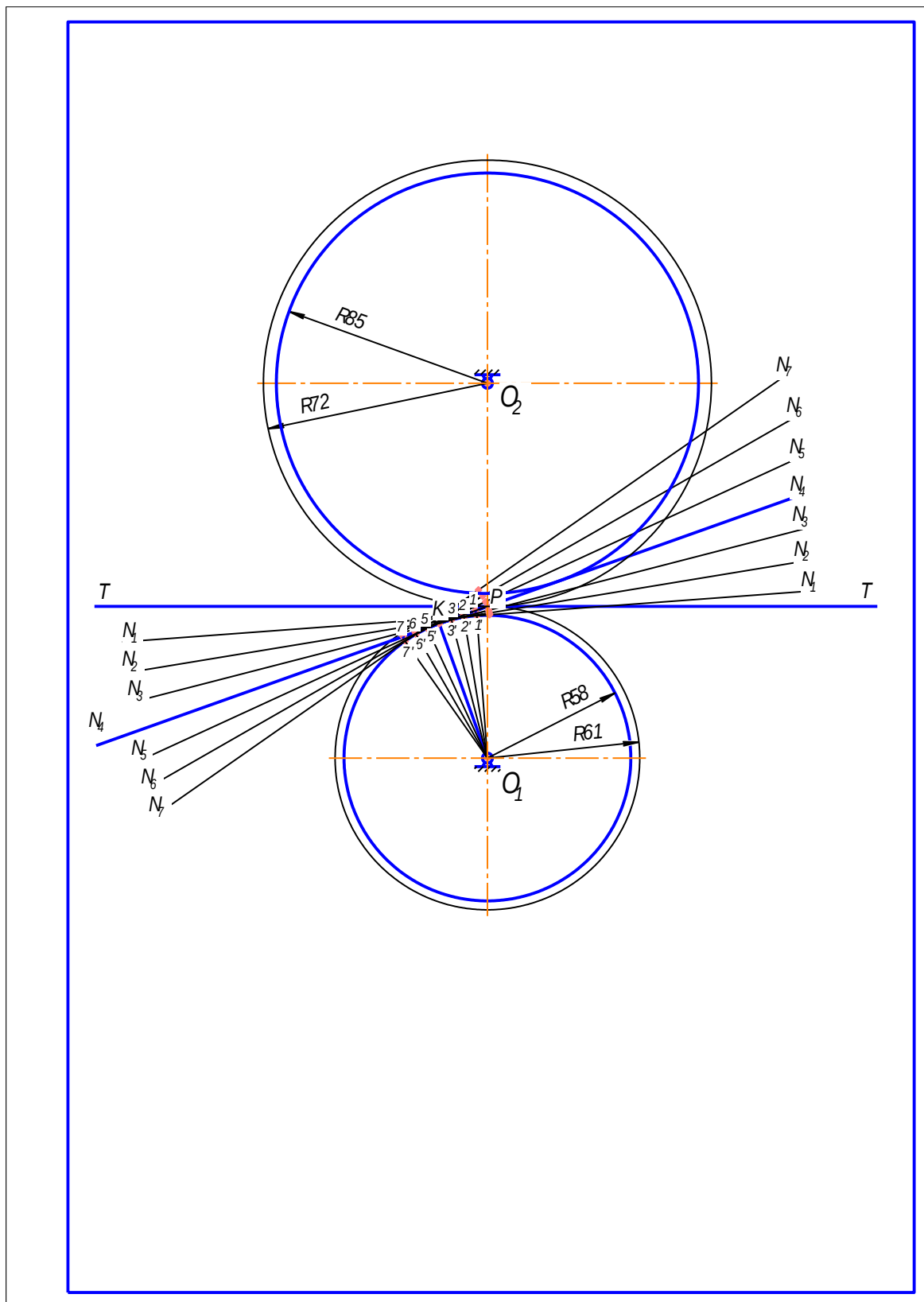
$$\varepsilon_{ГРАФ} = \frac{av}{t \cos \alpha} = \frac{93}{62,8 \cdot 0,94} = 1,57.$$

$$\varepsilon_{АНАЛ} = \frac{\sqrt{R_{T1}^2 - R_{H1}^2} + \sqrt{R_{T2}^2 - R_{H2}^2} - O_1 O_2 \sin 20^\circ}{t \cos \alpha} =$$

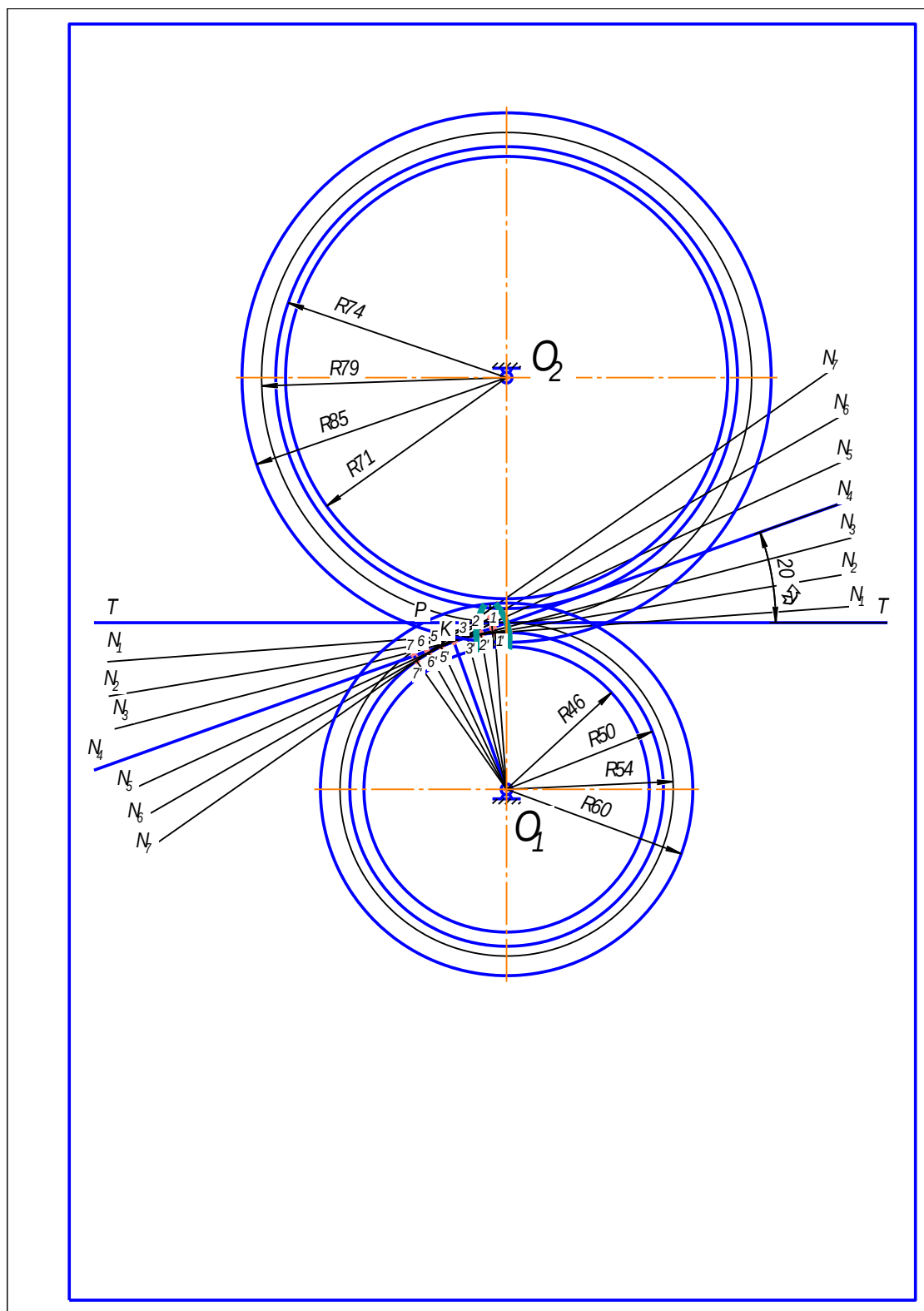
$$\frac{\sqrt{180^2 - 150,4^2} + \sqrt{300^2 - 263,2^2} - 440 \cdot 0,34}{62,8 \cdot 0,94} = 1,58.$$

9. Салыстырмалы қате % есебімен

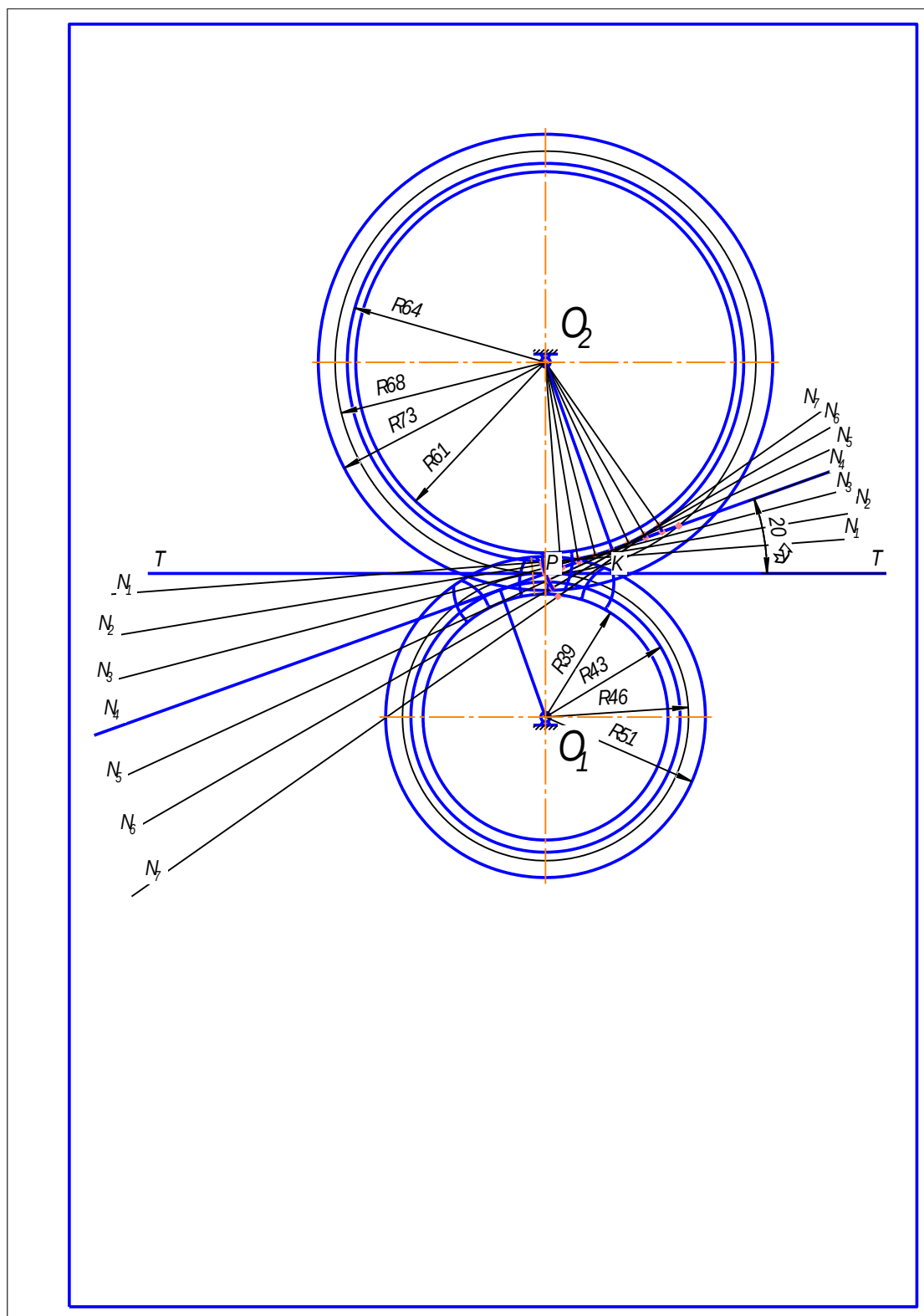
$$\Delta = \frac{\varepsilon_{АНАЛ} - \varepsilon_{ГРАФ}}{\varepsilon_{АНАЛ}} * 100\% = \frac{1,58 - 1,57}{1,58} * 100\% = 0,6\%.$$



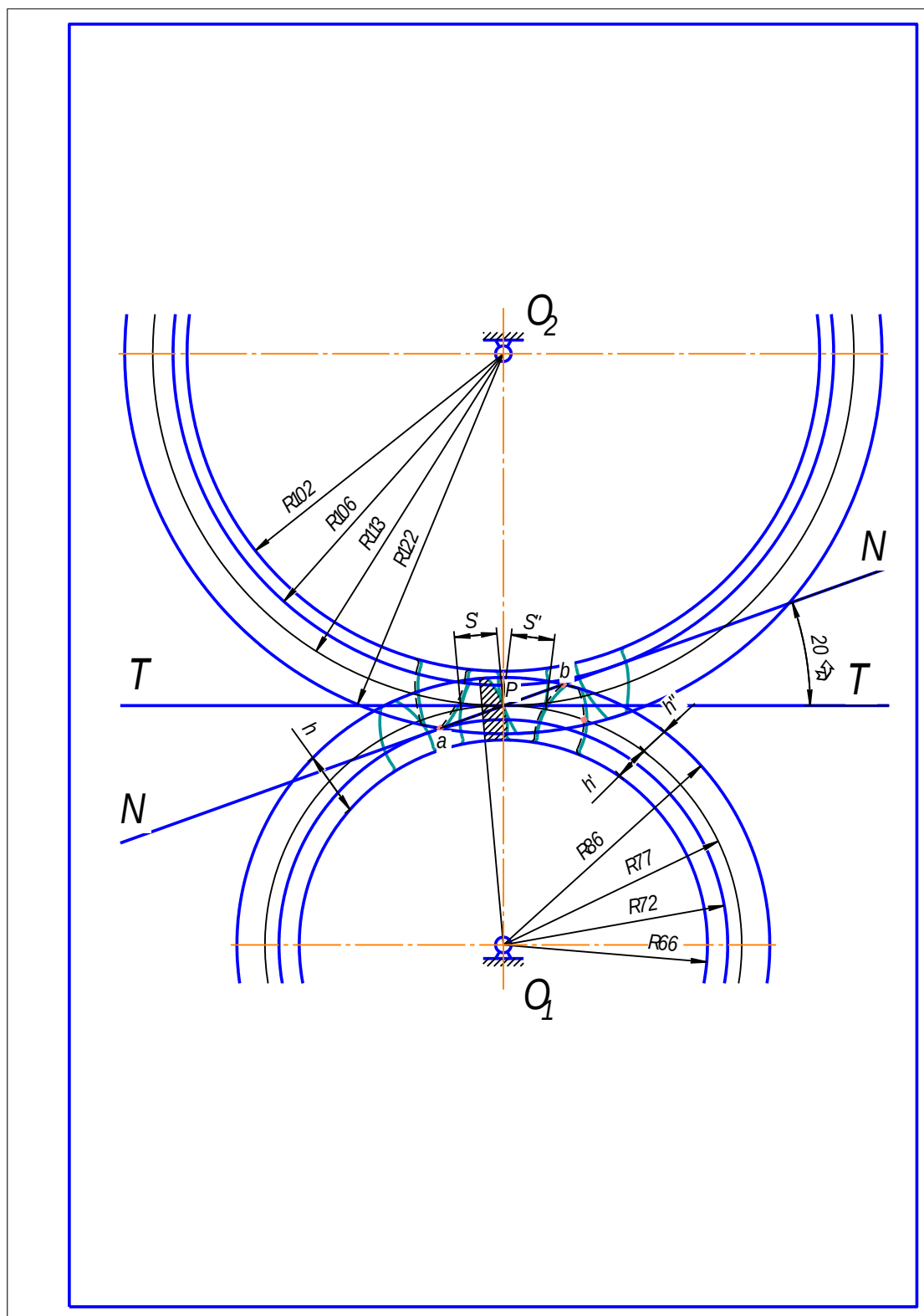
4.7-сурет. Тісті дөңгелектердің бастапқы және негізгі шеңбер радиустары



4.8- сурет. Бірінші дөңгелектің негізгі шеңбер бойымен домалату әдісі



4.9- сурет. Екінші дөңгелектің негізгі щенбер бойымен домалату әдісі



4.10- сурет. Тістер профілі

Кесте 4.1 Тісті механизмнің берілгендері

Нұсқа №	Жетекші дөңгелектің тіс саны Z_1	Жетектегі дөңгелектің тіс саны Z_2	Ілінісу модулі m
1	2	3	4
1	16	24	18
2	18	24	18
3	20	24	18
4	22	26	18
5	24	28	18
6	16	26	18
7	16	28	18
8	18	20	18
9	18	22	18
10	18	26	18
11	17	25	18
12	19	25	18
13	21	25	18
14	23	27	18
15	25	29	18
16	16	24	20
17	18	24	20
18	20	24	20
19	22	26	20
20	24	28	20
21	16	26	20
22	16	28	20
23	18	20	20
24	18	22	20
25	18	26	20
26	17	25	20
27	19	25	20
28	21	25	20
29	23	27	20
30	25	29	20
31	17	27	20
32	17	19	20
33	17	21	20
34	17	23	20
35	19	23	20
36	19	27	20
37	19	29	20

1	2	3	4
38	21	23	20
39	21	27	20
40	21	29	20
41	16	24	22
42	18	24	22
43	20	24	22
44	22	26	22
45	14	28	22
46	16	26	22
47	16	28	22
48	18	20	22
49	18	22	22
50	18	26	22
51	17	25	22
52	19	25	22
53	21	25	22
54	16	24	24
55	17	19	24
56	17	21	24
57	17	23	24
58	16	22	24
59	16	18	24
60	15	19	24

II. МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІ

1. МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІ ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МАҒЛҰМАТТАР

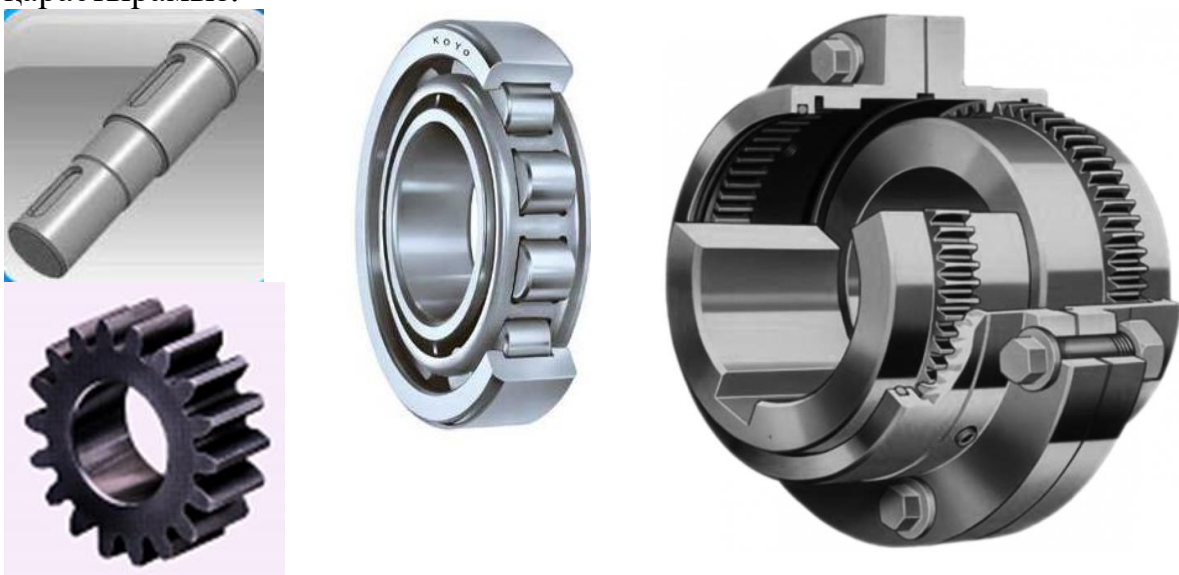
1.1 Машина бөлшектері пәнінің қысқаша даму тарихы

Машина бөлшектері деп біртұтас жасалған, бұзбайынша ажыратуға келмейтін тетіктерді атаймыз. Мысалы, біліктер, тісті дөңгелектер, подшипниктер, т.б. (1.1сурет) [1, 2].

Қандай машинаны алсақта, олар әр түрлі бөлшектерден құралады, ал бөлшектердің саны машинаның күрделілігіне байланысты. Егер тігін машиналар ондаған бөлшектерден құрастырылса, көліктердегі бөлшектердің саны 15 мыңға жуық, ал ұшақтарда миллионнан астам.

Ал енді әр түрлі машиналарда қолданылатын бөлшектерді бірімен-бірін салыстырсақ, олардың ұқсастығы байқалады. Теориялық және қолданбалы механика курсына қарастырылатын тетіктерді екі топқа бөлуге болады: жалпы және арнаулы. Жалпы бөлшектерге: берілістердің тісті доңғалақтары, белдіктері, шынжырлары және қосылыс бөлшектеріне бұрандалы тетіктер, заклепқалар, кілтектер, штифтер, сыналар, т.б., сондай-ақ айналатын бөлшектер мойынтірек, білік пен ось жатады. Ал қысқыш, ілмек, полиспаст және тағыда тек бір машинада кездесетін арнаулы бөлшектерді айтамыз [1]. Мысалы, қысқышты тек металл өндейтін станок та кездеседі, ілмек пен полиспаст - жүк көтергіш машиналарда кездеседі.

Теориялық және қолданбалы механика пәнінде жалпы бөлшектер құрылымы мен олардың геометриялық параметрлерін анықтайтын есебін қарастырамыз.



а

б

1.1 – сурет. Жалпы типтес бөлшектері: а – бөлшектер; б – түзілім.

1.2 Бөлшектер параметрлерін анықтау

Машина бөлшектерінің геометриялық параметрлерін анықтау үшін біздер олардың істен шығу себептерін және жұмыс істеу қабілеттілігін білу керекпіз. Бөлшектердің жұмыс істеу қабілеттілігі келесі негізгі көрсеткіштерге байланысты: беріктік, тозу шыдамдылығына, қатандығына, ыстық пен діріл төзімділігі.

Барлық бөлшектер есебі беріктікке есептеуінен басталады, себебі ол бөлшектер деформациясын және ішкі күштерді қарастырады. Беріктік теориясын пайдаланып жүреміз:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad \tau \leq [\tau], \quad (1.1)$$

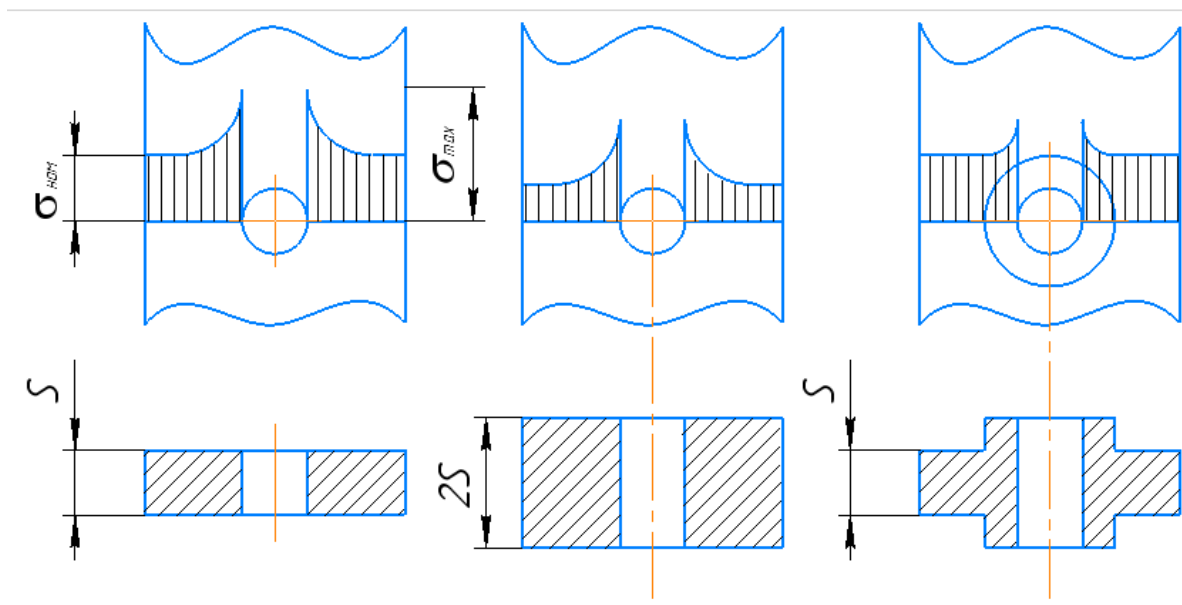
мұнда σ, τ – жұмыс кезінде материалдарда пайда болатын кернеулер, МПа; $[\sigma], [\tau]$ – материалдарға тәуелді және жүктеу түріне байланысты мүмкіндік кернеулер, МПа.

Рұқсат етілетін кернеулер мәнін анықтау төменгі (1.2) өрнекте көрсетілген:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s}, \quad (1.2)$$

мұнда σ_{lim} – шекті кернеу (пластикалық материалдар үшін $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_f = \sigma_{0.2}$; морт материалдар үшін $\sigma_{\text{lim}} = \sigma_b$); $[n]$ – запас коэффициенті (жалпы жағдайда пластикалық материалдар үшін $1,2 < n < 2,5$ және морт материалдар үшін $2 < n < 6$); K_s – статикалық жүктеме кезіндегі тиімді кернеу шоғырлану коэффициенті; K_d – көлденен қимасындағы абсолюттік өлшемдерін есепке алатын коэффициенті (масштабтық фактор) [3, 4, 5].

Машина бөлшектеріне әсер ететін күштер анықталғаннан кейін кернеу шоғырлану коэффициентін анықтау керек. Кернеу деген күш қарқындылығы деген анықтамасы бар және күш әсер ететін ауданына байланысты. Егер бөлшектің қимасы тұтас болса онда кернеу қима бойынша бір қалыпты болады. Ал егер қимасы өзгертін болса немесе басқа пішіміне өзгертін болса, онда кернеу шамасы әр түрлі болады. Салыстырмалы түрде кернеу шамасы кернеу шоғырлану коэффициентімен сипатталады (1.2-сурет) [3, 4].



1.2 – сурет. Кернеу шоғырлануы бөлшектердің қалыңдығына байланысты

Сондықтан, бөлшек қимасында әр түрлі геометриялық өзгерістер болса, сол қимада кернеу шоғырлануы бар болғаны, ол қимада ең алкен кернеудің мәні пайда болады.

Кернеу шоғырлану коэффициентін мәні екі кернеудің қатынасына тең, ең үлкен мен орта кернеу шамала қатынасы.

1.3 Триботехника негіздері

Қатты денелердің өзара жанасу салыстырмалы қозғалыс кезіндегі үйкеліс, тозу және машиналарды майлау сұрақтарын зерттейтін ғылымды триботехника деп атайды [5].

Денелер қозғалысы кезінде жанасу беттері бір біріне қарсыласып кедергі жасайды және деформацияланып энергиясын шығарады осы құбылыс үйкеліс деп аталады.

Тоздыру деп қатты денелер беттерінен материалын бұзылып үтлеу және (немесе) үйкеліс кезінде пайда болатын қалдық деформациялар процесстерін атайды.

Тозу деп бірлік бойынша есептелген тоздыру нәтижесін атайды (ұзындық, массасы, көлемі және т.б.).

Егер екі жанасатын денелер арасында майлау материал әсерінен үйкеліс күші және (немесе) тоздыру қарқындылығы азайған болса онда оны майлау деп атайды.

Триботехника этаптары:

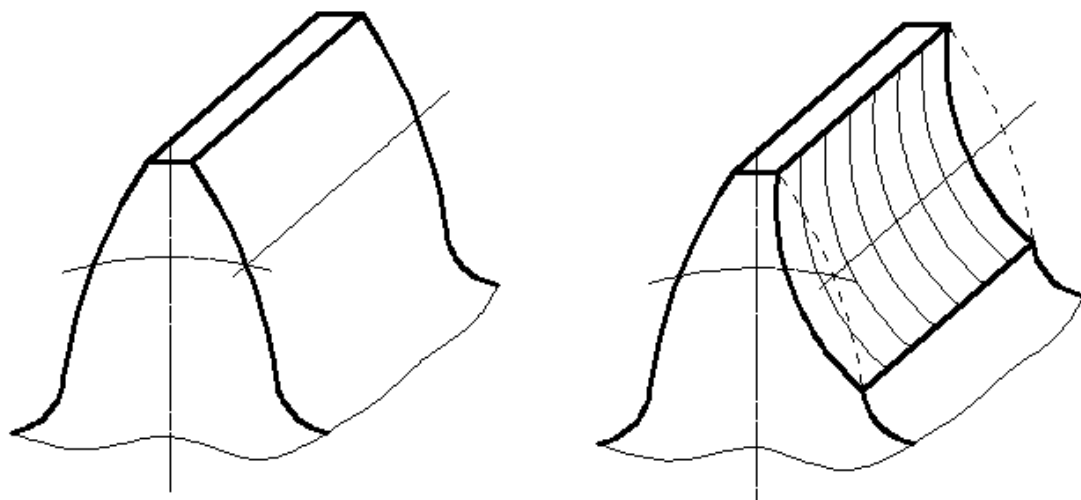
1. машина бөлшектердің тозу және тоздыру туралы ілім;
2. тозу және тоздыру сұрақтарын құрылымдау арқылы шешу;

3. технологиялық әдістермен бөлшектердің тозуға төзімділігін арттыру;

4. машинаның ұзақ тұрақтылығын арттыру пайдалану шаралар.

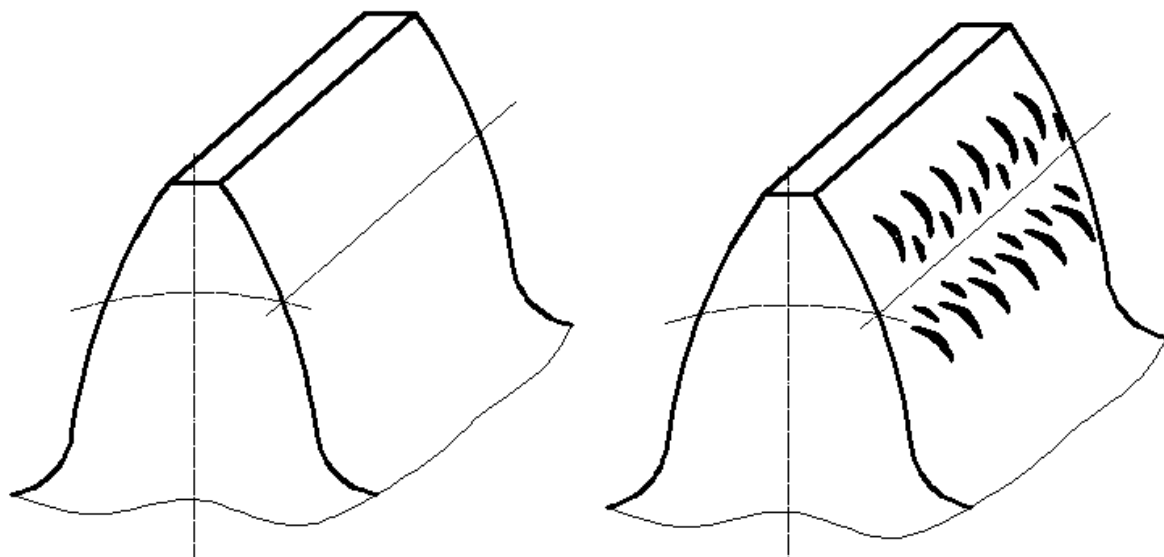
Тозу түрлері: механикалық және молекулярлық (электроэрозиялық, тотығу ж/е т.б.).

Бұзылу түрлері: микрокесу, тырнау, шарбылану, терендеп тіліп жіберу (1.3 сурет).



1.3 – сурет. Бұзылу түрлері

Тоздыру түрлері: сутекті, абразивтік, тотығу, пластикалық деформация әсерінен, дисперсиялық әсерінен, жана құрылымдардың үглеу, жегідеу, кавитациялық, эрозиялық, жегіде–механикалық, тістесу, фреттинг–жегіде, жарықшалану, арнаулы ауысу (1.4 сурет).



1.4 – сурет. Тістер бетіндегі тоздыру

Тозуға қарсы шаралар.

Құрылымдау тәсілдері: конструктивтік шешімдер, материалды дұрыс тандап алу, беріктік запас коэффициенттері, майлау әдістерін құрастыру, лайдан сақтау, қымтағыш жабдықтарды пайдалану.

Технологиялық тәсілдері: бөлшектерді таза және жоғары дәлдікпен дайындау, геометриялық көрсеткіштер бойынша сәйкестігін келтіру, бөлшектерді дайындау технологиялық режимдерін сақтау, қаттылығын жоғырлату, термиялық өндеуді дұрыс пайдалану, ФАБО қолдану.

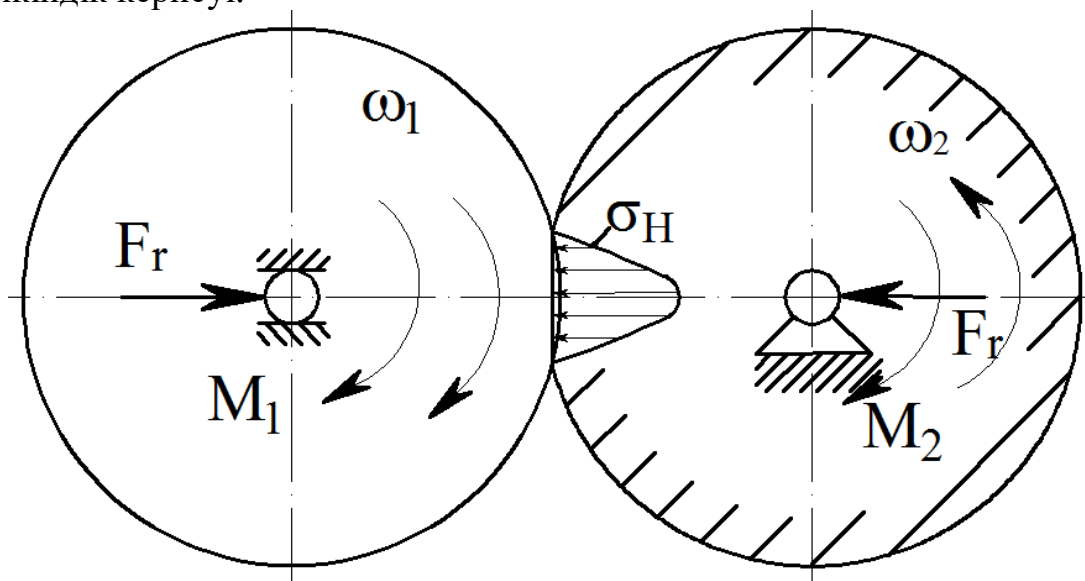
Пайдалану шаралар: жаттықтыру, техникалық күту, механизмдерді ажыратпау, іске қосу жиілігін азайту, айналу жиілігін тез (лезді) өзгертпеу, машинанын өздігінен жылжуды қолданбау, машиналардың сақтау жағдайларын бұзбау, квалификацияны дамыту.

Инженерлік проблемалары: тосусыз түзілімдерді құрастыру, сутек тозудан қорғау, үйкелісте істейтін бөлшектерде ФАБО тәсілін игеру, жана автоматтық майлау жүйелерін құрастыру және пайдалану, триботехника бөлімі бойынша жана кадрларды дайындау, негізгі термодинамика процесстерін физика және химия заңдары бойынша игеріп жана теорияны қарастыру.

Домалау үйкеліспен істейтін бөлшектер арасында триботехникалық сенімділігін арттыру үшін есептеу жолдарын мүмкіндік жанасу кернеу арқылы жүргізеді. Жанасу беріктік шарты келесі жағдайда орындалады (1.5 - сурет):

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (1.3)$$

мұнда σ_H — бөлшектерде пайда болатын кернеулер; $[\sigma]_H$ — материалдағы мүмкіндік кернеуі.



1.5 – сурет. Бөлшектер арасында пайда болатын жанасу кернеуі

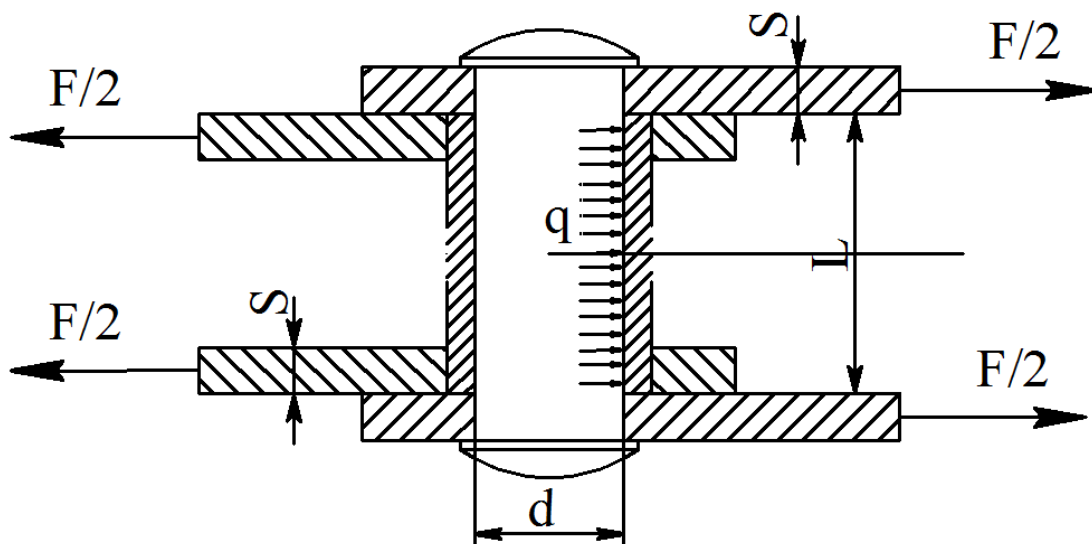
Мүмкіндік кернеу $[\sigma]_н$ мәнін анықтау кезінде әсер ететін жүктемесіне, бөлшектердің атқаратын қызметіне және өндірістегі пайдалану жағдайларға назар аудару керек.

Егер бөлшектер арасында сырғанау үйкелісі болса, онда есептеу жолдары бөлшектер арасында пайда болатын орта қысым мөлшері бойынша жүргізіледі. Мүмкіндік қысым $[q]$ арқылы есептелген бөлшектер механизмді тозудан қорғайды және келесі өрнекпен орындалады (1.6 сурет):

$$q_{\max} \leq [q], \quad (1.4)$$

мұнда $q_{\max}$ – бөлшектер бетіндегі пайда болатын қысым; $[q]$ – мүмкіндік қысым.

Мүмкіндік қысым $[q]$ мөлшері жанасу бөлшектер түйісу түріне, материалына, майлау түрі мен жағдайларына, жауапкершілігіне және тағыда басқа өндірістік факторларына байланысты алынады.



1.6 – сурет. Топсадағы пайда болатын қысым

ТАПСЫРМА МЫСАЛДАРЫ

Мысал. Болат пен шойынан жасалған тұрақты күшпен жүктелген бөлшектің мүмкіндік кернеуді анықтаныз. Бастапқы мәліметтер: а) материалдар Ст2, Ст3 немесе СШ 15-32, СШ 21-40; ә) беріктік коэффициентті пластикалық материалдар үшін $[n]=2$; морт материалдар үшін $[n]=3,5$; б) масштаб факторы пластикалық материалдар үшін $K_d=0,8$, морт материалдар үшін $K_d=0,85$; в) тиімді кернеу шоғырлану коэффициенті пластикалық материалдар үшін $K_s=2$, морт материалдар үшін $K_s=2,1$.

Шешім.

1. Кесте пластикалық материалдар үшін ағу шегін анықтаймыз:
 $\sigma_a=206\dots186$ МПа Ст2 үшін, $\sigma_a=200$ МПа қабылдаймыз;

$\sigma_a=235\dots216$ МПа Ст3 үшін, $\sigma_a=226$ МПа қабылдаймыз;

2. (1.2) өрнегі бойынша пластикалық материалдардағы мүмкіндік кернеуді анықтаймыз:

Ст2 үшін

$$[\sigma] = \frac{\sigma_a K_d}{[n] K_s} = \frac{200 \cdot 0,8}{2 \cdot 2} = 40 \text{ МПа};$$

Ст3 үшін

$$[\sigma] = \frac{\sigma_a K_d}{[n] K_s} = \frac{226 \cdot 0,8}{2 \cdot 2} = 45 \text{ МПа}.$$

3. СШ 15-32 үшін беріктік шегін анықтаймыз $\sigma_{bw}=153$ МПа; $\sigma_{bc}=612$ МПа; СШ 21-40 үшін беріктік шегін анықтаймыз $\sigma_{bw}=214$ МПа; $\sigma_{bc}=765$ МПа.

4. (1.2) өрнегі бойынша морт материалдардағы мүмкіндік кернеуді анықтаймыз:

СШ 15-32 үшін СЧ 15-32

$$[\sigma_w] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s} = \frac{153 \cdot 0,85}{2 \cdot 3,5} = 18,5 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_c] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s} = \frac{612 \cdot 0,85}{2 \cdot 3,5} = 74 \text{ МПа}.$$

СШ 21-40 үшін

$$[\sigma_w] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s} = \frac{214 \cdot 0,85}{2 \cdot 3,5} = 25,9 \text{ МПа};$$

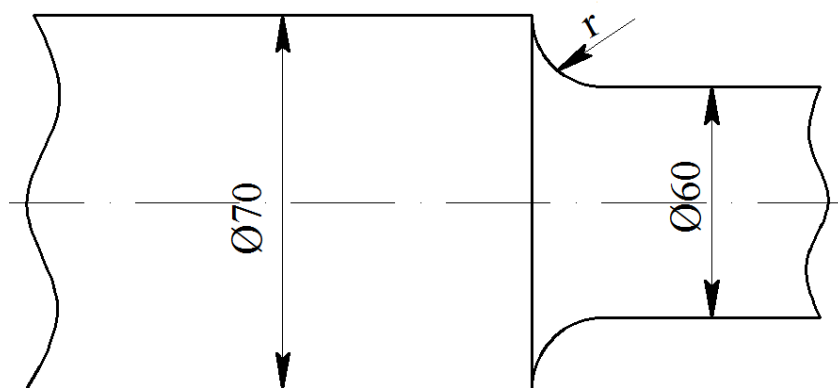
$$[\sigma_c] = \frac{\sigma_{\text{lim}} K_d}{[n] K_s} = \frac{765 \cdot 0,85}{2 \cdot 3,5} = 92,8 \text{ МПа}.$$

Есептер

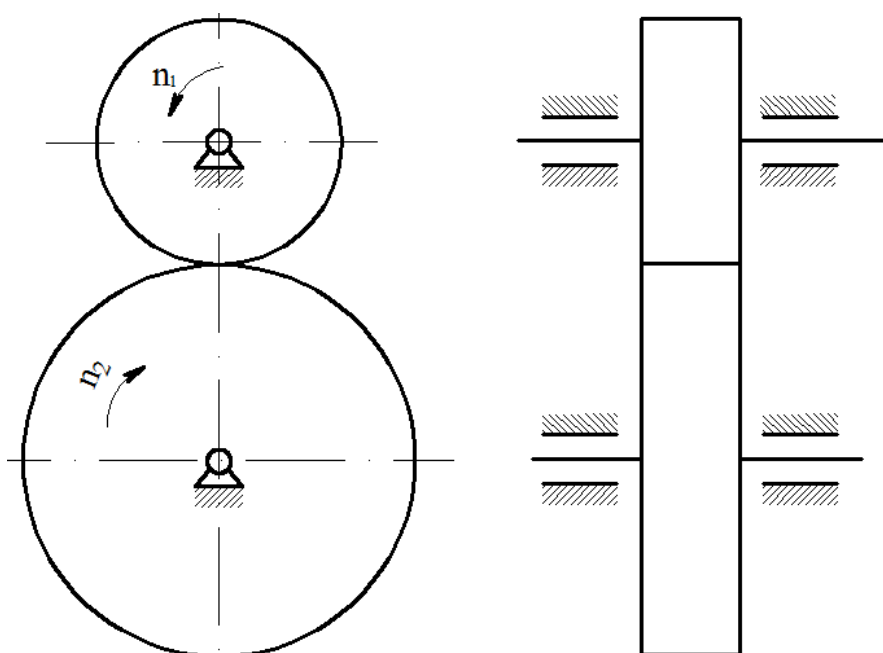
1. Цилиндрлі біліктегі қауіпті қима бойынша берітік қор коэффициентін анықтаныз. Егер біліктегі қалқыма қисық сызығы $r=3$ мм ассиметрия циклі бойынша иіледі және қауіпті қимада келесі кернеулер пайда болады $\sigma_{\text{max}}=150$ Н/мм², $\sigma_{\text{min}}=-50$ Н/мм². Білік материала – Сталь 45.

2. Сталь 40ХН материалдан жасалған цилиндрлі біліктегі қалқыма қисық сызығы $r=5$ мм қиманы беріктікке тексеріңіз. Егер білік пульсирлік циклі бойынша $M=5500$ Нм моментпен айналады (1.7 сурет).

3. Фрикциялық берілістегі цилиндрлі доңғалақтардың мүмкіндік кернеулерді анықтаныз. Егер жетекші доңғалақтың қатандығы HRC42...46, жетектегі доңғалақтың қатандығы HRC52...56 (1.8 сурет). Жетекші доңғалақтың айналу жиілігі $n_1=750$ мин⁻¹, жетектегі доңғалақтың $n_2=250$ мин⁻¹. Жұмыс істеу мерзімі $L=10$ жыл, жылдық пайдалану коэффициенті $K_r=0,6$, тәулік бойынша пайдалану коэффициенті $K_c=0,33$.



1.7 – сурет. Цилиндрлі білік



1.8 – сурет. Фрикциялық беріліс

Бақылау сұрақтары

1. «Машина бөлшектері» пәнінің негізгі мақсаты және басқа пәндерімен байланысы?
2. «Машина бөлшектері» пәні бойынша не оқылады?
3. Бөлшек, түзілім және машина деп нені атайды?
4. Жоба мен тексеру есептердің айырмашылығы неде болады?
5. Машинажасауды дамыту үшін кәзір кезіндегі тұжұрымдамаларды көрсетініз?
6. Машина бөлшектерін беріктікке, қатандыққа есептеудің мағынасы неде?
7. Машина жасауда мүмкіндік кернеулері мен беріктік

қортындысы (запасы) қандай факторларға байланысты?

8. Машина бөлшектерді механикалық беріктендіру тәсілдері қандай?

9. Жобалау және дайындау кезінде машинаның бағасы қандай жолдарымен азаяды?

10. Машина жасауда стандарттаудың мағынасы қандай?

11. «Машина бөлшектері» курсының дамыту үшін ТМД елдегі ғалымдардың үлесі?

12. Тозуға шыдамдылығын арттыру үшін пайдаланатын құрылымдау тәсілдері қандай?

13. Тозуға шыдамдылығын арттыру үшін пайдаланатын технологиялық тәсілдері қандай?

14. Тозуға шыдамдылығын арттыру үшін қандай пайдалану шарты қолданылады?

15. Тозу кезіндегі микрогеометрия деген не?

16. Тозудырудың қарқындылығы деген не?

17. Тот-механикалық тоздырудың түрі қандай?

18. Тозудың негізгі түрлері қандай?

2. ЦИЛИНДРЛІ ТІСТІ БЕРІЛІСТЕР

2.1 Берілістер туралы жалпы мағлұматтар

Машиналардағы беріліс деп, механикалық қозғалыс энергиясын қашықтыққа беруге және оның параметрлерін түрлендіруге қызмет ететін құрылғылар атайды. Берілістердің жалпы мақсаты жеке функцияларды орындаумен біріктіріледі, олардың ішінде: энергияны бөлу, жылдамдықты төмендету немесе жоғарылату, қозғалыс түрлерін түрлендіру (мысалы, айналмалы қозғалысты түзу сызықты қозғалысқа немесе керісінше), жылдамдықты реттеу, іске қосу, тоқтату және оң мен сол бағытқа айналуын реттеу. Айналмалы қозғалыс техникада кең таралған, өйткені оны қарапайым тәсілдермен жүзеге асыруға болады.

Берілістер қозғалтқыштың бұрыштық жылдамдығын машинаның жұмыс буынының (органының) берілген бұрыштық жылдамдығына дейін төмендету немесе көбейту үшін де қолданылады. Берілістерде біріншісі бәсеңдеткіш деп аталады, ал екіншісі — ұлғайберіліс [6]

Қозғалтқыш пен жұмыс машинаның атқарушы органы арасында орналасқан берілістерді қолдану қажеттілігі (энергияны тарту бағыты бойынша) келесі себептерге байланысты (сурет. 2.1):

а) жұмыс машинаның атқарушы органдарының қозғалыс жылдамдығы көбінесе стандартты қозғалтқыштардың жылдамдығынан өзгеше;

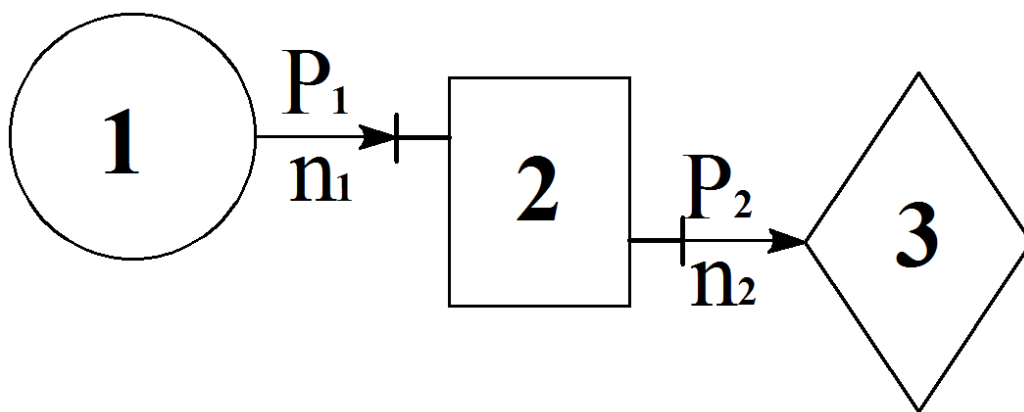
ә) жұмыс машинаны пайдалану процесінде атқарушы органның жылдамдығын және оларға сәйкес айналу моментрін реттеу қажет, ал қозғалтқыштарда ондай жағдай мүмкін емес.

б) қозғалтқышпен қамтамасыз етілетін қозғалыс сипаты мен заңдары атқарушы орган үшін өзгеше ерекшеленеді;

в) бір қозғалтқышпен әртүрлі жылдамдықпен істейтін бірнеше атқарушы органдарды қозғалысқа келтіру қажеттілігі;

г) қозғалтқыш пен атқарушы орган арасындағы үлкен қашықтыққа байланысты немесе қауіпсіздік себептері бойынша, техникалық қызмет көрсету ыңғайлылығы немесе машина габариттеріне байланысты.

Қозғалысты жетекші біліктен жетектегі білікке беру әдісіне сәйкес берілістер үйкеліс немесе ілінісу, тікелей жанасу (фрикциялық, тісті, бұрамдықты, глобоидты, гипоидты, толқынды, бұрандамалы) және иілгіш элемент арқылы (белдік, шынжыр) бөлінеді; атқаратын қызметі бойынша — кинематикалық және күштік; беріліс қатынасының өзгеру сипаты бойынша — тұрақты және өзгертін беріліс қатынасы (сатылы және сатысыз); біліктердің салыстырмалы қозғалысы бойынша-қарапайым және сателиттік; біліктердің кеңістіктегі өзара орналасуы бойынша — параллель, қиылысатын, айқасатын және бір тұзудың бойындағы осьтері арасында [6].



2.1 – сурет. Жетек: 1 – қозғалтқыш; 2 – беріліс; 3 – жұмыс машинаның атқарышы органы.

Төменде негізгі беріліс параметрлері берілген. Әр берілісте (сурет. 2.1) екі негізгі білік бар: кіріс және шығыс немесе жетекші және жетектегі.

Берілістердің негізгі сипаттамалары (сурет. 2.1): кірістегі P_1 және шығыстағы P_2 қуаты, кВт; кірістегі n_1 және шығудағы n_2 , мин^{-1} айналу жиілігімен немесе ω_1 және ω_2 , с^{-1} бұрыштық жылдамдықталады. Бұл сипаттамалар кез-келген берілістің жобалық есебін жүргізу үшін қажетті бастапқы деп саналады.

Негізгі сипатталармен бірге бастапқы негізгі есептік көрсеткіштерді анықтау қажет:

- пайдалы әсер коэффициенті (ПӘК),

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (2.1)$$

- беріліс саны,

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2.2)$$

- берілістерді есептеу кезінде әр түрлі параметрлер арасында келесі тәуелділіктер қолданылады: қуат өрнегі P , Вт, доңғалақ, барабан немесе т. б. жұмыс бөлшектердегі тангенсальді күш F_t , Н және айналу жылдамдығы ω , м/с , арқылы анықталады:

$$P = F_t \omega; \quad (2.3)$$

- біліктегі айналу моменті M , Нм, қуат P , Вт, және бұрыштық жылдамдығы ω , с^{-1} немесе айналу жиілігі n , мин^{-1} арқылы анықталады:

$$M = \frac{P}{\omega}, \quad \text{где } \omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (2.4)$$

- біліктердегі жетекші және жетектегі айналу моменттер арасындағы байланыс келесі өрнекпен сипатталады:

$$M_2 = M_1 u \eta; \quad (2.5)$$

Егер беріліс көп сатылы болса, онда негізгі сипаттамаларды есептеу келесі өрнектер бойынша жүзеге асырылады:

- жалпы пайдалы әсер коэффициенті η_0 (ЖПӨК),

$$\eta_0 = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n,$$

(2.6)

мұнда η_1 — берілістің бірінші сатысының пайдалы әсер коэффициенті;
 η_2 — берілістің екінші сатысының пайдалы әсер коэффициенті;
 η_n — берілістің n -ң сатысының пайдалы әсер коэффициенті;

- жетектің жалпы беріліс саны u_0 :

$$u_0 = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (2.7)$$

мұнда u_1 — берілістің бірінші сатысының беріліс саны; u_2 — берілістің екінші сатысының беріліс саны; u_n — берілістің n -ң сатысының беріліс саны.

2.2 Тісті берілістерді топтастыру

Тісті берілістер деп қозғалу моментті екі айналатын бөлшектер арасында тікелей жанасу ілініс арқылы беретін берілістерді атаймыз.

Тісті берілістерді топтары бойынша жіктеу.

Тісті берілістегі айналу бөлшектердің геометрия кіндіктер орналасуына байланысты (2.2-сурет):

- 1) цилиндрлі тісті берілістер - кіндіктері өзара паралель орналасқан;
- 2) конусты тісті берілістер - кіндіктері өзара қиылысқаны;
- 3) бұрамдықты берілістер - кіндіктері өзара айқасқан;
- 4) планетарлық және толқынды берілістер - кіндіктері бір-бірімен жалғасады.

Екінші топтастыру тістердің бір-бірімен ілініскеніне байланысты:

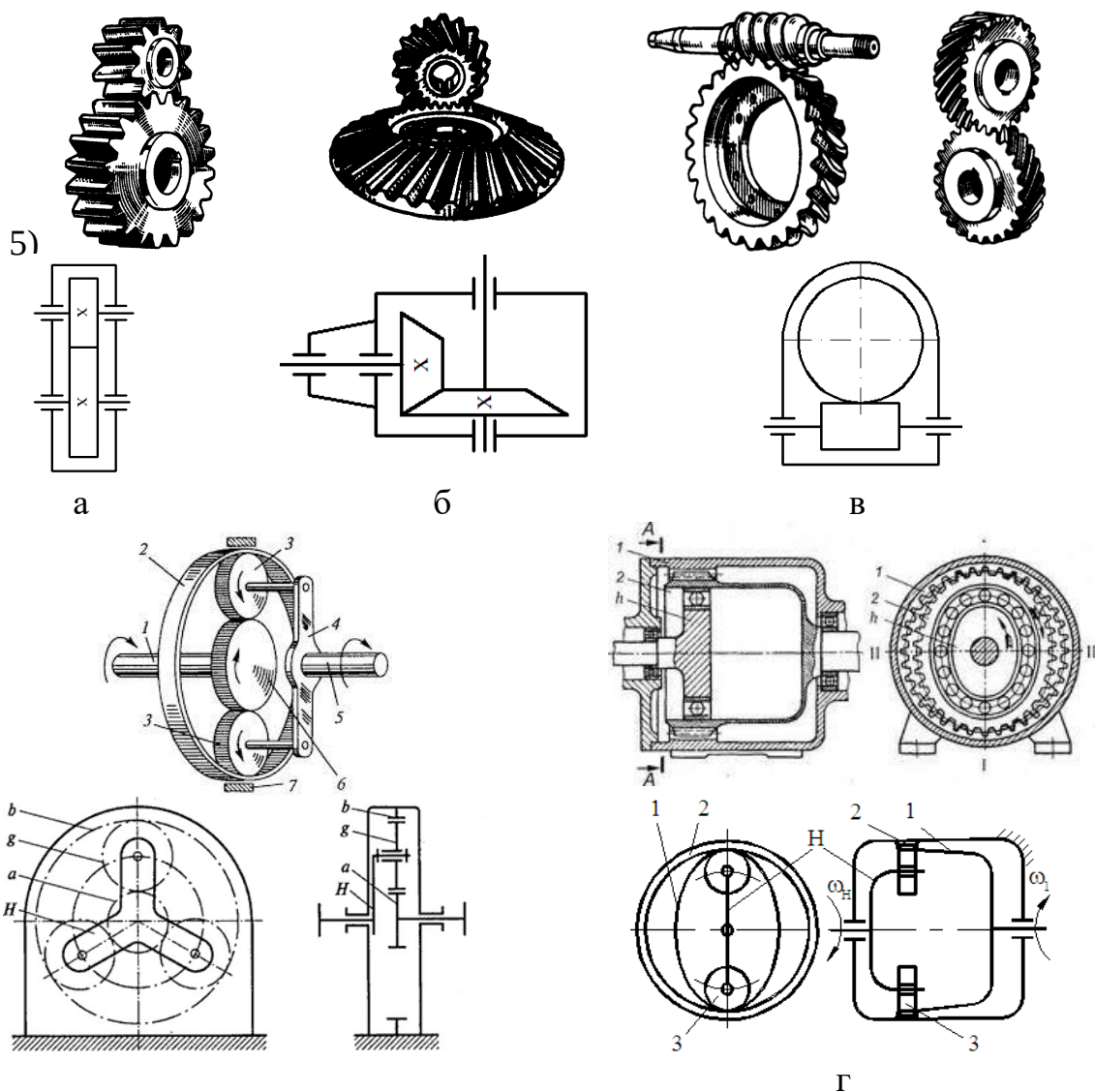
- 1) тістері сыртына қарай ілінісуі;
- 2) бір доңғалақтың тістері ішіне қарай ілінісуі.

Үшінші топтастыру тістер пішіміне байланысты:

- 1) эвольвент сызығымен шектелген тістің пішімі;
- 2) циклоид сызығымен шектелген тістің пішімі;
- 3) доға тәріздес сызығымен шектелген тістің пішімі;
- 4) түзу сызығымен шектелген тістің пішімі.

Төртінші топтастыру тістердің геометриялық кіндігіне орналасуы бойынша (2.3-сурет):

- 1) тістері геометриялық кіндігіне бағыттас - тік;
- 2) тістері геометриялық кіндігіне көлбеу - қиғаш;
- 3) тістері геометриялық кіндігіне қиылсқан - шеврон;
- 4) тістері геометриялық кіндігіне қисық сызығымен орналасқан — дөңгелек немесе қисық сызықты.



2.2 – сурет. Тісті берілістер: а – цилиндрлі; б – конусты; в – бұрамдықты; г – планетарлы және толқынды.



2.3 – сурет. Тістер орналасуы: а – тік тісті; б – қиғаш тісті; в – шевронды; г – дөңгелек.

2.3 Тісті берілістердің геометриясы мен кинематикасы

Жоғарыда тісті берілістер топтастыруына байланысты тістер төрт пішімі бойынша бөлінеді. Енді оларды арасында қойылған талаптары бойынша талдау жүргіземіз. Тісті берілістегі тістер профиліне қойылатын басты талап, оның беріліс санының өзгеруі тұрақты болуы керек. Тағы да бір талап, оны дайындағанда қиындықтары аз болу керек. Осы талаптарға сай болатын пішімі – эвольвентті профиль (2.4-сурет).

Эвольвента пішінді тістердің диаметрлері үш түрлі болады, солардың ішінде бастапқы бөлгіш шеңбер диаметрі болады [2, 7]:

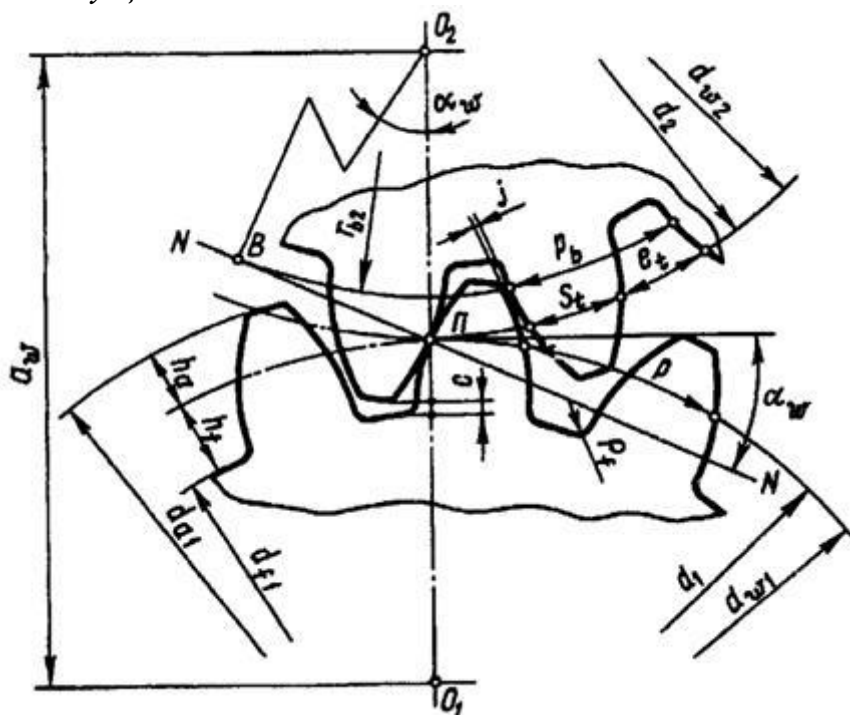
$$d = \frac{t \cdot z}{\pi} = mz, \quad (2.8)$$

мұнда t – тістер қадамы, z – тістер саны, m – іліну модулі.

Іліну модулі келесі өрнегі бойынша анықталады:

$$m = \frac{t}{\pi}. \quad (2.9)$$

Бөлгіш шеңбер доғасымен екі тістер арасында екі бүйірін ара қашықтығы іліну қадамы аталады.



2.4 – сурет. Тіс ілінісі

Беріліс кинематикасы негізінен екі параметрге байланысты: беріліс қатынасы және беріліс жылдамдығы.

Беріліс қатынасы u бұрыштық жылдамдықтар (ω) немесе жетек пен жетек доңғалағының айналу жиілігінің (n) қатынасымен анықталады. Беріліс қатынасын қолдануды тістердің санын, дөңгелектердің диаметрі мен ортаңғы қашықтығын анықтауда көруге болады.

Ілініске бірдей модулі бар тісті доңғалақтар кіретінін ескере отырып, тістегеріш z_1 тістерінің санын z_2 доңғалақ тістерінің санын табуға болады:

$$z_2 = z_1 u. \quad (2.10)$$

Доңғалақтардың ілінісу кезінде түйісу орындарында тістердің домалануы және сырғанауы байқалады.

Сырғанау жылдамдығы байланыс нүктесінің полюстен қашықтығына пропорционал. Полюсте ол нөлге тең, ал полюстан өткен кезде таңбасы (бағыты) өзгереді.

Максималды сырғанау тістердің аяқтары мен бастарында байқалады, бөлгіш шеңберде ол нөлге тең және бағытын өзгертеді. Сырғанау үйкеліспен бірге жүреді. Үйкеліс-тістердің тозуына себепкер болады.

Диаметрі тұрақты доңғалақтарда ілінісу сызығының ұзындығы тіс басынан аяғына дейін полюс арқылы өтеді, сондықтан сырғанау жылдамдығының ұлғаю тістің биіктігі мен модуліне тәуелді. Ұсақ модульді доңғалақтарда тістер арасында сырғанауы аз, ал үлкен модульді тістерде жоғары болады.

2.4 Тістердің істен шығуы және жұмыс істеу қабілеттілігі

Тісті берілістердің істен шығу себебі тістер бұзылуы болады және олардың жағдайларына байланысты әр түрлі болу мүмкін.

Біріншіден тіс сынып қалу. Тістердің сыну себепкер болатын факторлар – тістің бойындағы иілу момент молшері және тіс түбіндегі пайда болатын кернеу шоғырлануы.

Екіншіден тіс үглеуі. Тістер үглеу табиғаты келесі ретімен орындалады: біріншіден тіс бетінде ұсақ жарықшалар болғаны, ол тіс дайындау технологиясына байланысты, екіншіден сол жарықшаларға май кіріп жиналғаны және үстінен екінші тіс басқан кезде май қысымы көбейіп босаған тіс қабықшалар үглеуіне себепкер болады (2.5-сурет).

Тістің үгілуі белгілі бір жағдайда ғана тоқталуы мүмкін. Бұл жағдай көбінесе доңғалақтар жұмсақ материалдан жасалғанда байқалады (немесе қаттылығы $HB < 350$), себебі жұмсақ материалдан жасалған доңғалақтардың тістері жұмыс істеу кезінде белгілі бір уақыт өткеннен кейін бір бірімен жақсы жанасатын болады.

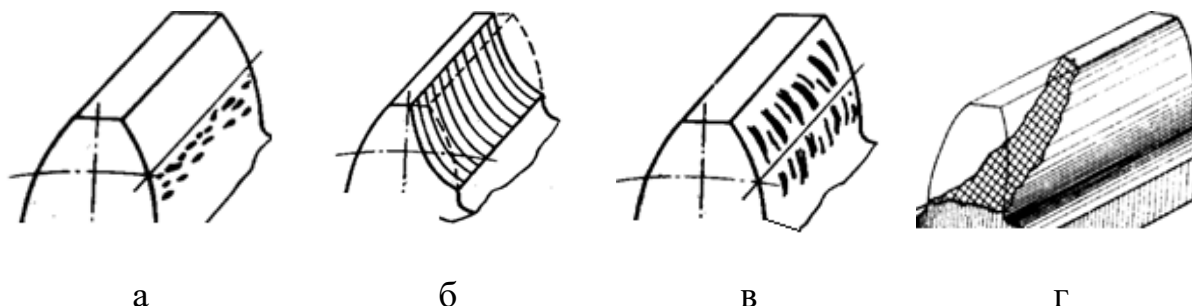
Егер доңғалақтар қатты материалдан жасалған болса ($HB > 350$), тістің сынып түскен бөлшектері оның одан әрі бұзылуына әкеліп соғады, бұл кезде үгілу одан әрі қарай жалғаса беруі мүмкін.

Үшіншіден абразивтік тозу. Тістердің үгіліп түскен қабықшалар май ағынымен бірге көтеріліп, тістер арасына түсіп беттерін қажап, жырып, бұзып және бірнеше қайталанып тістерді тоздырады.

Төртіншіден тістесу. Тістер ұзақ уақыт үлкен күш пен тістер арасында сырғану әсерінен жоғары температура және майлау жағдайлар

болмағанынан тістер бір-біріне жабысып қалу мүмкін. Айналған кезде жабысқан тістер ілініскен тістер беттерін бұзады ол тістесу деп аталады.

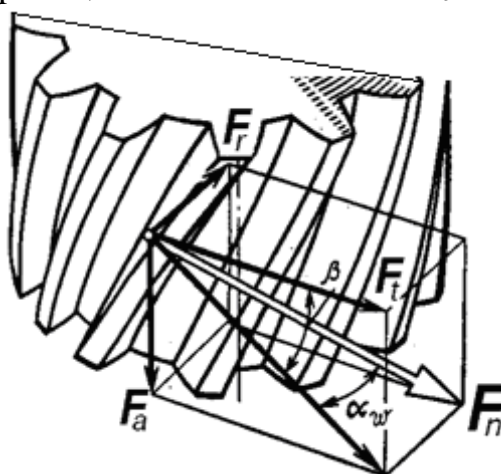
Тістесуді есептеу үшін доңғалақтардың түйіскен жеріндегі температураны анықтап, доңғалақтар материалына байланысты олардың тістесу температурасымен салыстыру қажет.



2.5 – сурет. Тістердің істен шығуы: а – үглеуі; б – тозуы; в – тістесуі; г – сынуы.

Тістер іліну кезінде қозғалыс тістерінің түйісу нүктесіндегі қалыпты қысым күші F_n арқылы беріледі, ол байланыс кернеулер мен ауданы интеграл ретінде анықталады $F_n = \int_s(\sigma_k) dS$. Бірақ интегралды шешу жолдары күрделі. Сондықтан әлі белгісіз қалыпты қысымның күші F_n алдымен үш ортогональды проекцияға жіктеледі (2.6 – сурет):

- доңғалақтың осіне параллель бағытталған F_a осьтік күші;
- радиус бойымен доңғалақтың ортасына бағытталған F_r радиалды күші;
- бөлгіш шеңберіне қатысты бағытталған F_t шеңбер күші.



2.6 – сурет. Ілінусудегі күштер

Шеңберлік күші F_t , белгілі айналу моменті M және бөлгіш диаметрі d_w арқылы анықтауға болады:

$$F_t = \frac{2M}{d_w}. \quad (2.11)$$

Радиалды күш F_r ілінісу бұрышы α және тістер көлбеу бұрышы β белгілі болса анықтайды:

$$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}. \quad (2.12)$$

Осьтік күші F_a анықталған шеңберлік күші және тістер көлбеу бұрышы β белгілі болса анықтайды:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (2.13)$$

Егер қалыпты күш модулін есептеуге қажет болса, онда барлық проекцияларды біле отырып оны анықтауға болады:

$$F_n = \sqrt{F_a^2 + F_r^2 + F_t^2} = F_t / (\cos \alpha \cos \beta). \quad (2.14)$$

Қалыпты күш жанасу сызығының ұзындығымен тарайды, сондықтан жанасу сызығының ұзындығын l_Σ біле отырып, нақты сызықтық қалыпты жүктемені есептеуге болады:

$$q_n = F_n / l_\Sigma = F_t / (b \varepsilon_\alpha k_\varepsilon \cos \alpha \cos \beta), \quad (2.15)$$

мұнда ε_α - жабу коэффициенті, k_ε - жанасу сызығының ең аз ұзындығының орташаға қатынасы.

Екі цилиндрлік доңғалақтар үшін аттас күштер бір-біріне тең, бірақ бағыты бойынша қарама-қарсы. Тістегеріш үшін шеңберлік күш айналу бағытына қарама-қарсы, доңғалақ үшін айналу бағытына бағытталған, радиалды күш радиус бойымен орталыққа бағытталған. Осьтік күш тіс сызығына 90° бұрышпен бағытталған қалыпты күштің құрамдас бөліктерінің бірі болады, екінші компонент шеңберлік күш болады (2.6 - сурет).

2.5 Тісті берілістердің есептеу жолдары

Тістерді жанасу беріктігіне есептеу.

Тістердің істен шығу себебі үглеу мен абразивтік тозу болса, онда оларды жанасу беріктігі бойынша жобалайды. Ал егер тістердің істен шығу себебі тістің сынуы болса, онда оларды иілу беріктігі бойынша жобалайды. Жанасу беріктегі бойынша жобалау есебі тісті доңғалақтардың ось ара қашықтығы - α_w немесе тісті доңғалақтың бөлгіш диаметрі арқылы есептеу бастайды (2.7а- суреті).

Жанасу беріктігі бойынша жобалау есебін атақты ғалым Герц ұсынды және оңын әмбебап өрнегі барлық жанасатын денелеріне ортақ болады [8]:

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{E_{np} q_n}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H, \quad (2.16)$$

мұндағы E_{np} – тістегеріш пен доңғалақтың келтірген серпімділік модулі; ρ_{np} – тістердің келтірген қисықтық радиусы; ν - Пуассон коэффициенті;

q_n - меншікті қалыпты жүктеме, Н/мм $[\sigma]_H$ - жұмыс жағдайларына сәйкес алынған мүмкіндік кернеуі, Н/мм².

Тістерді жанасу беріктігіне жобалау есебі жабық тісті берілістер үшін жүргізіледі себебі арналған түйіспелік төзімділікке арналған тістерді есептеу олар ұзақ уақыт бойы тұрақты режимдерде май ваннасында жұмыс істейді. Есептеуде олар беріліс қатынасы арқылы бөлгіш диаметріне байланысты осыара қашықтығы a_w анықталады немесе m модулі және ол арқылы тістердің барлық геометриялық параметрлерін анықтайды. Ашық берілістер үшін жанасу ақаулары тән емес және ол есебі тексеру ретінде жүзеге асырылады, байланыс кернеулерін есептейді және оларды рұқсат етілгендермен салыстырады.

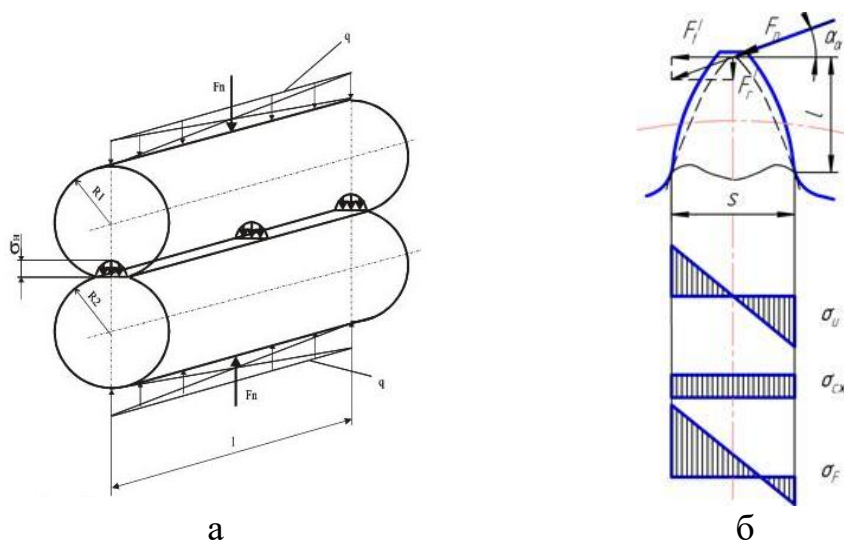
Тістердің иілу беріктігі.

Тіске әсер ететін нормаль қалыпты күш шеңберлік пен радиалды күштеріне жіктеліп және олардың әсерінен тіс иілген консоль бөріне ұқсасайды, ал осьтік күші есепке алынбайды. Сонымен қатар шеңберлік күші тісті майыстыруға тырысады, бұл қауіпті тамыр бөлімінде максималды иілу кернеулерін тудырады, ал радиалды күш тісті қысып, оның кернеуін біршама жеңілдетеді (2.7 б - сурет.).

Сығу кернеулері иілу кернеулерінен алынады. Консоль сәулесіндегі иілу кернеулері тістің түбірлік қимасының кедергісі кезінде $M_{изг}$ иілу моменті кедергі моменті W қатынасына тең, ал қысу кернеулері-бұл тістің түбірлік қимасының ауданына бөлінген F_R күші, деп аламыз:

$$\sigma_A = \frac{M_{изг}}{W} - \frac{F_r}{bS} = \frac{F_t}{b} \left(\frac{6l}{S^2} - \frac{\text{tg}\alpha_w}{S} \right) \frac{m}{m} = \frac{F_t}{bm} Y_F K_F, \quad (2.17)$$

мұнда b – тістің ені; s – тіс қалыңдығы; m – ілініс модулі; Y – тіс беріктік коэффициентті; K_F – күш шоғырлану коэффициентті.



2.7 – сурет. Тістер ілінісу кезіндегі кернеулер: а – жанасу; б – иілу.

Тістерді иілу беріктігіне жобалау есебі ашық тісті берілістер үшін жүргізіледі себебі олардың тістері шамадан тыс жүктемелермен біркелкі емес режимдерде жұмыс істейді. Есептеу басында материалдың беріктік механикалық сипаттамасымен басталады және ілініс модулі анықталады, ол арқылы тістердің барлық геометриялық параметрлері анықталады. Жабық берілістер үшін тістің сынуы маңызды емес және бұл есептеу иілу кернеулерін рұқсат етілгендермен салыстыра отырып, тексеру ретінде жүзеге асырылады [9].

Тісті дөңгелектің материалдары, оларды химиялық әдістермен және қыздырып өңдеу

Тісті доңғалақтарын жасау үшін көбінесе болат материалы пайдаланады және оларға қажетті қасиеттерін жасау үшін термоөңдеу қолданады.

Термоөңдеу арқылы Болаттар әр түрлі қаттылығына ие болады және қаттылығының мөлшері бойынша екі деңгейге ажыратамыз: қаттылығы $HB \leq 350$ жақсарту мен нормальдау термоөңдеу өткендері, мәні жоғарғы $HB > 350$ цементтеу, шынықтыру немесе азоттау термоөңдеуден өткендер материалдары.

Шынықтырудан өткен тісті доңғалақтар екі түрге жіктеледі. Барлық көлемі бойынша шынықтыру, олар құрамындағы көміртегі 0,35 – 0,5 % шамасында болатын сталь 40, 45, 40X, 4XН ж.т.б. болаттар үшін мөлшері аз тісті дөңгелектерге жүргізіледі. Қаттылығы 45-55 HRC-ге дейін көтеріледі, бірақ тіс бетінің тазалығы нашарлап, олар морттық қасиете ие болады. Екінші жиі жиілікті токпен шынықтыру (ЖЖТ), қаттылығы 48-54 HRC-ге дейін жетеді және мөлшері кіші тісті дөңгелектерге қолдануға болады $m < 5$ мм, бет бедерлері көп бұзылмайды, сонда да дәлдік дәрежесін 8 ден асыру қиын. Мөлшері үлкен дөңгелектерді ацетилен жалынымен қыздырады.

Цементтеу немесе тістер бетін көміртегімен қанықтырылып содан соң шынықтырылып қаттылығын көп шамаға жоғарлатады 58-63 HRC. Шынықтырудан кейін бет бедерлері бұзылып ажарлап өңдеуді қажет етеді, сондықтан бұл әдіс қымбатқа түседі. Осы әдіспен сталь 15, 20, 20X, 12X НЗА ж.т.б. өңделеді. Көміртегімен қанықтыру қалыңдығы $1,5 \div 2$ мм-ден аспау қажет, шамамен тіс қалыңдығымен 0,1-0,15 бөлігіндей. Иілу беттік беріктігі жоғары болады.

Азотпен тіс беттерін 0,1-0,6 мм. Қалыңдықта қанықтырады, бұл цементтеуге қарағанда беттік қаттылықты көп шамаға өсірмегенмен бет бедерлеріне әсерін тигізбейді, сондықтан тістер ажарлап өңдеуге келмейтін жағдайда тиімді. Азоттауға молибден қосылған болаттар жақсы келеді 38ХМЮА, 38ХЮА, 38ХЮА сондай-ақ хромды болаттар 40X, 40X ж.т.б. Азотпен қанықтырылған тісті дөңгелектер абразивтік тозуға шыдамсыз келеді, сондықтан шаңды, лас, батпақ жерде істейтін машиналарда бұл әдісті алмаған жөн.

Жабық цилиндрлі тісті берілістердің есебі

Жобалық есептеу кезінде, ең алдымен, цилиндрлік берілістің негізгі параметрі анықталады ол осьара қашықтығы. Есептеу келесі формулаларға сәйкес жүзеге асырылады [1]:

- тік тісті беріліс үшін

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt{\left(\frac{310}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.18)$$

- қиғаш тісті беріліс үшін

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt{\left(\frac{270}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.19)$$

мұнда $[\sigma]$ – мүмкіндік жанау кернеуі, МПа; M_2 - жетектегі біліктің айналу моменті, Н·мм; $K_{H\beta}$ - жанау кезіндегі күш шоғырлану коэффициенті; ψ_{ba} - осьара қашықтығы бойынша ендік коэффициенті.

Көрсетілген формулаларда "+" белгісі сыртқы іліністі беру есептерінде, ал "-" белгісі - ішкі іліністі беру есептерінде қабылданады. Рұқсат етілген байланыс кернеуі таңдалған материалдың механикалық сипаттамасымен анықталады. Күштер мен тәж енінің концентрациясын орталық қашықтық бойынша ескеретін коэффициенттер кестелік мәндер болып табылады.

Әрі қарай есебі келесі ретімен орындалады.

Тісті берілістегі доңғалақтағы айналу моменті анықталады M_2 в Н·мм.

Доңғалақтардың салыстырмалы енін тіректерге қатысты доңғалақтардың $\psi_{ba} = b_w / a_w$ орналасу схемасына және бұрын таңдалған тіс беттерінің қаттылығына сәйкес тағайындаңыз. Тұрақты немесе оларға жақын жүктемелері бар берілістер үшін үлкен мәндерді қабылдаған жөн.

Күш шоғарлану коэффициенті беріліс түріне, тісті доңғалақтар орналасуына, тіс беттерінің қаттылығына байланысты және ендік коэффициенті бойынша кесте немесе графигі бойынша алдын-ала тандап алынады.

Анықталған осьара қашықтығы мәнін стандартты емес берілістер үшін алынған қалыпты сызықтық өлшемдердің Ra20 қатары бойынша ең жақын үлкен мәнге дейін дөңгелектеу ұсынылады.

Жабық цилиндрлі тісті берілістердің геометриялық есебі

Ең алдымен осьара қашықтығына байланысты ілініс модулін анықтайды m (m_n қиғаш тістер үшін) $m_n = (0,01...0,02)a_w$, егер $H1$ и $H2 \leq 350$ НВ немесе $m_n = (0,016...0,0315)a_w$, егер $H1$ и $H2 > 350$ НВ.

Қиғаш тістері үшін көлбеу бұрышы келесі аралықта тандап алынады $\beta = 8...20^\circ$.

Әрі қарай тістердің жалпы тіс санын анықтайды және кесте 2.1 бойынша тісті доңғалақтардың геометриялық параметрлері анықталады.

Доңғалақтың жұмыс ені қалыпты сызықтық өлшемдердің $Ra20$ қатарынан бүтін санға дейін есептеледі және дөңгелектенеді.

Доңғалақтардың диаметрлі өлшемдерін есептеу дәлдігі 0,001 мм-ден аспауы керек. Берілістегі ілінісу бұрышы тістер профиль бұрышына тең қабылдайды: $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$.

Кесте 2.1 Цилиндрлі тісті берілістің геометриялық параметрлері

Параметрлер	Белгілеуі	Өлшем.	Формула
1	2	3	4
Тістегеріш пен тісті доңғалақтың жалпы тіс саны: тік тісті доғалақтар үшін; қиғаш тісті доғалақтар үшін.	z_Σ	-	$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w/m,$
		-	$z_\Sigma = z_1 + z_2 = 2a_w \cos\beta/m_n.$
Тістегеріштің тіс саны	z_1	-	$z_1 = z_\Sigma/(u \pm 1)$
Тісті доңғалақтың тіс саны	z_2	-	$z_2 = z_\Sigma - z_1$
Берілістің нақты беріліс саны	u_ϕ	-	$u_\phi = z_2/z_1$
Нақты осьара қашықтығы	$a_{w\phi}$	мм	$a_{w\phi} = m(z_1 + z_2)/2$
Тістердің нақты көлбеулігі	β	град.	$\beta = \arccos(z_\Sigma m_n / (2a_{w\phi}))$
Тісті доңғалақтың ені	$b_2 = b_w$	мм	$b_w = \psi_{ba} \cdot a_{w\phi}$
Тістегеріштің ені	b_1	мм	$b_1 = b_2 + (5...7) \text{ мм}$
Бөлгіш диаметры: тік тісті доғалақтар үшін; қиғаш тісті доғалақтар үшін.	$d_{1,2}$	мм	$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$
			$d_{1,2} = m_n z_{1,2} / \cos\beta$

1	2	3	4
Тістердің дөнес диаметры: тік тісті доғалақтар үшін; қиғаш тісті доғалақтар үшін.	$d_{a1,2}$	мм	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m$
			$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m_n$
Тістердің ойыс диаметры: тік тісті доғалақтар үшін; қиғаш тісті доғалақтар үшін.	$d_{f1,2}$	мм	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m$
			$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m_n$

Жабық цилиндрлі берілістің тексеру есебі

Доңғалақ тістерінің жұмыс беттерінің жанасу төзімділігіне тексеру. Есептеу келесі теңсіздіктерді сақтаудың әділдігін тексеруі керек [1]:

- тік тісті доғалақтар үшін

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\alpha} \sqrt{(u \pm 1)^3}}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]; \quad (2.20)$$

- қиғаш тісті доғалақтар үшін

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{M_2 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\alpha} \sqrt{(u \pm 1)^3}}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.21)$$

Барлық геометриялық параметрлері 2.1 кестеде анықталады. Қиғаш тісті берілістер үшін қосымша үстемелеу коэффициенті анықталады [1]:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta. \quad (2.22)$$

Динамикалық жүктеме коэффициентін анықтау үшін тісті доңғалақтардың шеңберлік жылдамдығы анықталады және сол бойынша дайындау дәлдік дәрежесі қабылданады.

$$V = \pi d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 1000) \quad (2.23)$$

Қиғаш берілісте теориялық тұрғыдан кем дегенде екі жұп тіс бір уақытта ілінеседі. Алайда, іс жүзінде тістерді кесу қателері екі жақты берілісті жоя алады, ал екінші жұптың тістері арасындағы бір жұптың жанасуымен тістердің серпімді деформациясына байланысты жүктеме кезінде жойылатын кішкене санылау болуы мүмкін.

Егер тексеру нәтижесінде берілістің айтарлықтай толық жүктелмеуі (10% - дан астам) анықталса, онда тісті доңғалақтар материалдарының

мүмкіндіктерін неғұрлым толық пайдалану мақсатында тісті тәждің жұмыс енін арақатынасы бойынша түзетуге болады:

$$b_{w \text{ уточн.}} = b_w \cdot \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2. \quad (2.24)$$

Тәждің жұмыс енінің нақтыланған мәнін қалыпты сызықтық мөлшерге дейін дөңгелектеу ұсынылады.

Тістерді иілу беріктігі бойынша тексеру.

Есептеу берілістегі әсер ететін жүктемелері мен олардың геометриялық параметрлерін анықтағаннан кейін тістегеріш пен тісті доңғалақтар үшін бөлек жасалады [8, 9].

Иілу беріктігіне тексеру үшін есептік кернеумен σ_F мүмкіндік кернеуді салыстырлады $[\sigma_F]$:

- тік тісті доғалақтар үшін

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m \cdot b_{w \text{ уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2} \quad (2.25)$$

- қиғаш тісті доғалақтар үшін

$$\sigma_{F1,2} = Z_{F\beta} \cdot \frac{F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F1,2}}{m_n \cdot b_{w \text{ уточн.}}} \leq [\sigma_F]_{1,2}, \quad (2.26)$$

мұнда $Z_{F\beta}$ - қиғаш тісті берілістегі беріктендіру коэффициенті,

$Z_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} \cdot Y_\beta}{\varepsilon_\alpha}$. Мұндағы Y_β - тістің көлбеулігіне байланысты, иілу беріктігін күшейту коэффициенті, $Y_\beta = 1 - \beta/140$. $K_{F\alpha}$ - тістер арасында күштердің біркелкі тарамауын есепке алатын коэффициент.

Ілініс кезіндегі пайда болатын шеңберлік күші келесі өрнекпен анықталады:

$$F_t = \frac{2M_1}{d_1}. \quad (2.27)$$

Ашық цилиндрлі тісті берілістің есебі

Ашық берілістердің жағдайлары мен сипатын ескере отырып (абразивті бөлшектердің ластануынан жеткіліксіз қорғаныс және нашар майлау кезінде абразивті тозудың жоғарылауы, біліктердің үлкен деформациясы, бұл ілінісу саңылауларының ұлғаюына, динамикалық жүктемелердің жоғарылауына, тозған тістердің беріктігінің төмендеуіне,

олардың көлденең қимасының азаюына және нәтижесінде тістердің сынуына әкеледі), бұл берілістерді иілу кернеулеріне сәйкес есептеу ұсынылады. Бұл берілістерде тіс үглеуі байқалмайды, өйткені тістердің беткі қабаттары шаршау жарықтары пайда болғанға дейін тозады және жойылады.

Иілу кернеулеріндегі ашық берілістерді жобалық есептеу үшін өрнектерден ілініс модулі анықталады [10]:

- тік тісті доғалақтар үшін

$$m \geq \sqrt[3]{2M_3 K_F Y_F / (Z_3 \cdot \psi_{bm} \cdot [\sigma_F])}, \quad (2.28)$$

- қиғаш тісті доғалақтар үшін

$$m_n \geq \sqrt[3]{2MK_F K_{F\alpha} Y_F Y_\beta \cos \beta / (Z \psi_{bm} [\sigma_F])}, \quad (2.29)$$

мұнда z_3 – ашық берілістегі тістегеріштің тіс саны; $\psi_{bm} = b_w / m$ – доғалақтың модуль бойынша ендік коэффициенті $\psi_{bm} = 10 \dots 15$; $[\sigma_{F1}]$ – тістегеріш үшін мүмкіндік кернеуі, Н/мм²; M_3 – тістегеріштегі айналу моменті, Н·мм.

Модульдің анықталған мәні модульдердің стандартты қатарындағы мәнге дейін дөңгелектенеді.

Модульдің мәнін біле отырып, тістегеріш пен тісті доғалақтың геометриялық өлшемдері 2.1-кестеге сәйкес анықталады.

Тісті берілістердің есептеу әдіснамасы

Жабық берілістің жобалық есебі кинематикалық есептеуден кейін жүзеге асырылады, онда беріліс қатынасы, айналу жиілігі, бұрыштық жылдамдық және біліктердің айналу моменттері анықталды. Қажет болса, кейбір параметрлер (куат, тиімділік және т.б.) оларды толықтыруға болады.

Берілісті есептеу тәсілі ұсынылады:

1. тістегеріш пен доғалақ үшін материалды тандап, рұқсат етілген кернеуді анықтаңыз (жанасу және иілу);

2. тәж енінің коэффициенттерін ψ_{ba} немесе ψ_{bd} және $K_{H\beta}$ немесе $K_{F\beta}$ күштерінің концентрациясын алдын-ала қабылдап алыңыз;

3. жабық беріліс үшін a_w осьара қашықтықты, ашық немесе жабық жоғары қатты тістер берілістер үшін ілініс модулін анықтаңыз;

4. геометриялық параметрлерді есептеңіз;

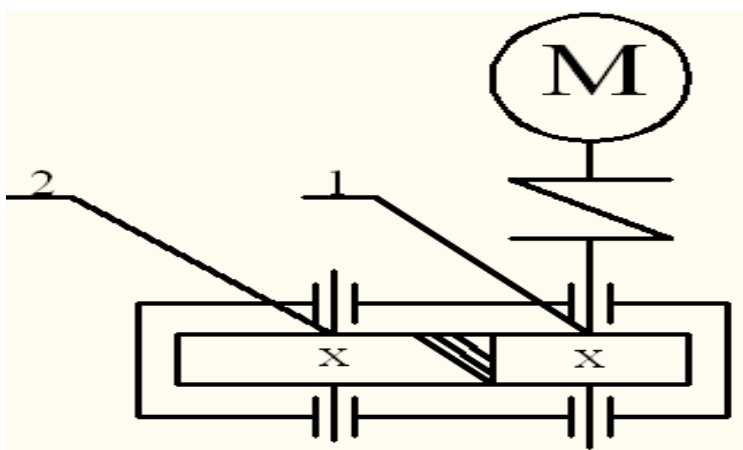
5. осьара қашықтықты нақтылаңыз және тістегеріш пен доғалақтың енін анықтаңыз;

6. шеңберлік жылдамдықты есептеңіз және доғалақтардың дайындау дәлдігінің тиісті дәрежесін тағайындаңыз;

7. K_H және K_F жүктеме коэффициенттерінің мәндерін нақтылау;
8. берілісте әсер ететін күштерді анықтаңыз;
9. есептеу кернеуін тексеріңіз және беріліс параметрлерін өзгертуге рұқсат етілген жағдайда (a_ω , m) немесе термиялық өңдеу өзгертіңіз.

Мысал. Цилиндрлі қиғаш тісті берілісті төменгі берілгендерге байланысты есептеу қажет (2.8 - сурет).

Берілгені: Жұмыс тетіктеріне берілетін қуат $P_{ш}=12,2$ кВт, шығыс біліктегі айналыс саны $n_{ш}=192\text{мин}^{-1}$, бәсеңдеткіштің беріліс саны $U_{ред.}=5$, электроқозғалқыштың айналу саны $n_{синх.}=1000\text{айн/мин}$.



2.8 – сурет. Цилиндрлі тісті беріліс

Шешім

I. Кинематикалық есептеуі және электроқозғалқышты таңдап алу.

1. Жалпы пайдалы әсер коэффициентін анықтаймыз:

$$\eta_{ж} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3^n = 0.98 * 0.99 * 0.995^2 = 0.96,$$

мұнда $\eta_1 = 0.98$ – цилиндрлі берілістің ПӘК; $\eta_2 = 0.99$ – жалғастырғыштың ПӘК; $\eta_3 = 0.995$ – білік мойынтіректеріндегі шығындар.

2. Жетекке қажетті қуатты анықтаймыз:

3.

$$P_k = P_{ш} / \eta = 12,2 / 0,96 = 12,7 \text{ кВт} .$$

3. Электроқозғалқышты таңдап алу үшін қажетті қуаты мен біліктің айналу санын қолданамыз. К-1 қосымша бойынша АОП2-62-6, $P_{ном}=13\text{кВт}$, $n_{ном}=970\text{айн/мин}$ электроқозғалқышын таңдапаламыз [6, 7].

4. Біліктердің айналу n санымен бұрыштық ω жылдамдықтарын анықтаймыз.

жетекші біліктің айналу саны:

$$n_1 = 970 \text{ айн/мин} ;$$

жетекші біліктің бұрыштық жылдамдығы:

$$\omega_1 = (\pi * n_1) / 30 = (3,14 * 970 / 30) = 101,5 \text{ рад/с};$$

жетектегі біліктің айналу саны:

$$n_2 = n_1 / U_{\text{ред}} = 970 / 5 = 194 \text{ айн/мин};$$

жетектегі біліктің бұрыштық жылдамдығы:

$$\omega_2 = \omega_1 / U_{\text{ред}} = 101,5 / 5 = 20,3 \text{ рад/с};$$

5. Біліктердің айналу моментерін табамыз.

жетекші біліктің айналу моменті:

$$M_1 = P_k / \omega_1 = (12,7 * 10^3 / 101,5) = 125 \text{ Н*м} = 125 * 10^3 \text{ Н*мм};$$

жетектегі біліктің айналу моменті:

$$M_2 = M_1 * U_{\text{ред}} = 125 * 10^3 * 5 = 625 * 10^3 \text{ Н*мм};$$

II. Тісті доңғалақтардың материалын және мүмкіндік кернеулерін таңдап алу.

1. Материалды габариттік өлшемдеріне сәйкес алыну керек. К-1.2 кесте бойынша Сталь 45 материалын таңдап аламыз. Оның термиялық өңдеу – жақсарту [6, 7].

Қаттылығы тістегеріш үшін HB230, тісті доңғалақ үшін HB200

2. Мүмкіндік кернеулерді 1.1 формула бойынша есептейміз [6, 7]:

Тістегеріш үшін:

$$[\sigma]_H = ((\sigma_{HlimB}) / [n]_H) * K_{HL} = ((2 * 230 + 70) / 1,15) * 1 = 460,8 \text{ Н/мм}^2;$$

Тісті доңғалақ үшін:

$$[\sigma]_H = ((2 * 200 + 70) / 1,15) * 1 = 408 \text{ Н/мм}^2;$$

Екі кернеуінен ең кіші мәнін аламыз себебі берктік көрсеткіштері аз болады.

III. Цилиндрлі берілістегі тісті доңғалақтарды есептеу

1. Осыаралық қашықтығын 1.3 формула бойынша анықтаймыз [6].

Алдын – ала доңғалақтың осыаралық енінің қатынас коэффициентін $\psi_{\text{ва}} = v/a = 0,4$ және жүктеу коэффициентін $K_{H\beta} = 1,25$ қабылдап аламыз.

$$a_{\omega} = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \times u} \right)^2 \frac{M_2 \times K_{H\beta}}{\psi_{\text{ва}}}} = (5 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{408 \times 5} \right)^2 \frac{625 \times 10^3 \times 1,25}{0,4}} = 196 \text{ мм}$$

СТСЭВ229-75 стандарт бойынша $a_{\omega} = 200 \text{ мм}$ қабылдаймыз.

2. Қалыпты модульін 1.4 формула бойынша анықтаймыз [6]:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) * a_{\omega} = (0,01 \div 0,02) * 200 = 2 \div 4 \text{ мм};$$

СТСЭВ310-76 стандарт бойынша $m_n = 2,5 \text{ мм}$ қабылдаймыз.

3. Тістегеріш пен доңғалақтың тіс санын 1.5, 1.6, 1.7 формула бойынша анықтаймыз. Ол үшін алдын-ала тістердің көлбеулігін $\beta = 10^\circ$ қабылдаймыз [6].

тістегеріштің тістер саны:

$$Z_1 = (2 * a_{\omega} * \cos \beta) / ((u + 1) * m_n) = (400 * 0,985) / 15 = 26,2;$$

$Z_1=26$ деп қабылдаймыз.
тісті доңғалақтың тістер саны:

$$Z_2=Z_1*u=26*5=130;$$

4. Тістердің көлбеулігін дәлелдейміз.

$$\cos\beta = ((Z+Z_2)*m_n)/2*a_\omega = ((26+130)*2.5)/2*200 = 0.9750;$$

$$\beta=12^\circ 50'$$

5.Тістегеріш пен тісті доңғалақтың геометриялық өлшемдері
1.1- кесте бойынша анықтаймыз [6].

Доңғалақтардың бөлгіш диаметрлері:

$$d_1 = (m_n / \cos \beta) * Z_1 = (2,5/0,975)*26 = 66,55 \text{ мм};$$

$$d_2 = (m_n / \cos \beta) * Z_2 = (2,5/0,975)*130 = 333,45 \text{ мм};$$

Осыара қашақтаған тексеру:

$$a_\omega = (d_1+d_2)/2 = (66,55+333,45)/2 = 200 \text{ мм};$$

Тістердің дөңес диаметрлері:

$$d_{a1} = d_1 + 2 * m_n = 66,55 + 2 * 2,5 = 71,55 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 * m_n = 333,45 + 2 * 2,5 = 338,45 \text{ мм};$$

Тістердің ойыс диаметрлері:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 * m_n = 66,55 - 2,5 * 2,5 = 60,3 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 * m_n = 333,45 - 2,5 * 2,5 = 327,2 \text{ мм};$$

Тістері доңғалақтың ені:

$$b_2 = \psi_{ba} * a_\omega = 0,9 * 200 = 80 \text{ мм};$$

Тістегеріштің ені:

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 80 + 5 = 85 \text{ мм};$$

Доңғалақтың енінің диаметріне қатынас коэффициенті:

$$\psi_{bd} = b_1/d_1 = 85/66,55 = 1,275;$$

6. Доңғалақтардың шеңбер жылдамдығын және берілісті дайындау,
дәлдік дәрежесін 1,9 формула бойынша анықтаймыз [6]:

$$v = \omega_1 * d_1/2 = (101,5*66,55)/2*10^3 = 3,38 \text{ м/с};$$

$v=$ Осы жылдамдыққа кесте -1.3 бойынша 9-ші дәлдік дәрежесін қабылдаймыз [6].

7. Жүктеу коэффициентін келесі формула бойынша анықтаймыз [6].

$$K_H = K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\gamma} = 1,15 * 1,16 * 1,0 = 1,334,$$

мұндағы, $K_{H\beta}$ - шоғырлану коэффициенті, $K_{H\beta}=1,50$ К-1.5 кесте бойынша [6]; $K_{H\alpha}$ – жүктеме тіс арасында таралу коэффициенті, $K_{H\alpha}=1,16$ К-1.4

кесте бойынша [6]; $K_{H\beta}$ – динамикалық коэффициенті, $K_{H\beta}=1,0$ К-1.6 кесте бойынша [6].

8. Тістерді жанасу беріктігіне тексеру 1,11 формула бойынша өткіземіз:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{K_H M_2 (u+1)^3}{b_2 u^2}} = \frac{270}{200} \sqrt{\frac{625 \cdot 10^3 \cdot (5+1)^3 \cdot 1.334}{80 \cdot 5^2}} = 405 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_H = 408 \text{ Н/мм}^2$$

Беріктік шарты орындалды.

9. Ілінісудегі әсер ететін күштерді 1.12, 1.14, 1.15 формула бойынша анықтаймыз [6].

$$\text{Шеңберлік күш } F_t = 2M_1/d_1 = (2 \cdot 125 \cdot 10^3) = 3750 \text{ Н};$$

$$\text{Радиалды күш } F_r = F_t \cdot \tan \alpha / \cos \beta = 3750 \cdot (\tan 20^\circ) = 1400 \text{ Н};$$

$$\text{Осьтік күш } F_a = F_t \cdot \tan \beta = 3750 \cdot \tan 12^\circ 50' = 830 \text{ Н};$$

мұнда α – тіс профилінің бұрышы, $\alpha=20^\circ$; β – тістердің көлбеу бұрышы, град.

10. Иілу кезіндегі жүктеу коэффициентінің К-1.7, К-1.8 кесте бойынша анықтаймыз [6].

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1.33 \cdot 1.3 = 1.73$$

11. Тістің беріктік коэффициентін анықтаймыз.

Тістің беріктік коэффициенті келтірген тіс саны бойынша анықталады:

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 26 / 0.975^3 = 28$$

$$Z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 130 / 0.975^3 = 140$$

Кесте бойынша оларға сәйкес келетін тістің беріктік коэффициенті

$$Y_{F1}=3.84, Y_{F2}=3.60.$$

z	...	17	20	25	30	40	50	60	70	80
---	-----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Y_F	...	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,61
-------	-----	------	------	------	------	------	------	------	------	------

12. Иілу кезіндегі мүмкіндік кернеулерін анықтаймыз.

$$[\sigma_A] = \frac{\sigma_{F \lim}^o}{[n]_F}; \quad \sigma_{F \lim}^o = 1.8 HB$$

Тістегеріш үшін:

$$[\sigma]_{F1} = (1.8 \cdot 230) / 1.75 = 237 \text{ Н/мм}^2$$

Тісті доңғалақ үшін:

$$[\sigma]_{F2} = (1.8 \cdot 200) / 1.75 = 206 \text{ Н/мм}^2$$

Беріктік көрсеткіштердің қатынасын анықтаймыз:

$$[\sigma]_{F1} / Y_{F1} = 237 / 3.84 = 62 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma]_{F2} / Y_{F2} = 206 / 3.60 = 57.5 \text{ Н/мм}^2$$

Анықталған қатынасы бойынша беріктігі төмен тістер үшін иілу беріктігіне тексеру жүргіземіз.

Тістердің көлбеулігін есептеу коэффициенті:

$$Y_{\beta}=1-(\beta /140)=1-(12,8/140)=1-0,09=0,91$$

Тістер арасында күштің бір қалыпта таралмауын есептеу коэффициенті қабылдап аламыз $K_{F\alpha}=0,75$.

13. Тістерді иілу беріктігіне тексеруді 1.16 формула бойынша өткіземіз [6]:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_F Y_{\beta} K_{F\alpha}}{b_2 m} = \frac{3750 \cdot 1,73 \cdot 3,6 \cdot 0,91 \cdot 0,75}{80 \cdot 2,5} = 80 \text{ Н / мм}^2 < [\sigma]_{F2} = 206 \text{ Н / мм}^2 .$$

Иілу беріктік шарты орындалды.

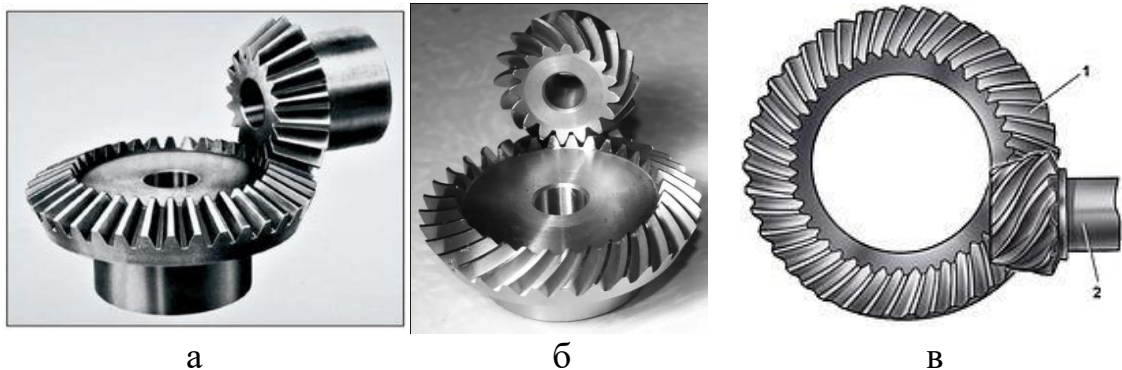
Бақылау сұрақтары

1. Тісті берілістердің түрлері және олардың қолдану салалары?
2. Тісті берілістерді басқа берілістерімен салыстарғанда артықшылықтары мен кемшіліктері қандай?
3. Тік және қиғаш тістердегі ілініс модульдердің айырмашылығы.
4. Ашық тісті берілістердің ілініс модулі қалай анықталады?
5. Жабық тісті берілістердің ілініс модулі қалай анықталады?
6. Тісті доңғалақтың диаметрі қалай анықталады?
7. Тісті доңғалақтың ең кіші мүмкіндік тіс саны қандай?
8. Тісті берілістегі ең кіші мүмкіндік беріліс саны қандай?
9. Бір және бірнеше саттылы тісті берілістердің беріліс саны қалай анықталады?
10. Тісті берілістегі біліктерге әсер ететін қысым күші қалай анықталады?
11. Тісті доңғалақтар қай материалдардан жасалынады?
12. Тісті доңғалақтардың ось ара қашықтығы қалай анықталады?
13. Тістердің істен шығу жағдайлары қандай және оларды қай кернеулер арқылы есептейді?
14. Доңғалақ тістерің иілуге қалай есептейді?
15. Доңғалақ тістерің жанасу беріктігіне қалай есептейді?
16. Қандай доңғалақты тістерің жанасу беріктік бойынша және қандай доңғалақты тістерің иілу беріктік бойынша есептейді?
17. Бәсеңдеткіш пен ұлғайберілістің айырмашылығы?
18. Тісті берілістерді топтастыру?

3. КОНУСТЫ БЕРІЛІСТЕР

3.1 Жалпы мағлұматтар

Берілістің тісті доңғалақтары конус тәрізді болғандықтан оларды конусты берілістер деп атайды және олар айналу моментін екі қиылысқан біліктер аралығында береалады (3.1-сурет) [1, 2].



3.1 – сурет. Конусты берілістер: а – тік тісті; б – қиғаш тісті; в – қисық сызықты (дөңгелек) тісті

Конусты берілістердің цилиндрлі тісті берілістермен салстырғанда келесі артықшылықтары бар. Біріншіден конусты тісті берілістер қозғалыспен қуатты біліктер арасында әр түрлі бұрышпен береалады, ең көп таралғаны 90^0 . Екіншіден конусты берілістердің тісті доңғалақтары жоғары жылдамдықпен істеі алады себебі оларда қисық сызықты тістер пайдаланады. Соңымен бірге конусты берілістердің кемшіліктері бар. Біріншіден конусты берілістегі тісті доңғалақтарын дайындау қиындығы, себебі оларда конус құраушы мен тіс бұрыштарын шығару күрделі. Екіншіден конусты берілістерді құрастыру үшін арнайы жабдықтар қажет, себебі конус болғасын тістер арасындағы саңылауды келтіру қиын. Үшіншіден конусты берілісте осьара қашықтығы орынына конус қашықтығы $-R_e$ бастапқы есебіне алынады [4, 5].

Конус қашықтығы $-R_e$ деп доңғалақтың шеткі тістің төбесінен екі геометриялық осьтерінің қиылысу нүктесіне дейін қашықтықты айтады. Егер тісті доңғалақты конусты үшбұрышты фигура деп есепке алсақ, онда оның гипотенузасы конус қашықтығына тең, ал катетін біреуі сол доңғалақтағы диаметрінің жартысы (3.2-сурет)

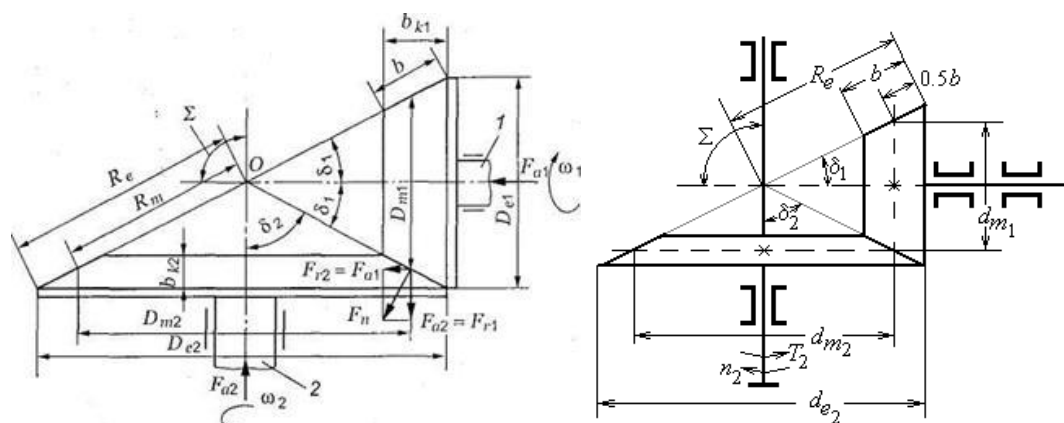
$$R_e = \frac{d_1}{2\sin\delta_1} = \frac{d_2}{2\sin\delta_2} = \frac{1}{2} m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad (3.1)$$

мұнда m_{te} - шеңберлік сыртқы модулі.

Конусты берілістің кинематикалық көрсеткіші келесі формула бойынша анықталады:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \operatorname{ctg} \delta_2, \quad (3.2)$$

$$u = 2 \div 4.$$



3.2 – сурет. Конусты берілістің параметрлері

Конусты берілістің негізгі геометриялық параметрі модуль мәнін доңғалақ диаметр мен тістер қатынасы арылы табамыз. Ал ілініс күштерді және иілу беріктігіне тексеру орта модуль бойынша шешіледі. Оның анықтау жолы келесі формуламен есептеледі:

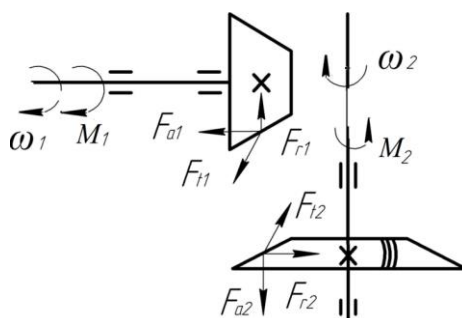
$$m_{t_m} = \frac{d_m}{z}. \quad (3.3)$$

Конусты тісті дөңгелектердің негізгі өлшемдері ГОСТ 19 325-73 және 19 624-75 шектелген [11].

Конусты берілістегі әсер ететін күштерді анықтау жолы цилиндрлі берілістегі есебімен бірдей, бірақ кейбір ерешіліктері келсі өрнектерде және 3.3-суретте көрсетілген:

$$\overline{F}_{r1} = -\overline{F}_{a2}; \quad \overline{F}_{r2} = \overline{F}_{a1}; \quad \overline{F}_{t1} = -\overline{F}_{t2}.$$

$$F_t = 2M/d; \quad F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \quad (3.4)$$



3.3 – сурет. Конусты берілістегі әсер ететін күштер

3.2 Конусты тісті берілістің есебі

Жабық конусты берілістердің жанасу беріктігі бойынша тексеру есебі келесі өрнекпен орындалады:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \sqrt{\frac{PK\sqrt{u^2+1}}{0,85d_1bu}} \text{ немесе } \sigma_H = \frac{335}{R_e-0,5b} \sqrt{\frac{KM_2\sqrt{(u^2+1)^3}}{bu^2}} \quad (3.5)$$

мұндағы $M_2 - H_{mm}$ доңғалақтағы момент, b – тістің ұзындығы, мм.

Жабық конусты берілістердің жанасу беріктігі бойынша жобалау есебінде диаметрі бойынша ендік коэффициенті $\varphi_m = \frac{b}{d}$ орынына конус қашықтың есепке алып конусты тісті берілістердің диаметрін анықтаймыз:

$$d_{e2} = 2\sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{KM_2u}{(1-0,5\varphi_{Re})}}, \quad (3.6)$$

мұнда $\varphi_{Re} = \frac{b}{R_e} \leq 0,3$ - ендік коэффициент; K - күш шоғырлану коэффициенті.

Егер конусты берілістегі доңғалақтардың тістері қиғаш немесе қисық сызықты болса, онда олардың тексеру және жобалау есебі келесі жолмен орындалады:

$$\sigma_H = \frac{270}{R_e-0,5b} \sqrt{\frac{KM_2\sqrt{(u^2+1)^3}}{bu}}. \quad (3.7)$$

$$d_{e2} = 2\sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{KM_2u}{(1-0,5\varphi_{Re})^2 \varphi_{Re}}}, \quad (3.8)$$

Конустық беріліс параметрлерін геометриялық есептеу 3.1 кестесімен анықталады.

Кесте 3.1 Геометриялық параметрлері

Параметрлер	Белг.	Өлшем.	Формула
1	2	3	4
Бөлгіш диаметрі	d_{e1}	мм	$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u_p}$
Доңғалақтың тістер саны	z_2	-	$z_2 = z_1 u$
Беріліс қатынасы	u_ϕ	-	$u_\phi = z_2 / z_1$
Бөлгіш бұрыштары	$\delta_{2\phi}$	град.	$\delta_{2\phi} = \arctg u_\phi$
	$\delta_{1\phi}$		$\delta_{1\phi} = 90 - \delta_{2\phi}$
Сыртқы шеңберлік модулі	m_e	мм	$m_e = d_{e2} / z_2$
Нақты бөлгіш диаметрлері	$d_{e1,2\phi}$	мм	$d_{e1,2\phi} = m_{e\phi} \cdot z_{1,2}$
Сыртқы конус қашықтығы	R_e	мм	$R_e = \frac{d_{e2\phi}}{2 \cdot \sin \delta_{2\phi}}$
Тіс ұзындығы	b_w	мм	$b_w = \psi_{bRe} R_e$

1	2	3	4
Орта модулі	m_m	мм	$m_m = m_{e\phi}(1 - 0,5 b_w / R_e)$
Орта бөлгіш диаметрі	d_{m1}	мм	$d_{m1} = m_m \cdot z_1$
Тіс ұшының биіктігі	h_{ae}	мм	$h_{ae} = m_{e\phi}$
Тіс табанының биіктігі	h_{fe}	мм	$h_{fe} = 1,2 m_{e\phi}$
Сыртқы дөнес диаметрі	$d_{ae1,2}$	мм	$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_{1,2}$
Тіс табанының бұрышы	θ_f	град.	$\theta_f = \arctg(h_{fe} / R_e)$

Конусты берілістегі доңғалақтың тістері ені бойынша бір қалыпты болмайды, табаны жағыны жалпақтау ортасына барай жіңішке болып өзгереді, сондықтан иілу беріктігі бойынша есептеу үшін тістің ортасы алынады. Осындай жағдайда есептеу үшін шартты түрінде келтірген диаметрі мен келтірген тіс саны келесі формула бойынша анықталады:

$$d_v = \frac{d_m}{\cos \delta} \text{ және } z_v = \frac{z}{\cos \delta} \quad (3.9)$$

Осы шарттарды пайдаланып және әсер ететін шеңберлік күш мәні шамамен 10-20 пайызға төмендеуі мүмкін деп иілу беріктігі бойынша тексеруі келесі жолмен анықталады:

$$\sigma_u = \frac{F_t Y_F K_F}{0,85 b m_{tm}} \leq [\sigma]_u \quad (3.10)$$

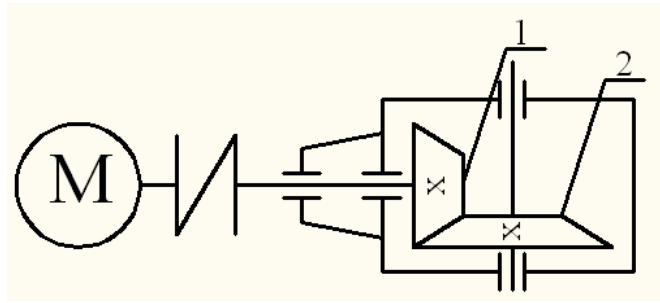
Жоғарыда аталған шарттарды пайдаланып және модуль бойынша ендік коэффициентін $\varphi_m = \frac{b}{m_{tm}}$ енгізіп және $F_t = \frac{2M}{m_{tm} z}$ арқылы өрнектеп жобалау есебі келесі жолмен анықталады:

$$m_{tm} = 3 \sqrt{\frac{2,35 K_F M Y_F}{[\sigma]_u \psi_m z}} \quad (3.11)$$

Конустық берілістерді есептеу цилиндрлік берілістерді есептеу сияқты ретпен жүзеге асырылады.

Конустық берілісті есептеуді орындау кезінде ұсыныстар бойынша негізгі параметрлер мен есептеу коэффициенттерінің мәндерін қабылдай отырып, тиісті формулалар (3.1)...(3.11), 3.1 кестелер және т.б. пайдаланылады.

Мысал. Конусты тісті берілісті төменде берілген мәліметтеріне байланысты есептеу қажет (3.4 - сурет).



3.4 – сурет. Конусты тісті беріліс

Берілгені: $P_{ш.}=12,2$ кВт; $U_{ред.}=3,15$; $n_{дв.синх.}=1000$ айн/мин.

Шешім

I. Кинематикалық есептеу және электроқозғалтқышты таңдап алу.

1. Жалпы пайдалы әсер коэффициенті анықтаймыз:

$$\eta_{ж} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3^n = 0.97 * 0.99 * 0.995^2 = 0.95;$$

мұндағы $\eta_1=0.97$ – конусты тісті берілістің ПӘК; $\eta_2=0,99$ – муфтаның ПӘК; $\eta_3=0,995$ – мойынтіректің ПӘК; $n=2$ – мойынтірек (тірек) жұптары.

2. Жетекке қажетті қуатты анықтаймыз:

$$P_k = P_{шығ} / \eta_{ж} = 12,2 / 0,95 = 12,8 \text{ кВт};$$

3. Электроқозғалтқышты таңдап алу үшін қажетті қуатты және біліктің айналу санын қолданамыз. $K_1=1$ қосымша бойынша АПО2-62-6 $P=13$ кВт; $n_{дв.синх.}=970$ айн/мин электроқозғалтқышты таңдап аламыз [6].

4. Біліктердің айналу n санымен бұрыштық ω жылдамдықтарын анықтаймыз.

жетекші біліктің айналу саны: $n_1 = n_{ном} = 970$ айн/мин;

жетекші біліктің бұрыштық жылдамдығы:

$$\omega_1 = (\pi * n_1) / 30 = (3.14 * 970) / 30 = 101.5 \text{ рад/с};$$

жетектегі біліктің айналу саны:

$$n_2 = n_1 / U_{ред.} = 970 / 3.15 = 308 \text{ айн/мин};$$

жетектегі біліктің бұрыштық жылдамдығы:

$$\omega_2 = \omega_1 / U_{ред.} = 101.5 / 3.15 = 32.2 \text{ рад/с};$$

5. Біліктердің айналу моментін табамыз.

жетекші біліктің айналу моменті:

$$M_1 = P_{k1} / \omega_1 = 12.8 * 10^3 / 101.5 = 126 * 10^3 \text{ Н*мм};$$

жетектегі біліктің айналу моменті:

$$M_2 = M_1 * U_{ред.} = 126 * 10^3 * 3.15 = 400 * 10^3 \text{ Н*мм};$$

II. Тісті доңғалақтар материалдарын және мүмкіндік кернеулерін таңдап алу.

1. Тісті доңғалақтардың материалдарын габариттік өлшемдерін шамамен сәйкес алу керек. Тістегеріштің бастапқы дайындамалық диаметрі

шамамен 100мм, ал тісті доңғалақтың 300мм деп қабылдаймыз. К-1.2 кесте бойынша Сталь 40Х материалын қабылдаймыз. Оның термиялық өңдеуі – жақсарту. Қаттылығы– тістегеріштің HB270; тісті доңғалақтың HB245 [6].

2. Мүмкіндік кернеулерді 2.1 формула бойынша анықтаймыз [6]:

Тістегеріш үшін $[\sigma]_H = \sigma_{Hcm} / [\eta]_H * K_{Hl} = (2*270+70)/1.16 = 530 \text{ Н/мм}^2$;

Тісті доңғалақ үшін $[\sigma]_H = (2.245+70)/1.16 = 485 \text{ Н/мм}^2$;

Одан әрі беріктік бойынша есептеу жолдары тек қана тісті доңғалақ арқылы жүргізіледі. Себебі оның мүмкіндік жанасу беріктігі төмен.

III. Берілістегі тісті доңғалақтарды есептеу

1. Тісті доңғалақтың сыртқы бөлгіш диаметрін жанасу беріктік бойынша жобалаймыз [6]. Ол үшін алдын-ала доңғалақтың енінің сыртқы конустық қашықтығына қатынас коэффициентін $\psi_{BRE} = 0.285$ және жүктеу коэффициенттің $K_{HB} = 1.35$ деп қабылдап аламыз [6]:

$$d_{e2} = 23 \sqrt{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{M_2 K_{H\beta} u}{(1 - 0.5 \psi_{BRE})^2 \psi_{BRE}}} = 23 \sqrt{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{400 \cdot 10^3 \cdot 1.35 \cdot 3.15}{(1 - 0.5 \cdot 0.285)^2 \cdot 0.285}} = 312 \text{ мм}$$

МЕСТ 12289-76 стандарт бойынша $d_{e2} = 315 \text{ мм}$ қабылдап аламыз [6].

2. Тістегеріш пен доңғалақтың тіс санын 2.4 формула бойынша анықтаймыз [6].

Тістегеріштің тіс санын $z_1 = 25$ қабылдаймыз.

Тісті доңғалақтың тіс санын $z_2 = z_1 * U_{ред.} = 25 * 3.15 = 78.75$;

$z_2 = 79$ деп қабылдаймыз.

3. Бәсендеткіштің беріліс санын дәлелдейміз.

$$U_{ред.} = z_2 / z_1 = 79 / 25 = 3.16;$$

ауытқу $\Delta = ((3.16 - 3.15) / 3.15) * 100 = 0.32\% < [\Delta] = 3\%$

4. Сыртқы шеңберлік модулін 2.5 формула бойынша анықтаймыз [6].

$$m_{te} = d_{e2} / z_2 = 315 / 79 = 3.98 \approx 4 \text{ мм};$$

5. Сыртқы бөлгіш диаметрін дәлелдейміз:

$$d_{e2} = m_{te} * z_2 = 4 * 79 = 316 \text{ мм};$$

ауытқу $\Delta = ((316 - 315) / 315) * 100 = 0.32\% < [\Delta] = 3\%$

6. Бөлгіш конустың бұрыштарын К-2.1 кесте бойынша анықтаймыз [6]:

Доңғалақтың конустық бөлгіш бұрышы:

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3.16 = 72^\circ 26';$$

Тістегеріштің конустық бөлгіш бұрышы:

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90 - 72^\circ 26' = 17^\circ 34';$$

7. Сыртқы конус қашықтығын анықтаймыз:

$$R_e = 0.5 * m_{te} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0.5 * 4 * \sqrt{25^2 + 79^2} = 166 \text{ мм};$$

8. Тіс ұзындығын анықтаймыз.

$$B = \psi_{BRE} * R_e = 0.285 * 166 = 47.3 \text{ мм} \quad B = 48 \text{ мм};$$

9. Доңғалақтардың диаметрлерін анықтаймыз.

Тістегеріштің сыртқы бөлгіш диаметрі.

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм};$$

Тістегеріштің орташа бөлгіш диаметрі.

$$d_1 = 2 \cdot (R_e - 0.5 \cdot B) \cdot \sin \delta_1 = 2 \cdot (166 - 0.5 \cdot 48) \cdot \sin 17^\circ 34' = 85.77 \text{ мм};$$

Донғалақтардың тістер биіктігінің сыртқы диаметрлері

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 17^\circ 34' = 107.62 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2 = 316 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 72^\circ 26' = 318.41 \text{ мм};$$

10. Орташа шеңберлік модулін анықтаймыз:

$$m = d_1 / z_1 = 85.77 / 25 = 3.43 \text{ мм}.$$

11. Тістегеріштің енінің орташа диаметріне қатынас коэффициентін анықтаймыз [6].

$$\psi_{bd} = B / d_1 = 48 / 85.77 = 0.56;$$

12. Донғалақтардың шеңбер жылдамдығын және берілісті дайындау дәлдік дәрежесін анықтаймыз [6]:

$$v = \omega_1 \cdot d_1 / 2 = 101.5 \cdot 85.77 / 2 \cdot 10^3 = 4.35 \text{ м/с};$$

К-1.3 кесте бойынша, анықталған жылдамдыққа 7-ші дәлдік дәрежесі сәйкес келеді [6].

13. Жүктеу коэффициентін 2.8 формула бойынша анықтаймыз.

$$K_H = K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\gamma} = 1.0 \cdot 1.23 \cdot 1.05 = 1.30;$$

мұндағы, $K_{H\beta}$ - шоғырлану коэффициенті, $K_{H\beta} = 1.23$ К-1.5 кесте бойынша [6]; $K_{H\alpha}$ - жүктеме тіс арасында таралу коэффициенті, $K_{H\alpha} = 1.0$ К-1.4 кесте бойынша [6]; $K_{H\gamma}$ - динамикалық коэффициенті, $K_{H\gamma} = 1.05$ К-1.6 кесте бойынша [6].

14. Тістерді жанасу беріктігіне тексеру 2.9 формула бойынша өткіземіз [6]:

$$\sigma = \frac{335}{R_e - 0.5B} \sqrt{\frac{M_2 K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{v u^2}} = \frac{335}{166 - 0.5 \cdot 48} \sqrt{\frac{400 \cdot 10^3 \cdot 1.3 \sqrt{(3.16^2 + 1)^3}}{48 \cdot 3.16^2}} = 470 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_H = 485 \text{ Н/мм}^2$$

Беріктік шарты орындалды.

14. Ілінісудегі әсер ететін күштерді анықтаймыз [6].

$$\text{Шеңберлік күші: } F_t = 2M_1 / d_1 = (2 \cdot 126 \cdot 10^3) / 85.77 = 2940 \text{ Н}$$

Тістегеріштегі радиалды күш тісті донғалақтағы осьтік күшіне тең

$$\text{болады: } F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 2940 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 17^\circ 34' = 1020 \text{ Н};$$

Тістегеріштегі осьтік күші тісті донғалақтағы радиалды күшіне тең

$$\text{болады: } F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 2940 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 17^\circ 34' = 322 \text{ Н}.$$

15. Иілу кезіндегі жүктеу коэффициенті келесі формула бойынша анықталады:

$$K_F = K_{F\beta} \times K_{F\gamma} = 1.38 \cdot 1.35 = 1.86;$$

мұндағы, $K_{F\beta}$ - күш шоғырлану коэффициенті, $K_{F\beta} = 1.38$ К-1.7 кесте бойынша [6]; $K_{F\gamma}$ - динамикалық коэффициенті, $K_{F\gamma} = 1.35$ К-1.8 кесте бойынша [6].

16. Тістің беріктік коэффициентін анықтаймыз.

Тістің беріктік коэффициенті келтірген тіс саны бойынша анықталады:

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos \delta_1 = 25 / \cos 17^\circ 34' = 26,$$

$$Z_{v2} = Z_2 / \cos \delta_2 = 79 / \cos 72^\circ 26' = 262,$$

Кесте бойынша оларға сәйкес келетін тістің беріктік коэффициенті
 $Y_{F1} = 3.88$, $Y_{F2} = 3.60$.

17. Иілу кезіндегі мүмкіндік кернеулерін анықтаймыз.

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F \lim}^0}{[n]_F}; \quad \sigma_{F \lim}^0 = 1.8 HB$$

Тістегеріш үшін: $[\sigma]_{F1} = (1.8 \cdot 270) / 1.75 = 280 \text{ Н/мм}^2$,

Тісті доңғалақ үшін: $[\sigma]_{F2} = (1.8 \cdot 245) / 1.75 = 250 \text{ Н/мм}^2$.

Беріктік көрсеткіштердің қатынасын анықтаймыз:

$$[\sigma]_{F1} / Y_{F1} = 280 / 3.88 = 72,4 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma]_{F2} / Y_{F2} = 250 / 3.60 = 69,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Анықталған қатынасы бойынша беріктігі төмен тістер үшін иілу беріктігіне тексеру жүргіземіз.

13. Тістерді иілу беріктігіне тексеруді өткіземіз [6]:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F Y_F}{b_2 m} = \frac{2940 \cdot 1,86 \cdot 3,6}{0,85 \cdot 48 \cdot 3,43} = 140 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_{F2} = 250 \text{ Н/мм}^2.$$

Иілу беріктік шарты орындалды.

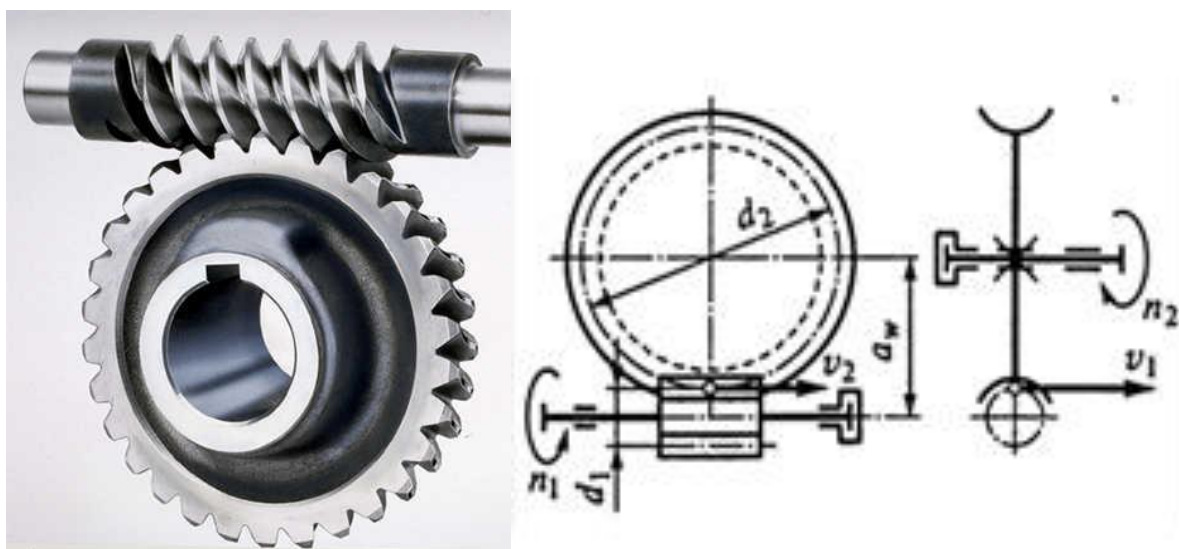
Бақылау сұрақтары

1. Ілініс модулі қалай анықталады?
2. Тістің бас жағындағы, немесе аяқ жағындағы қайсысы биік?
3. Қандай тісті беріліс конустық деп атайды?
4. Конусты тісті берілістің қолдану аясы?
5. Конусты тісті берілістің сызбасында, дайындағында негізгі геометриялық параметрлері қандай?
6. Ілігу полюсіндегі күштердің бір-біріне қатысы қалай болады?
7. Конусты тісті берілісінде әсер ететін осьтік күштердің бір-біріне қатысы қалай болады?
8. Конустық тісті доңғалақтарды есептеуде пайдаланатын күштер тістің қай қимасына әсер етеді?
9. Конусты тісті берілісінде қандай күш үлкен болады?
10. Конустық доңғалақтарда тістер биіктігі бойынша қандай турлерге бөлінеді?
11. Тістің биіктігі нешеге тең болады?
12. Конусты тісті берілістің беріктігі цилиндрлі берілісімен салыстырғанда айырмашылығы неде?
13. Конусты тісті берілістерде тістердің орналасуына байланысты түрлері қандай?
14. Конусты тістердің ілінісуі қалай реттеледі?
15. Конусты тістердің дұрыс ілінісуі қандай болуы тиіс?
16. Тістердің сыртқы мен орта шеңберлік модульдары қандай жағдайда бірдей болады?

4. БҰРАМДЫҚТЫ БЕРІЛІС

4.1 Жалпы мәліметтер

Бұрамдықты беріліс деп қозғалыс пен қуатты 90° айқасатын біліктер арасында беруге арналған берілістерді атаймыз (4.1-сурет) [1]. Бұрамдықты берілісінің қозғалысы бұрама жұптарының қозғалысына ұқсас. Бұрама қызметін бұрамдық атқарады да, ал тісті донғалағы кесіліп кері жайылған сомыны ұқсас.



4.1 – сурет. Бұрамдықты беріліс

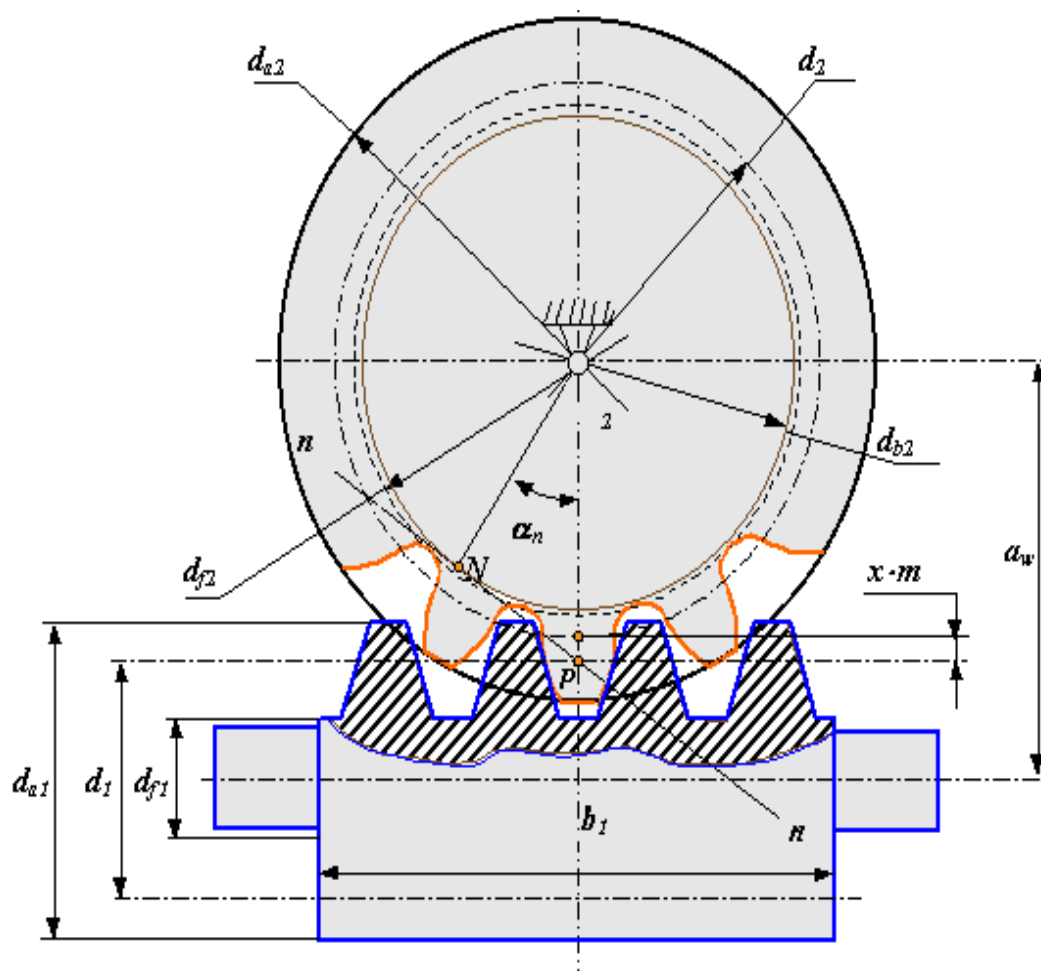
Бұрамдықты берілістің істен шығуының негізгі себептері:

- беткі үглеуі және ұстасып қалу;
- тістің сынуы.

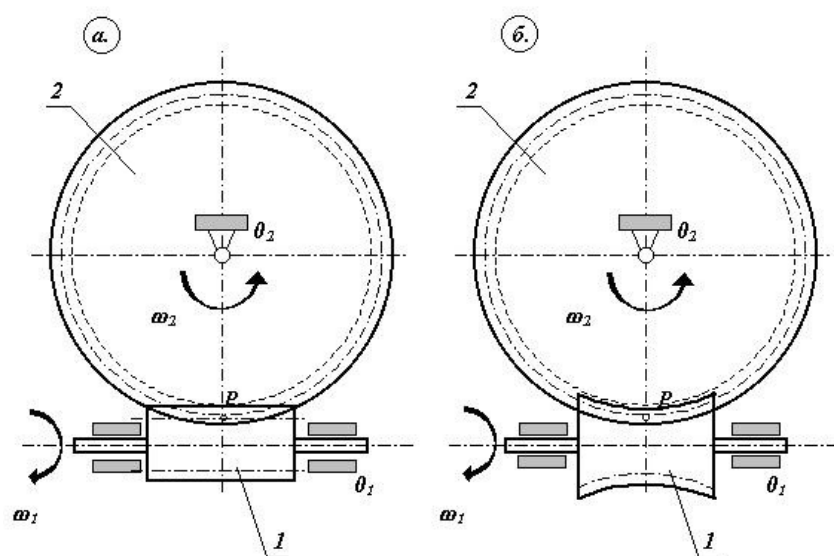
Бұрамдықты берілістердің ақаулары тісті берілістер ақауларына ұқсайды, сондықтан есептеулер ұқсас болады [4, 5].

Бұрамдықты жұбы осьтік қимасында тік бұрышты тірек ілінісі болып табылады, мұнда "рейканың" бүйір бетінің қисықтық радиусы (бұрамдық бұрандасы) шексіздікке тең, сондықтан қисықтықтың берілген радиусы донғалақтың тістерінің қисықтық радиусына тең. (4.2- сурет).

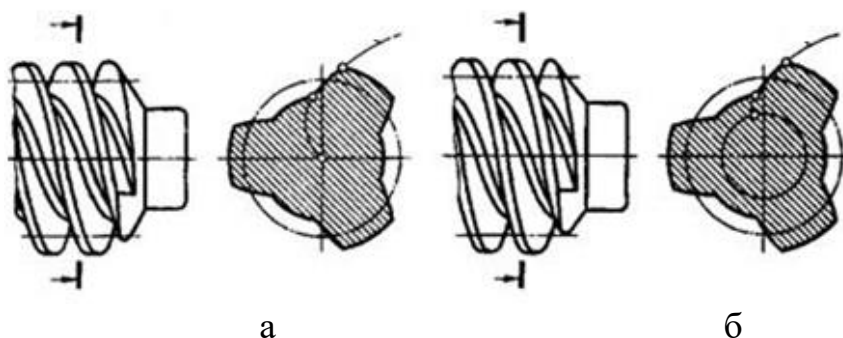
Бұрамдықтар. Беттік формасы бойынша бұрамдықтар: Цилиндрлі және глобоидты болып бөлінеді (4.3 – сурет). Бұранда профилінің формасы бойынша (2—3сурет): архимедті, конволютті және эвольвентті болып бөлінеді (4.4 – сурет).



4.2 – сурет. Бұрамдықты берілістің параметрлері



4.3 – сурет. Бұрамдықты берілістердің түрлері



4.4 – сурет. Бұрамдық бұрандасының пішімдері

4.2 Бұрамдықты берілістің жобалау есебі

Жанасу кернеулері бойынша есептеу Герц-Беляев формуласы бойынша жүргізіледі. Жобалық есептеуден біліктердің осьара қашықтығы, бұрамдықтың осьтік модулі және оған байланысты барлық геометриялық параметрлері табылады (4.1 - кесте).

Кесте - 4.1 Бұрамдықты берілістің геометриялық параметрлері

Параметрлері	Белг.	Өлшем.	Формула
Доңғалақтың тіс саны	z_2	-	$z_2 = z_1 u$
Бұрамдықтың осьтік модулі	m	мм	$m = \frac{2a_w}{z_2 + q}$
Бөлгіш диаметрі	$d_{1,2}$	мм	$d_1 = qm$
Дөнес диаметрі	$d_{a1,2}$	мм	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m$
Ойыс диаметрі	$d_{f1,2}$	мм	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,4m$
Бұранда ұзындығы	b_1	мм	егер $z_1=1...2$ $b_1 \geq (11+0.06z_2)m$, егер $z_1=4$ $b_1 \geq (12,5+0.09z_2)m$ болады
Бұранда орымының көтерілу бұрышы	γ	град.	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$
Тісті доңғалақтың ен үлкен диаметрі	d_{aM2}	мм	$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$
Доңғалықтағы құрсауыдың ені	b_2	мм	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$, при $z_1=1...2$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$, при $z_1=4$
Нақты осьара қашықтығы	a_w	мм	$a_w = \frac{(q + z_2)m}{2}$

Бұрамдықты беріліс біліктерінің осьаралық қашықтығы (Болат–қола материалдан жасалған болса) келесі формула бойынша анықталады:

$$a_o = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\left(\frac{170}{Z_2/q [\sigma]_H} \right)^2 M_2 K_H}, \quad (4.1)$$

мұнда Z_2 – тісті доңғалақтың тіс саны; q – бұрамдықтағы диаметр коэффициенті; $[\sigma]_H$ – мүмкіндік кернеу; M_2 – тісті доңғалақтағы моменті; K_H – жүктеу коэффициенті.

Геометриялық параметрлері негізгі геометриялық параметрі осьтік модулі және стандартталған бұрамдық диаметрінің коэффициенті анықтағаннан кейін есептеледі. Стандартталған бұрамдық диаметрінің коэффициенті мен осьтік модуль мәндері 4.2 кестеде келтірілген.

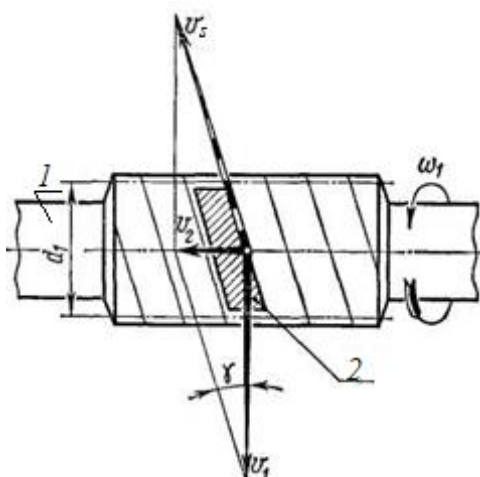
Кесте 4.2 Бұрамдық диаметрінің коэффициенті мен осьтік модульнің мәндері

m, мм						q			
1-ші қатар	2-ші қатар	1-ші қатар	2-ші қатар	1-ші қатар	2-ші қатар	1-ші қатар	2-ші қатар	1-ші қатар	2-ші қатар
0,10	–	0,63	–	4,0	–	–	–	–	–
0,125	–	0,80	–	5,0	–	–	7,1	–	14,0
–	0,15	1,0	–	–	6,0	8,0	–	16,0	–
0,16	–	1,25	–	6,3	–	–	9,0	–	18,0
0,20	–	–	1,5	–	7,0	10,0	–	20,0	–
0,25	–	1,6	–	8,0	–	–	11,2	–	22,4
–	0,3	2,0	–	10	–	12,5	–	25	–
0,315	–	2,5	–	–	12	–	–	–	–
0,40	–	–	3,0	12,5	–	–	–	–	–
0,50	–	3,15	–	16	–	–	–	–	–
–	0,6	–	3,5	20	–	–	–	–	–

Геометриялық параметрлерді анықтағаннан кейін сырғанау жылдамдығы, берілістің дәлдігі және жүктеме коэффициенті көрсетілген.

Бұрамдық орамы қозғалысқа келгенде тісті доңғалақтың тісімен сырғанады (4.5сурет). Бұрамдық пен тісті доңғалақ айналу бағыттары екі жазықтықта орналасуына байланысты олардың жылдамдықтары бір-біріне тең болмайды, нәтижесінде екі жылдамдан сырғанау жылдамдығы анықталады:

$$\vartheta_c = \sqrt{\vartheta_1^2 + \vartheta_2^2}, \quad \vartheta_s = \frac{\vartheta_1}{\cos \gamma}, \quad (4.2)$$



4.5 – сурет. Сырғанау жылдамдығы

Барлық геометриялық параметрлері анықталғанан кейін доңғалақтағы тістерін жанасу кернеулері бойынша беріктікке тексереді:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\frac{M_2 K_H (z_2/q + 1)^3}{a_o^3}}. \quad (4.3)$$

Бұрамдықты берілісте иілу беріктігіне тек доңғалақтағы тістерін есептейді, себебі бұрамдықтағы орамдарының материалы тісті доңғалақтар материалынан берктеу болады. Есептеулерде бұрамдықты доңғалақ қиғаш деп саналады және цилиндрлік берілісті қиғаш тісті есептеудегі формулалары қолданылады. Есептеу формулаларына келесі түзетулер мен жеңілдетулер енгізіледі:

1. Бұрамдықты доңғалақтың тістері пішімі бойынша цилиндрлі доңғалатар тістерінен беріктеу келеді (шамамен 40% артық). Себебі бұрамдықты доңғалақ тістің пішімі доғалы болып келеді және оның формасы беріктендіру коэффициентінің Y_F жоғары мәніне ие болады.

2. Бұрамдық жубы жақсы жатықтыруға ие болғандықтан күш тістер арасында біркелі таралу коэффициенті және көлбелік коэффициент мәндері бірге тең болады $K_{Fa} = 1$ и $Y_\beta = 1$.

Сондықтан иілу беріктігіне тексеру келесі формула бойынша орындалады:

$$\sigma_F = \frac{1,2 M_2 K Y_{F2}}{z_2 b_2 m^2} \leq [\sigma]_F. \quad (4.4)$$

Бұрамдық беріліс ілінісінде келесі күштер әсер етеді (4.6 - сурет): бұрамдықтағы шеңберлік күші F_{t1} доңғалақтың ось күшіне тең болады F_{a2} :

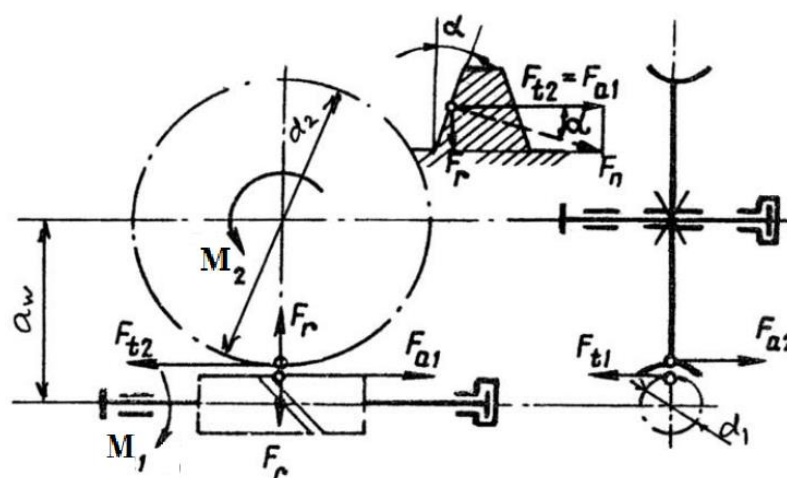
$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2M_1}{d_1}. \quad (4.5)$$

Доңғалақтағы шеңберлік күші F_{t2} , бұрамдықтағы ось күшіне тең болады F_{a1} :

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2M_2}{d_2}. \quad (4.6)$$

Бұрамдық берілістегі радиалды күш:

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (4.7)$$



4.6 – сурет. Ілінісудегі күштер

Бұрамдықты берілістер тұрақты сенімділікпен жұмыс істеу үшін олардың бұрамдық денесінің беріктігі және қатандығы жоғары болуы керек. Оның өлшемдері доңғалақ тістерінің беріктігін есептеу және геометриялық есептеу нәтижесінде анықталғандықтан, бұрамдық денесі үшін статикалық беріктік пен қатандық бойынша тексеру жүргізіледі.

Бұрамдық денесін статикалық беріктікке тексеру келесі өрнегі бойынша жүргізіледі:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sqrt{M_{u1}^2 + M_l^2}}{0,1d_{f1}^3} \leq [\sigma]_{F1}, \quad (4.8)$$

мұнда M_{u1} — бұрамдық денесінің қауіпті қима бойынша жалпы иілу моменті, Нм; M_l — бұрамдыққа әсер ететін бұралу моменті, Нм.

Иілу қатандығы шарты бойынша бұрамдық денесінің иілу мөлшері мүмкіндік шамадан артық болмау керек $[f] = (0,005 \dots 0,01) \text{ м}$:

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_r^2 + F_{t1}^2}}{48EI} \leq [f], \quad (4.9)$$

мұнда l — тіректер ара қашақтығы, мм; E — серпімділік модулі, Н/мм²; I — келтірген инерциялық моменті, мм⁴.

4.3 Материалдар және мүмкіндік кернеулер

Материалдар бұрамдықты берілістің жұмыс істеу шартына бойынша тандап алынады. Бұрамдықтарды беттік немесе көлемдік шынықтырудан өтеді, қаттылығы HRC 45-55 дейін жететін материалдардан жасайды (көміртекті және легилеренген болаттар: 40,40X, 40XH, 35XГСА, 12XH3A т.б.) және оларды кесуден кейін ажарлайды.

Бұрамдық доңғалақтардың құрсауы материалы сырғанау жылдамдығына байланысты қола, жез немесе шойынан жасалнады. Егер сырғанау жылдамдығы $v_c=5...25$ м/с болса, онда құрсау қалайланған ұоладан жасалады Бр0Ф10-1, БрОНФ, ал егер сырғанау жылдамдығы $v_c<5$ м/с төмен болса онда алюминий мен темір қосылған қолалар пайдаланады. Егер сырғанау жылдамдығы $v_c< 2$ м/с төмен болса және доңғалақ диаметрлері үлкен болса, онда антифрикционды немесе модификацияланған шойындар қолданады СЧ15-32, СЧ 18-36.

Материалы қалайланған қоладан жасалған бұрамдықтың мүмкіндік кернеулері: $[\sigma]_H \approx (0,85...0,9)\sigma_6$; басқа жағдайларда $[\sigma]_H = C_v 0,75\sigma_6$. БрАЖ9-4 қаттылығы $> 45HRC$ ажарланған жағдайда қола үшін $[\sigma]_H = (300...275) - 25v_c$, C_v - сырғанау жылдамдық әсерін есепке алатын коэффициенті, 4.3-кесте бойынша алынады. Алдын-ала жобалау есебінде сырғанау жылдамдығы v_c (м/с) келесі байланыспен анықталады:

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1^3 \sqrt{M_2}, \quad (4.10)$$

мұнда n_1 — бұрамдықтың айналу жиілігі, мин⁻¹; M_2 — жетектегі біліктің айналу моменті, Нм.

Кесте 4.3 Сырғанау коэффициенті

v_c , м/с	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Бұрамдықты берілістің пайдалы әсер коэффициенті аз болғандықтан олар тез қызады, сондықтан пайда болатын жылуды тарату керек. Тәжірибе бойынша берілістегі майдың температурасы $65^\circ C$ болу тиіс, ал егер температурасы $95^\circ C$ болса онда ол қауіпті жағдайға әкелу мүмкін.

Жылулыққа есептеу формуласы жылудың тепетендік жағдайынан алынады: бұрамдық жубымен шығарылған жылулығы ауаға толық тарау қажет ($Q_{ш} = Q_a$).

Осы тепетендік айырмашылығын тапқанда, берілістегі майдың температурасына тәуелді көрсеткіштерін анықтаймыз:.

$$t_{oil} = \frac{P_1(1-\eta)}{k_t A(1-\psi)} + t_o, \quad (4.11)$$

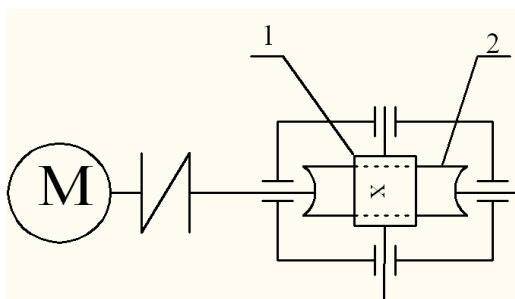
мұнда k_t — жылу беру коэффициенті, кВт/м²; A — суыту ауданы, м²; t_o — ауаның температурасы, С; ψ — іргетасқа жылу беру коэффициенті.

Егер майдың температурасы мүмкіндік шамадан артық болса, онда әр түрлі суыту тәсілдері пайдаланады. Олар: ауамен - жылу тарату қабарғалар мен желдеткіш арқылы; сумен – салқын суды тұтқалар арқылы май ваннасына апарады; жасанды циркуляция – берілістегі майын сырттағы радиатор арқылы суыту және т.б.

Бұрамдықты берілісті есептеу әдістемесі

Алдыңғы тарауларда сипатталған берілістерді есептеу әдістемесі мен кезектілігі бұрамдықты берілістер есебіне де таралуы мүмкін. Әрине, бұрамдықты берілістер есептеу кезінде осы берілістің геометриясы мен конструкциясына қойылатын талаптарына сәйкес келетін 4-тараудың формулалары мен ұсыныстарын қолдану қажет.

Мысал. Бұрамдықты берілісті төменгі берілген мәліметтері бойынша есептеу қажет (4.7 сурет).



4.7 – сурет. Бұрамдықты беріліс

Берілгені: Жұмыс тетіктеріне берілетін қуат $P_{ш} = 4,0$ кВт, бәсеңдеткіштің беріліс саны $u_{ред} = 19,5$.

Электроқозғалтқыштың айналу саны $n_{дв. синх} = 1500$ мин⁻¹

I. Кинематикалық күштерді есептеу және электроқозғалтқышты тандап алу

1. Жалпы пайдалы әсер коэффициентінің анықтаймыз:

$$\eta_{ж} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3^n = 0,8 * 0,99 * 0,995^2 = 0,784;$$

мұнда $\eta_1 = 0,8$ – червякті берілістің ПӘК; $\eta_2 = 0,99$ – жалғастырғыштың ПӘК; $\eta_3 = 0,995$ – білік тіректердегі шығындар;

2. Жетекке қажетті қуатты анықтаймыз:

$$P_{к} = \frac{P_{ш}}{\eta_{ж}} = \frac{4,0}{0,784} = 5,10 \text{ кВт}.$$

2. Электро қозғалтқышты тандап алу үшін, қажетті қуатты мен біліктің айналу санын қолданамыз.

Қ-1 қосымша бойынша АОП2 – 42-4, $P = 5,5$ кВт [6].

$n_{дв. ном} = 1440$ мин⁻¹ — эл. қозғалтқышты тандап аламыз.

3. Біліктердің айналу n санымен бұрыштық ω жылдамдықтарын анықтаймыз.

Жетекші біліктің айналу саны: $n_1 = n_{\text{ном}} = 1440$ айн/мин;

жетекші біліктің бұрыштық жылдамдығы:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1440}{30} = 150,7 \text{ рад/сек};$$

жетектегі біліктің айналу саны: $n_2 = n_1 / n_{\text{ред}} = \frac{1440}{19,5} = 73,8$ айн/мин;

жетектегі біліктің бұрыштық жылдамдығы:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{n_{\text{ред}}} = \frac{150,7}{19,5} = 7,73 \text{ рад/сек}$$

4 Біліктердің айналу моментерін табамыз.

Жетекші біліктің айналу моменті:

$$M_1 = \frac{P_{\kappa 1}}{\omega_1} = \frac{5,1 \cdot 10^3}{150,7} = 33,8 \text{ Н} \cdot \text{м} = 33,8 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

жетектегі біліктің айналу моменті:

$$M_2 = \frac{P_{\text{ш}}}{\omega_2} = \frac{4 \cdot 10^3}{7,73} = 517 \text{ Н} \cdot \text{м} = 517 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

II. Бұрамдықтың және тісті донғалақтың материалдарын, мүмкіндік кернеуілерін тандап алу.

1.) Алдын-ала берілісте пайда болатын сырғанау жылдамдығын анықтаймыз:

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \sqrt[3]{M_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1440 \sqrt[3]{517} = 5,2 \text{ м/с}.$$

Тісті донғалақтағы құрсауының (тәжінің) материалы ретінде қола БРАЖ 9- алымыз, оның сырғанау жылдамдығы $V_s = 5 \text{ м/с}$, шекті жанасу кернеуі $[\sigma]_H = 155 \text{ Н/мм}^2$, шекті иілу кернеуі $[\sigma]_H = 53,3 \text{ Н/мм}^2$, К-3.1 кесте бойынша [6].

2.) Бұранданың материалы – болат 45, каттылығы HRC 45

III. Бұрамдықты және тісті донғалақты есептеу.

1.) Тістер санын 3,5 формула бойынша анықтаймыз [6]:

$Z_1 = 2$ – бұранданың кірме саны;

донғалақтың тіс саны - $Z_2 = Z_1 \cdot u = 2 \cdot 19,5 = 39$;

2.) Осыра қашықтығын анықтаймыз:

Алдын-ала диаметр коэф-тің $q = 10$ және жүктеу коэф-тің $K = 1,2$ қабылдап аламыз [6].

$$a_{\omega} = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2} \cdot M_2 \cdot K = \left(\frac{39}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{39}{10} \cdot 155} \right)^2} \cdot 517 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 179 \text{ мм}$$

3.) Есептеу модулін анықтаймыз [6]:

$$m = \frac{2 \cdot a_{\omega}}{Z_2 + q} = \frac{2 \cdot 179}{39 + 10} = 7,35 \text{ мм};$$

ГОСТ 2144-76 К-3.3 кесте бойынша модуль $m=8\text{мм}$ және диаметр коэф-ті $q=10$ деп аламыз [6].

3.) Ось аралық дәлілдейміз:

$$a_{\omega} = \frac{m(q + Z_2)}{2} = \frac{8 \cdot (10 + 39)}{2} = 196_{\text{мм}};$$

4.) Бұрамдықтың негізгі геометриялық өлшемдерін К-3.4 кесте бойынша анықтаймыз [6].

Белгіш диаметрі: $d_1 = m \cdot q = 8 \cdot 10 = 80 \text{ мм};$

Орамының үстінгі диаметрі: $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 \text{ мм};$

Орамының ойыс диаметрі: $d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8 \text{ мм};$

Бұрамдықтың ұзындығы:

$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 39) \cdot 8 + 25 = 131,5 \text{ мм};$
 $b_1 = 132$ қабылдаймыз.

Орамның көтерлу бұрышы: $\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{10}\right) = 11^{\circ}18'36'';$

5.) Тісті донғалақтың негізгі геометриялық өлшемдерін К-3.4 кесте бойынша анықтаймыз [6].

Белгіш диаметрі: $d_2 = m \cdot Z_2 = 8 \cdot 39 = 312 \text{ мм};$

Тістердің дөнес диаметрі: $d_{a2} = d_2 + 2m = 312 + 2 \cdot 8 = 328 \text{ мм};$

Тістердің ойыс диаметрі: $d_{f2} = d_2 - 2,4m = 312 - 2,4 \cdot 8 = 292,8 \text{ мм};$

Донғалықтағы құрсаудың ені: $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ мм};$

Донғалықтың ен үлкен диаметрі:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2} = 328 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 340 \text{ мм}.$$

6.) Бұрамдықтың шеңбер жылдамдығын 3.8 формула бойынша анықтаймыз [6]:

$$\vartheta_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1440}{60} = 6,05 \text{ м/с};$$

7.) Сырғанау жылдамдығын 3.9 формула бойынша және дайындау дәлдік дәрежесін К-3.6 кесте бойынша анықтаймыз [6].

$$\vartheta_s = \frac{\vartheta_1}{\cos \gamma} = \frac{6,05}{\cos 11^{\circ}18'36''} = 6,15 \text{ м/с};$$

Анықталған сырғанау жылдамдығы бойынша К-3.1 кесте арқылы шекті жанасу кернеуін $[\sigma]_H = 149 \text{ Н/мм}^2$ деп аламыз, және 7-ші дәлдік дәрежесін қабылдаймыз. 7-ші дәлдік дәреже бойынша тістің бұйыржақ санылауын $x=0,6$ деп аламыз [6].

8.) Берілістің пайдалы әсер коэффициентін 3.10 формула бойынша анықтаймыз [6]:

ρ^1 -үйкеліс бұрышы К-3.5 кесте бойынша тандап аламыз [6]:

$$\eta = (0,95 \div 0,96) \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\operatorname{tg} 11^{\circ}18'36''}{\operatorname{tg}(11^{\circ}18'36'' + 1^{\circ}43')} \cdot (0,95 \div 0,96) \approx 0,82;$$

9.) Жүктеу коэффициентін 2.8 формула бойынша дәлілдейміз [6]:
Күш шоғырлану коэффициенті:

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{Z_2}{Q} \right)^3 \cdot (1 - x) = 1 + \left(\frac{39}{10} \right)^3 (1 - 0,6) \approx 1,04;$$

мұнда $Q=86$ – деформациялық коэффициенті К-3.7 кесте бойынша аламыз [6].

Динамикалық коэффициентің $K_v=1,1$ К-3.6 кесте бойынша аламыз [6].
 $K = K_v K_{\beta} = 1,1 \cdot 1,04 = 1,14$.

10.) Донғалақтың тістерің жанасу беріктігіне тексеруің 3.12 формула бойынша өткіземіз [6].

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\frac{M_2 K \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3}{a_{\omega}^3}} = \frac{170}{\frac{39}{10}} \sqrt{\frac{517 \cdot 10^3 \cdot 1,14 \left(\frac{39}{10} + 1 \right)^3}{196^3}} = 132 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma]_H = 149 \text{ Н/мм}^2$$

ауытқу $\Delta = \frac{149 - 132}{149} \cdot 100 = 11,4\% < [\Delta] = 15\%$;

Жанасу беріктік шарты орындалды.

11.) Донғалақтың тісінің келтірілген саны және тіс формасының коэффициенті:

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{39}{\cos^3 11^\circ 18' 36''} = 41,3; Y_f = 2,25$$

12.) Донғалақ тістерін иілу беріктігіне текеру:

$$\sigma_H = \frac{1,2 M_2 K Y_f}{Z_2 B_2 m^2} = \frac{1,2 \cdot 517 \cdot 10^3 \cdot 1,14 \cdot 2,25}{39 \cdot 72 \cdot 8^2} = 8,9 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_H = 53,3 \text{ Н/мм}^2$$

13.) Ілінісудегі әсер ететін күштерін анықтаймыз.

Донғылықтағы шеңберлік күші, бұрамдықтағы ось күшіне тен

болады: $F_{t1} = F_{a2} = \frac{2M_1}{\gamma_1} = \frac{2 \cdot 32,3 \cdot 10^3}{80} = 810 \text{ Н};$

Бұрамдықтың шеңберлік күші донғалақтың ось күшіне тең болады:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 517 \cdot 10^3}{312} = 3310 \text{ Н};$$

Радиалды күш: $F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3310 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1200 \text{ Н};$

14.) Берілісті жылулыққа тексеру.

Майдың температурасы:

$$t_m = \frac{P_{K1}(1 - \eta)}{K_t A} + t_0 = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,82)}{17 \cdot 0,768} + 20^\circ = 89^\circ > [t] = 80^\circ;$$

мұнда A - корпусының суыту ауданы, $A \approx 20 \cdot a_{\omega}^2 = 20 \cdot 0,196^2 = 0,768 \text{ м}^2$; K_t - жылуды өткізу коэффициенті, $K_t = 17 \text{ Вт/(м}^2 \text{с)}$.

Майдың температурасы мүмкіндік шамадан артық болып тұр.

Майдын температурасын азайту үшін корпусының суыту ауданының көбейту керек, ол үшін корпусқа суыту қабырғаларды енгіземіз.

15.) Бұрамдықты қатандыққа тексеру.

Бұрамдықтың келтірген инерциялық моментің анықтаймыз:

$$J_{\text{кел}} = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \frac{3,14 \cdot 60,8^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{96}{60,8} \right) = 92 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

Бұрамдықтың майысу мөлшерін анықтаймыз:

$$f = \frac{L_1^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 E J_{\text{np}}} = \frac{340^3 \sqrt{810^2 + 1200^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 92 \cdot 10^4} = 0,0062 \text{ мм} <$$

$$< [f] = (0,005 \div 0,01) \cdot 8 = 0,04 \div 0,08 \text{ мм};$$

мұнда $L_1 = d_{a2} = 340 \text{ мм}$ — біліктің тірек аралығы.

Қатандыққа тексеру орындалды.

Бақылау сұрақтары

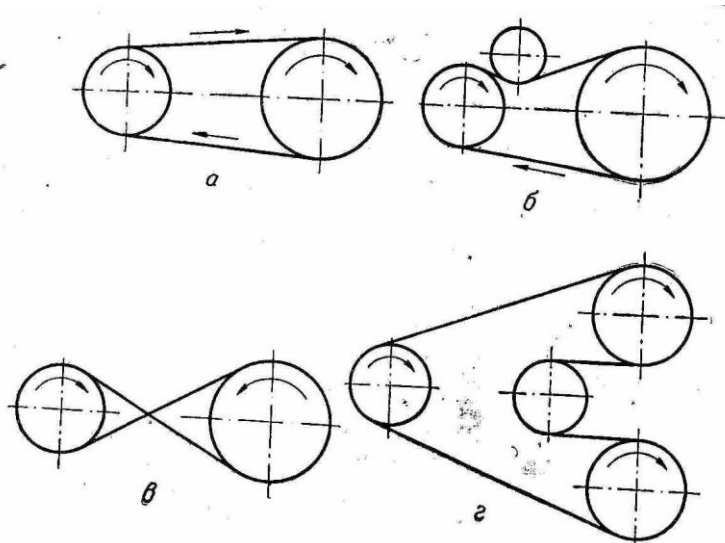
1. Бұрамдықты берілістің қандай параметрі МЕСТ бойынша қалыптырылған?
2. Бұрамдықты берілістің модулі қалай анықталады?
3. Бұрамдықтың бөлгіш диаметрі қалай анықтайды?
4. Бұрамдықтың дөнес диаметрі қалай анықтайды?
5. Бұрамдықтың ойыс диаметрі қалай анықтайды?
6. Бұрамдық доңғалақтың бөлгіш диаметрі қалай анықтайды?
7. Бұрамдық доңғалақтың дөнес диаметрі қалай анықтайды?
8. Бұрамдық доңғалақтың ойыс диаметрі қалай анықтайды?
9. Бұрамдық доңғалақтың ен үлкен диаметрі қалай анықтайды?
10. Бұрамдық берілістегі радиалды санылау неге тең?
11. Бұрамдықты берілістің беріліс санын қалай анықтайды?
12. Бұрамдықтың кіруі қанша болуы мүмкін?
13. Бұрамдықтың көтерлу бұрышы қалай анықтайды?
14. Бұрамдықтың көтерлу бұрышының ұлғаю қандай көрсеткішке маңызды?
15. Бұрамдықтың жетекші болған кезде берілістің п.э.к. қалай анықталады?
16. Бұрамдық доңғалақтың жетекші болған кезде берілістің п.э.к. қалай анықталады?
17. Бұрамдықты берілістің өздігінен тежелу шарты қандай?
18. Сырғанау жылдамдығы қалай анықталады?
19. Бұрамдықтың шеңберлі жылдамдығы, немесе сырғанау жылдамдығы үлкен бе?
20. Бұрамдықтың кіру саны ұлғайтылумен берілістің п.э.к. қалай өзгереді?
21. Бұрамдықты берілістің өздігінен тежелушісі, немесе тежелмеушісінің қайсысында п.э.к. үлкен болады?

5. БЕЛДІКТІ БЕРІЛІСТЕР

5.1 Белдікті берілістер туралы жалпы мағлұматтар

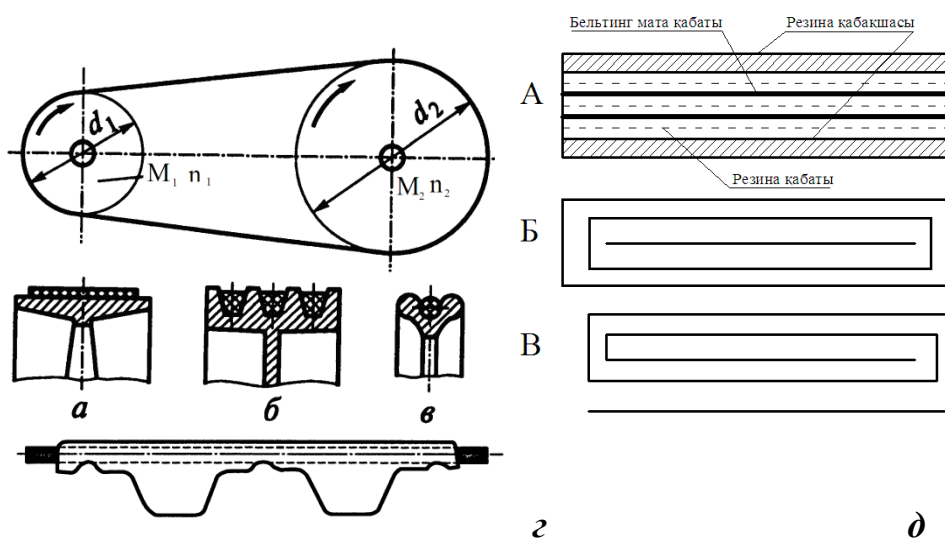
Белдікті беріліс деп – шкивтерді және оларды қамтып тұратын керу арқылы белдікті (тұтас немесе тігілген), кеңістіктегі орналасуына қарамай, қуатты біліктер арасына беретін механизмді атайды. Қуат және қозғалыс белдік пен шкив арасындағы үйкеліс күші арқылы жүзеге асады [11].

Белдікті берілістің конструкция бойынша түрлері: ашық (5.1 а сурет), керетін роликпен (5.1 б сурет), айқасқан (5.1 в сурет), бірнеше жетектегі шкивтерді берілістер (5.1 г сурет) және басқа ерекше жиі қолданбайтын түрлері.



5.1 – сурет. Белдікті берілістің конструкция бойынша түрлері

Белдіктің қимасына қарай жалпақ, сына тәрізді және жұмыр белдікті берілістер (5.2 а, б, в сурет) және белдікті тісті берілістер (5.2 г сурет).



5.2 – сурет. Белдіктің түрлері

Резина араластырылған белдіктердің түрі және өлшемдері 5.1 кестеде көрсетілген. Сына тіәрізді белдіктердің өлшемі 5.2 кестеде.

Сына тәрізді белдіктер берілісінің құрастырылуын таңдаған кезде жұмыс шартының тәуелділігімен шығарылады.

Жалпақ белдіктер таспа түрінде шығарылады және бұқаралық өндіріс үшін сына тәрізді, тісті, көп сыналы, жалпақ белдіктер соның ішінде А, В түріндегі жалпақ резина араласқан белдіктер шексіз шығарылады.

Белдікті берілістер беріліс санына байланысты екі түрге бөлінеді:

1. беріліс саны тұрақты (ұлғай беріліс немесе бәсеңдеткіш);
2. беріліс саны ауыспалы (өзгерткіштер).

Осы тарауда беріліс саны тұрақты белдікті берілістер және соның ішінде бәсеңдеткіш түрі қаралады.

Жалпақ белдіктердің түрлері және жұмыс істеу жағдайлары:

1. Қайыстан жасалған белдік

Қайыстан жасалған белдік жоғары күштермен ісейалатын бөлшек және динамикалық күштер пайда болған жағдайда жақсы жұмыс істейді. Қайыстан жасалған белдіктің иілгіштігіне байланысты кіші диаметрлі шкивтермен жұмыс істеуге болады.

Олар ОСТ НКЛП 5773/116 бойынша алынады және оның сипаттамасы [9].

2. Резина аралас белдік

Резина араластырылған белдік бірнеше қабат матадан жасалған матадан тұрады. Тарту элементі бірнеше түрлі техникалық матадан БКНЛ–65, БКНЛ–62–2 (ГОСТ 19700–74) және бельтингтен Б–800, Б–820 (ГОСТ 2924–77) жасалған. Берілетін қуат 50 кВт дейін.

Үлкен жылдамдықпен жұмыс істейтін берілістерде жаңа (екі, үш қабатты) резина араластырылған белдіктер қолданылады.

Резина араластырған белдіктер көлденең қимасында мата қабаттарының орналасуына байланысты әр түрге бөлінеді (сурет 2d):

а) белдіктің А түрінде мата қабат-қабатымен орналасады. Олар берілістің үлкен жылдамдықпен жұмыс істейтін жерлерінде қолданылады ($v = 30$ м/с);

б) белдіктің Б түрі – мата мен резинаның бірнеше қабатынан тұрады. Ол берілістің орташа жылдамдықпен жұмыс істейтін жерлерінде пайдаланылады ($v=20$ м/с);

в) белдіктің В түрі – мата мен резинаның спиральға ұқсатып оралған қабаттарынан тұрады. Ол берілістің аз жылдамдықпен жұмыс істейтін жерлерінде пайдаланылады($v=15$ м/с).

Резина араластырылған белдіктердің негізгі кемшіліктері мыналар:

- иілгіштігі шамалы болғандықтан үлкен диаметрлі шкивтерді керек етеді, мұның өзі конструкциялық өлшемдерін ұлғайтуға әкеліп соқтырады.

- ылғалды жерде қолдануға болмайды, минералды майлар мен химиялық қышқылдардың әсерінен істен шығып қалады.

3. Мақта-маталы белдіктер.

Мақта-матадан жасалған белдіктермен жұмыс істегенде белдікті керетін механизмдер қолданылады. Олар айнымалы күштермен нашар жұмыс істейді. Ылғалды жерде жұмыс істеп тұрғанда температура 50 градустан асып кетсе, белдіктің бұл түрімен жұмыс істеу қиынға соғады.

4. Жүн аралас белдіктер. Егер химиялық заттар жақсы сіңірілген болса, онда белдіктің бұл түрі басқа түрлерге қарағанда ылғалдылыққа, шаңға, химиялық қышқылдарға төзімді, жоғары температурада жақсы жұмыс істей алады.

5. Пластмасс материалдардан жасалған белдіктер.

Бұл белдіктер жылдамдығы 70 – 95 м/с-қа дейінгі берілістерде де қолдануға болады. Олар кіші диаметрлі шкивтермен кіші ось аралық қашықтық берілістерде жұмыс істей алады. Ілінісу күшін ұлғайту үшін полиамидтен жасалған белдіктердің сыртқы қабатын полихлорвинилмен немесе синтетикалық резинамен жұқа былғары жабыстырылады.

6. Сына тәрізді белдіктер.

Сына тәрізді белдіктер мына белшектерден тұрады:

Сына тәрізді белдіктер стандартталған. МЕСТ бойынша сына тәрізді белдіктер көлденең қима өлшемдерінің қатынасы бойынша бірнеше түрге бөлінеді. Белдіктің сыналық бұрышы $\varphi_0=40^\circ$.

Сына тәрізді белдіктер қима параметрлердің қатынасы бойынша келесі түрлерге бөлінеді (кесте 3):

1) жінішке – $\frac{b_0}{h}=1.2-1.3$, (УО, УА, УБ, УВ – пішімдері);

2) қалыпты – $\frac{b_0}{h}=1.6-1.7$, (О, А, Б, В, Г, Д, Е – пішімдері);

3) жуан – $\frac{b_0}{h} \geq 2$, пішімдері стандартталмаған.

Көп сыналы белдіктер қима параметрлердің қатынасы бойынша K , L , M – пішімдес түрлерге бөлінеді [5, 6] (кесте 3).

Берілістердің артықшылықтары: беріліс қуатты едәуір қашықтыққа беруге мүмкіндік туғызады, бірқалыпты және дыбыссыз жұмыс істеуі, артық күштен өздігінен сақталуы, үлкен жылдамдықпен жұмыс істеуге мүмкіндік беруі, құрамы қарапайым бастапқы бағасының арзандығы.

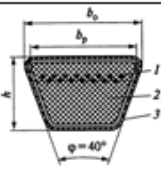
Кемшіліктері: беріліс санының тұрақсыз болуы (тісті белдіктерді қоспағанда), біліктерге түсетін күш мөлшерінің көп болуы, белдікті қолдану ұзақтылығының аздығы, ПӨК төмен болуы ($0,92 \div 0,96$), майдың белдікке түсіп кетпеуінен сақтану, белдіктің электрленуі, сондықтан жарылыс қауіпі бар орындардан сақтау, қуат беру үшін керу құрылғыларында пайдалануы.

Кесте 5.1 Резина араластырылған белдіктер (ГОСТ 101 – 54)

Белдік ені b , мм			Қабат саны			
Белдік түрі			Белдік түрі			
А	Б	В	ОПБ-5,12		Б-820	
—	19, 24, 29, 39, 44	19, 24, 29, 39	—	—	2	3
19, 24, 29, 39, 45, 50, 60, (65), 70, 75	—	50, 60, (65), 70, 75	—	3 ... 5	—	3 ... 5
80, 85, 90, 100	—	79, 84, 89, 100	—	3 ... 6	—	3... 6
(115), (120), 125, 150, (175), 200, (225), 250	150, 200, 250	125, 150, 200, 250	3	4 ... 6	4 ... 6	4 ... 6
250, (275), 300, 350	250, 300	250, 300	3	4 ... 7	4 ... 7	4 ... 7
400, 450	375, 400, 425, 500	375, 400, 425, 450	3 ... 4	5 ... 8	5 ... 8	5 ... 8
500	500	500	3 ... 4	5 ... 9	5 ... 9	5 ... 9
Бір қабаттың қалыңдығы δ , мм: а) резина қабатымен қоса;			2,00+ 0,25	1,50±0 ,25	1,50±0, 25	1,50± 0,25
б) резина қабатынсыз.			1,75± 0,25	1,75±0 ,25	1,25±0, 25	1,25± 0,25
Ескерту: А және В белдіктерінің ұзындығы шексіз болуы мүмкін.						

Кейбір берілістердің мінездемесі: қуаттың берілуі әдетте 50 кВт-тан аспайды (тісті белдіктермен 200кВт-қа дейін, көп сыналымен 1000 кВт-қа дейін), жалпақ белдіктің берілулерінің беріліс саны 5-ке дейін және керілу роликтерімен 10-ға дейін, сына тәрізді белдікпен 10-ға дейін, көп сына тәрізді белдікпен 15-ке дейін, тістілермен 20...30-ға дейін. Жалпақ белдіктермен жылдамдықты мүмкін берілісі 50...60 м/с, ал жіңішке шексіз синтетикалық белдіктермен 80...100 м/с дейін, Г, Д, Е қималы 30 м/с дейін, көп сына тәрізді 50 м/с дейін, тісті 80 м/с-қа дейін.

Кесте 5.2 Сына тәрізді белдіктер (ГОСТ 1284-68) өлшемдері, мм

Схема	Белгі ленуі	Белдіктер қиамсы						
		О	А	Б	В	Г	Д	Е
	b_0 , мм	10	13	17	22	32	38	50
	h , мм	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
	b_p , мм	8,5	11	14	29	27	32	42
	A , мм ²	47	81	138	230	476	692	1170
Белдік ұзындығы	L	400÷ 2500	560÷ 4000	800÷ 6300	1800÷ 10000	3150÷ 15000	4500÷ 18000	6300÷ 18000
Стандартта лған ұзындықтар	L	400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.						
Екертү: 1. белдігінің көлденең қимасының A ауданы стандартта көрсетілмеген – ол $\varphi=40^\circ$ кезінде b_p және h өлшемдерімен анықталады. 2. b_p өлшемі бейтарап қабатқа қатысты.								

5.2 Негізгі есептеу формулары

Белдікті берілістер жоғары жылдамдықпен істеуіне байланысты оларды жетекті құрастырғанда бірінші сатты болып жиі пайдаланады. Белдікті берілістерді есептегенде бастапқы параметрлер қозғалтқыштың қажетті $P_{қаж}$ қуат мен номинал айналу $n_{ном}$ жиілігі, беріліс саны u , немесе белдіктің жұмыс істеу мерзімі T алынады. Белдікті берілістер есебі екі кезеңімен орындалады: бірінші – жобалау, яғни берілістің геометриялық параметрлерің анықтау; екінші – тексеру, белдіктерді беріктікке тексеру.

Жалпақ белдікті берілісті есептеу

Жобалау есебі

1. Жетекші шкивтегі диаметрдің анықтау D_1 , мм (Саверин формуласы бойынша):

$$D_1 = 1100 \dots 1300 \sqrt[3]{\frac{P_k}{n_n}}, \quad (5.1)$$

мұндағы P_k – қажетті қуат, кВт; n_n – айналу жиілігі, мин⁻¹.

2. Жетектегі шкивтің диаметрдің анықтау D_2 , мм:

$$D_2 = D_1 u (1 - \xi),$$

(5.2)

мұндағы u – беріліс саны; ξ – серпімді сырғанау коэффициенті. ξ ұсынылатын мәндері: резинадан жасалған және мақта матадан жасалған белдіктер – 0,01; қайыстан жасалған – 0,015; мақта матадан сыналы белдіктер – 0,02, корд жікті сыналы белдіктер – 0,01.

Анықталған шкив диаметрлерің стандартқа сәйкес 5.3 кесте бойынша қабылдаймыз.

3. Нақты беріліс саның анықтаймыз және берілгенімен ауытқу тексереміз.

Серпімді сырғанауды ескергендегі нақты беріліс саны:

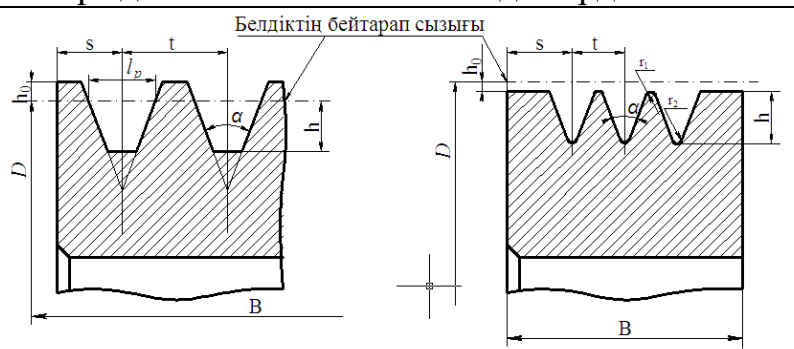
$$u_n = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)} \cdot \quad (5.3)$$

Беріліс саның ауытқусы:

$$\Delta u = \frac{|u_n - u|}{u} 100\% \leq 3\% \cdot \quad (5.4)$$

Ауытқу мүмкіндік мөлшерден көп болса шкив диаметрлері қайта қарастырылады.

Кесте 5.3 Сына тәрізді және көп сыналы белдіктердегі шкив өлшемдері

										
Белдік түрі	Қи-масы	h_0	l_p	t	s	h	Бұнақ бұрышы ϕ , град			
							34	36	38	40
		Өлшем, мм					Шкив диаметрлері D, мм			
Сына тәрізді қалып-ты	О	2,5	8,5	12,0	8,0	7,5	63–71	80–100	112–160	≥ 180
	А	3,3	11,0	15,0	10,0	9,0	90–112	125–160	180–400	≥ 450
	Б	4,2	14,0	19,0	12,5	11,0	125–160	180–224	250–500	≥ 560
	В	5,7	19,0	22,5	17,0	14,5	–	200–315	355–630	≥ 710
	Г	8,1	27,0	37,0	24,0	20,0	–	315–450	500–900	≥ 1000
	Д	9,6	32,0	44,5	29,0	23,5	–	500–560	630–1120	≥ 1250
	Е	12,5	40,0	58,0	38,0	31,0	–	–	800–1400	≥ 1600

Кесте 5.3 жалғасы

Сына тәрізді жініш- ке	УО	2,5	8,5	12,0	8,0	10,0	63– 80	–	≥80	–
	УА	3,0	11,0	15,0	10,0	13,0	90– 118	–	≥118	–
	УБ	4,0	14,0	19,0	12,5	17,0	140 – 190	–	≥190	–
Көп сынал ы	К	1,0	–	2,4	3,5	2,35	–	–	–	40– 500
	L	2,4	–	4,8	5,5	4,85	–	–	–	80– 800
	M	3,5	–	9,5	10	10,35	–	–	–	180– 1000
Ескерту: 1. Шкив диаметрлердің D стандартталған қатары: 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000. 2. Көп сыналы шкивтердегі бұнақтарды дөңгелектеу радиусы: К ($r_1=0,3$; $r_2=0,3$), L ($r_1=0,5$; $r_2=0,5$), M ($r_1=1,0$; $r_2=0,8$).										

4. Белдікті берілістегі осьара қашықтығын алдын-ала анықтаймыз a , мм:

$$2.5(D_1 + D_2) \geq a \geq (D_1 + D_2). \quad (5.5)$$

5. Белдіктің есептік ұзындығын анықтаймыз l , мм:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (5.6)$$

Анықталған ұзындығын стандартқа сәйкес қабылдаймыз (кесте 2).

6. Берілістегі осьара қашықтығын стандартқа сәйкес алынған белдіктің ұзындығына сай дәлелдейміз:

$$a = 0.25 \left[L - 0.5\pi(D_1 + D_2) + \sqrt{(L - 0.5\pi(D_1 + D_2))^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right]. \quad (5.7)$$

Берілісті жинақтау кезінде белдікті шкивке жеңіл кіру үшін дәлелделген осьара қашықтығын $0,01L$ азайтылады, ал керу жұмыстарын ыңғайлау үшін осьара қашықтығын $0,025L$ ұзартылады.

7. Кіші шкивтің қамыту бұрышын анықтау α_1 , град:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ \geq [\alpha_1], \quad (5.8)$$

Жалпақ белдікті беріліс үшін $[\alpha_1] = 150^\circ$ ұсынылады.

8. Белдік жылдамдығын анықтаймыз v , м/с:

$$v = \frac{\pi n_1 D_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (5.9)$$

мұндағы n_1 – жетекші біліктің айналу жиілігі, мин⁻¹.

9. Белдіктің бір секундтағы жүгіріп өту жиілігі анықтап мүмкіндік мөлшерімен салыстыру i , с⁻¹:

$$i = \frac{v}{L} \leq [i],$$

(5.10)

мұндағы $[i]$ – белдіктің бір секундтағы жүгіріп өту жиілігі мүмкіндік мөлшері, с⁻¹ $[i]=5$ с⁻¹.

Ұсынылған (2.10) шарты белдіктің жұмыс істеу ұзақтылығына тәуелді, оның орындалуы 1000...5000 сағ. мерзіміне кепілі береді.

10. Белдіктегі әсер ететін шеңберлік күшін F_t , Н, анықтаймыз:

$$F_t = \frac{P_k \cdot 10^3}{v} = \frac{2M}{D}. \quad (5.11)$$

11. Белдіктегі мүмкіндік пайдалы кернеуді есептейміз $[\sigma_t]$, Н/мм²:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_p C_\alpha C_v C_\theta C_d C_F, \quad (5.12)$$

мұндағы $[\sigma_t]_0$ – келтірілген мүмкіндік кернеуі, Н/мм² (5.4 кесте бойынша интерполяция әдісімен анықталады); $C_p C_\alpha C_v C_\theta C_d C_F$ – түзету коэффициенттері, [5, 6] (5.5 кесте бойынша интерполяция әдісімен анықталады).

Кесте 5.4 Келтірілген мүмкіндік кернеу $[\sigma_t]_0$, Н/мм² ($\sigma_0=1,8$ Н/мм², $\alpha=180^\circ$, $v=10$ м/с)

Белдіктер	$D_{\min}/\delta$ кезіндегі $[\sigma_t]_0$									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Резинкелі	–	(2,1)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,3	2,33	2,37	2,4
Терілі	(1,4)	1,7	1,9	2,04	2,15	2,23	2,3	2,4	2,5	2,6
Мақта-маталы	(1,35)	1,5	1,6	1,67	1,72	1,77	1,8	1,85	1,9	1,95
Жүн мата	(1,05)	1,2	1,3	1,37	1,42	1,47	1,5	1,55	1,6	1,65

Ескерту: 1. $\sigma_0=2$ Н/мм² кезінде $[\sigma_t]_0$ мәнін 10% көтеру, ал $\sigma_0=1,6$ Н/мм² кезінде $[\sigma_t]_0$ мәнін 10% төмендету қажет; 2. Синтетикалық талшықтардан жасалған белдіктер үшін $[\sigma_t]_0$ мәнін 1,5 есе көтеру қажет; 3. Шкивтары пластмасса мен ағаштан жасалған болса $[\sigma_t]_0$ мәнін 20% көтеру қажет; 4. Қараңғы және шаңды ғимараттарда жұмыс істеу кезінде $[\sigma_t]_0$ мәнін 10...30% төмендету қажет.

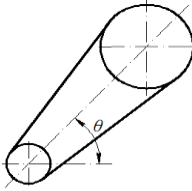
Кесте 5.5 Түзету коэффициенттердің C мәндері

Динамикалық жүктеуді және жұмыс ұзақтылығын есептеу коэффициенті C_p				
жүктеу түрі	қалыпты	күштер шамасы аз өзгерсе	күштер шамасы едәуір өзгерсе	соққы және жедел өзгертін күштер
C_p	1	0,9	0,8	0,7

Ескерту. Екі сменалы жұмыс кезінде $C_p * 0,1$, үш сменалы – $C_p * 0,2$ төмендетіледі

Кіші шкивті қамту бұрышының есептеу коэффициенті C_α

Кесте 5.5 жалғасы

қамту бұрышы α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
C_α	жалпақ белдіктер үшін	1	0,97	0,94	0,91	—	—	—
	сына тәрізді белдіктер үшін	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Центрден тебу күшінен белдіктің керуін есептеу коэффициенті C_v								
белдік жылдамдығы v , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_v	жалпақ белдіктер үшін	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	сына тәрізді белдіктер үшін	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Берілістің горизонтқа орналасуың есептеу коэффициенті C_θ								
көлбеу бұрышы θ , град					0...60	60...80	80...90	
C_θ					1	0,9	0,8	
Белдіктің есептік L_p пен базалық L_0 ұзындықтар қатынасың есептеу коэффициенті C_L								
ұзындықтар қатынасы L_p/L_0		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
C_L	жалпақ белдіктер үшін	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07	
	сына тәрізді белдіктер үшін	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06	
Кіші шкив диаметрін әсер етуінің есептеу коэффициенті C_d								
шкив диаметрі d , мм		15	20	40	60	90	≥ 120	
C_d		0,6	0,8	0,95	1	1,1	1,2	
Жүктеудің кордбау және сүйреткіштер арасындағы біркелкі тарамайтын есептеу коэффициенті $C_F=0,85$								
Сына тәрізді белдікті берілісте белдіктер саның есептеу коэффициенті C_z								
белдіктер саны z		2...3		4...5		6		
C_z		0,95		0,90		0,85		

12. Белдік енің анықтаймыз b , мм:

$$b = \frac{F_t}{\delta[\sigma_t]}, \quad (5.13)$$

мұндағы δ – белдіктің қалыңдығы, мм (δ мәндері 5.1 кесте бойынша тандап алыныды).

Белдік енінің b мәндері жуықтап келесі стандарттық қатардан алынады:

b , мм.....	32	40	50	63	71	80	90	100
B , мм.....	40	50	63	71	80	90	100	112

мұндағы B – шкив ені, мм.

13. Белдіктің қажетті қима ауданың анықтаймыз A , мм²:

$$A = b\delta. \quad (5.14)$$

14. Белдіктің бастапқы керу күшін анықтаймыз S_0 , Н:

$$S_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \quad (5.15)$$

мұндағы e – натуральды логарифм негізі; f – үйкеліс коэффициенті (f мәндері 5.6 кесте бойынша тандап алыныды); α – кіші шкивтағы қамту бұрышы, рад..

15. Жетекші және жетектегі тармақтарының керілуі центрден тепкіш күштің қосымша керілуін есептемегенде S_1, S_2, H анықтаймыз:

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}, \quad S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (5.16)$$

16. Белдіктерден білікке әсер ететін қысым күшін анықтаймыз F_6, H :

$$F_6 = Q = 2S_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right). \quad (5.17)$$

Кесте 5.6 Белдік мен шкив арасындағы үйкеліс коэффициентінің f мәндері

Белдіктің түрлері:	Шкивтің материалдары		
	ағаш	болат	шойын
Өсімдіктердің еселенуі	0,30	0,25	0,25
Минералдардың еселенуі	0,45	0,40	0,40
Тігінді	0,23	0,20	0,20
Талшықты	0,40	0,35	0,35
Резеңкелі	0,32	0,30	0,30

Тексеру есебі

17. Белдіктің тармағындағы қимасың ең үлкен кернеуі бойынша беріктікке тексеру σ_{max} , Н/мм²:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_t + \sigma_v + \sigma_u \leq [\sigma], \quad (5.18)$$

мұндағы а) σ_0 – бастапқы кернеу, Н/мм²:

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{A}. \quad (5.19)$$

б) σ_t – шеңберлік күштен пайда болатын кернеу, Н/мм²:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{2A}. \quad (5.20)$$

в) σ_v – центрден тебу күшінен пайда болатын кернеу, Н/мм²:

$$\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6}, \quad (5.21)$$

мұндағы ρ – белдік материалдың тығыздығы, кг/м³ ($\rho=1000...1200$ кг/м³).

г) σ_u – белдіктің иілуінен пайда болатын кернеу, Н/мм²:

$$\sigma_u = E_u \frac{\delta}{D_1}, \quad (5.22)$$

мұндағы E_u – серпімділік модуль, Н/мм² ($E_u=80...100$ Н/мм²).

д) $[\sigma]_c$ – белдік материалдың мүмкіндік созылу кернеуі, Н/мм² ($[\sigma]_c = 6 - 10$ Н/мм²).

Егер беріктік шарты орындалмаса $\sigma_{\max} > [\sigma]_c$, онда жетекші шкивтегі диаметрдің D_1 немесе белдік қима мөлшерлерің жоғарлатып қайтадан берілісті есептеу.

17. Белдіктің жұмыс істеу мерзімі немесе ұзақтылығы T , сағ.

18.

$$T = \left(\frac{[\sigma]_c}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{10^7 C_u C_{жс}}{2 \cdot 3600 \cdot i}, \quad (5.23)$$

мұндағы m – белдік түріне байланысты циклдік дәрежесі (сына тәрізді белдіктер үшін $m=8$, жалпақ белдіктер үшін $m=6$); $C_u = \sqrt[3]{u} - 0,5$ – беріліс саның әсерін есептеу коэффициенті; $C_{жс}$ – жүктеу әсерін есептеу коэффициенті ($C_{жс} = 1$ – қалыпты жүктеу жағдайда, $C_{жс} = 2$ – периодикалық ауыспалы, мәндері нольден номиналға дейін жүктеу жағдайда)

19. Кесте түрінде есеп жауаптарын құрастыру.

Белдікті берілістерді есептегенде пайда болатын қателіктер:

1. Параметрлерді дұрыс есептемегендігі;
2. Кестелерді дұрыс пайдаланбағаны, тандап алынған мәндері қате немесе интерполяцияның дәлелсіздігі;
3. Мүмкіндік келтірілген күш пен қуат дұрыс анықталмаған;
4. Түзету коэффициенттерді қате тандап алғаны;
5. Сына тәрізді немесе көп сыналы белдіктердің сына саның қате анықталғаны;
6. Белдіктер қимасы номограмма бойынша қате анықталғаны;
7. Жетекші шкив диаметрі қате тандап алынғаны.

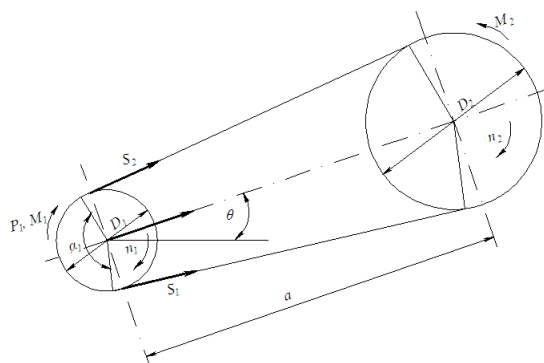
Белдікті берілістерді есептеу мысалдары

Электроқозғалқыш пен бұрғылау жабдық арасындағы орналасқан жалпақ белдікті берілісті есептеңіз, егер: қозғалтқыштан берілетін қуат $P_1 = 7$ кВт, айналу жиілігі $n_1 = 980$ мин⁻¹ болса, ал жетектегі біліктің айналу жиілігі $n_2 = 470$ мин⁻¹, белдікті беріліс горизонтқа $\theta = 70^\circ$ бұрышпен орналасқан жағдайда.

Шешімі

1. Кинематикалық сұлабаны сызу.

Кинематикалық сұлбасы берілген мәліметтер бойынша орналастыру және белдікті берілісті дұрыс есептеу үшін қажет.



5.3 – сурет. Жалпақ белдікті беріліс

2. Беріліс саны анықтаймыз.

Беріліс саны берілген айналу жиіліктер қатынасы бойынша анықталады:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{980}{470} = 2.08.$$

3. Жетекші шкив диаметрі анықтаймыз.

Жетекші шкив диаметрі (5.1) формула бойынша анықталады:

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{P}{n_n}} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{\frac{7}{980}} = 211 \dots 250 \text{ мм}.$$

Жетекші шкив диаметрі 5.3 кесте бойынша стандартқа сәйкес қабылдап аламыз $D_1 = 224$ мм.

4. Белдіктің жылдамдығы анықтаймыз v , м/с.

Белдіктің жылдамдығы (5.9) формула бойынша анықталады:

$$v = \frac{\pi n_1 D_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 980 \cdot 224}{60 \cdot 10^3} = 11,5 \text{ м/с}.$$

5. Белдіктің түрін тандап алу.

Жалпақ белдіктің түрі жұмыс жағдайы және техникалық көрсеткіштері бойынша тандап алынады. Тапсырма бойынша бұрғылау жабдықтың жұмыс процессі қалыпты, соққы және айнымалы күштер әсер етпейді, белдіктің шеңбер жылдамдығы $v=11,5$ м/с, берілетін қуат $P=7$ кВт. Сондықтан беріліске мақта–матадан жасалған белдікті тандап аламыз (ГОСТ 6982–75).

6. Жетектегі шкив диаметрі анықтаймыз.

Жетектегі шкив диаметрі (5.2) формула бойынша анықталады, алдын-ала серпімді сырғанау коэффициентің ξ ұсынылатын мәндеріне сәйкес резина мен мақта матадан жасалған белдіктер үшін $\xi = 0,01$ қабылдап аламыз:

$$D_2 = D_1 u (1 - \xi) = 224 \cdot 2,08 (1 - 0,01) = 461 \text{ мм}.$$

Жетектегі шкив диаметрің 5.3 кесте бойынша стандартқа сәйкес қабылдап аламыз $D_2 = 450$ мм.

7. Берілістің беріліс саның және жетектегі біліктің айналу жиілігің дәлелдеу.

Белдікті берілістің нақты беріліс саны серпімді сырғанауды ескергенде (5.3) формула бойынша анықталады:

$$u_n = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)} = \frac{450}{224(1-0,01)} = 2,03.$$

Жетектегі біліктің айналу жиілігі жетекші біліктің айналу жиілігі n_1 мен дәлелденген беріліс саның u_n қатынасы бойынша анықталады:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_n} = \frac{980}{2,03} = 483 \text{ мин}^{-1}.$$

Беріліс саның ауытқусы (5.3) формула бойынша анықталады:

$$\Delta u = \frac{|u_n - u|}{u} 100\% = \frac{|2,03 - 2,08|}{2,08} = 2,4\% \leq 3\%.$$

Ескерту: ауытқу мүмкіндік мөлшерден көп болса шкив диаметрлері қайта қарастырылады.

8. Берілістің осыара қашықтығын белгілейміз.

Берілістің осыара қашықтығы ен кіші және ен үлкен мәндері аралығында тандап алынады:

$$2,5(D_1 + D_2) \geq a \geq (D_1 + D_2) = 2,5(224 + 450) \geq a \geq (224 + 450). \\ 1685 \text{ мм} \geq a \geq 674 \text{ мм}$$

Белдікті берілісті есептеу үшін осыара қашықтықты екі вариантін тандап аламыз: а) $a=700$ мм және б) $a=1000$ мм.

9. Кіші шкивтің қамыту бұрышын анықтау.

Кіші шкивтің қамыту бұрышы (5.8) формула бойынша анықталады:

$$\text{а) } \alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{450 - 224}{700} 57^\circ = 161^\circ 36' \geq [\alpha_1] = 150^\circ;$$

$$\text{б) } \alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{450 - 224}{1000} 57^\circ = 167^\circ 7' \geq [\alpha_1] = 150^\circ.$$

Тандап алынған екі вариант серпімді сырғанау шартына сәйкес.

10. Белдіктің есептік ұзындығын анықтау.

Белдіктің есептік ұзындығы (5.6) формула бойынша анықталады:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a},$$

$$\text{а) } L_p = 2 \cdot 700 + \frac{3,14}{2}(224 + 450) + \frac{(450 - 224)^2}{4 \cdot 700} = 2476 \text{ мм},$$

$$б) L_p = 2 \cdot 1000 + \frac{3,14}{2} (224 + 450) + \frac{(450 - 224)^2}{4 \cdot 1000} = 3071 \text{ мм.}$$

Жалпақ белдіктер арнаулы құралдармен жалғанатын болса олардың ұзындығын стандартқа сәйкес алу қажеттілігі жоқ.

11. Белдіктің бір секундтағы жүгіріп өту жиілігі анықтау.
Белдіктің бір секундтағы жүгіріп өту жиілігі анықталады:

$$i = \frac{v}{L} \leq [i],$$

$$а) i = \frac{11,5 \cdot 10^3}{2476} = 4,6 \text{ с}^{-1} \leq [i] = 5 \text{ с}^{-1}$$

$$б) i = \frac{11,5 \cdot 10^3}{3071} = 3,7 \text{ с}^{-1} \leq [i] = 5 \text{ с}^{-1}$$

Екі вариантi белдіктің бір секундтағы жүгіріп өту жиілігі бойынша салыстырып алғанда екінші вариантi ($a=1000$ мм, $L=3071$ мм) беріліс тиімді, себебі оның қажу ұзақтылығы бірінші вариантқа қарағанда ($a=700$ мм, $L=2476$ мм) көбірек келеді.

Ескерту: егер осьара қашықтығы тапсырма бойынша берілетін болса онда белдікті беріліс (басқа жағдайлар болмаса) бір вариантi бойынша есептеледі.

12. Белдіктегі мүмкіндік пайдалы кернеуді анықтау.
Белдіктегі мүмкіндік пайдалы кернеуі (5.12) формула бойынша есептейміз, алдын-ала келтірілген мүмкіндік кернеуді $[\sigma_t]_0$ 4 кесте және түзету коэффициенттерді $C_p, C_\alpha, C_v, C_\theta, C_d, C_F$ 5.5 кесте бойынша интерполяция әдісімен анықталады:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_p C_\alpha C_v C_\theta C_d C_F,$$

Мақта-матадан жасалған белдіктер үшін D_{min}/δ қатынасы 40 немесе 50 ұсынылған, ол көрсеткіш белдіктің иілгіштігіне әсер етеді. Сондықтан иілу беріктік шартына сәйкес $D_{min}/\delta=40$ қабылдап аламыз, онда $[\sigma_t]_0=1,72$ Н/мм², ал егер беріктік шарты болса, онда жоғары мәндерді алу қажет.

Түзету коэффициенттерді 5.4 және 5.5 кесте бойынша интерполяция әдісімен анықтаймыз:

$C_p = 1$ – жұмыс процессі қалыпты, соққы және айнымалы күштер әсер етпейді,

$$C_\alpha = 0,94 + \frac{0,97 - 0,94}{10} (167 - 160) = 0,961,$$

$$C_9 = 0,95 + \frac{1-0,95}{5}(15-11,5) = 0,985,$$

$$C_\theta = 0,9,$$

$$C_d = 1,2,$$

$$C_F = 0,85,$$

$$[\sigma_t] = 1,72 \cdot 1 \cdot 0,961 \cdot 0,985 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 0,85 = 1,5 \text{ Н/мм}^2$$

13. Белдіктегі әсер ететін шеңберлік күшін анықтау
Шеңберлік күші F_t , (5.11) формула бойынша анықталады:

$$F_t = \frac{P_\kappa \cdot 10^3}{\upsilon} = \frac{7 \cdot 10^3}{11,5} = 608 \text{ Н}.$$

14. Белдік пен шкивтің ені анықтау.
Белдіктің ені (5.13) формула бойынша анықталады, белдіктің қалыңдығы δ есептің 12 ретінде қабылдап алынған қатынасына сәйкес $D_{\min}/\delta=40$ тандап алыныды:

$$\delta = \frac{D_1}{40} = \frac{224}{40} = 5,6 \text{ мм}$$

$$b = \frac{F_t}{\delta[\sigma_t]} = \frac{608}{5,6 \cdot 1,5} = 72 \text{ мм}.$$

Белдіктің ені және шкивтің ені жуықтап стандарттық қатардан алынады:
 $b=80$ мм, $B=90$ мм ((5.13) формуланың түсініктемесі).

15. Белдіктің қажетті қима ауданы анықтау.
Белдіктің қажетті қима ауданы (5.14) формула бойынша анықталады:

$$A = b\delta = 80 \cdot 5,6 = 448 \text{ мм}^2.$$

16. Белдіктің бастапқы керу күшін анықтау.
Белдіктің бастапқы керу күші (5.15) формула бойынша анықталады, алдын-ала үйкеліс коэффициентің f 5.6 кесте бойынша тандап аламыз:

$$S_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right) = \frac{608}{2} \left(\frac{2,7^{0,25 \cdot 2,9} + 1}{2,7^{0,25 \cdot 2,9} - 1} \right) = 867 \text{ Н},$$

17. Жетекші және жетектегі тармақтарының керілуін анықтау:
Жетекші және жетектегі тармақтарының керілуі (5.16) формула бойынша анықтаймыз:

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2} = 867 + \frac{608}{2} = 1171 \text{ Н},$$

$$S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2} = 867 - \frac{608}{2} = 563 \text{ Н}.$$

18. Белдіктің білікке әсер ететін қысым күшін анықтау.
Белдіктің білікке әсер ететін қысым күші (5.17) формула бойынша анықталады:

$$F_{\sigma} = Q = 2S_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 867 \sin\left(\frac{167^{\circ}7'}{2}\right) = 1722 \text{ Н.}$$

Тексеру есебі

19. Белдіктің жетекші тармағындағы қимасың ең үлкен кернеуі бойынша беріктікке тексеру σ_{max} , Н/мм².

Белдікте пайда болатын кернеулерді (5.19-5.22) байланыстары бойынша анықтаймыз және беріктікке (5.18) шарты бойынша тексереміз.

а) σ_0 — бастапқы кернеу, Н/мм²:

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{A} = \frac{867}{448} = 1,93 \text{ Н/мм}^2.$$

б) σ_t — шеңберлік күштен пайда болатын кернеу, Н/мм²:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{2A} = \frac{608}{2 \cdot 448} = 0,67 \text{ Н/мм}^2.$$

в) σ_v — центрден тебу күшінен пайда болатын кернеу, Н/мм²:

$$\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6} = 1100 \cdot 11,5^2 \cdot 10^{-6} = 0,14 \text{ Н/мм}^2,$$

г) σ_u — белдіктің иілуінен пайда болатын кернеу, Н/мм²:

$$\sigma_u = E_u \frac{\delta}{D_1} = \frac{80 \cdot 5,6}{224} = 2 \text{ Н/мм}^2,$$

д) $[\sigma]_{max}$ — ең үлкен кернеу, Н/мм² ($[\sigma]_c = 7 \text{ Н/мм}^2$).

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_t + \sigma_v + \sigma_u = 1,93 + 0,67 + 0,14 + 2 = 4,74 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_c = 7 \text{ Н/мм}^2$$

Беріктік шарты орындалды.

20. Белдіктің жұмыс істеу мерзімі.

Белдіктің жұмыс істеу мерзімі (5.23) формула бойынша анықталады:

$$T = \left(\frac{[\sigma]_c}{\sigma_{max}} \right)^m \frac{C_u C_{жс}}{2 \cdot 3600 \cdot i} = \left(\frac{7}{4,74} \right)^6 \frac{1,4 \cdot 1 \cdot 10^7}{2 \cdot 3600 \cdot 3,7} = 5451 \text{ сағ.}$$

мұндағы $C_u = \sqrt[3]{u} - 0,5 = \sqrt[3]{2,03} - 0,5 = 1,4$ — беріліс саның есептеу коэффициенті, $C_{жс} = 1$ — жұмыс жағдайың есептеу коэффициенті (жұмыс жағдайы қалыпты).

18. Кесте түрінде есеп жауабы.

Жалпақ белдікті берілістің анықталған параметрлері

№	Атауы	Мәні
1	Белдік түрі	Жалпақ мақта-матадан
2	Осьара қашықтығы a , мм	1000
3	Белдіктің қалыңдығы δ , мм	5,6
4	Белдіктің ені b , мм	80
5	Белдіктің ұзындығы L , мм	3071
6	Кіші шкивтің қамту бұрышы α_1 , град.	$167^{07'}$
7	Белдіктің жүгіріп өту жиілігі i , c^{-1}	3,7
8	Жетекші шкивтің диаметрі D_1 , мм	224
9	Жетектегі шкивтің диаметрі D_2 , мм	450
10	Белдік қимасындағы ең үлкен кернеуі σ_{max} , Н/мм ²	4,74
11	Белдіктің алдын-ала керілуі S_0 , Н	867
12	Білікке әсер ететін қысым күші F_6 , Н	1722
13	Белдіктің жұмыс істеу мерзімі T , сағ	5451

Бақылау сұрақтары

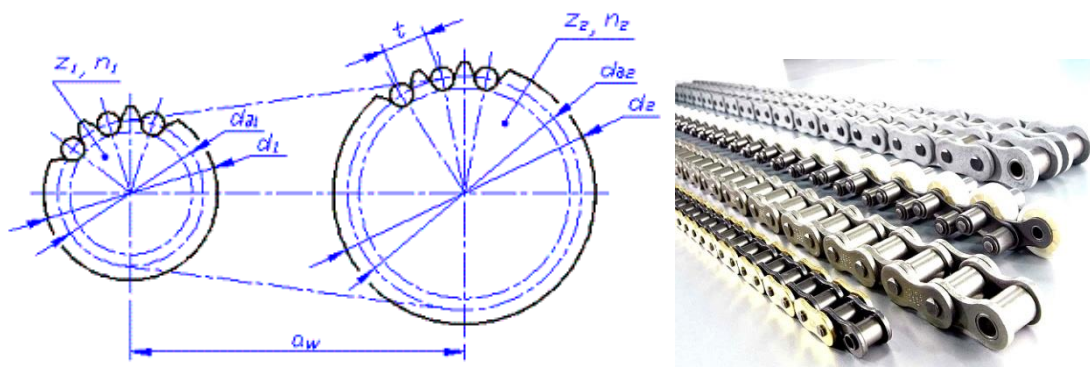
1. Белдікті берілістегі беріліс саны сырғанау арқылы қалай анықталады?
2. Белдік тармақтарда керілу күштері қалай анықталады?
3. Белдікті берілістегі біліктерге қысым күші қалай анықталады?
4. Шкивті белдікпен қамту бұрышы қалай анықталады және қай аралықта?
5. Белдіктің бір секунда өту жиілігі қалай анықталады және мүмкіндік мөлшері?
6. Белдікті берілісте қандай қуаттың шығындары бар және олардың ПӘК неге тең болады?
7. Жалпақ белдіктер тарту қабілеттілігі арқылы қалай есептеледі?
8. Сына тәрізді белдіктер тарту қабілеттілігі арқылы қалай есептеледі?
9. Жетекті белдіктер ұзақтылығына қалай есептеледі?
10. Жалпақ белдікті берілісті есептеу тәсілі қандай болады?
11. Сына тәрізді белдікті берілісті есептеу тәсілі қандай болады?
12. Белдікті берілістегі шкив құрылымдардың әр түрлері және дайындау материалдары.
13. Жалпақ белдікті берілісте шкивтердің тәжі неліктен дөнес болады?
14. Шкивтің диаметрлері қалай анықталады?
15. Эйлер формуласың шығару және оны тәжіребелі қолдану.
16. Белдікті берілістің геометриясы мен кинематикасы?

6. ШЫНЖЫРЛЫ БЕРІЛІСТЕР

6.1 Жалпы мағлұматтар

Шынжырлы беріліс деп қозғалыс пен қуатты біліктер арасында иілгіш элементпен ілініс арқылы беретін берілістерді айтамыз [12].

Шынжырлы берілістің құрамы: жұлдызшалар және шынжыр (6.1-сурет).



6.1 – сурет. Шынжыр берілісі

Шынжырлар. Өндірістегі барлық шынжырлар үш түрге бөлінеді.

1. Жүк шынжырлары
2. Тарту шынжырлары
3. Жетекші шынжырлар

Жүк шынжырлары. Жүк шынжырлары жылдамдығы аз ($v=0,25$ мм/с), жүгі ауыр берілістерде және жүк көтергіш машиналарда қолданылады. Олар дөңгелек буынды немесе пластина тәрізді етіп жасалады.

Тарту шынжырлары. Бұл шынжырлар орташа жылдамдықты ($v=2\div4$ м/с) берілістерде және транспорт машиналарында көп қолданылады. Олар жай пластиналардан және втулкалы-роликті немесе втулкасыз осьтерден құралады. Жүк және тарту шынжырлары “Жүк көтеру және тасымалдау машиналары” курсына, ал жетек шынжырлары болса “Машина бөлшектері” курсына қарастырылады.

Жетекші шынжырлар. Жетекші шынжырларға втулкалы, втулкалы-роликті және тісті шынжырлар жатады (6.2 – сурет). Олар ГОСТ 13568-75 бойынша стандартталған. Осы шынжырлардың негізгі сипаттамалары ретінде олардың қадамы, ені және шынжырлы үзгіш күші алынады.

Втулкалы-роликті шынжырлар. Бұл шынжырлардың буындары пластиналардан, ал әрбір буын екі пластинадан тұрады да, бұлар білікшеге немесе втулкаға нығыздалып бекітіледі.

Втулка жүкті білікшенің ұзындығына бірдей түсіруге мүмкіндік береді және топсалардың тозуын азайтады. Ал шынжырдың жұлдызшамен ілінісуі ролик арқылы орындалады.

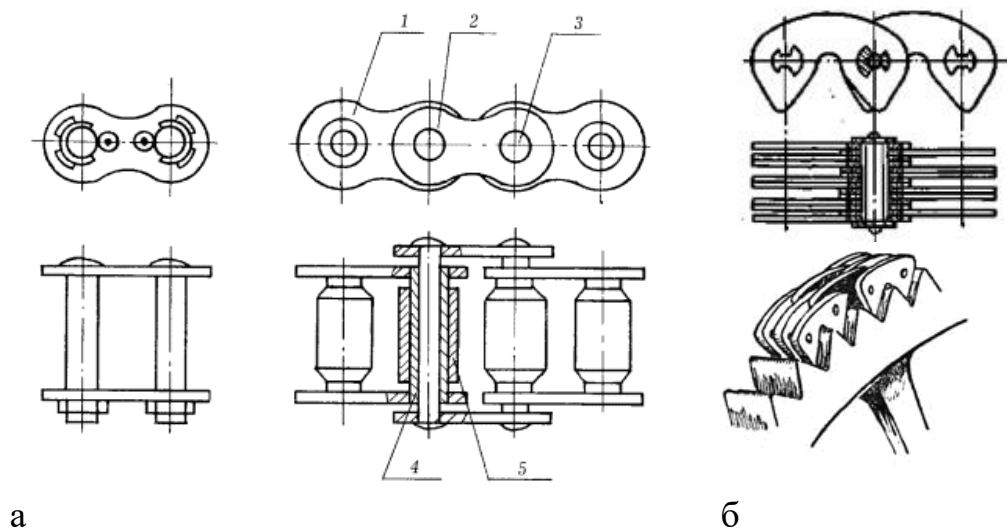
Ролик болса, втулкаға түсетін қысымды реттеп, осы арқылы оның тозуын кемітеді. Сонымен қатар үлкен күш түсетін берілістерде көп қатарлы втулкалар пайдаланылады. Мұндай шынжырлардың жай шынжырлардан айырмашылығы-біліктері ұзын болып келеді, көбінесе 2-3 қатарлы етіп жасалады.

Втулкалы шынжырлар. Бұлар құрылысы жағынан втулкалы-роликті шынжырларға ұқсас. Айырмашылығы-втулкалы шынжырларда ролик болмайды. Осыған орай олардың салмағы мен бағасы кемиді, бірақ шынжыр мен жұлдызша тезірек тозады. Сондықтан олар жылдамдықтары шамалы берілістерде ғана қолданылады.

Тісті шынжырлар. Бұл шынжырлардың буындары тісті екі кертпесі бар пластиналардан тұрады. Жұлдызша шынжырмен осы тісті пластиналар арқылы ілініседі. Мұндағы ілінісу бұрышы $\beta=60^\circ$.

Бұл шынжырдың втулкалы-роликті шынжырларға қарағанда кейбір артықшылықтары бар:

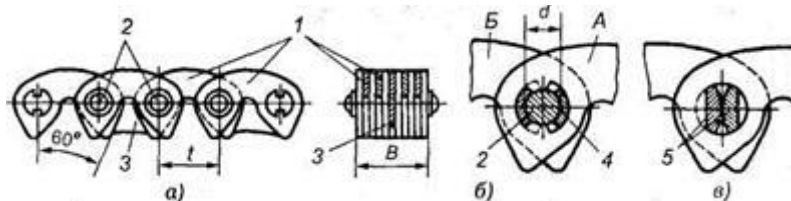
- а) тісті шынжырдың енін ұлғайтып, беріліс күшін көбейтуге болады;
- б) тісті шынжырлар жылдамдығы жоғары берілістерде қолданылады. Шамамен $v=35$ м/с-қа дейін.



6.2 – сурет. Жетекші шынжырлар: а – роликті; б - тісті

Тісті шынжырлар бір-бірінен топсаларының құрылысына байланысты бөлінеді. Солардың ішінде қиылған астарлы топсалар жиі кездеседі. Мұндай астарлар шынжырдың бүкіл енін тесіп өтеді, сонымен қатар бірінші астар бір пластинаға бекітілсе, екінші астар екінші пластинаға бекітіліп, топса пластинаның екі жаққа да бұрылуына

мүмкіндік береді (6.3 – сурет). Әдетте бұрылу бұрышының ең үлкен мәні 30 градустан аспайды. Топсадағы үйкелісті азайту үшін оның конструкциясын теңселу үйкелісіне негіздеп те жасайды.



6.3 – сурет. Тісті шынжыр: 1 — пластиналар; 2 — білікшілер;
3 — бағыттауш пластиналар; 4 — шарнир; 5 — призма

Жұлдызшалар. Жетек шынжырлардың жұлдызшалары құрылысы жағынан тісті дөңгелектердікіне ұқсас. Шынжырлы берілістің сенімділігі мен жұмыс істеу уақыты жұлдызша тістерінің пішініне, олардың негізгі сипаттамаларына байланысты болады. Жұлдызшалардың өлшемдері ГОСТ 591-69 бойынша стандартталған.

Жұлдызшаның бөлінгіш шеңберінің диаметрі шынжыр топсаларының центрі арқылы өтеді. Бұл шеңбердің диаметрі мына формуламен есептеледі:

Жетекші жұлдызшаның тіс саны беріліс санына байланысты алынады: $z_1=31-2u$; $z_1=19-2u$; $z_2=z_1u$; $z_2 \leq 120$

Тісті шынжырларға арналған жұлдызша тістерінің жұмысшы пішіні түзу сызықты болып келеді. Ал роликті және втулкалы шынжырлар түрлі пішінді тістермен ілінісе алады. Тістің қай пішіні болса да, топсаның іліністен бос кіріп-шығуына мүмкіндік беруге тиіс. Пішіннің даярлау сапасы пішіндік бұрыштың (γ) мөлшерімен анықталады.

Пішіндік бұрыштың (γ) шамасын ұлғайту топсалардың ілінісуі кезінде пайда болатын соғылу күшін арттырып, бос тармақтың

6.2 Шынжырлы берілістін есептеу жолдары

Берілістің жұмыс істеу қабілеттілігінің төмендеуінің негізгі бір себебі – шынжыр топсаларының тозуы. Шынжырдың бір айналысында әр топса төрт рет $\varphi = 2\pi/z$ бұрышына бұрылады. Бұл бұрылулар втулка мен топса білікшелерінің тозуына себепкер [12].

Шынжырдың жұмыс істеу мерзімі берілістің осьаралық қашықтығына, жұлдызшалардың орналасуына кіші жұлдызша тістерінің санына (z), топсалардағы қысымның мөлшеріне p , үйкеліс коэффициентіне және топса материалдарының тозуға төзімділігіне байланысты.

Егер осьаралық қашықтықты ұлғайтсақ, шынжырдың жұмыс істеу мерзімі артады, себебі шынжырдың ұзаруына сай топсалардың бұрылу саны азаяды. Ал жұлдызша тістерінің санын көбейтсек, топсалардың бұрылу бұрышы кемиді.

Сонымен қатар шынжырдың жұмыс істеу мерзімі топсаларға түсетін қысым мөлшеріне де байланысты. Себебі қысым ұлғайған сайын үйкеліс күшінің мөлшері артып, топсалар тоза түседі. Ал топсалар қысымының мөлшері берілістің жұмыс істеу жағдайларына байланысты алынады.

Шынжырлы берілістегі жобалау есебің шығару үшін қажетті бастапқы мәліметтер:

- кинематикалық схемасы (жетекші және жетектегі жұлдызшалардың саны және олардың өзара орналасуы);
- берілетін қуат - P , Вт немесе айналу моменті – M , Нм;
- жұлдызшалардың айналу жиілігі – n , мин⁻¹;
- беріліс саны - z ;
- осьара қашықтығы – a мм;
- пайдалану жағдайлары (динамикалық әсерлері, температурасы, ластанғаны, берілістегі центрлер сызығының көлбеулігі, жұмыс ауысымы)

Жобалау есебі.

1. Тістер санын анықтау:

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u, \quad z_2 = z_1 u, \quad (6.1)$$

2. Жұмыс пайдалану коэффициенті:

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{per} \cdot K_{cm} \cdot K_p, \quad (6.2)$$

мұнда K_d - динамикалық күштер коэффициенті; K_a - шынжыр ось аралығын есепке алатын коэффициенті; K_n – берілістің горизонтқа көлбеулік коэффициенті; K_{per} - шынжырдың тартылуын реттеу әдісіне байланысты коэффициенті; K_{cm} - берілістің майлану коэффициенті; K_p - берілістің жұмыс істеу жағдайының немесе мерзім коэффициенті;

3. Топсалар төзімділігіне байланысты шынжыр қадамын анықтаймыз:

$$t \geq 2,8 \times 3 \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (6.3)$$

где $[p]$ – топсадағы мүмкіндік қысым мөлшері, МПа; m – шынжыр қатарын есепке алатын коэффициенті. Есептелген шынжыр қадамың « t » мм ГОСТ 13568-75 бойынша жоғары мәндерің тандап алады: - 12,7; 15,875; 19,05; 25,4; 31,75; 38,1; 44,45; 50,8.

4. Шынжыр жылдамдығын анықтаймыз:

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (6.4)$$

5. Шынжыр берілістеге шеңберлік күші:

$$F_t = \frac{P}{v}. \quad (6.5)$$

6 Шынжыр топсасына түсетін қысымын тексереміз:

$$p = \frac{F_t \cdot K_\Sigma}{A}, \quad (6.6)$$

7. Негізгі геометриялық өлшемдерін анықтаймыз:

$$\text{буын саны } L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot Z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t},$$

$$\text{осыара қашықтығы } a = 0,25 \cdot t \left[L_t - 0,5 \cdot Z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot Z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right], \quad (6.7)$$

мұнда a_t – осыара қашықтығын есепке алатын коэффициенті; Δ – шынжыр тармақтарын есепке алатын коэффициенті; Z_Σ – жалпы тіс саны.

8. Жұлдызшалардың диаметрлерін анықтаймыз.

Бөлгіш диаметрлері:

$$d_o = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)}. \quad (6.8)$$

9. Шынжырлы берілісте әсер ететін күштерін анықтаймыз:

$$\text{центрден тепкіш- } F_g = qg^2, \quad (6.9)$$

$$\text{тармақтар салбырау күші - } F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a, \quad (6.10)$$

$$\text{біліктерге түсетін қысым күші - } F_b = F_t + 2F_f, \quad (6.11)$$

мұнда q – шынжырдың меншікті салмағы, кг/м; K_f – шынжыр салбырау коэффициенті.

10. Беріктікке тексеру:

$$n = \frac{9,81 \cdot Q}{F_t K_d + F_v + F_f}, \quad (6.12)$$

мұнда Q – үзгіш күші, кгс.

Мысал. Горизонтқа 45° көлбеу орналасқан, қуаты $P=10$ кВт, жетекші жұлдызшасы минутына 360 айналым жасайтын, жетектегі жұлдызшаның минутына 115 айналым жасайтын шынжырлы берілісті есептеу қажет.

Беріліс ашық орналасқан және шаңтозаң түсуі ықтимал. Ось аралық қашықтығы ретелмейді, бір сменамен, оқтын-оқтын майланып жұмыс істейді (сурет 6.4).

Шешімі

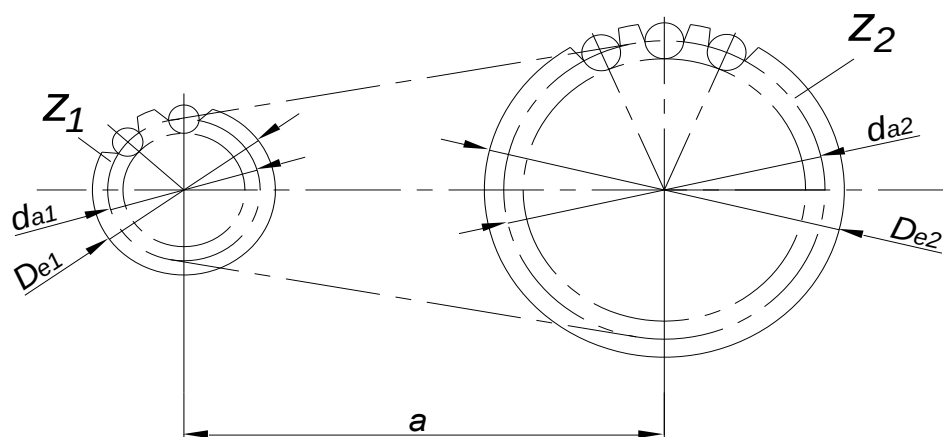
1. ГОСТ 13568-75 бойынша жетекші роликті шынжырды таңдап алып, оның бұрштық жылдамдығын және бұрау моментін жуықтан анықтаймыз:

$$\omega_1 = \pi \cdot n / 30 = 3.14 \cdot 360 / 30 = 37.6 \text{ рад/сек};$$

$$M_1 = P / \omega_1 = 10 \cdot 10^3 / 37.6 = 266 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

2. Беріліс санын анықтаймыз:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{360}{115} = 3,15;$$



6.4 – сурет. Шынжырлы беріліс

3. Жұлдызшалардың тістер санын анықтаймыз:

Жетекші жұлдызшаның $z_1 = 31 - 2 \cdot u = 31 - 2 \cdot 3,15 \approx 25$;

Жетектегі жұлдызшаның $z_2 = z_1 \cdot u = 25 \cdot 3,15 \approx 79$;

4. Шынжыр қадамын анықтаймыз, ол үшін берілген К-4 кесте бойынша коэффициенттер шамасын және топсаларға түсетін мүмкіндік қысымын К-2 кесте бойынша қабылдаймыз [9]:

$K_d=1,25$ -динамикалық күштер коэф-ті;

$K_a=1$ - шынжыр ұзындығының коэф-ті;

$K_k=1$ - берілістің горизонтқа көлбеулік коэф-ті;

$K_{ret}=1,25$ - шынжырдың тартылуын реттеу әдісі;

$K_m=1,5$ – берілістің майлану коэф-ті;

$K_j=1$ - берілістің жұмыс істеу жағдайы;

$[P]=20 \text{ Н/мм}^2$ -мүмкіндік қысымын алдын-ала қабылдап аламыз;

$m=1$ -қатар саны;

$K_\gamma = K_\phi \cdot K_a \cdot K_k \cdot K_{ret} \cdot K_m \cdot K_j = 1,25 \cdot 1,5 = 2,33$ – жұмыс істеу коэф-ті;

$$t \geq 2,8 \times 3 \sqrt{\frac{M_1 \cdot K_\gamma}{Z_1 \cdot [P] \cdot m}} = 2,8 \times 3 \sqrt{\frac{266 \cdot 10^3 \cdot 2,33}{25 \cdot 20 \cdot 1}} \approx 30 \text{ мм};$$

К-4 кестеден, стандарт бойынша ПР-31,75-8850 ГОСТ 13568-75– шынжыр түрің тандап аламыз [9].

Өлшемдері: $t=31,75 \text{ мм}$, $A=262 \text{ мм}^2$, $Q=8850 \text{ кгс}$, $q=3,8 \text{ кг/м}$, $d_1=19,05 \text{ мм}$, $B_{BH}=19,05 \text{ мм}$.

Айналу жиілігіне төзімділік шарты:

$[n_1]=630_{\text{айн/мин}} > n_1=360_{\text{айн/мин}}$ —К-5 кесте бойынша төзімділік шартты орындалды [9].

5. Шынжыр жылдамдығын анықтаймыз:

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 360}{60 \cdot 10^3} = 4,76 \text{ м/с};$$

6. Шенберлік күшін анықтаймыз;

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{10 \cdot 10^3}{4,76} = 2100H ;$$

7. Шынжыр топсасына түсетін қысымын анықтаймыз:

$$P = \frac{F_t \cdot K_{\Sigma}}{A} = \frac{2100 \cdot 2,33}{262} = 18,7 \frac{H}{мм^2} < [P] = 18,1[1 + 0,01(25-17)] = 19,6 H/мм^2;$$

$P < [P]$ -тозуға төзімділік шарты орындалды.

8. Негізгі геометриялық өлшемдерін анықтаймыз:

Ось ара қашықтығы $a = 40 \cdot t$ $a_t = 40$ -ось ара коэф-ті

Жалпы тіс саны $Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2 = 25 + 79 = 104$;

$$\text{Түзету коэф-ті } \Delta = \frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} = \frac{79 - 25}{2 \cdot 3,14} = 8,6 ;$$

Шынжырдың буын саны:

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot Z_{\Sigma} + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 104 + \frac{8,6^2}{40} = 133,8$$

$L_t = 134$ деп қабылдаймыз.

Ось аралық қашықтығын дәлілдейміз:

$$a = 0,25 \cdot t [L_t - 0,5 \cdot Z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot Z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] = 0,25 \cdot 31,75 \cdot [134 - 0,5 \cdot 104 + \sqrt{(134 - 0,5 \cdot 104)^2 - 8 \cdot 8,6^2}] = 1273 \text{ мм};$$

Төзімділік шартты бойынша шынжыр аздап салбырап тұруы қажет, сондықтан ось аралығын 0,4% кем алған жөн $1273 \cdot 0,004 = 5 \text{ мм}$;

Осыған орай, $a = 1273 - 5 = 1268 \text{ мм}$ тең болады.

9. Жұлдызшалардың параметрлерін анықтаймыз.

Бөлгіш диаметрлері:

$$d_{a1} = \frac{t}{\text{tg}(180^\circ / Z_1)} + 0,96 \cdot t = \frac{31,75}{\text{tg}(180^\circ / 25)} = 253,2 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = \frac{t}{\sin(180^\circ / Z_2)} = \frac{31,75}{\sin(180^\circ / 79)} = 809,1 \text{ мм};$$

Донес диаметрлері:

$$D_{e1} = \frac{t}{\text{tg} 180^\circ / Z_1} + 1,1 \cdot d_1 = \frac{31,75}{\text{tg}(180^\circ / 25)} + 1,1 \cdot 19,03 = 270,6 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = \frac{t}{\text{tg}(180^\circ / Z_2)} + 0,96 \cdot t = \frac{31,75}{\text{tg}(180^\circ / 79)} + 0,96 \cdot 31,75 = 839,6 \text{ мм}$$

Тістің қалыңдығы:

$$B = 0,93 B_{\text{вн}} = 0,93 \cdot 19,05 = 17,7 \text{ мм}$$

10. Шынжырлы берілісте әсер ететін күштерін анықтаймыз.

Центрден тепкіш күші:

$$F_v = q \cdot v^2 = 3,8 \cdot 4,76^2 = 86H ;$$

Шынжыр тармақтарының салбырау әсерінен пайда болатын күш:

$$F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 3,8 \cdot 1,278 \approx 71H ;$$

мұнда K_f -салбырау коэффициенті, $K_f=1,5$.

Білікке әсер ететін күш:

$$F_6 = F_t + 2 \cdot F_f = 2100 + 2 \cdot 71 = 2242H ;$$

11. Беріктік қортынды коэф-тің тексеру:

$$n = \frac{9,81Q}{F_t \cdot K_D + F_v + F_f} = \frac{9,81 \cdot 8850}{2100 \cdot 1,25 + 86 + 71} = 31 > [n] = 10 ;$$

Беріктік қортындысы қамтамасыздырылған.

Бақылау сұрақтары

1. Шынжырлы берілістердің майлауы не үшін керек және ол қалай орындалады?
2. Жетекті шынжырлар мен жұлдызшалардың тістердің соғылуы неден пайда болады?
3. Шынжырлардың жұмыс істеу қабілеттілігі және беріктік шарттары?
4. Жұлдызшаның бөлгіш диаметрі қалай анықталады?
5. Шынжырлы берілістің қауіпті айналу жиілігі қалай анықталады?
6. Шынжырлы берілісте әсер ететін күштер қалай анықталады?
7. Шынжырлы берілістердің арықшылықтары мен кемшіліктері қандай?
8. Жетекті шынжырлардың құрамы қандай?
9. Жетекті шынжырлардың түрлері қандай және қайсысы МЕСТ бойынша қалыптырылған?
10. Машиналарда жетекші шынжырлардың қолдану мысалдары.
11. Шынжырлы берілісте қандай шығындары бар және ПӘК мөлшері?
12. Шынжырлы берілістердің майлауы қалай орындалады?
13. Жетекті шынжырлар мен жұлдызшалардың дайындау материалдары қандай?
14. Шынжырлардың жұмыс істеу қабілеттілігі және МЕСТ бойынша тандап алу қалай анықталады?
15. Шынжырлы берілістің беріліс саны қалай анықталады?
16. Шынжырлы берілістегі білікке әсер ететін күш қалай анықталады?

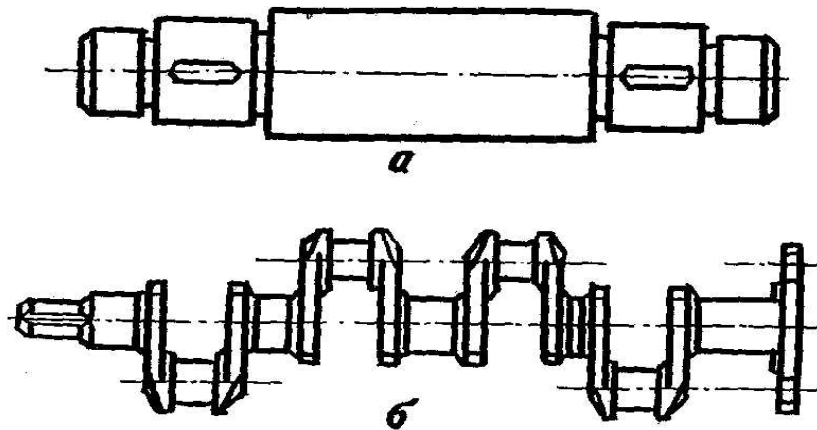
7. БІЛІКТЕР МЕН ОСЬТЕР

7.1 Жалпы мағлұматтар

Білік деп айналатын бөлшектерді ұстап тұруға және өзі арқылы күш моментін беруге арналған тетікті айтамыз [13].

Біліктерді геометриялық осьтері бойынша иінді, түзу, иілгіш және эксцентрикті болып бөлінеді (7.1 – сурет).

Айналатын тетіктерді бекіту үшін пайдаланатын бөлшекті ось айтамыз [11, 12].



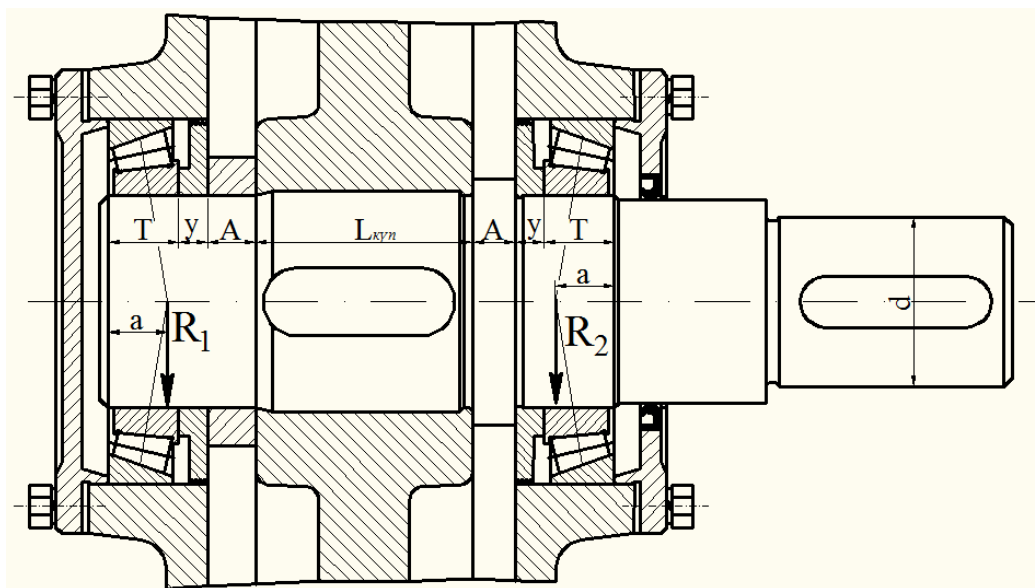
7.1 – сурет. Біліктер: а) түзу; б) иінді

«Теориялық және қолданбалы механика» айналу бөлшектер модулінде геометриялық осьтері түзу біліктер қарастырамыз (7.2-сурет).

Білікке қондырылатын айналатын бөлшектердің өз орындары белгіленеді. Білік бойымен бірнеше бөлшек орналасады. Сондықтан әр бөлшектің орын белгілеу үшін біліктерді саттылы етіп жасайды, біліктер диаметрлері қондырылатын бөлшектерге сәйкес болуы керек.

Біліктер мен осьтердің негізгі бөліктері келесі түрге бөлінеді. Біріншіден тіректегі бөлігін цапфа деп атайды. Екіншіден тіректер аралығындағы бөлігін мойынша деп атайды. Үшіншіден тірекке әсер ететін күшіне байланысты цапфа екі түрге бөлінеді: егер осьтік күш әсер ететін болса өкше, ал радиалды болса шип деп аталады.

Біліктердің негізгі элементтері. Біліктегі қырларын киекжиектерімен орындайды, әр диаметрлерді бір-бірімен жалғастыру үшін галтель пайдаланады, ал кесу мен ажарлағыш құралдарды шығару үшін арнаулы ойықтар пайдаланады және қондырылатын бөлшектерді бекіту үшін әр түрлі конструктивтік элементтері пайдаланады (7.3-суретт).



7.2 – сурет. Саттылы білік

Бөлшектерді біліктің бойымен осьтік бағытымен бұғыттау үшін шығыңқылар (7.3, д—ж сурет), буртиктер (7.3, а сурет), конусты бөліктері (7.3, б сурет), бекіткіш сақина (7.3, в сурет), басқа бөлшектермен бір жиынтықта орнатуға болатын кергіш төлкелер (7.3, г сурет) пайдаланады.

Екі диаметр арасындағы өтпелі элементтерімен орындалады: 1) тұрақты радиусты қалқыма қисық сызықпен (7.3, е сурет); 2) ауыспалы радиусты қалқыма қисық сызықпен (7.3, ж сурет). Мұндай қалқыма қисық сызық кернеу шоғырлануын төмендетеді. Ол жоғары жүктемелі біліктер мен осьтердің бөліктерінде қолданылады. Қуыс біліктерді массаны азайту үшін жасалады немесе басқа тетін жағдайларда бөлшекке білік арқылы май жеткізіледі. Арнаулы ойықтар ажарлагыш дөңгелектің шығуына арналған.

Біліктер мен осьтер айналатындықтан, қауіпті қималарында ауыспалы жүктемелер, кернеулер мен деформацияларды пайда болады. Сондықтан біліктер мен осьтердің қажу сипатына ие болады.

7.2 Біліктердің жұмыс істеу қабілеттілігі

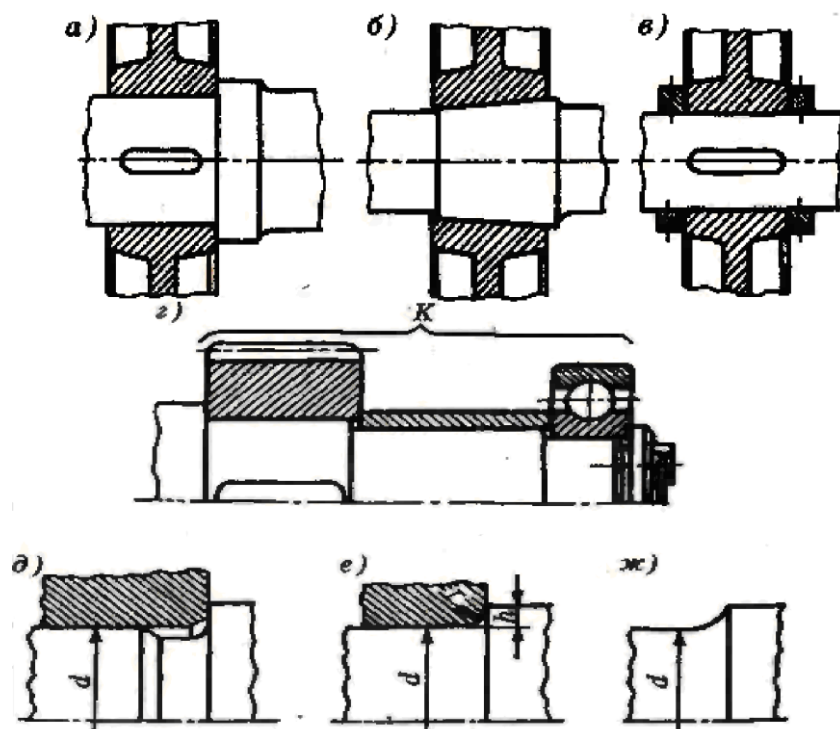
Біліктер әр түрлі жағдайда жұмыс істейді және олардың істен шығу себептері әр түрлі болу мүмкін. Сондықтан біліктердің жұмыс істеу қабілеттілігі әр түрлі болу мүмкін: беріктікке, қатандыққа, дірілге [13, 14].

Беріктікке есептеу жолдары: алдын-ала есебі; жобалау есебі; дәлдікпен тексеру есебі.

Алдын ала есебі.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{вп}}}{0,2[\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (7.1)$$

мұнда $[\tau]_{кр}$ – бұралу кезіндегі мүмкіндік кернеуі, $[\tau]_{кр}=15 \div 30 \text{ Н/мм}^2$.



7.3 – сурет. Біліктердегі элементтер мен бөліктері

Жобалау есебі. Жалпы иілу моменті:

$$M_{изг_{сумм}} = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}, \quad (7.2)$$

мұнда M_{zy} - горизонталь жазықтағы иілу моменті, Нм; M_{xy} - фронталь жазықтағы иілу моменті, Нм.

Келтірген моменті:

$$M_{экр} = \sqrt{M_{изг_{сумм}}^2 + \alpha M_{вр}^2}, \quad (7.3)$$

мұнда энергетикалық беріктік теория бойынша $\alpha=0,75$ немесе $\alpha=1$ [5].

Келтірген моменті және мүмкіндік кернеу бойынша білік диаметрі жобаланады:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экр}}{0,1[\sigma]_{изг}}}, \quad (7.4)$$

мұнда $[\sigma]_{изг}$ - мүмкіндік иілу кернеуі, МПа.

Нақтыланған есептеуде алынған білік диаметрлері одан әрі жобалау үшін түпкілікті қабылданады.

Біліктерді дәлдікпен тексеру есебі, біліктің беріктік запасы коэффициенті формуламен есептеледі:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] = 2,5, \quad (7.5)$$

мұнда n_{σ} и n_{τ} - калыпты және жанама кернеулері бойынша беріктік коэффициенттері.

n_{σ} – иілу кезіндегі беріктік запасы және n_{τ} — буралу кезіндегі беріктік запасы келесі формула бойынша анықталады:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma} \sigma_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau} \tau_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (7.6)$$

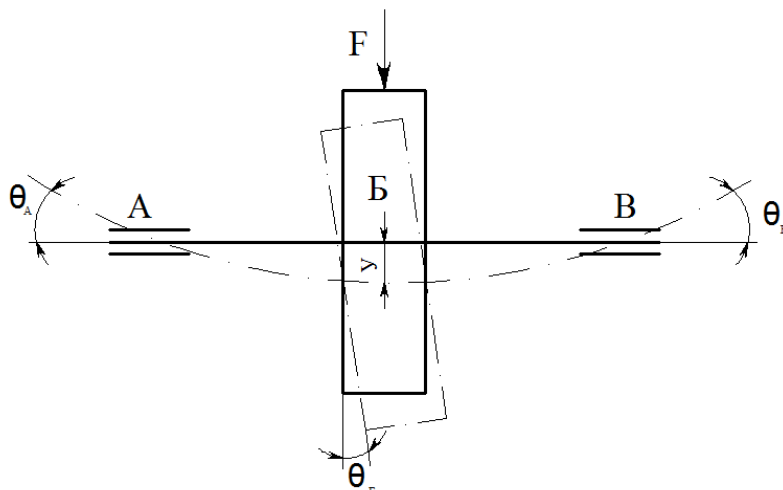
мұнда σ_{-1} и τ_{-1} – симметрия циклі бойынша бұралу және иілу кезіндегі шекті кернеулері; k_{σ} и k_{τ} – бұралу және иілу кезіндегі конструктивтік элементтер әсерінен кернеу шоғырланудың эффективтік коэффициенттері; ε_a и ε_{τ} – масштабтік коэффициенттері; σ_a и τ_a – амплитудтік кернеулер; σ_m и τ_m – циклдағы орташа кернеулер, симметрия цикл бойынша ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$); ψ_{σ} и ψ_{τ} – қажу коэффициенттері.

Статикалық беріктігіне тексеру. Бұл тексеру қысқа мерзімді жүктеме кезінде пластикалық деформациялар мен бұзылулардың алдын алу үшін жүзеге асырылады (мысалы, іске қосу және т.б.). Бұл жағдайда эквивалентті кернеу формула бойынша анықталады:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad \sigma_n = \frac{M_n}{0,1d^3}, \quad \tau = \frac{M_{\text{вр}}}{0,2d^3}. \quad (7.7)$$

Біліктер қатандығы иілу және бұралу қатандығына бөлінеді. Иілу қатандығы (7.4 – сурет):

$$y \leq [y], \quad \theta \leq [\theta]. \quad (7.8)$$



7.4 – сурет. Иілу қатандығы

Біліктерді тербеліске есептеу —резонанс құбылысын тұдырмау үшін жүргізіледі, ал резонанс еріксіз тербеліс пен меншікті тербелістің жиілігі бірдей болғанда пайда болатыны белгілі. Жұмыс істеу процесінде

біліктерде көлденең тербеліс пайда болады. Сондықтан белгілі бір тербелісте резонанс құбылысы пайда болуы мүмкін. Бір дәрежелі ерікті системаның еріксіз тербелісінің теңдеуі мына түрде жазылады:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g \sum Q_i y_i}{\sum Q_i y_i^2}}, \quad (7.9)$$

мұндағы g -еркін үдеуі, $g = 9,8 \text{ м / с}^2$; Q_i -шартты түрде шоғырланған деп қабылданған i -ші тербелмелі массаның ауырлық күші, Н; y_i – барлық шоғырланған массалардың ауырлық күштерінен туындаған i -ші шоғырланған массаның астындағы статикалық ауытқу, м.

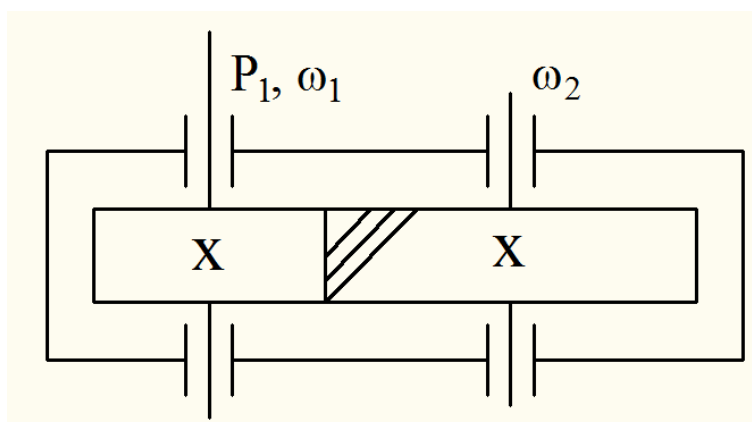
Егер $\omega \rightarrow p$, онда $y \rightarrow \infty$ және $\omega = p$ тең болған жағдайда системада резонанс құбылысы пайда болады. Айналу санының қайсысында резонанс туса, соны шекті айналу саны деп атаймыз. Біліктерде резонанс құбылысы пайда болатын қауіпті айналу санын төмендегіше анықтаймыз:

$$n_{каүйп} = \frac{30\omega_{каүйп}}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_{ст}}} \approx 300 \sqrt{\frac{1}{y_{ст}}} \quad (7.10)$$

Сонымен біліктердің айналу саны қауіпті айналу санынан аз немесе көп болуы қажет: $n \leq 0,7n_{каүйп}$ және $n \geq 1,3n_{каүйп}$.

Егер нақты бұрыштық жылдамдық қауіпті аймақта болса, біліктің диаметрін қайта есептеу керек.

Мысал. Цилиндрлі бәсеңдеткіштің жетектегі білікті есептеңіз (7.5 сурет). Жетекші біліктегі қуат $P_1 = 6,6 \text{ кВт}$, бұрыштық жылдамдығы $\omega_1 = 100 \text{ с}^{-1}$, жетектегі біліктің бұрыштық жылдамдығы $\omega_2 = 22 \text{ с}^{-1}$ және тісті доңғалақтың бөлгіш диаметрі $d_2 = 120,48 \text{ мм}$, тістердің көлбеулігі $\beta = 10^\circ$. Жетектегі біліктің жұмыс сызбасын салу.



7.5 – сурет. Цилиндрлі бәсеңдеткіш

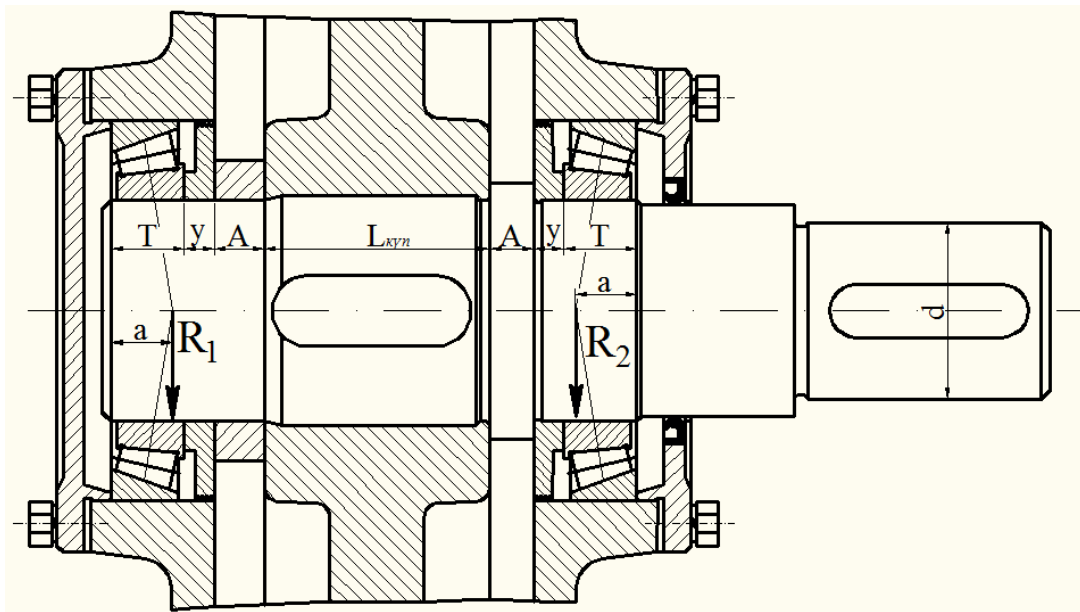
Шешімі

1. Біліктердің алдын-ала есептеу нәтижесінде жетектегі біліктің кіріс диаметрі (6.9) формула бойынша айналу моменті арқылы анықталады, мм (7.6 - сурет) [3]:

$$M_{\text{айн}} = \frac{P}{\omega} = \frac{6,6 \cdot 10^3}{22} = 300 \text{ Нм}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{айн}}}{0,2[\tau]_{\text{бр}}}} = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 39,14 \text{ мм}$$

мұнда бұралуға мүмкіндік кернеуі $[\tau]_{\text{бр}} = 25 \text{ МПа}$ ($[\tau]_{\text{бр}} = 10 \dots 40 \text{ МПа}$) теңестіріп аламыз. $d = 40 \text{ мм}$ (Ra 40 қатар) қабылдаймыз.



7.6 - сурет. Білік пен оған кигізілген бөлшектер конструкция сызбасы

2. Жетектегі біліктің диаметрлерін тандап алу:

Жетектегі білік диаметрлерін конструкция сызбасы бойынша тандап алынады (7.6 - сурет).

Мойынтірек астындағы диаметрі $d_{\text{п}} = 45 \text{ мм}$.

Тісті доңғалақ астындағы диаметрі $d_{\text{к}} = 50 \text{ мм}$.

3. Тісті доңғалақтың ұзындығын анықтаймыз:

$$L_{\text{кун}} = (1,2 \dots 1,5) d_{\text{к}} = (1,2 \dots 1,5) 50 = 60 \dots 75 \text{ мм}.$$

Стандарт қатарынан $L_{\text{кун}} = 63 \text{ мм}$ қабылдаймыз.

4. Мойынтірек параметрлерін анықтаймыз:

Мойынтірек параметрлерін анықтау үшін біріншеден оның өзін шартты белгіленуіне байланысты тандап аламыз. Мойынтіректің диаметріне $d_{\text{п}} = 45 \text{ мм}$ сәйкес жеңіл сериялы радиалды – сүйеніш роликті Мойынтіректі тандап аламыз № 7209.

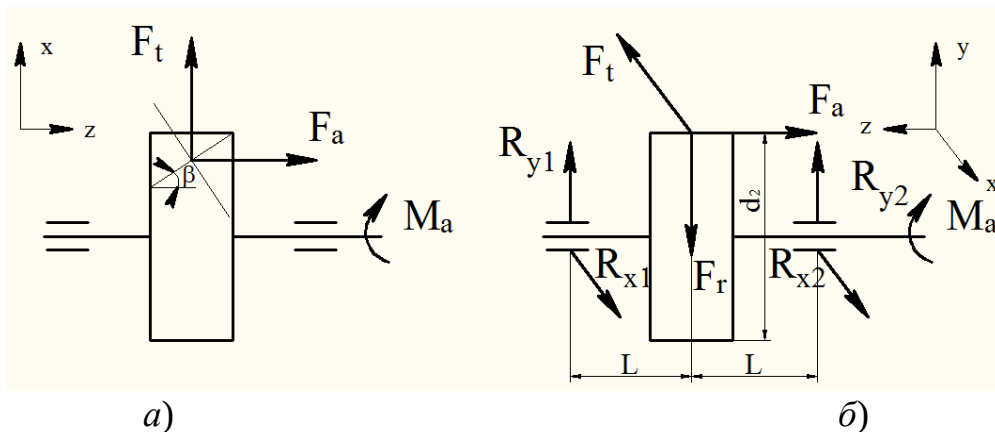
5. Білікке әсер ететін күштерді анықтау:

Ілінісудегі әсер ететін күштердің бағыттары мен мәндерін анықтау (7.7 - сурет) [10].

$$\text{Шеңберлік күші} - F_t = \frac{2M_{\text{айн}}}{d_2} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{120,48} = 4980 \text{ Н};$$

$$\text{Радиалды күш} - F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 4980 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ} = 1840 \text{ Н};$$

$$\text{Осьтік күш} - F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 4980 \operatorname{tg} 10^\circ = 878 \text{ Н}.$$



7.7 – сурет. Білік әсер ететін күштер сызбасы: *a* – ілінісудегі күштер бағыттары; *б* – біліктегі күштер жүйесі.

6. Тірек реакциялар мен әсер етуші күштер арасындағы қашықтығын анықтау:

Тірек реакциялар мен әсер етуші күштер арасындағы қашықтығы 7.7-суреті бойынша және білікке отырызылған бөлшектер параметрлері бойынша анықтаймыз.

Тірек реакциялардың бұйыр жақтан қашықтығы:

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{6} = \frac{20,5}{2} + \frac{(45 + 85)0,414}{6} = 19,22 \text{ мм}.$$

Тірек реакциялар мен әсер етуші күштер арасындағы қашықтығы:

$$L = (T - a) + y + A + L_{\text{кун}} / 2 = (20,5 - 19,22) + 9,22 + 10 + 63 / 2 = 52 \text{ мм},$$

мұнда y – қымтағыш жабдықтың қалыңдығы, $y=8...12$ мм; A – қорап қабырға мен айналу бөлшектер арасындағы санылау, $A=10$ мм.

7. Тірек реакцияларының мәндері мен бағыттарын анықтау:

Тірек реакцияларының мәндері мен бағыттары статикалық тепе-теңдік теңдеулер арқылы анықталады.

XZ жазықтығы бойынша тірек реакцияларын анықтаймыз:

$$\begin{aligned} \sum M_1 &= F_t L - R_{x2} 2L = 0; \\ \sum M_2 &= -F_t L + R_{x1} 2L = 0. \end{aligned}$$

Теңдеулердің шешімі:

$$R_{x1} = R_{x2} = F_t / 2 = 4980 / 2 = 2490 \text{ Н.}$$

YZ жазықтығы бойынша тірек реакцияларын анықтаймыз:

$$\sum M_1 = -F_r L + R_{y2} 2L - F_a d_2 / 2 = 0;$$

$$\sum M_2 = F_r L - R_{y1} 2L - F_a d_2 / 2 = 0.$$

Теңдеулердің шешімі:

$$R_{y1} = (F_r L - F_a d_2 / 2) / 2L = (1840 \cdot 52 - 878 \cdot 120,48 / 2) / (2 \cdot 52) = 411,4 \text{ Н.}$$

$$R_{y2} = (F_r L + F_a d_2 / 2) / 2L = (1840 \cdot 52 + 878 \cdot 120,48 / 2) / (2 \cdot 52) = 1428,6 \text{ Н.}$$

Тексеру

$$R_{y1} + R_{y2} - F_r = 411,4 + 1428,6 - 1840 = 0$$

Тірек реакциялардың мәндері мен бағыттары дұрыс анықталды.

8. Қосынды реакцияларды анықтау:

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{2490^2 + 411,4^2} = 2523 \text{ Н.}$$

$$R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{2490^2 + 1428,6^2} = 2870 \text{ Н.}$$

9. Иілу моменттерін анықтау:

Иілу моменттерін 7.8 – суреті бойынша анықтаймыз. Ол үшін білікті екі бөлігіне бөлеміз және сол бөліктерінде екі жазықта пайда болатын иілу моменттерін анықтаймыз:

$$\text{1-ші бөлігі } 0 \leq x_1 \leq L$$

YZ жазықтығы бойынша иілу моментін анықтаймыз:

$$M_{x1} = R_{y1} x_1;$$

$$x_1 = 0, \quad M_{x1} = 0;$$

$$x_1 = L, \quad M_{x1} = 411,4 \cdot 52 = 21392,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

XZ жазықтығы бойынша иілу моментін анықтаймыз:

$$M_{y1} = -R_{x1} x_1;$$

$$x_1 = 0, \quad M_{y1} = 0;$$

$$x_1 = L, \quad M_{y1} = -2490 \cdot 52 = -129480 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\text{2-ші бөлігі } 0 \leq x_2 \leq L$$

YZ жазықтығы бойынша иілу моментін анықтаймыз:

$$M_{x2} = R_{y2} x_2;$$

$$x_2 = 0, \quad M_{x2} = 0;$$

$$x_2 = L, \quad M_{x2} = 1428,6 \cdot 52 = 74287,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

XZ жазықтығы бойынша иілу моментін анықтаймыз:

$$M_{y2} = -R_{x2} x_2;$$

$$x_2 = 0, \quad M_{y2} = 0;$$

$$x_2 = L, M_{y2} = -2490 \cdot 52 = -129480 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Қосынды иілу моменті:

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{74287,2^2 + 129480^2} = 149277 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Анықталған иілу және айналу моменттері бойынша эпюрлерін тұрғызамыз. Осы эпюрлері бойынша қауіпті қималарын анықтаймыз.

1. Келтірген моменті анықтау:

Келтірген моменті ең үлкен жанама кернеулер теория бойынша анықтаймыз

$$M_{кел} = \sqrt{M_u^2 + M_{айн}^2} = \sqrt{149277^2 + 300000^2} = 335088 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

2. Білік материалын тандап алу және мүмкіндік кернеуін анықтау:

Алдын-ала білік материалын тандап аламыз. Кестеден көміртекті болатты тандап аламыз, маркасы Сталь 35, оның механикалық сипаттамасы: беріктік шегі $\sigma_B = 500 \text{ Н/мм}^2$, ағу шегі $\sigma_A = 300 \text{ Н/мм}^2$, симметриялы циклі бойынша беріктік шегі $\sigma_{-1} = 250 \text{ Н/мм}^2$, $\tau_{-1} = 120 \text{ Н/мм}^2$, масштаб факторын есептеу коэффициенті $\varepsilon_\sigma = 0,82$, $\varepsilon_\tau = 0,7$, білік беттің беріктендіру тәсілін есептеу коэффициенті $\beta = 0,8$, ұзақтылық коэффициенті $K_L = 1$, кернеу шоғырлануын есептеу коэффициенті $K_\sigma = 1,6$, $K_\tau = 1,5$ беріктік қор коэффициенті $[n] = 3$.

Мүмкіндік кернеуді анықтаймыз:

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \varepsilon \beta K_L}{[n] K_\sigma} = \frac{255 \cdot 0,82 \cdot 0,8 \cdot 1}{3 \cdot 1,6} = 34,85 \text{ Н/мм}^2$$

1. Біліктің қауіпті қималары бойынша диаметрін тексеру:

Біліктің қауіпті қимасы доңғалақ астындағы (А-А) ең үлкен моменттері бойынша пайда болады және сол қимасы бойынша диаметрі анықталады:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{кел}}{0,1[\sigma_{-1}]}} = \sqrt[3]{\frac{335088}{0,1 \cdot 34,85}} = 45,8 \text{ мм}.$$

Тісті доңғалақ астындағы жобаланған диаметрі алдын-ала алынған диаметрден кіші $d_{ж} = 45,8 \text{ мм} < d_{а-а} = 50 \text{ мм}$, сондықтан диаметрлерді өзгеріссіз қалдырамыз.

1. Білікті қысқа уақыттағы асқын жүктеу кезінде қауіпті қиманы беріктікке тексеру:

Асқын жүктеу шың жүктеме кезінде есептеледі және номинал жүктемесінен екі есе артық алынады.

Асқын жүктеу кезде қауіпті қимада пайда болатын иілу және буралу кернеулердің ең үлкен мәндері:

$$\sigma_u = \frac{M_{и.кел}}{0,1d^3} = \frac{2M_{кел}}{0,1d^3} = \frac{2 \cdot 335088}{0,1 \cdot 50^3} = 53,6 \text{ Н/мм}^2;$$

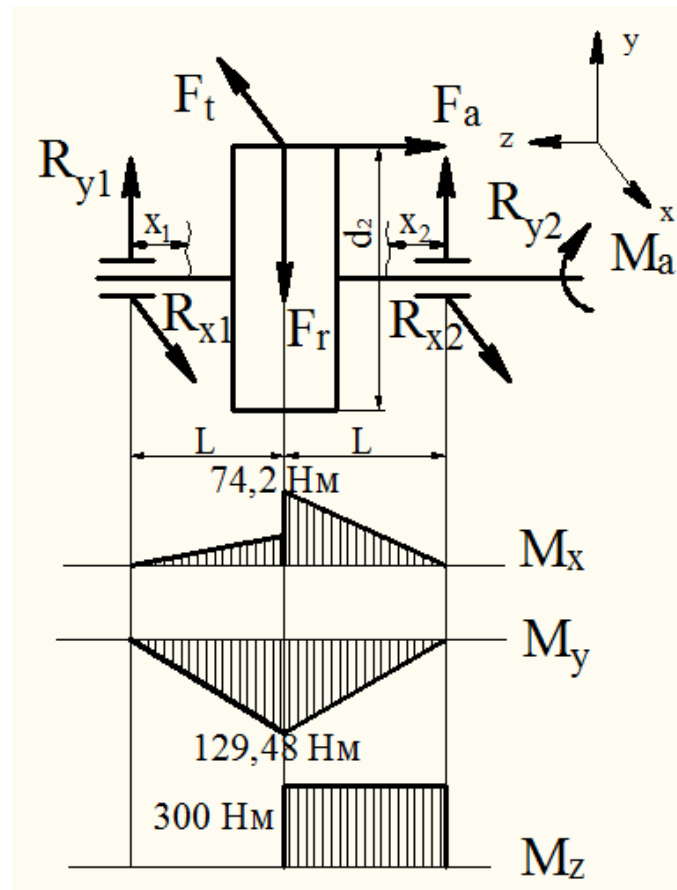
$$\tau = \frac{M_{ш.айн}}{0,2d^3} = \frac{2M_{айн}}{0,2d^3} = \frac{2 \cdot 300000}{0,2 \cdot 50^3} = 24 H / мм^2.$$

Келтірген кернеу:

$$\sigma_{кел} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau^2} = \sqrt{53,6^2 + 4 \cdot 24^2} = 72 H / мм^2.$$

Беріктік қоры бойынша тексеру:

$$n = \frac{\sigma_A}{\sigma_{кел}} = \frac{304}{72} = 4,2 > [n] = 1,5$$



7.8 – сурет. Моменттер эпюрлері

Қауіпті қима бойынша беріктік қор коэффициенті ағу шегі арқылы мүмкін шамадан артық, сондықтан статикалық беріктігі орындалды және біліктің қатандығы жоғарытылған.

14. Білік пен тісті доңғалақты қосу үшін кілтек параметрлерін тандап алу:

Кілтектің параметрлері біліктің диаметрі бойынша тандап аламыз [3]. МЕСТ 23330-78 сәйкес білік диаметрі $d=40$ мм үшін кілтек өлшемдері алынады. Кілтек ені $b=12$ мм, кілтек биіктігі $h=8$ мм, ойықтың тереңдігі $t_l=5$ мм. МЕСТ 23330-78 сәйкес білік диаметрі $d=52$ мм үшін кілтек

өлшемдері алынады. Кілтек ені $b=16$ мм, кілтек биіктігі $h=10$ мм, ойықтың тереңдігі $t_1=6$ мм.

Жаншылу кернеуін есептеу нәтижесінде шығыс диаметрінің кілтектің жұмыс ұзындығы l_p келесі формула бойынша анықталады, мм [3]:

$$l_{жс} = \frac{2M}{d(h-t_1)[\sigma]_{жси}} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{40 \cdot (8-5) \cdot 130} = 38,4 \text{ мм},$$

мұнда мүмкіндік кернеу мөлшері $[\sigma]_{жси}$, кесте 6.1 бойынша алынады.

Кілтектің толық ұзындығы l дөңгелетілген шетте:

$$l = l_{жс} + b = 38,4 + 12 = 50,4 \text{ мм}.$$

Кілтектің толық ұзындығы $l = 50$ мм по ГОСТ 23360-78 [4] бойынша қабылдаймыз.

Жаншылу кернеуін есептеу нәтижесінде доңғалақ қондыру диаметрінің кілтектің жұмыс ұзындығы l_p келесі формула бойынша анықталады, мм [3]:

$$l_{жс} = \frac{2M}{d(h-t_1)[\sigma]_{жси}} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{52 \cdot (10-6) \cdot 100} = 28,8 \text{ мм},$$

мұнда мүмкіндік кернеу мөлшері $[\sigma]_{жси}$, кесте 6.1 бойынша алынады [3].

Кілтектің толық ұзындығы $l = 45$ мм по ГОСТ 23360-78 [4] бойынша қабылдаймыз.

15. Біліктің қауіпті қимадағы кедергі моменттерін анықтаймыз:

Білікті төзімділікке тексеру үшін қауіпті қимадағы беріктік қор коэффициенттерін анықтау қажет. Ол үшін біріншеден қауіпті қимадағы кедергі моменттерін анықтау қажет.

Иілуге кедергі моменті:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 52^3}{32} - \frac{16 \cdot 6(52-6)^2}{2 \cdot 52} = 11844 \text{ мм}^3,$$

Бұралуға кедергі моменті:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 52^3}{16} - \frac{16 \cdot 6(52-6)^2}{2 \cdot 52} = 25641 \text{ мм}^3.$$

16. Жүктеу кезінде пайда болатын кернеулерді анықтаймыз:

Қауіпті қимада екі жүктеме бар, ол иілу M_u және айналу моменті $M_{айн}$. Кернеу шоғырлануы кілтек ойғынан пайда болады.

Біліктің иілу кезінде симметриялы циклі бойынша өзгертін кернеу:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{149277}{11844} = 12,6 \text{ Н / мм}^2.$$

Біліктің иілу кезінде пульсирлік циклі бойынша өзгертін кернеу:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{M_{айн}}{2W} = \frac{300000}{2 \cdot 25641} = 5,85 \text{ Н / мм}^2.$$

17. Беріктік қор коэффициенттерін анықтаймыз:

Иілу кезіндегі беріктік қор коэффициенті:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{255}{\frac{1,6}{0,82 \cdot 0,8} 12,6 + 0,2 \cdot 0} = 8,2,$$

мұнда σ_m – цикл бойынша кернеудің өзгеру мәні, симметриялық циклі бойынша $\sigma_m=0$; ψ_{σ} – материалдың асимметрия цикліне сезгіштігін сипаттайтын коэффициент, $\psi_{\sigma}=0,2$.

Бұралу кезіндегі беріктік қор коэффициенті:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{128}{\frac{1,5}{0,7 \cdot 0,8} 5,85 + 0,1 \cdot 5,85} = 7,8,$$

мұнда τ_m – цикл бойынша кернеудің өзгеру мәні, асимметриялық циклі бойынша $\tau_m=\tau_a$; ψ_{τ} – материалдың асимметрия цикліне сезгіштігін сипаттайтын коэффициент, $\psi_{\tau}=0,1$.

Жалпы беріктік қор коэффициенті:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{8,2 \cdot 7,8}{\sqrt{8,2^2 + 7,8^2}} = 5,6 > [n] = 2,5$$

Беріктік шарты орындалды.

18. Біліктің жұмыс сызбасың орындаймыз.

Бақылау сұрақтары

1. Білік пен осьтің атауы?
2. Осьтердің құрылымы, қолдануы және дайындау материалдары?
3. Білік пен осьтің айырмашылығы және қолдану мысалдары?
4. Білік пен осьтердің түрлері қандай?
5. Біліктегі шип, мойынша және өкше деп нені атайды ?
6. Шип, мойынша және өкше конструкциялық түрлері қандай және қолдануы?
7. Осьтер беріктікке қалай есептеледі?
8. Біліктердің өлшемдері қалай анықталады?
9. Білік пен осьтерді қатандыққа қалай есептейді?
10. Біліктер мен осьтер қауіпті айналу санына қалай тексеріледі?
11. Қай жағдайда біліктер тек қана бұралуға есептеледі?
12. Біліктер күрделі кедергі бойынша қалай есептеледі?
13. Шип, мойынша және өкше қалай есептеледі?

8. ПОДШИПНИКТЕР

8.1 Сырғанау подшипниктері

Мойынтірек немесе подшипник деп біліктердің тірегі болып және біліктердің ерікті айналуына жағдай жасау үшін пайдаланатын бөлшекті айтамыз. Тірегі ретінде подшипниктер әсер ететін күштерді қабылдайды [14]. Тіректер мен подшипниктер екі топқа бөлінеді:

1. *Сырғанау үйкелістегі істейтін тіректер.*

2. *Домалау үйкелістегі істейтін тіректер.*

Сырғанау тіректердің пайдалану байланысты жағдайлары:

1) біліктер салмақты және үлкен күшпен жұмыс ісеу жағдайда;

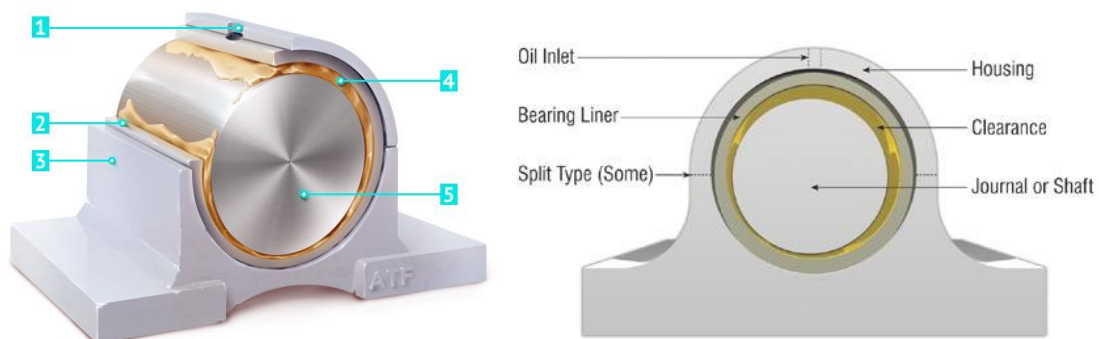
2) біліктерге динамикалық пен соққы күштер әсер ететін жағдайда;

3) ажырату-жинақтау жағдайына;

4) габариттік тапшылығы жағдайына;

5) подшипниктер конструкциясына қойылатын талаптарына байланысты.

Сырғанау тіректер конструкциясы үш түрлі болу мүмкін (8.1- сурет): төлкелі, ажырамалы және рамалы. Олардың материалы антифрикциялық материалдардан жасалған және металды мен металды емес болып бөлінеді [4, 13].

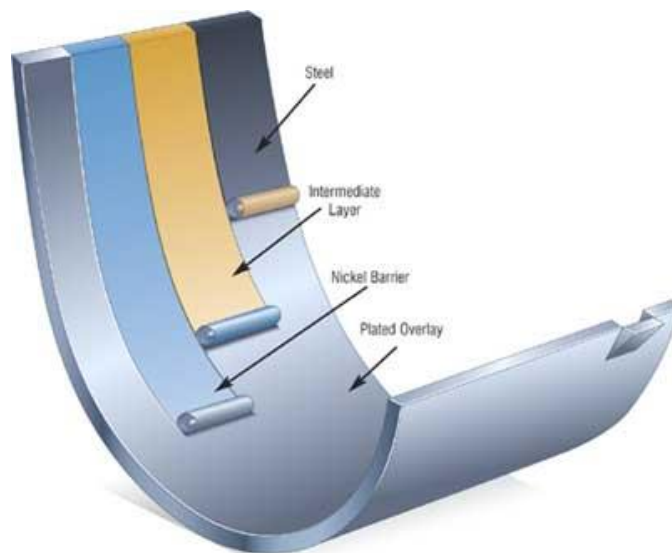


8.1 – сурет. Сырғанау подшипниктері: 1- май каналы; 2 – төсем; 3– қорап; 4 – май қабаты; 5 – білік.

Антифрикционды материалдар: қалайы қосылған баббиттер – жоғары жылдамдықпен істейді; қорғасын және алюминий қосылған қола - орташа жылдамдықпен істейді; шойыннан жасалғандары баяу жылдамдықпен істейтін жағдайда.

Металды емес деп ағаштан және пластан жасалған подшипниктерді айтады.

Сырғанау тіректер конструкциясы 8.2 - суретте көрсетілген. Олар құрылымы антифрикциялық материалдардан жасалған астарынан және болат негізінен құрылған.

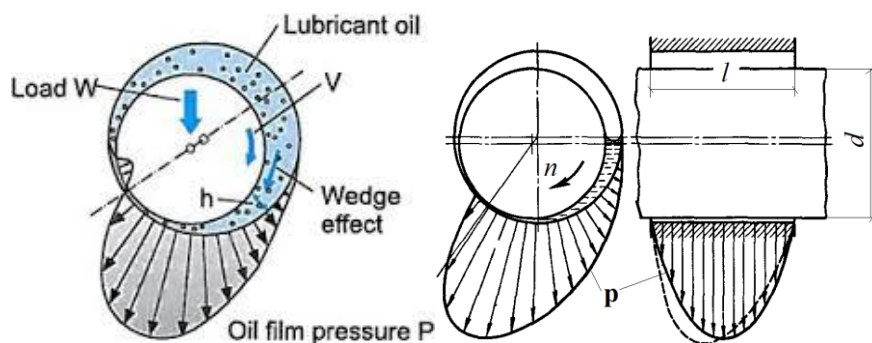


8.2 – сурет. Сырғанау подшипник төсемі

Сырғанау подшипниктердің жұмыс істеу қабілеттілігі үйкеліс аумағындағы қысым мөлшеріне байланысты оның жұмыс істеу шарты келесі өрнекпен орындалады (8.3 - сурет).

$$p = \frac{F}{ld} \leq [p], \quad (8.1)$$

мұнда F – тірекке әсер ететін күш, l - подшипниктің жұмыс ұзындығы, d – цапфадағы білік диаметрі.



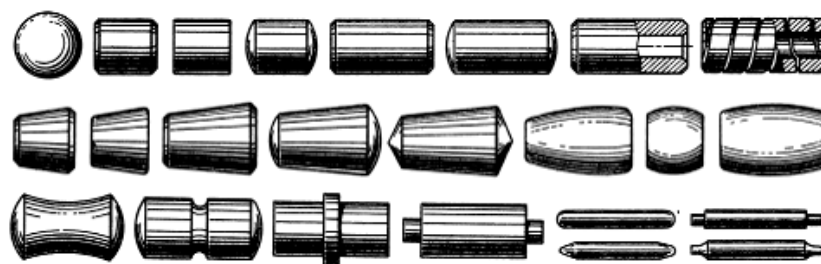
8.3 – сурет. Сырғанау подшипктің есептік сұлбасы

Төзімділік шарты бойынша сырғанау подшипниктің сырғанау жылдамдығы мен үйкеліс деңелер арасындағы қысым мөлшері көбейтіндісі бойынша май түрін және жұмыс істеу режимін тандап алуға болады.

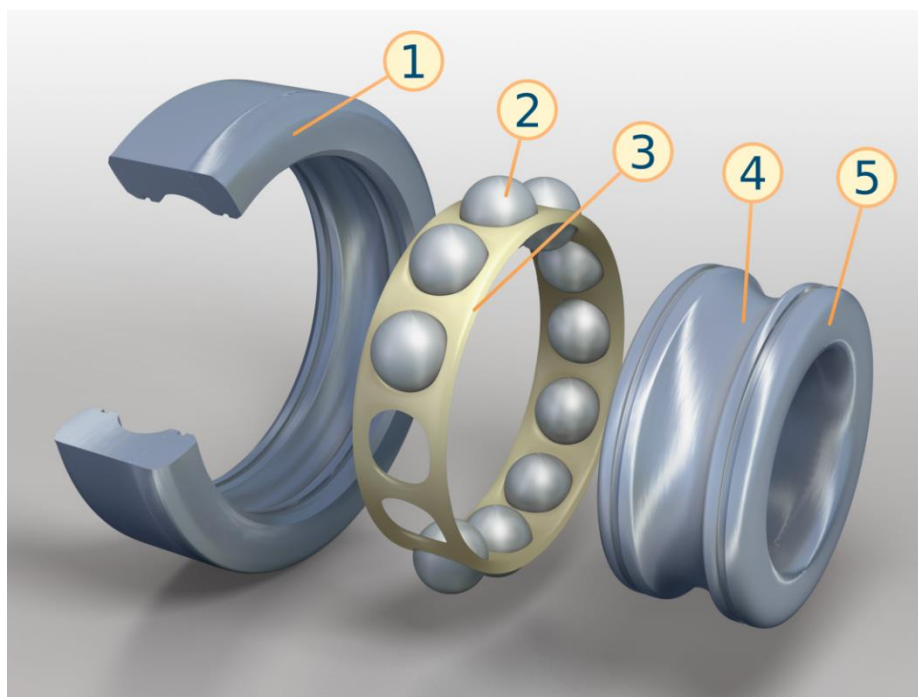
$$pV = \frac{FV}{ld} = \frac{2\pi * ndF}{60ld * 2} = \frac{Fn\pi}{60l} \leq [pV] = 2 \div 10 \frac{\text{Нм}}{\text{мм}^2 \text{сек}}. \quad (8.2)$$

8.2 Домалау подшипниктері

Домалау подшипник немесе мойынтірек - деп күштерді қабылдап, механизм бөлшектерінің белгіленген бағыттарға қатысты еркін орын ауыстыруын қамтамасыз ететін тірек немесе бағыттаушы атайды. Тербеліс мойынтіректерінің негізгі бөлшектері мыналар: тербеліс денелері (шарик немесе ролик, 8.4 - сурет) тербеліс денелерін бөлетін тербеліс жолақтары бар сақиналар мен сепаратор. Мойынтіректердің кейбір конструкцияларында сепаратордың бір немесе екі сақинасы да болмауы мүмкін (8.5 – сурет) [2,28].



8.4 – сурет. Домалау деңелері



8.5 - сурет. Домалау подшипниктер құрылымы

Сырғанау мойынтірегімен салыстырғанда тербеліс мойынтірегінің негізгі артықшылықтары:

- қосу мен тоқтату кезіндегі үйкеліс моментінің аз болуы;
- габариттік өлшемдердің остік бағытында кіші болуы;
- толық өзараалмастырмалылықтың ең кіші құны;

- көп саны өндірістегі құнының төмендігі;
- майлау материалдарының шығынының аздығы.

Кемшіліктеріне мыналарды жатқызуға болады:

- радиалды бағыттағы габариттік өлшемдердің үлкендігі;
- шу деңгейінің жоғарылығы мен өзгермелі радиалдың қаттылығы;
- соққылы күштерді қабылдау мен ауытқулардың толастатудың төмендігі;
- жылдамдық шектеулілігі;
- аз сериялы өндірістегі жоғарғы баға.

Мойынтіректердің белгіленуі мен классификациясы.

1.Тербеліс денелерінің формасына қарай мойынтіректерді шарикті және роликті деп ажыратады.

Пішіні мен белгілі өлшемдеріне байланысты роликтерді қысқа және ұзын цилиндрлі, конусты, сфералық, ине тәрізді, кеспек тәрізді, бұрама т.б деп ажыратады.

2.Қабылдау күшінің бағытына қарай мойынтіректерді келесідей бөледі:

- радиалды күштерді қабылдайтын-радиалды;
- радиалды және остік күштерді қабылдайтындар-радиалды-сүйеніш;
- остік және радиалды күштерді қабылдайтын сүйеніш- радиалды;
- тек қана осьтік күштерді қабылдайтын- сүйеніш.

3.Тербеліс мойынтіректерін тербеліс денелерінің қатар санына қарай бірқатарлы, екіқатарлы және көпқатарлы деп ажыратады.

4. Негізгі конструкциялық белгілеріне байланысты мойынтіректерді сақиналардың өзара қиылысы 4^0 –қа дейін болатын жұмыстарды қабылдайтын өздігінен орнығатын (сфералық) мойынтіректер және өздігінен орнықпайтын (сақиналарының өзара қиылысы 1-ден $8''$ –қа дейін қабылдайтын) мойынтіректер.

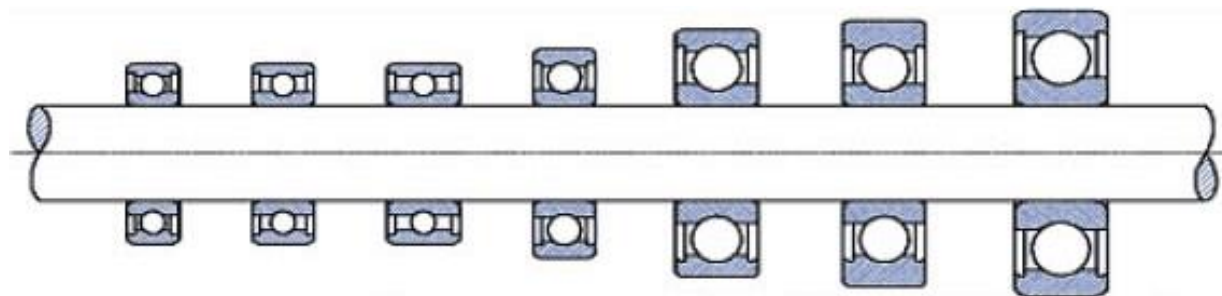
5.Габариттік өлшемдерінің өзара қатынасына байланысты мойынтіректерді серияларға бөледі. Бір диаметрде бір типті мойынтірек білігіне түрлі диаметрі мен ені сәйкес келеді, яғни ені мен диаметрі бойынша түрлі сериялы болады. Габариттік өлшемдерінің өсуімен мойынтіректердің күштік қабілеті артады, бірақ айналу жиілігі төмендейді (8.6 – сурет).

6.Тербеліс мойынтіректері үшін келесі дәлдік класстары мен олардың мәні белгіленген: қалыпты дәлдік класы-0, жоғарылатылған-6, жоғары-5, өте жоғары-4, тым жоғары-2. Неғұрлым жоғарғы дәлдік класының Т радиалды мен радиалды- сүйеніш шарикті, сонымен қатар радиалды роликті мойынтіректер бола алады. Конусты роликтерге жоғарылатылған 6Х-ші дәлдік класы тән. Тұтынушылардың тапсырысы бойынша 0 класыдан төмен, 8 және 7 дәлдік класы мойынтіректерді шығарады. Дәлдік класы мойынтіректердің дәл өлшемдері мен

бөлшектердің формасын сипаттайды. Кластың дәлдігіне, соның ішінде қосымша техникалық талаптарға байланысты мойынтіректердің А, В және С сияқты үш категориясын белгілейді.

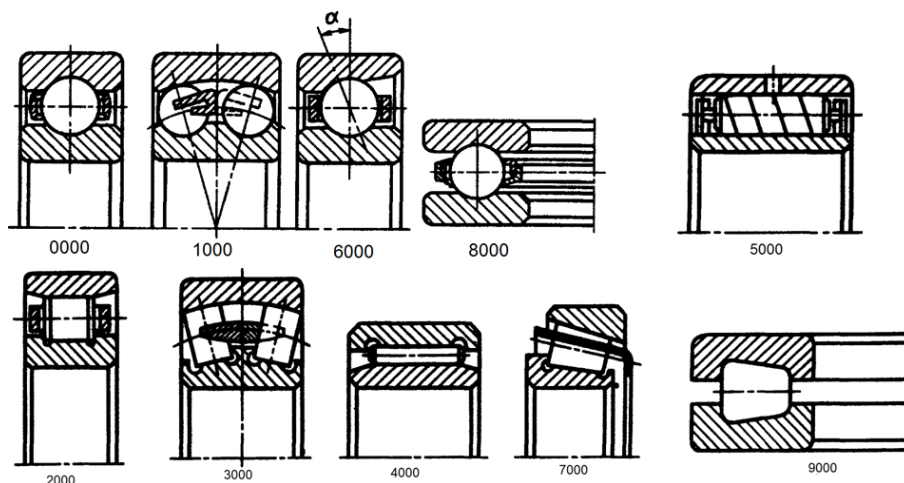
7. Арнайы техникалық талаптарға сай жылу ұстағыш, жоғарыжылдамдықты, аз шу шығаратын, коррозиялы-берік, магниттік емес, майлағыш сияқты мойынтіректерді шығарады.

8. Дірілдің деңгейіне байланысты діріл деңгейі қалыпты, төмендетілген және төмен дірілді деп ажыратады.



8.6 – сурет. Подшипник сериялары

Мойынтіректердің белгіленуін кіші өлшемдер қорабында немесе бүйіржақты сақиналардың бүйіржақ бетіне орналастырады. Негізгі белгіленуі 7 санға дейін болуы мүмкін. Оңнан солға қарай санағанда алғашқы екі цифрі мойынтіректердің ішкі диаметрлерін анықтайды, 3-ші және 7-ші цифрлары- сыртқы диаметр мен енінің сериясы бойынша, 4-ші цифр- түрі (8.7- сурет), 5-ші және 6-ші цифрлары конструкция ерекшеліктерін көрсетеді. 20...495мм аралығындағы мойынтіректердің ішкі сақина тесігінің диаметрін ең соңғы екі цифрын 5-ке көбейткенмен анықталады. Диаметрлердің басқа белгілеулері ерекше болып келеді. (3-9 мм аралығындағы диаметрлер нақты өлшемі бойынша көрсетіледі, егер бөлшекті болса, онда жуық саны көрсетіледі ал алдында «5» цифра қойылады, басқа ерекше диаметрлеріне алдында «9» цифра және /-болу белгісімен нақты өлшем қойылады. Негізгі белгіленуден сол жаққа сызықша арқылы мойынтіректердің дәлдік класын көрсетеді, егер ол қалыптыдан өзгеше болса, радиалды саңылаулар тобы, мойынтіректердің категориясы мен үйкеліс моменттер қатары қосымша техникалық талаптар болған жағдайда. Арнайы техникалық талаптарға сай жасалған мойынтіректер негізгі белгіленуден оңға қарай әріптер мен сандар сияқты белгілер түрінде де болады. Мысалы, А әрпі мойынтіректердің жоғарылатылған жүккөтерімділігін білдіреді. Ал, М әрпінің болуы түрлендіргіш түйіспені білдіреді. К және Н әріптері басқа конструктивтік ерекшеліктерінің болуын білдіреді. Белгіленуді қысқарту үшін нолден соңғы негізгі саннан солға қарай сандарды қоймайды.



8.7 – сурет. Домалау подшипник түрлері: 0000 – радиалді шарикті; 1000 - радиалды шарикті сфералық; 2000 – радиалды қысқа цилиндрлі роликті; 3000 – радиалды роликті сфералық; 4000 - радиалды роликті ине тәріздес; 5000 – радиалды бұрама роликті; 6000 – радиалды- сүйеніш шарикті; 7000 - радиалды- сүйеніш роликті; 8000 – тіреуіш немесе тіреу- радиалды шарикті; 9000 – тіреуіш немесе тіреу- радиалды роликті.

Мойынтіректердің негізгі бөлшектері кернеулердің жоғары жанасу жағдайында жұмыс жасайды, сондықтан олардың қаттылығы мен құрылымының біртектілігі, беріктігі жоғары болу керек. Сақиналар мен тербелу денелері арнайы мойынтіректі болаттардан жасалады. Олардың маркілері ШХ15, ШХ15-Ш, ШХ15-В, ШХ15СГ, ШХ15СГ-Ш және т.б. Болаттың маркісіне байланысты сақинаның қаттылығы 59...60HRC, роликті 61...65HRC және шариктікі 63...67HRC [13, 14]. Жоғары температурада жұмыс жасайтын мойынтіректер үшін қаттылық төмен. Бұл термоөңдеу кезіндегі бөлшектердің арнайы жұмсаруына байланысты.

Тербеліс мойынтіректердің сепараторлары салқын тартымды болатты лентадан немесе сапалы көміртекті болаттан әзірлейді. Массивті сепараторлар үшін қоланың, жездің, алюминийдің қорытпаларын, металлкерамиканы, текстолит, полиамидтерді және басқа да пластмасаларды қолданады. 120⁰ жұмыс температурасына шыдайтын шыны талшығымен қапталған полиамид 66 кең ауқымды қолданылады.

Машина мойынтіректері үшін абразивті ортада жұмыс істейтін (транспорттық, құрылыстық және т.б.) көптеген машиналардың жиі істен шығуының себебі тозу болып табылады.

Сепараторлардың істен шығуы жүрдекті мойынтіректер үшін тән, әсіресе білікті жүктемелермен жұмыс істейтін немесе сақиналарының қисаюы жағдайында болады. Шарсыз әртүрлі өлшемді денелердің тербелуі дене қуалау бөлшектерінің тербелуінің сепараторға және басқа бөлімнің артта қалуына әкеледі, ол сепараторға қосымша жүк, тозу, тіпті жарылуына әкеледі.

Мойынтіректердің беткі жұмысына шамадан тыс күш пен соққы түсудің нәтижесінде майысқы жерлер, сонымен қоса сақиналардың жарылуы және дене тербелісі болуы мүмкін.

Мойынтіректердің тербелмеуі кейде температураның жоғарылауымен байланысты, бұл майлағыш материалға қажетті қасиетінің жоғалуына әкеліп соғады. Мүмкін жылулық сынылану (үйкеліс моментінің тез өсуі) сақина материалының құрылысуының өзгеруіне және дене тербелуі әкелуі мүмкін. Кейбір механизмдер үшін, мысалы, станоктарда, мұнда айналу дәлдігі және тіректерде дірілдің болмауы үлкен мағына білдіреді. Жұмыс шарттарына байланысты тербелмелі мойынтіректердің есеп-қисаптары (іріктеп алу) динамикалық жүккөтерімділігімен, статикалық жүккөтерімділігімен жүргізеді және шекті айналу жиілігіне тексереді.

Подшипниктерді жұмыс істеу қабілеттілігі бойынша есептеу жолдары:

- 1) төзімділікке есептеу;
- 2) күш көтеру қабілеттілігіне есептеу, яғни пластикалық деформация бойынша есептеу.

Домалау тіректерін күш көтеру қабілеттілігіне есептеу бойынша теу мерзімі анықталады:

$$L = a_1 a_2 \left(\frac{C}{F_{\text{экв}}} \right)^m, \quad (8.3)$$

мұнда a_1 - талап етілетін сенімділікке байланысты қорды түзететін сенімділік коэффициенті; a_2 – жалпы пайдалану жағдайлар мен қолданатын материалды есептеу коэффициенті; C – мойынтіректің негізгі динамикалық жүк көтергіштігі, кН; $F_{\text{экв}}$ – эквиваленттік жүктемесі, Н; $m = 0,3$ шарикті подшипниктер үшін, $m = 0,33$ роликті подшипниктер.

Мойынтіректердің қоры, миллиондаған айналымдармен L көрсетілген немесе сағатпен L_h (тұрақты айналу жиілігінде) бір-бірімен қатынас арқылы байланысқан:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n}, \quad (8.4)$$

мұнда n – біліктің айналу жиілігі.

Ластанусыз майлау шартының Тербеліс мойынтіректің саптан шығуының басты себебі, дене және сақина Тербелісының жұмыс бөлігінің сырының қажуы болып табылады. Бұл сақина мойынтірегінің айналу кезінде түйіспелі кернеудің циклының өзгеруіне байланысты. Мойынтірек теория бойынша бір миллион айналымға дейін күшті қабылдай алады (радиальды және радиаль-тіреуішті мойынтірегі үшін радиалды күш, ал тіреуішті және тіреуішті-радиаль үшін остік) жүк көтергіштің динамикалық базасының мәні C әрбір стандартты мойынтірек үшін каталогта көрсетілген. Шын мәнінде мойынтірек мұндай күшті қабылдай

алмайды, себебі $F \leq 0.5C$ шартын орындамайды. Динамикалық күштің P эквиваленті-бұл шартты күш (радиальды және радиаль-тіреуішті мойынтірегі үшін радиалды күш, ал тіреуішті және тіреуішті-радиаль үшін остік), сонымен қатар қор және сенімділікті қамтамасыз етеді. Шын мәнінде жүктеу шартындай. Радиальды және радиальды-тіреуіш мойынтірегі үшін динамикалық радиальды күш эквиваленті:

$$F_{\text{эkv}} = (XVF_r + YF_a)K_B K_T, \quad (8.5)$$

мұндағы: F_r және F_a - сәйкесінше радиальды және остік күш; X және Y – динамикалық күштің радиальды және остік коэффициенті; V -айналу коэффициенті; K_B – динамикалық күштің коэффициенті; K_T - температуралық коэффициенті.

Мойынтіректің өлшемі мен түрін таңдау кезінде төмендегілерді есте сақтаған дұрыс:

- күш-қуатының өзгеру мәні мен шамасының маңыздылығы;
- сақинасының айналу жиілігі;
- қажетті жұмыс істеу мерзімі және сенімділігі;
- жұмыс жағдайы (жұмыс температурасы, сақиналарының ауытқу мүмкіндіктері, майлау әдісі және т.б.);
- тірекке қойылатын негізгі талаптар (қаттылық, айналым дәлдігі, шуыл деңгейі; коррозияға қарсы тұру мүмкіндігі).

Подшипниктер есептеу әдістемесі бес кезеңінен тұрады:

1. Жұмыс істеу шарты бойынша беріліс ресурсына сай подшипникке қажетті ұзақтылығын анықтаймыз.

2. Берілістегі әсер ететін күштеріне байланысты подшипник түрін тандап аламыз және радиалды мен осьтік күштер коэффициенттерін анықтаймыз.

3. Динамикалық эквивалент күші есептеледі.

4. Есептік жүк көтеру қабілеттілігі анықталады.

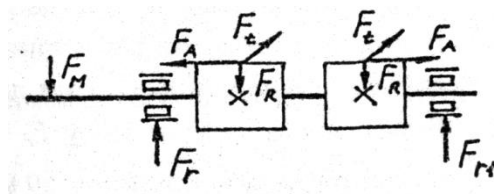
5. Есептелген жүк көтеру қабілеттілігі бойынша каталогтан керекті подшипник тандап алынады. Подшипникті тандап алу кезінде екі шарт орындалу керек:

- Каталогтағы подшипниктің жүк көтеру қабілеттілігі есептік шамадан төмен болмауы керек;
- Подшипниктің ішкі диаметрі қондырылатын білік диаметріне сай болу керек.

Келтірген мысалдарда мойынтіректерге әсер ететін күштер біліктердің статикалық тепе-теңдік теңдеулер арқылы анықталған. Муфталардың реакциялары тіректердегі реакциялармен тиімді бағытта алынған. Аталған реакциялары сұлбада тік жазықта тік жазықта көрсетілген.

1 мысал. Берілгені: мойынтіректің білікке қондыру диаметрі $d=70$ мм, әсер ететін радиалды жүктеме $F_r=7,2$ кН, біліктің айналу жиілігі

$n=935 \text{ мин}^{-1}$, талап етілетін жұмыс істеу қоры $L_{10ah}=12000 \text{ сағ.}$, пайдалануға қойылатын талаптар – қалыпты, сенімділігі 90% ($a=1$). Күштер жүйесіне байланысты жалпы бәсеңдеткіштегі білікке тірегі қалқыма түрінде ролик мойынтіректі тандап алыңыз (8.8 – сурет).



8.8 – сурет. Күштер жүйесі

Шешім

Қалқыма тіректерге цилиндрлі кеспек роликті мойынтіректер пайдаланады. Олар габариттік өлшемдеріне байланысты жұмыс кезінде 1 мм бастап 3 мм дейін ось бағытымен жылжуға мүмкіндік береалады. Жалпы бәсеңдеткіштерге жүктеу режимі қалыпты түрінде қалдырлады.

1 Келтірілген радиалды жүктемені анықтаймыз:

$$F_{кел} = F_r V K_B K_T = 7,2 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 9,36 \text{ кН.}$$

мұнда: $V=1$ – айналу коэффициенті (ішкі сақина айналуын есепке алатын коэффициенті), $K_\kappa = 1,3$ – қауіпсіздік коэффициенті, $K_T = 1$ – температурлық коэффициенті.

2. Мойынтіректің жұмыс істеу мерзімін млн. айналым бойынша анықтаймыз: $L_{10a} = 60n L_{10a h}/10^6 = 60 \cdot 935 \cdot 12000/10^6 = 673,2$.

3. Мойынтіректің динамикалық жүк көтеру қабілеттілігін анықтаймыз:

$$C = [L_{10a} / (a_1 a_{23})]^{10/3} F_{кел} = [673,2 / (1 \cdot 0,55)]^{10/3} 9,36 = 79 \text{ кН}$$

Қалыпты пайдалану жағдайлар үшін $a_{23} = 0,55$ (1.9 кесте).

4. Сыртқы сақинасында кертіндегі жоқ 2214 мойынтіректі тандап аламыз: ($d=70 \text{ мм}$, $D=125 \text{ мм}$, $B=24 \text{ мм}$, $C=79,2 \text{ кН}$, $C_o=92 \text{ кН}$, $n_{шекті}=6000 \text{ мин}^{-1}$).

2 мысал. Берілгені: мойынтіректің білікке қондыру диаметрі $d=40 \text{ мм}$, әсер ететін радиалды жүктеме $F_r=2,8 \text{ кН}$, біліктің айналу жиілігі $n=950 \text{ мин}^{-1}$, талап етілетін жұмыс істеу қоры $L_{10ah}=20000 \text{ сағ.}$ пластикалық майлау материалы қолданылады. Жұмыс температурасы 100°C төмен. Күштер жүйесіне байланысты көтеру механизмдегі білікке радиалды шарикті мойынтіректі тандап аламыз.

Шешім

1. Келтірілген жүктемені анықтаймыз, егер күштер қатынасы $F_r/(VF_r) \cong 0 < e$, онда күштер коэффициенттері $X=1$, $Y=0$:

$$F_{кел} = (XVF_r + YFa)K_B K_T = (1 \cdot 1 \cdot 2,8 + 0 \cdot 0)1,1 \cdot 1 = 3,08 \text{ кН,}$$

мұнда: $V=1$ – айналу коэффициенті (ішкі сақина айналуын есепке алатын коэффициенті), $K_\kappa = 1,1$ – қауіпсіздік коэффициенті, $K_T = 1$ – температурлық коэффициенті (жұмыс температурасы 100°C төмен болған жағдайда).

2. Мойынтіректің жұмыс істеу мерзімін млн. айналым бойынша анықтаймыз:

$$L_{10a} = 60nL_{10ah}/10^6 = 60 \cdot 950 \cdot 20000/10^6 = 1140.$$

3. Мойнтіректің динамикалық жүк көтеру қабілеттілігін анықтаймыз:

$$C = [L_{10a}/(a_1 a_{23})]^{1/3} P_r = [1140/(1 \cdot 0,75)]^{1/3} 3,08 = 35,4 \text{ КН.}$$

Көрсетілген жағдайлар үшін $a_1 = 1$, $a_{23} = 0,75$ (1.9 кесте).

4. Номері 308 мойынтіректі тандап аламыз:

$$(d = 40 \text{ мм}, D = 90 \text{ мм}, B = 23 \text{ мм}, C = 41 \text{ КН}, C_{cm} = 24 \text{ КН}).$$

5. Тандап алынған 308 мойынтіректі $F_{кел} \leq 0,5C$ шарты бойынша тексереміз:

$$F_{кел} = 3,08 \text{ КН} < 0,5C = 0,5 \cdot 41 = 20,5 \text{ КН.}$$

Бақылау сұрақтары

1. Сырғанау подшипниктердің негізгі түрлері қандай бар?
2. Сырғанау подшипниктерге қойылатын талаптар?
3. Сырғанау подшипниктерде кездесетін негізгі үйкеліс түрлері және олардың өзара айырмашылығы?
4. Сырғанау подшипниктер әсер бағыты бойынша қандай күштерді қабылдайды?
5. Вкладыштар не үшін арналған және олардың дайындау материалдары қандай?
6. Өзіндігінен орнығатын вкладыштардың конструктивтік ерекшеліктері?
7. Сырғанау подшипниктердің құрамы қандай?
8. Сырғанау подшипниктердегі қорап пен астары қай материалдардан жасалынады?
9. Сырғанау подшипниктердің негізгі өлшемдері қалай анықталады?
10. Сырғанау подшипниктерді қандай майлау материалдары қолданады?
11. Сырғанау подшипниктерде жылулыққа есебі қалай жүргізіледі?
12. Сырғанау подшипниктер қалай есептеледі?
13. Домалау подшипниктері және олардың бөлшектері?
14. Домалау подшипниктердің шарт белгілері.
15. Домалау подшипниктердің сырғанау подшипниктермен салыстырғанда артықшылықтары мен кемшіліктері қандай?
16. Домалау деңесі және әсер ететін күштер бағыттары бойынша подшипниктердің түрлері қандай?
17. Домалау подшипниктердің серия мен конструкциялары бойынша түрлері және олардың қолдану салалары?
18. Иелі подшипниктердің конструктивтік ерекшеліктері, атқаратын жұмысы және қолдану салалары?

9. МУФТАЛАР

9.1 Басқаралмайтын муфталар

Агрегаттарды жинақтау кезде тораптарды бір-бірімен қосуға арналған жалғастырғыш немесе муфта түзілімді пайдаланады және оны арқылы күш моментін береді [13].

Машина жасау саласында жалғастырғыштар келесі жағдайда пайдаланады:

- а) тораптарды бір-бірімен қосу;
- ә) механизмдердің жұмыс процесін өзгерту;
- б) артық күштен қорғау;
- в) соққы мен инерциялық күшін бәсеңдету;
- г) агрегатты құрастыру кезде геометриялық сәйкесіздігін теңестру.

Муфталарды топтастыру:

- өзін-өзі басқаратын;
- басқарылатын;
- Басқарылмайтын.

Басқарылмайтын муфталар (9.1 – сурет):

- 1) тұйықты;
- 2) теңестіру;
- 3) серпімділік.

Басқарылатын муфталар:

- 1) фрикциялық;
- 2) жұдырықшалы.

Өзі-өзін басқаратын муфталар:

- 1) цетрден тепкіш;
- 2) қорғаушы;
- 3) еркін қозғалысты.

Муфталар стандартталған, сондықтан олардың барлық параметрлері белгілі, бізге тек тандап алу керек. Муфтаны тандау есептік моменті арқылы болады:

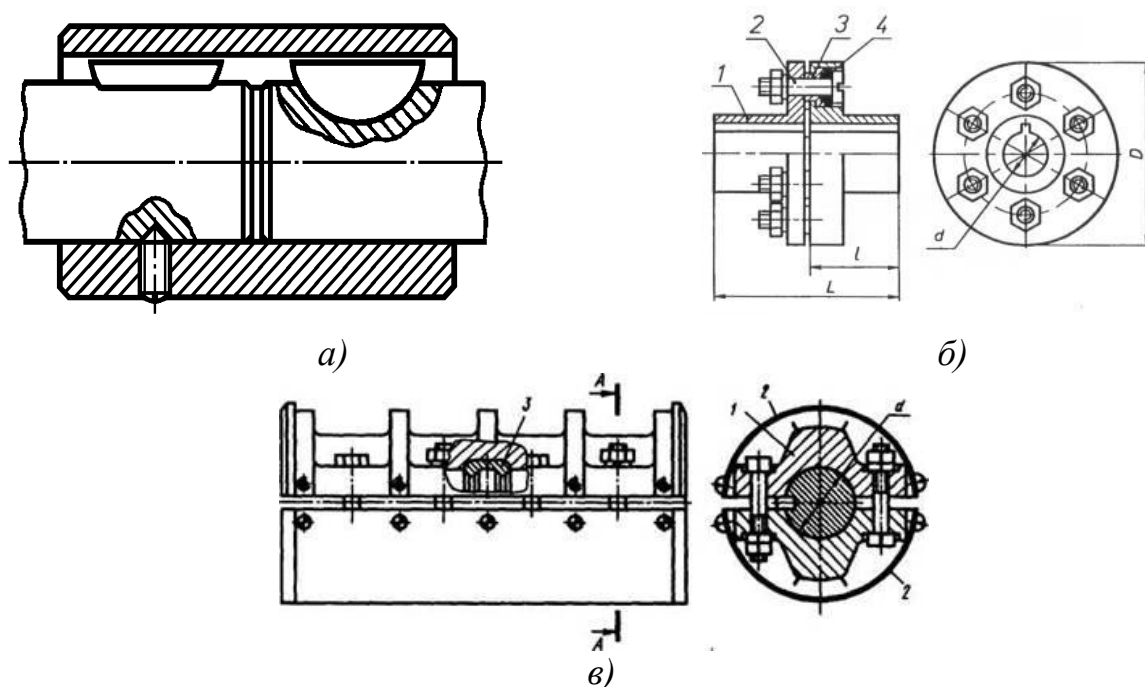
$$M = M_{\text{ном}} k, \quad (9.1)$$

мұнда $M_{\text{ном}}$ – біліктегі пайда болатын номинал моменті, Нм;
 k – жұмыс коэффициенті.

Тұйықты муфталар төлкелі және фланецті болып екі түрге бөлінеді.

Төлкелі жалғастырғыш. Төлкелі муфталардың құрылысы қарапайым және көлемі кіші болады (9.1 – сурет). Осыған байланысты жеңіл машиналарда диаметрі 60-70 миллиметрден аспайтын біліктерді қосуға жиі қолданылады бұл муфталардынауыр машиналарда қолданылатын себебі монтаждау кезінде біліктрді бойымен жылжытуды керек етеді.

Фланецті жалғастырғыш. Екі жартылай муфта отырғызылып, оларды өзара бұрандамалармен қысып бекітеді. Бұл жарты муфталарды бекітетін бұрандамалар санылаулы және санылаусыз етіп бекітеді. Сондай-ақ санылаусыз қойылғын бұрандамалар біліктердің центрлеу функциясын атқарады. Егер бекітуші бұрандамалар санылау етіп қойылса, онда түсетін көлденен күштері қабылдайтын бедер арқылы біліктерді центрлеуге болады. Қауыпсіздік техникасының ережесіне байланысты бұрандамалардан тұрған бөліктеріне қорғаныс қалқан жасайды.



9.1 – сурет. Басқаралмайтын муфталар: а – төлкелі; б – фланецті;
в – көлденен қосылған

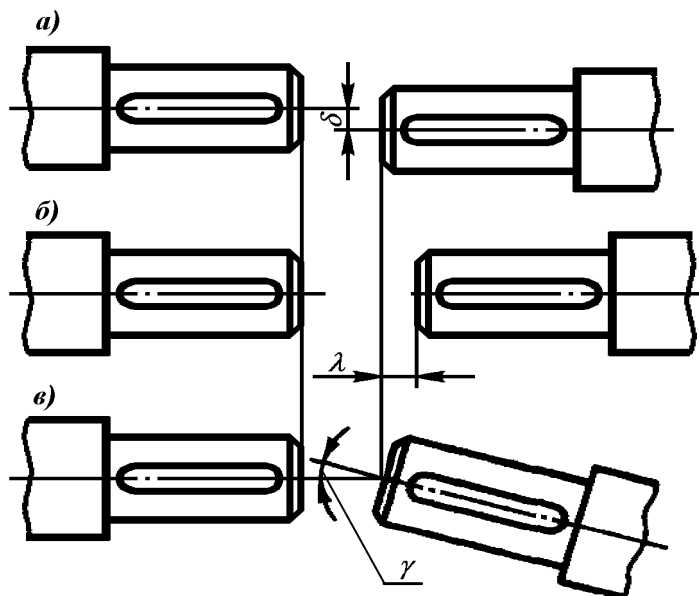
Бұл муфталарда шпонканың, втулканың және бұрандамалардың беріктілігі есептеледі. Санылаусыз қойылған бұрандамалар Ст.5 маркалары болаттан жасалынады. Осыған орай бұрандамалар тарту күшін ескеріп, рұқсат етілген кернеу 40МПа болуы керек. Жарты муфталар Сталь 40, 35 болаттарынан және СЧ 28-48 маркалары шойыннан жасалады.

Фланецті муфталарды біліктердің диаметрі 200 мм асқан жағдайларда да қолдануға болады.

Көлденен қосылған муфталар. Көлденен қосылған муфталар деп біліктерді ұшына отырғызылып ості қамтып орналасқан, бұрандама мен бекітілген төлкелерді айтамыз. Бұл муфталардың ең негізгі қасиеті – олар құрастырған және ажыратқан кезде біліктерді ось бойымен жылжыту керек етпейді.

Айналыс моменті бұрандама мен төлкелерді қысқан кезде біліктердің бетіне пайда болатын үйкеліс күші арқылы берілетін айналыс моменті аз болғандықтан, оңдай муфталар техникада аз тараған.

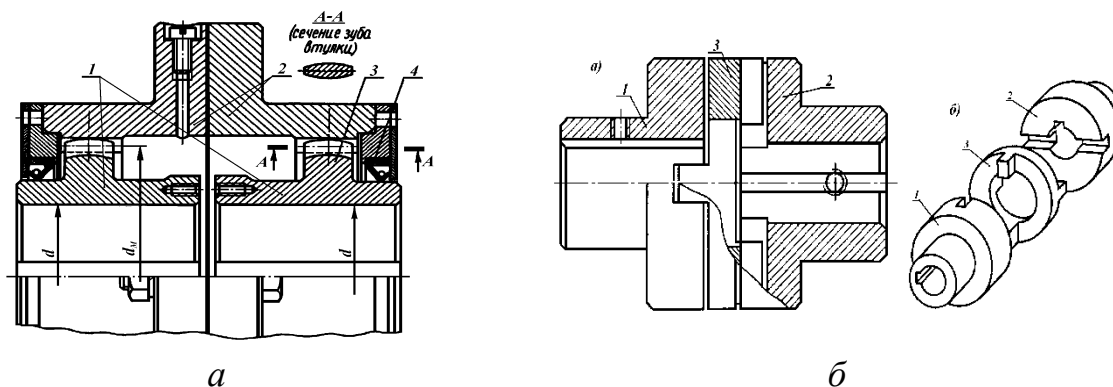
Тораптардағы біліктерде өзара жалғастыру процесінде геометриялық сәйкессіз пайда болады (9.2 – сурет) [14]: а-радиалды; б-бойлық; в-бұрыштық.



9.2 – сурет. Біліктер ауытқусы

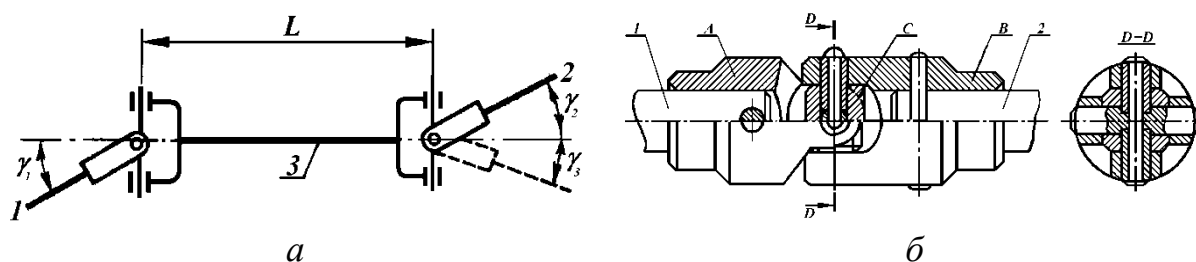
Тісті жалғастырғыш. Тісті жалғастырғыш іштей ілінесетін тісті беріліс сияқты екі тісті доңғалақтан және қораптан тұрады (9.3а – сурет).

Айқас муфталар. Айқас муфталар аралық айқас фланецтен және екі жартылай жүдрықшалардан тұрады. Олар біліктердің орналасу қателіктерін $z=0.004$ және $a=0.31^0$ дейін теңелте алады (9.3б – суреті).



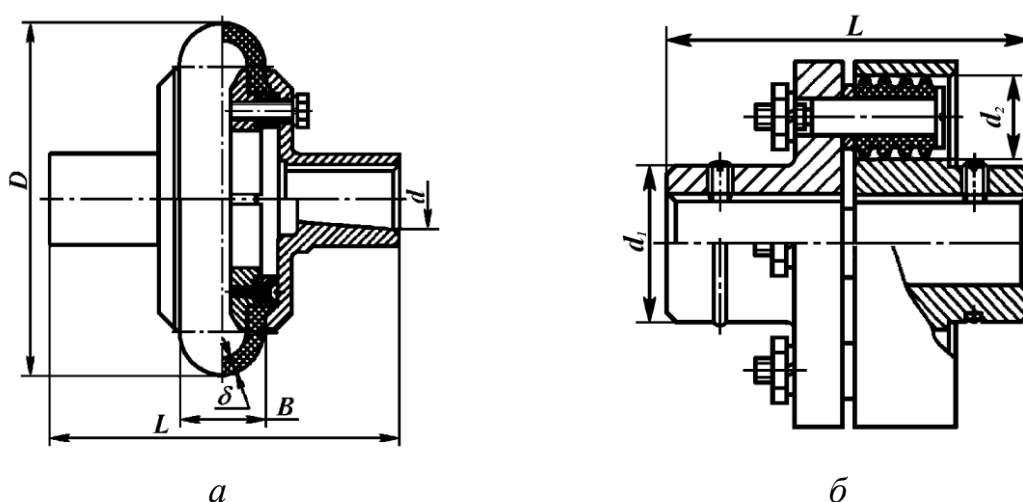
9.3 – сурет. Теңелту муфталары: а – тісті; б – айқас.

Бұрыштық ауытқу жою үшін шарнирлі муфталар қолданады (9.4 – сурет). Шарнирлі муфталар біліктер 45^0 бұрышпен орналасқан жағдайда жұмыс істей алады.



9.4 – сурет. Шарнирлі муфтасы: а – кинематикалық сұлба;
б – карданды біліктегі муфта.

Серпімді муфтаның конструкциясы 9.5 суретте көрсетілген. Бұл конструкциясы барлық серпімді муфталардың негізі етіп қарастыруға болады. Мұндағы 1 және 2 жарты муфталар серпімді тетікпен жұмыс істейді.



9.5 – сурет. Серпімді муфталар: а – серпімді тор қабықшалы; б – серпімді төлкелі-саусақты

Серпімді саусақты муфталар МУВП. Мұнда момент саусақ арқылы беріледі (9.5б –суреті). Саусақтың бір ұшы жарты муфталардың біреуіне бекітілген, ал екінші ұшы екінші жарты муфтаның цилиндрлік саңылауына кигізіледі. Шығыршық саусақ саны муфтаның көлеміне байланысты 4-тен 10-ға дейін болады.

Бұл муфталар біліктің диаметрі және айналыс моменті Нм-ден аспаған жағдайда қолданылады. Жарты муфталардың материалдары болат 30, 35Л және СЧ 12-40 маркалы шойын.

Шығыршықтар маркасы Ст. 45 болаттардан жасалады. Шығыршықтың қаттылығы бойынша 60-75-тен, резинаның сығылу беріктігі 2 МПа-дан кем болмауы керек және муфталардың айналу жылдамдығы 30 м/с-тан аспауы керек. Монтаж кезінде біліктердің ось бойымен ауытқуы муфтаның көлеміне байланысты.

Муфталардың жұмыс істеу қабілеттілігі резина сақиналардың беріктігіне байланысты, сондықтан резина қысылуға есептеледі:

$$p = 2M/(zDdl) \leq [p], \quad (9.2)$$

мұнда z – саусақтар саны, d – саусақтар диаметрі, l – серпімді элементтің ұзындығы, D – саусақтар орналасу диаметрі.

Серпімді элементі бұралуға және қысуға жұмыс істейтін муфталар. Бұл муфталар шет елдерде көп таралған. Серпімді элементі бұралуға жұмыс істейтін муфта 9.5а-суретте көрсетілген.

9.2 Басқарылатын муфталар

Біліктің тыныштық күйінде немесе айналасында оларды өзара қосу және ажырату үшін басқарушы муфта қолданылады. Басқарушы муфталар келесі түрлерге бөлінеді;

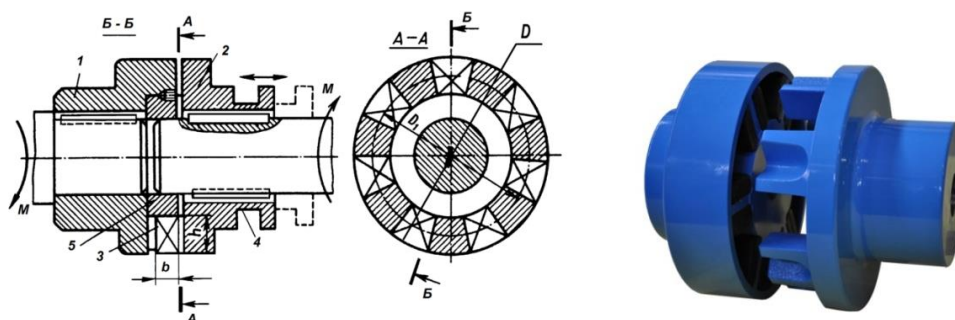
- 1) жұдырықша немесе тісті муфталар.
- 2) фрикциялы муфталар.

Жұдырықша муфталар. Жұдырықша муфта екі жарты муфтадан тұрады (9.6 – сурет). Ал екі жарты муфта болса, бедерше арқылы жұдырықшамен қосылған. Втулка біліктерді центрлеу үшін қолданылады. Бірінші жарты муфтабіліктерге қозғалмайтын етіп қосылады, ал екінші жарты муфта білікке ось бойымен жылжымалы етіп орнатылады. Жұдырықша муфталар біліктерді дәл центрлеуді қажет етеді. Біліктерді шығыршық арқылы центрлеуге болады.

Жұдырықшалардың іс жүзінде мынадай профильдері қолданылады:

- 1) үш бұрышты профиль; 2) трапециялы профиль; 3) тік бұрышты профиль; 4) симметриялы емес үш бұрышты және трапециялы профиль.

Жұдырықша жарты муфталар цементтендірілген 15, 20, 15Х, 20Х, 20ХН маркалы болаттан жасалады.



9.6 – сурет. Жұдырықшалы муфталар

Фрикциялық муфталарда айналу моменті дискілер арасында пайда болатын үйкеліс күші арқылы беріледі (9.7 – сурет).

Фрикциялық муфталардың артықшылықтары;

1) жетекші біліктерді тоқтатпай, жұмыс уақытында қосуға не ажыратуға болады;

2) муфтаны қосуды не ажыратуды автоматтандыруға болады.

Фрикциялық муфталардың кемшіліктері-тез тозады. Фрикциялық муфталар жұмыс беттерінің формасына байланысты бірнеше түрге бөлінеді:

а) конусты муфта; б) дискілі фрикциялық муфта; в) цилиндрлі муфта.

Конусты муфталар. Конусты муфтаньң құрылысы қарапайым. Бір жарты муфта жетекші білікке осьтік қозғалыссыз бекітіледі. Екінші жарты муфта шпонка арқылы білікпен бірігеді және ол біліктің бойымен қозғалып, өзінің сыртқы конусымен бірінші муфтаньң ішкі конусына енеді. Муфталардың қосылып, ажыратылуы ось бойымен жылжымалы рычаг арқылы жүргізіледі.

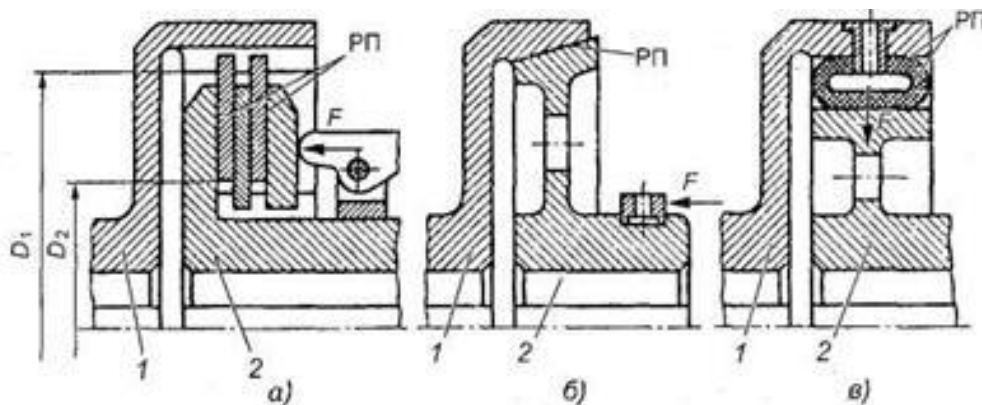
Серіппенің әсерінен туатын және қозғалмалы тетіктердің көмегімен реттелетін күштің әсерінен конустың бетінде қалыпты күш пайда болады, сонымен бірге үйкеліс күші де пайда болады.

Жарты муфтаға салыстырмалы сырғанау қозғалып берілуі үшін, үйкеліс момент күші жетекші білікте пайда болатын айналыс моментінен кіші болмауы керек, яғни төмендегі теңдік орындалуы тиіс.

Муфтаньң ажырауын жеңілдету үшін бұрышын үйкеліс бұрышынан үлкенірек алу керек.

Дискілі муфталар. Фрикциялық дискілі муфта бір және көп дискілі болып екіге бөлінеді. Машиналарда көп дискілі муфталар жиі қолданылады. Бұл муфталар сыртқы 1 және ішкі 2 дискілерден құралған. Сырты дискілер шлицті қосылыс арқылы жарты муфта 3-ке, ал ішкі дискілер екінші жарты муфта 4-ке қондырылған. Сонымен дискілер білік бойымен басқару тетіктерінің көмегімен қозғалып, үйкеліс түседі.

Дискілер майсыз жұмыс істесе олардың үйкеліс коэффициенті көбейеді, тез тозады, сондықтан олар көбінесе майланады.



9.7 – сурет. Фрикциялық муфталар: а) дискілі; б) конусті; в) цилиндрлі

9.3 Өзі-өзін басқаратын муфталар

Машиналарды қажетсіз режимде істетпеу үшін автоматты муфталар пайдаланады. Автоматты муфталар мынадай негізгі түрге бөлінеді.

а) қорғаушы муфталар-механизмдерді шамадан тыс моменттен сақтайды;

б) қозғалыс бағытына байланысты озатын немесе еркін қозғалатын муфта;

в) моментті бір бағытпен беруге арналған және басқа бағытта еркін айналысқа кедергі муфтасы;

г) центрден тепкіш жетекші біліктің айналу жылдамдығы белгілі шамаға жеткенде, оларды автоматты күйде ажырату үшін қолданылатын муфта.

Бұл муфталар атқару қызметіне және құрылыс конструкциясына қарай бірнеше түрге бөлінеді.

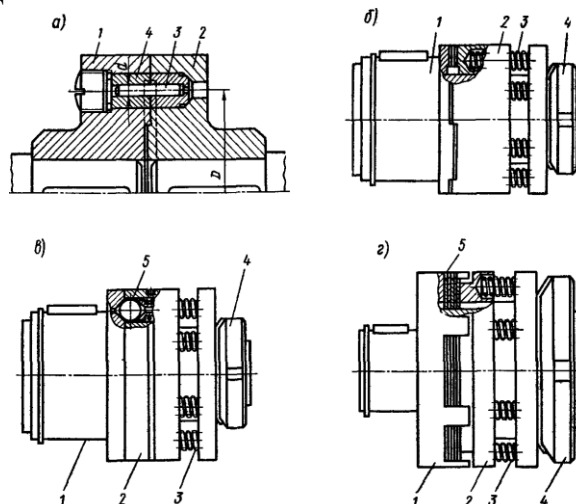
Айнымалы күштер түскенде машинаның жұмыс қабілетін сақтау үшін қорғаушы муфталар қолданылады. Бұл муфталар машинаның күші неғұрлым көп түсетін жеріне орналастырылады.

Қорғаушы муфталар жұмыс істеу қабілетіне байланысты: бүлінетін элементі бар қорғаушы, жұдырықша, серіппелі және фрикциялық болып бөлінеді (9.8 – сурет).

Бүлінетін элементі бар қорғаушы муфталар. Бүлінетін элементі бар қорғаушы муфталар бір білікке шамадан артық күштер сирек түсетін жағдайларда қолданылады. Бұл муфталардың кемшілігі –элемент бүлінгенде оны жаңа элементпен ауыстыруды қажет етеді. Бүлінетін элементі бар муфталардың ішінде әсіресе қиылатын штифті муфталар көп тараған. Муфта қос дискілі жарты муфтадан осыларды қосатын болат штифтен және жарты муфталарды жаншылудан сақтау үшін штифтің сыртына кигізілген втулкадан тұрады.

Көбінесе штифтер саны бірден немесе екіден аспайды. Штифтер құрамында көміртегі көп болаттардан жасалады.

Жұмыс істеу кезінде штифті қиылу немесе жаншу дәрежесіне жеткізетін моменті шекті момент деп атаймыз.



9.8 – сурет. Қорғаушы муфталар: а - қиылатын штифті муфта; б - бүлінбейтін элементі муфта; в - шарикті муфта; г – дискілі муфта.

Фрикциялық қорғаушы муфталар уақытша пайда болған шамадан артық динамикалық күштерден қорғау үшін пайдаланылады. Фрикциялық қорғаушы муфтаның ішінде көбірек таралғаны-көп дискілі муфта. Бұл муфталардың фрикциялық басқарушы муфтадан айырмашылығы дискілері бір қалыпты қысыммен-серіппемен қысылып тұрады. Серіппенің қысу күші гайкамен өзгертіледі.

Жай кезде муфта білікпен бірге айналады. Егер муфтаға шамадан артық күш түссе, жарты муфталардың арасында сырғанау пайда болады. Сондықтан айналу жылдамдығы азаяды немесе жетектегі білік тоқтайды.

Фрикциялық қорғаушы муфта фрикциялық басқарушы муфта сияқты есептеледі, бірақ мағынасын 20-30 артық алуға болады.

Еркін қозғалысты муфталар бұрыштық айналу жылдамдығына байланысты біліктерді қосу және ажырату қызметін атқарады.

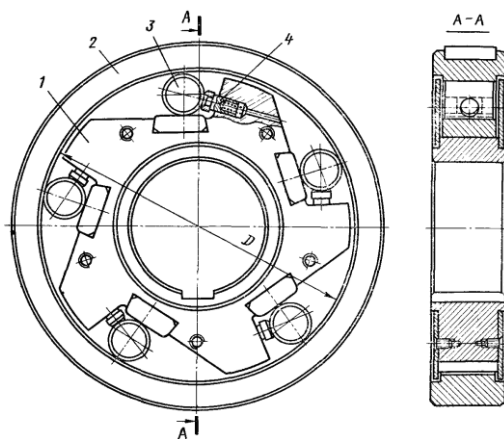
Егер жетекші біліктің айналу жылдамдығынан артық болса, муфта оларды қосады, егер аз болса-ажыратады. Сөйтіп жетекші біліктің өз еркімен айналуына кедергі жасалмайды. Бұл муфталар велосипедтерде, мотоциклдерде, автомобильдерде, металдар кесетін станоктарда және басқа машиналарда қолданылады. Еркін қозғалысты, яғни озба муфталар жұмыс істеу қабілетіне байланысты фрикциялық және тіреуші болып бөлінеді.

Тіреуші муфталар жылдамдығы шамалы біліктерді қосуға қолданылады. Олар көбінесе ауыл шаруашылық машиналарында кездеседі.

Фрикциялық озба муфталардың ішінде роликті муфта кеңінен таралған. Бұл муфта екі жарты муфтадан, жұлдызша, құрсау және роликтерден тұрады. Жұлдызша мен құрсау арасындағы қиғаш қимада ролик және оны итеріп тұрған серіппе орналасқан.

Жетекші жарты муфта сағат тілінің бағытымен айналғанда, ролик серіппенің күшімен қиманың жіңішке жағына жылжиды. Сол кезде құрсау мен қиманың арасында роликтің қыстырыллуының арқасында екі жарты бір-бірімен ілінісіп, бірге айналады. Жарты муфта мен роликтер үлкен күштер әсер еткенде ШХ15 болаттан, ал шамалы күштер әсер еткенде -20Х мен 40Х болаттан жасалады (9.9 – сурет).

Роликті озба муфталарда ролик пен жарты муфтаның беті жанасу беріктігіне есептеледі.



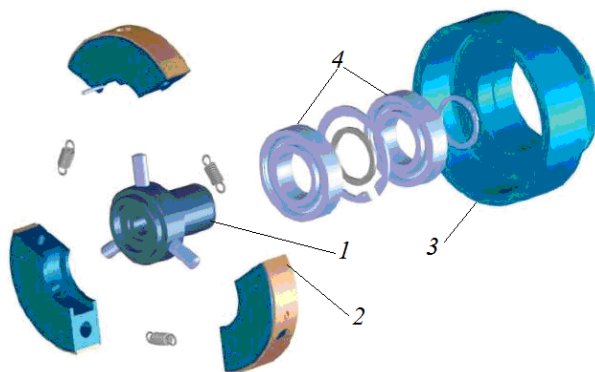
9.9 – сурет. Еркін қозғалыстағы муфта

Центрден тепкіш муфталар өздерінің құрылысына байланысты фрикциялық муфталарға ұқсас болады. Тек қана басқару механизмі арнайы қойылған жүктің айналуынан пайда болған центрден тепкіш күштің әсері арқылы іске қосылады. Жетекші біліктің айналу жылдамдығы қажетті шамаға жеткенде бұл муфта біліктерді қосу немесе ажырату үшін қолданылады. Сондықтан бұл өздігінен басқарылатын муфтаға жатады.

Центрден тепкіш муфталар:

- А. басқаруды жеңілдету үшін;
- В. салмақты маховикті машина мен механизмдердің моментін айналыста екпіндету үшін;
- С. айналыс күшін бір қалыпты көтеру үшін қолданылуы мүмкін.

Жұмыс элементінің түріне сәйкес центрден тепкіш муфталар қалыпты және сусымалы толтырғыш түрлеріне бөлінеді. Бұл муфталар берілген бұрыштық жылдамдықтың жетекші жартылай муфтасына жеткенде агрегаттарды автоматты түрде тегіс қосуға (немесе ажыратуға) қызмет етеді. Бұл муфталар жетекші білік берілген бұрыштық жылдамдыққа жеткенде біліктерді қосады (немесе ажыратады). "Вулкан" неміс фирмасының қысымсыз серіппелері жоқ қалыптық муфта (9.10-сурет) сына белдікті берілістің шкивімен қосылу үшін қызмет етеді. Жетекші жартылай муфтаның үдеуі кезінде 1 блок 2 центрден тепкіш күштердің әсерінен радиалды бағытта қозғалады және қозғалмалы жартылай муфтаның жұмыс бетіне 3 басылады, оның айналуы үшін қажетті үйкеліс күшін жасайды. 4 мойынтіректері қалыптарды осьтік жылжудан қорғайды.



9.10 – сурет. Центрден тепкіш қалыпты муфта

Муфталарды тандап алу және есептеу әдістемесі

Машина жасау саласында қолданылатын көптеген муфталар стандартталған. Стандартталған муфталар, әдетте, есептелмейді, олар біліктің диаметріне, берілетін момент пен бұрыштық жылдамдыққа байланысты анықтамалықтардың тиісті кестелеріне сәйкес таңдалады. Мысалы, айқас муфталар ГОСТ 5147-69 кестесіне сәйкес таңдалады.

Жауапты жағдайларда анықтамалық кестелерге сәйкес таңдалған муфталар тексеру есебін қажет етеді [12].

Жаңа муфталарды жобалау кезінде муфтаның құрылымдық өлшемдері есептеу арқылы анықталады. Муфталарды таңдау және есептеу (9.1) формула бойынша анықталған M_p есептеу моментіне сәйкес жүзеге асырылады.

Мысал. Электроқозғалтқыштағы мен таспалы конвейердегі бәсеңдеткіш жетекше білігін қосатын муфтаны тандап алу және тексеру 9.11 суреті бойынша.

Берілгені: электроқозғалтқыштан берілетін қуат $P = 4,5$ кВт және айналу жиілігі $n = 1420$ мин⁻¹; саусақтың материалы болат, маркасы Сталь 45 және оның иілуге мүмкіндік кернеуі $[\sigma]_a = 90$ Н/мм².

Шешімі

1. Муфтаның түрін тандап алу.

Қозғалтқыш пен бәсеңдеткіштің жетекші білігін қосу үшін көбінесе қолданылданатын басқарылмайтын төлкелі-саусақты серпімді муфтаны тандап аламыз.

1. Муфтамен берілетін номинал айналу моментің анықтаймыз.

Муфтаның номинал моменті келесі формула бойынша анықталады:

$$M_{\text{ном}} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{4,5}{1420} = 30264 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Бәсеңдеткіштегі жетекші біліктің кіріс диаметрін анықтаймыз.

Бәсеңдеткіштегі жетекші біліктің кіріс диаметрі келесі формула бойынша анықталады:

$$d_{61} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ном}}}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{30264}{0,2 \cdot 30}} = 17,1 \text{ мм},$$

мұнда $[\tau]$ – бұралу кезіндегі мүмкіндік кернеуі, $[\tau] = 10 \dots 40$ МПа.

Біліктің кіріс диаметрін электроқозғалтқыштағы білік диаметріне сәйкес аламыз $d_{61} = d_{\text{козф}} = 20$ мм.

4. Муфтаның жұмыс істеу режимінің коэффициентің анықтау.

Муфтаның жұмыс істеу режимінің коэффициентінің мәні кесте бойынша анықталады $k = 1,45$, [12].

5. Муфтадағы есептік моментің анықтау.

Муфтадағы есептік моменті келесі формула бойынша анықталады:

$$M_p = k M_{\text{ном}} = 1,45 \cdot 30264 = 43882,8 \text{ Нмм}$$

6. Муфтаның параметрлерін тандап алу.

Муфтаның параметрлері кестеден есептік моменті және біліктің диаметрі бойынша тандап аламыз [12, 13]. Анықталған мәліметтерге сәйкес серпімді төлкелі-саусақты муфтаны тандап аламыз МУВП-20 келесі параметрлерімен: мүмкіндік күш моменті $[M] = 55000$ Нмм; шекті айналу жиілігі $n_{\text{max}} = 5600$ мин⁻¹; салмағы $m = 2,15$ кг; саусақтар саны $z = 4$; саусақтардың диаметрі $d_c = 10$ мм; серпімді төлкенің ұзындығы $l_1 = 13$ мм; саусақтың цилиндрлі бөлігінің ұзындығы $l_2 = 15$ мм; саусақтардың орналасу диаметрі $D_c = 60$ мм; муфтаның толық ұзындығы $L = 104$ мм; муфтаның диаметрі $D = 90$ мм (сурет 3.22).

7. Саусақтарға әсер ететін шеңберлік күшін анықтау.

Саусақтарға әсер ететін шеңберлік күші келесі формула бойынша анықталады:

$$F_t = \frac{2M_p}{D_c} = \frac{2 \cdot 43882,8}{60} = 1462,76 \text{ Н}$$

8. Саусақтарды иілу беріктігіне тексеру.

Саусақтарды иілу беріктігіне тексеру келесі формула бойынша жүргізіледі:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F_t l_2}{2z_0,1 d_c^3} = \frac{1462,76 \cdot 15}{2 \cdot 4 \cdot 0,1 \cdot 10^3} = 27,4 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_{\text{и}} = 90 \text{ Н/мм}^2$$

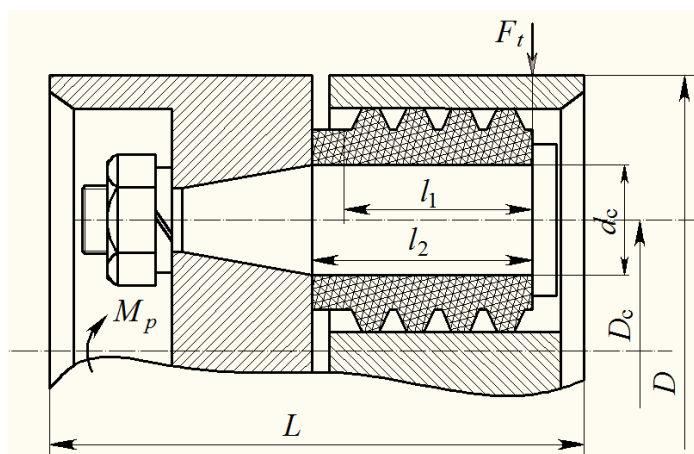
Саусақтардың иілу беріктік шарты орындалды.

9. Саусақтар мен серпімді резиналы төлкелер арасындағы қысымын анықтау.

Саусақтар мен серпімді резиналы төлкелер арасындағы пайда болатын қысымы келесі формула бойынша анықталады:

$$q = \frac{2M_R}{D_c z l_1 d_c} = \frac{2 \cdot 43882,8}{60 \cdot 4 \cdot 13 \cdot 10} = 2,8 \text{ Н/мм}^2 \leq [q] = 4 \text{ Н/мм}^2$$

Резиналы төлкелердің беріктік шарты орындалды.



9.11 – сурет. Серпімді төлкелі-саусақты муфасы

Бақылау сұрақтары

1. Жетек муфталар. Муфталардың атқаратын қызметі.
2. Муфталардың қайсысы ось және біліктер сәйкессіздігің жояды?
3. Жетектерде муфталардың қолдану түрлері қандай?
4. Серпімді муфталардың құрамы.
5. Зерттелінетін муфта бұралу қатандығы бойынша қандай сипаттамасына лайық болды?
6. Зерттелінетін муфтаньң пайда болатын демпфирлік қабілеттілігі қандай ақпарат бойынша анықталды?
7. Серпімді саусақ-втулкалы муфтаньң құрамы және есебі.
8. Фланецті муфтаньң құрамы және есебі.
9. Втулкалы муфтаньң құрамы және есебі.
10. Фрикциялық дисклі муфтаньң құрамы, есебі және қолдануы.
11. Қорғаушы муфтаньң құрамы және есебі.
12. Центрден тепкіш муфтаньң жұмыс істеу принципі

10. ПІСІРІП ҚОСУ

10.1 Жалпы түсінік

Бөлшектерді қыздыру арқылы қосылатын қосылысты пісіріп қосу деп атайды.

Технологияға байланысты пісіріп қосу түрлері. Біріншіден қосылатын бөлшектердің қосу жиектерін қыздырып және балқыған металды құю. Екіншіден қосылатын бөлшектердің қосу жиектерін пластикалық жағдайға қыздырып және күш салып қосу.

Бөлшектерді бір-бірімен қосуына қарай қосу түрлері (10.1 сурет).

Түйістіріп қосудың орындалуы қарапайым және сенімді болып саналады. Ол қосылатын бөлшектердің қалыңдығына байланысты бірнеше түрмен жүзеге асырылады (10.1а-сурет).

Айқастырып қосу қимасы үш бұрышты болатын жапсардың көмегімен орындалады (10.1б-сурет). Мұндай жапсарлар қалыпты, дөңес және ойыс болып үш түрге бөлінеді. Практикада қалыпты жапсарлар көп қолданылады.

Т-тәріздес қосу және бұрыштық қосу деп бір-бірімен перпендикуляр жазықтықта орналасқан бөлшектерді пісіріп қосуды айтамыз (10.1в, г, д, е-сурет).

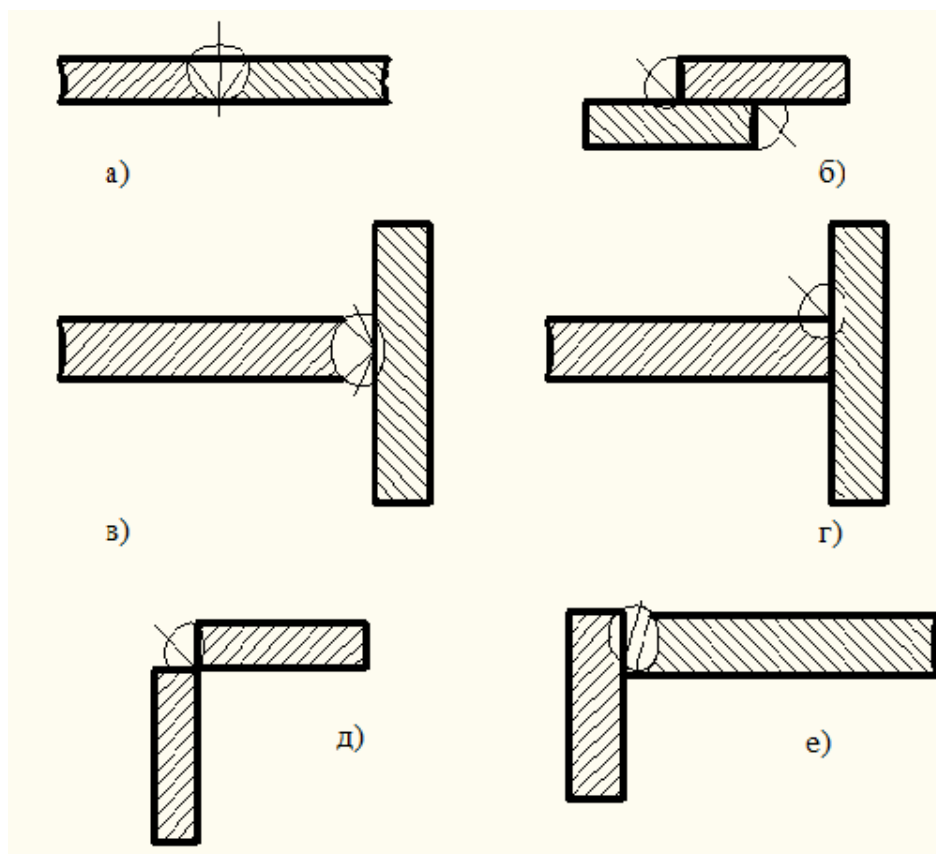
Тоғыстырып пісіру деп электр тогымен бөлшектердің түйіскен беттерінің шамалы ауданын қыздырып, пластикалық күйге жеткізіп, белгілі күшпен қысып пісіруді айтады. Олар бірнеше әдіспен іске асырылады:

- а) түйістіріп қосу;
- б) қосылатын денелердің жиек беттерін роликпен және нүктелеп пісіру.

Тапсырмада машина жасау саласындағы шағын болатты бөлшектерді электродоғалы немесе контактты пісіру арқылы орындалатын пісіріп қосылыстар берілген. Басқа пісіріп қосылыстар туралы мәліметтер [10, 12] жұмыстарында берілген.

Пісіру жіктерінің беріктігі қосылатын бөлшектердің теңберікті етіп орындайды. Ондай теңберіктікке жету тәсілдері де [11, 12,] жұмыстарында берілген.

Статикалық жүктеу кезінде пісіріп қосылыстар көбінесе жіктердің өлшемдері аз қимасы бойынша қирайды. Ол 2.1-суретте ирек сызықпен көрсетілген.



10.1 - сурет. Бөлшектерді пісіріп қосу түрлері: а – түйістіріп қосу, түйістіру жапсарлар көмегімен орындалады; б – айқастрып қосу, үш бұрышты жапсарлар көмегімен орындалады; в – Т-тәріздес қосу, түйістіру жапсарлар көмегімен орындалады; г – Т-тәріздес қосу, үш бұрышты жапсарлар көмегімен орындалады; д – бұрыштап қосу, үш бұрышты жапсарлар көмегімен орындалады; е – бұрыштап қосу, түйістіру жапсарлар көмегімен орындалады.

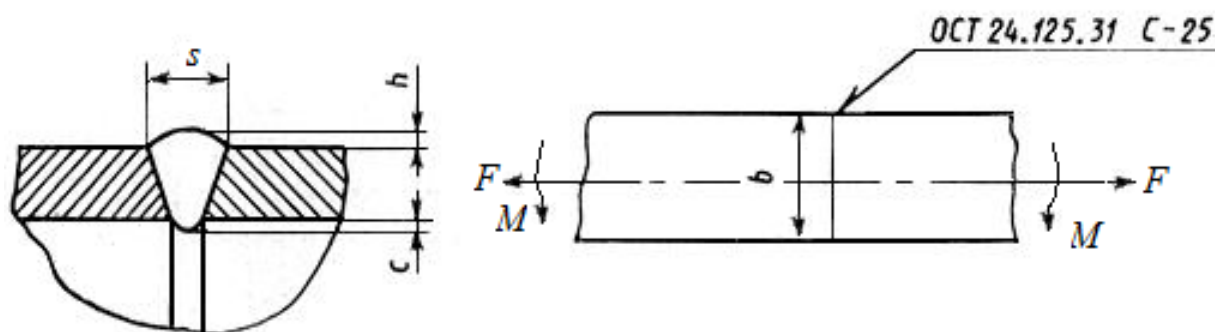
10.2 Пісіру қосылыстарды есептеу

Жалғайтын бөлшектердің бүйір жақтарын өңдейтін пісіріп жалғайға дейін орындалатын механикалық өңдеудің қолданылуы. Бұл өңдеудің тәсілдері [1, 4, 7, 9] жұмыстарында көрсетілген.

Түйістіру жапсарлар материалдар кедергісі курсынан белгілі бірыңғай арқалықтар үшін тәуелділікті қолдану арқылы есептеліп табылатын номинал қима (қаспақты есептеусіз) мен номинал кернеу бойынша есептеледі (10.2 - сурет):

$$\left. \begin{aligned} \sigma_t &= \frac{F}{A_c} = \frac{F}{bS} \leq [\sigma]' \\ \sigma_f &= \frac{M_u}{W_u} = \frac{6M_u}{bS^2} \leq [\sigma]' \end{aligned} \right\}, \quad (10.1)$$

мұндағы F — есептік күші, Н; b , S — ені мен қалыңдығы, мм; M_u — иілу моменті, Нмм.



10.2 – сурет. Түйістіріп қосу

Үш бұрышты жапсарлар көбінесе 1:1 (10.1-сурет) қатынаспен кәдімгі көлденең қимамен орындалады. Жапсарлардың қима жағын катет деп атайды және κ -мен белгілейді. Үш бұрышты жапсарлардың қирауы тік бұрыштың биссектрисасы арқылы өтетін жазықтықтың ең кішкентай қимасы әсерінен болады. Бұл жапсардың қима өлшемі $\beta\kappa$, екінші өлшемі – жапсар ұзындығы (10.1б-сурет). Көп өтпелі автоматты және жартылай автоматты пісіруде, сонымен қатар қолмен пісіру кезінде $\beta = 0.7$. Егер жапсар тең бүйірлі тік бұрышты үшбұрыш деп санасақ (10.1 б-сурет). Екі және үшөтпелі жартылай автоматты пісіру үшін $\beta = 0.8$; сондай ақ, бірақ автоматты пісіру – $\beta = 0.9$; ал бірөтпелі, автоматты – $\beta = 1.1$. $\kappa \leq \delta_{\min}$ деп қабылдау керек. Ал машинажасауда жалпы белгілеу көбінесе $\kappa > 3$ мм.

Үш бұрышты жапсарлар көлденең қимасының басқа формалары, кернеулерді бөлудің нақты аймақтары және қажет болса есептеулердің жоғары дәлдікті есебі [1, 4, 7] жұмыстарында көрсетілген.

Үш бұрышты жапсарлар есептелуі шартты түрде жанама кернеу бойынша жүргізіледі. Қиманың ең көп күш түсетін нүктесіндегі жалпы жанама кернеуді құраушы кернеулердің геометриялық қосындысымен анықтайды.

Ортақ күштер нәтижесінде пайда болатын кернеулер қимада тең таралған деп саналады. Қысқа жапсарлардегі орталық көлденең күш нәтижесінде пайда болады, күштің әрекетінің жиегіне перпендикуляр орналасқан кернеулер ерекше болып табылады. Оларды ескермейді. Момент нәтижесінде пайда болған кернеулер масса центріне дейінгі пропорционал арақашықтық деп санайды немесе бейтарап сызыққа дейінгі арақашықтық. Сондықтан жапсарлар қауіпті қимасының қашықтау нүктелерінің бірі ең жүктелгені болады.

Беріктік шарты бойынша $\tau_{\Sigma} \leq [\tau]_{\text{ср}}$, мұндағы $[\tau']_{\text{ср}}$ кесте бойынша табады.

Егер қосылысқа ығысу күші мен иілу моменті әсер ететін болса онда пайда болатын кернеулер келесі өрнектермен анықталады:

а) F орталық ығысу күшінен кернеулер қимада біркелкі орналасқан кезде (сурет 10.2а):

$$\tau_F = \frac{F}{A_{\text{жапсар}}} = \frac{F}{2 \cdot 0,7kl} \quad (10.2)$$

б) M айыру моментінен кернеулер масса центрі арқылы өтетін бейтарап сызыққа дейінгі арақашықтыққа пропорционал; ең қашық нүктесіндегі максимал кернеу:

$$\tau_M = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{жапсар}}} = \frac{M_{\text{и}} y_c}{I_{\text{жапсар}}}, \quad (10.3)$$

мұндағы: k – жапсардың катеті, ($k \approx s$) мм; l – жапсардың ұзындығы, мм; $W_{\text{жапсар}}$ – масса центрі (С нүктесі арқылы өтетін) $x_o - x_o$ бейтарап осіне қатысты жапсарлар есептеу қимасының кедергі моменті, мм³; $I_{\text{жапсар}}$ – осы оське қатысты жапсарлар есептеу қимасының кедергі моменті, мм⁴; y_c – масса центрінің координатысы, мм.

Ал орталық нүктесіндегі кернеулер құраушылары өзара перпендикуляр болғандықтан қосынды кернеу:

$$[\tau] = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} \leq [\tau] \quad (10.4)$$

Егер жапсарлар симметриясыз орналасатын болса, онда флангілі жапсарларға әсер ететін жүктемелер «рычаг» заңы бойынша реттеледі:

$$F_{1,2} = \frac{F l_{1,2}}{(l_1 + l_2)}, \quad (10.5)$$

мұнда l_1 и l_2 – жапсарлар ұзындығы, мм.

Бұл жағдайда жапсарлар тиісті жүктемелер бойынша есептеледі, ал жапсарлардың ұзындығы осы жүктемелерге пропорционалды түрде алынады.

Аралас фронтальды және капталдағы тігістер жеке тігістердің жүк көтергіштігіне пропорционалды жүктемені бөлу принципі негізінде есептеледі. F күшінің әсерінен тангенс кернеулері тең болады.

Аралас тік және флангілі жапсарлар жеке жапсарлардың жүк көтергіштігіне пропорционалды жүктемені бөлу принципі негізінде есептеледі. F күшінің әсерінен жанама кернеулері келесі өрнегі бойынша анықталады:

$$\tau_F = \frac{F}{0,7k(2l_{\phi} + l_l)} \leq [\tau']. \quad (10.6)$$

Егер осындай жағдайда иілу моменті әсер ететін болса онда жанама кернеулері келесі өрнегі бойынша анықталады:

$$\tau_M = \frac{M}{0,7kl_l(2l_{\phi} + l_l / 6)} \leq [\tau']. \quad (10.7)$$

немесе:

$$\tau_M = \frac{M}{0,7kl_\phi + \frac{1}{6}0,7l_T^2}. \quad (10.8)$$

Тавралы және бұрыштық пісіріп қосу көмегімен перпендикуляр жазықтықтарда орналасқан бөлшектерді қосады. Олар жиектері өнделген түйісу немесе жиектерді өндеусіз үш бұрышты жапсарлармен орындалады. Иілу моменті мен бойлық күшпен жүктеу кезінде қосылыстың беріктігі үш бұрыштық жапсар үшін жанама кернеулері бойынша бағаланады:

$$\tau = \frac{6M}{2 \cdot 0,7kl^2} + \frac{F}{2 \cdot 0,7kl} \leq [\tau']. \quad (10.9)$$

Кез келген жағдайда есептеу үшін ең күрделі пісіру жапсарларды алдымен қосылысқа әсер ететін күші мен моментті көтеру қабілеті бойынша жапсарларға пропорционалды бөліп және оларды қарапайым учаскелеріне келтіру қажет. Осылайша, кез-келген күрделі жапсар қарапайым есептеу схемаларының қосындысына дейін азаяды.

Пісіру қосылыстарын есептеу келесі ретпен жүргізіледі:

1. Қауіпті қиманың орналасуы, түрі мен өлшемін анықтайды;
2. Қауіпті қиманы пісірілетін бөлшектердің жанасу жазықтығына бұрады (бөлшектердің тоғысқан жазықтығы) (егер жапсарлар қауіпті қимасы бөлшектердің тоғысқан жазықтығымен беттеспесе, бұру жасалады); бұдан кейінгі қиманы есептеуіш қима деп атайды.
3. Есептеуіш қиманың масса центрінің күйін табады;
4. Сырттан түскен күшті есептеу қимасының масса центріне аударады;
5. Әр күш факторларына байланысты (қалыпты және көлденең күштер, иілу және айналу моменттері әсерінен) есептеу қимасында пайда болған кернеулерді анықтайды;
6. Есептеу қимасының ең қауіпті күш түскен нүктесінің жалпы кернеуін анықтайды;
7. Пісіру жапсар үшін мүмкін кернеуді анықтайды;
8. Жалпы кернеу мен рұқсат етілген кернеуді салыстырады, жұмыс жасау қабілеттілігін қамтамасыздандыру үшін қажетті қима өлшемдерін (жобаланған есептелу) табады немесе жапсарлар берілген өлшемдерінің дұрыстығы жөнінде қорытынды береді (тексеру есептелуі)

Мысал. Біріне-бірі пісіріліп қосылған екі бөлшекке 6000 *Нм* күш моменті мен 12000 *Н* күш әсер етеді. Қалыңдығы 10мм табақша бөлшектер (10.2 - сурет) Ст. 3 болатынан жасалған және қолдан Э42 электродымен пісіру арқылы қосылған. Жапсар өлшемдерін анықтау қажет.

Берілгені: *M* = 6000 *Нм*. *P* = 12000 *Н*, *S* = 10мм.

Шешуі: 1. Запас коэффициентін 1,4 деп алып, Ст. 3 болатының созылу мүмкіндік кернеуі арқылы беріктікке есептеп, табақшаның енін анықтаймыз.

$$[\sigma]_c = \frac{\sigma_A}{n} = \frac{220}{1,4} = 157 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{P}{F} = \frac{P}{bS} \leq [\sigma]_c \quad \text{және} \quad \sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma]_c$$

$$W = \frac{Sb^2}{6}; \quad b = \sqrt{\frac{6M}{S[\sigma]_c}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 6000000}{10 \cdot 157}} = 152 \text{ мм}$$

$$b = \frac{P}{S[\sigma]_c} = \frac{12000}{10 \cdot 157} = 7,6 \text{ мм}$$

Күш моменті мен бірге әсер етеді, сондықтан $b = 160 \text{ мм}$ деп аламыз. Қимада әсер ететін жалпы қалыпты кернеу шамасы.

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{P}{F} = \frac{6 \cdot 6000000}{10 \cdot 160^2} + \frac{12000}{10 \cdot 160} = 148 \text{ МПа}$$

$$\sigma = 148 \text{ МПа} < [\sigma]_c = 157 \text{ МПа}$$

Бақылау сұрақтары

1. Пісіру түрлері. Пісіру қосылыстағы жапсар түрлерін атаныз және олардың қолдану салалары?

2. Пісіру арқылы қосылған құрылымдардың басқа құрылымдармен салыстырғанда артықшылықтары қандай?

3. Түйістіріп пісірілген жапсарлар қалай есептеледі?

4. Айқастырып пісірілген жапсарлар қалай есептеледі?

5. Иілу моментін қабылдайтын жапсарлар қалай есептеледі?

6. Бұрау моментін қабылдайтын жапсарлар қалай есептеледі?

7. Айнымалы күш әсер еткенде жапсарлар қалай есептеледі?

8. Созылуға және иілуге істейтін жапсарлар қалай есептеледі?

9. Аралас жапсарлар қалай есептеледі?

11. ТОЙТАРМАЛЫ ҚОСЫЛЫСТАР

11.1 Жалпы түсінік

Тойтарма немесе заклепка бір жағы бастырмалы, екінші жағы жұмыр қалпақшасы бар сырық келеді, ал оның көмегімен қосылған қосылыстарды Тойтармалы қосылыстар деп атайды [11, 12].

Тойтармалы немесе заклепканы қосылыстар өткен ғасырдың 30-жылдарынан бері қолданылып келеді. Тойтармалы қосылыстар төмендегідей жағдайларда қолданылады:

- а) берік қосылыстар күйінде;
- б) тығыз берік қосылыстар күйінде.

Тығыз берік қосылыстар қысыммен жұмыс істейтін қазандықтар мен құбырларда қолданылады. Тойтармалы қосылыстардың пісірілген қосылыстармен салыстырғандағы артықшылығы мынадай:

- 1) айнымалы күштерді жақсы қабылдайды;
- 2) тойтармалы қосылыстар неғұрлым сенімді.

Тойтармалы қосылыстар іс жүзінде жауапты және айнымалы соққы күштерін қабылдайтын қосылыстарда қолданылады. Сондай-ақ, кейбір түсті металл қорытпаларынан жасалған бөлшектерді пісіру әдісімен қосқанда, олардың беріктілігі кемиді, сондықтан оларды заклепкалар арқылы қосады.

Заклепкалар іс жүзінде екі түрлі қондырылады. Қалыңдығы 12 миллиметрден аспайтын бөлшектерде заклепка орналасатын тесік (саңылау) арнаулы штамптармен дайындалады. Ал қалыңдығы 12 миллиметрден асатын бөлшектерде тесію бұрғылау әдісімен жасалады. Заклепкалар автоматпен және қолмен отырғызылады (11.1-сурет). Көбінесе заклепкалар Ст. 0, Ст. 2, Ст. 3 және т. б. болат түрлерінен дайындалады. Сондай-ақ, алюминийден, мыстан және жезден жасалған заклепкалар да кездеседі.

Заклепкалардың қалпақшалары әр түрлі болып келеді. Берік және тығыз қосылыстарда қалпақшасы жартылай шеңберлі заклепкалар қолданылады. Бұл заклепка қалпақшасының радиусы $R=(0,85 - 1)d$; $D=(1,6 - 1,75)d$ және биіктігі $h=(0,6 - 0,65)d$ болады.

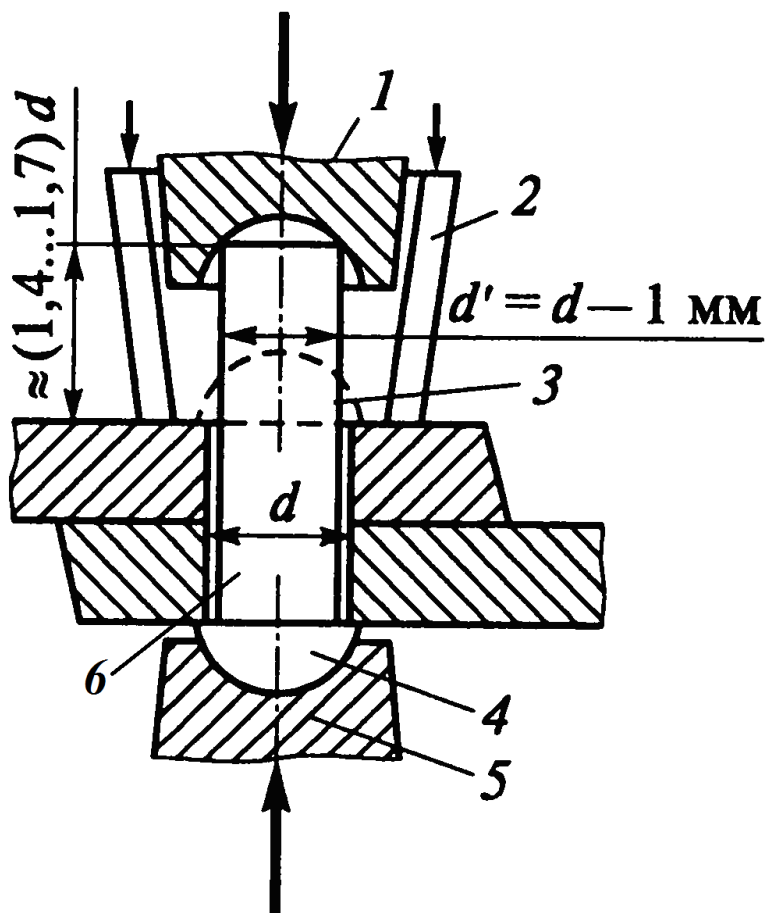
d - заклепка стерженінің диаметрі, оның мөлшері МЕСТ 10299—68; 10303—68 бойынша алынады:

а) заклепкасы болаттан жасалған, қалпақшасы жартылай шеңберлі және диаметрі 37 миллиметрге дейін жететін берік жапсарлар. Өлшемдері МЕСТ10301—68 шектелген (11.2 а, б сурет);

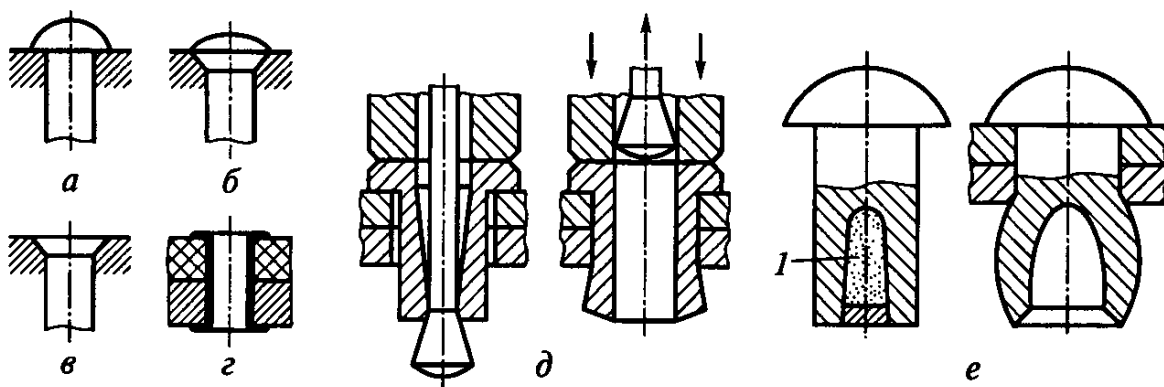
б) заклепкасы болаттан жасалған, қалпақшасы конус тәрізді (ГОСТ10300-68) және диаметрі 34-37 миллиметрге дейін жететін тығыз және берік жапсарлар (11.2 в сурет);

в) үлкен күш пен тығыздықты керек етпейтін қосылыстарда труба тәрізді заклепкалар қолданылады (11.2 з сурет);

г) арнаулы заклепкалар тұйықтаушы қалпақша жағынан бастыруға мүмкіндігі жоқ қосылыстарда қолданылады, ондай заклепкалар бекіту пуансон өткізу немесе оқ-дәрі жару арқылы орындалады (11.2 д, е сурет).



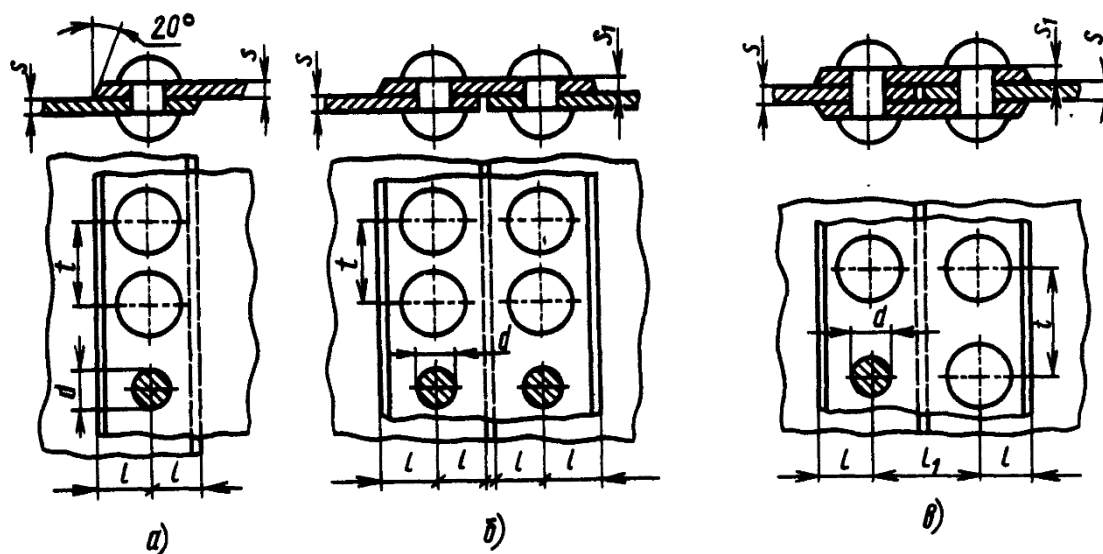
11.1 – сурет. Тойтармалы қосылысты орындау тәсілі: 1 – қымтағыш; 2 – бағыттауш; 3 – тұйықтаушы қалпақша; 4 – бастырма қалпақша; 5 – тірек; 6 – сырық.



11.2 – сурет. Заклепкалар түрлері

Тойтармалы қосылыстар қосылатын бөлшектердің орналасуына байланысты келесі түрге бөлінеді:

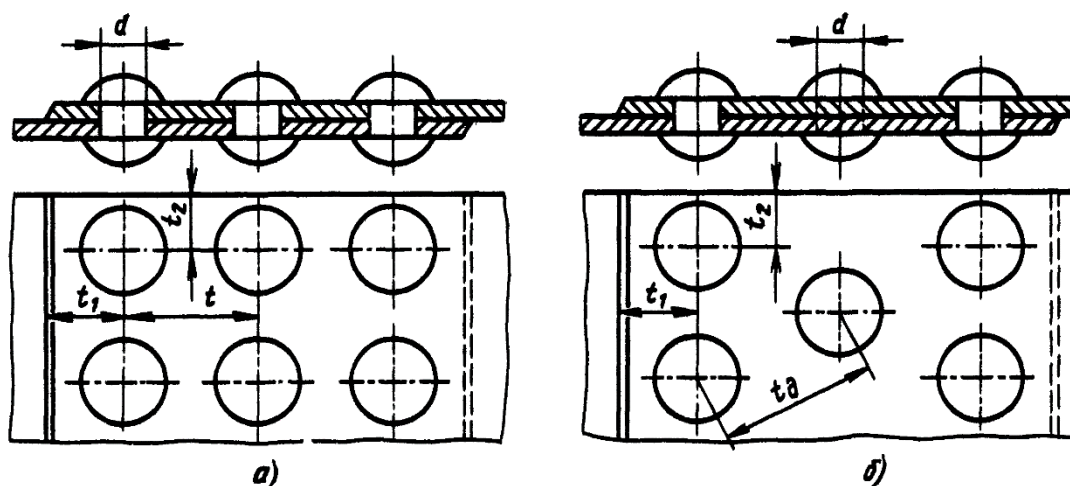
- а) айқастырылған тойтармалы қосылыс (11.3 а сурет);
 б) бір жақты бастырмалы тойтармалы қосылыс (11.3 б сурет);
 в) екі жақты бастырмалы тойтармалы қосылыс (11.3 в сурет).



11.3 – сурет. Тойтармалы қосылыстардың түрлері: а – айқастырылған ($d=(1,9...2,1)s_{min}$; $t=(3...6)d$; $l=(1,5...2)d$); б – бір жақты бастырмалы ($d=(1,7...2,3)s_{min}$; $t=(3...6)d$; $l=(1,5...2)d$; $s_1=1,23s$); в – екі жақты бастырмалы ($d=(1,75...2,25)s_{min}$; $t=(3...6)d$; $l=(1,5...2)d$; $l_1=(3...6)d$; $s_1=(0,66\div 0,75)s$).

Тойтармалы қосылыстарда заклепкалар орналасуына байланысты келесі түрге бөлінеді [1, 7, 8]:

- а) қарапайым бір немесе көп қатарлы (сурет 4.4 а);
 б) шахмат тәрізді немесе диагональді (сурет 4.4 б).



11.4 – сурет. Заклепкалар орналасу схемасы: а – қарапайым қатарлы ($t\geq 3d$); б – шахмат тәрізді ($t_3\geq 3,5d$).

11.2 Тойтармалы қосылыстардың есептеу жолдары

Тойтармалы қосылыстарды есептеу саңылаусыз орналастырылған болттарды есептеуге ұқсас, сондықтан олар қиылуға есептеледі. Заклепканың күш қабылдауы және пайда болатын деформация көрсетілген.

Тойтармалы қосылыстың жүктеудің негізгі түрі – торап жазықтығында әрекетті күштер және моменттер, әрекеттің денесі кесу, жаншылу және майысу кернеулерінің әрекетіне тартылған. Тораптағы үйкеліс жоқ деп жорамалдап (оны жіберілетін кернеуді таңдағанда есепке аламыз, қосылыстың есептелуін қиылу мен жаншылуға шартты жүргізеді).

Тойтармалы қосылыстарды есептеу кезінде әсер етуші күш жіктегі барлық заклепкаларға бірдей таралған деп аламыз. Пайда болатын кесілу (қиылу) кернеуі төмендегі формула бойынша анықталады:

$$\tau = \frac{4F}{\pi z d^2 i} \leq [\tau]_{\text{кр}} , \quad (11.1)$$

мұндағы F – Тойтармалы қосылысқа әсер ететін күш, Н; z – заклепкалар саны; d – заклепка диаметрі, мм; i – қиылу жазықтық саны; $[\tau]_{\text{кр}}$ – мүмкіндік қиылу кернеуі, Н/мм².

Жаншылу кезіндегі кернеу:

$$\sigma = \frac{F}{z d s} \leq [\sigma]_{\text{жш}} , \quad (11.2)$$

мұндағы s – қосылатын бөлшектердің қалыңдығы, мм; $[\sigma]_{\text{жш}}$ – мүмкіндік жаншылу кернеуі, Н/мм².

Іс жүзінде есептеу, жоғарыда көрсетілген қиылу және жаншылу шарттарынан (11.1 және 11.2) заклепкалар саны анықталады және оның жоғары мәні қабылданады.

Қажет болса қосылатын бөлшектердің заклепка астындағы саңылауларының босауын ескере отырып, біртекті тексереді. 11.4- суретте көрсетілген қосылыс үшін, қосылатын бөлшектердің созылуға беріктік шарты:

$$\sigma = \frac{F}{(b - m d_0) s_{\min}} \leq [\sigma]_{\text{с}} , \quad (11.3)$$

осы қосылыс үшін кесуді болдырмау шарты

$$\tau = \frac{F}{(l - d/2) 2 m s} \leq [\tau]_{\text{к}}^2 , \quad (11.4)$$

мұндағы b – қосылатын бөлшектің ені, мм; m – бір қатардағы заклепкалар саны; $s_{\min}$ – бөлшектердің ең кіші қалыңдығы, мм; d_0 – тесіктің диаметрі, мм; t – заклепка қадамы, мм; l – заклепка осінен қосылатын беткейдің, шеткі жақтауына дейінгі қашықтық, мм.

Тойтармалы берік қосылыстар машина бөлшектерін байланыстырғанда, сонымен қатар өте ауыр жағдайда жұмыс істейтін

бөлшектерді қосқанда қолданылады. Мысалы, турбина қалақшаларын оның, айналатын бөлігіне бекіткенде, сондай-ақ самолет жасау өнеркәсібінде де осы кезге дейін қолданылып келеді.

Машиналарды құрастыру кезінде Тойтармалы қосылыстардың кейбір ерекшеліктерін ескерген жөн:

а) заклепка арқылы бекітілген бөлшектердің босамауы және жіктерінің ажырамауы тиіс;

б) созылуға және соғылуға жұмыс істейтін бөлшектердің шамалы иілуі үшін заклепканы ауырлық центрі арқылы өтетін оське жақын және сол осьтен екі жаққа бірдей қашықтықта орналастыру керек.

Тойтармалы қосылыстардың жылжымауы үшін олардың саны екеуден кем болмауы тиіс.

Металдан жасалған конструкцияларды жобалау кезінде олардың түйіскен жері арқылы өтетін осьтердің қиылысатын нүктесіне заклепка қағуға болмайды. Заклепкаларды сирек орналастырған жағдайда беттесуші екі бет арасының тығыз болуы материалдың қаттылығына байланысты.

Берік заклепкаларды орналастыру үшін мынадай жайт ескеріледі: заклепкалар қатар орналасқан жағдайда олардың қадамы $t \geq 3d$.

d - заклепка диаметрі; t - заклепка қадамы. Шахмат тәрізді орналасқанда заклепканың диагональ бойындағы қадамы $t \geq 3,5d$, шеткі қатардағы заклепкалар қадамы $t \leq 8d$ немесе $t \leq 12S$, S - қосылыс бөлшектерінің қалыңдығы.

Ортадағы заклепкалар қатарлары мен шеткі қатардағы заклепкалар қатарлары созылуға жұмыс істейтін жапсарлар үшін $t \leq 12d$ немесе $t \leq 24S$; Сығылуға жұмыс істейтін жапсарлар үшін $t \leq 16d$ немесе $t \leq 16S$.

Заклепкаға әсер етуші күштің бағыты бойынша заклепка осінен бос жиекке дейінгі ара қашықтық былай алынады.

$l \geq (1,5 - 2)d$, ал перпендикуляр бағытта $t_2 \geq (1 - 1,5)d$. Заклепканың диаметрі қосылатын бөлшектердің қалыңдығына байланысты. Нұсқау бойынша заклепканың орташа диаметрі $d \approx 2S$. Заклепкадағы мүмкіндік кернеу әсер етуші негізгі күш бойынша таблицадан алынады. Есептеу кезінде кездейсоқ күшті ескеру үшін мүмкіндік кернеуді 20 процентке дейін арттыру қажет [1, 5, 7].

Мысал. Материалы болат Ст. 3, ені $b=350$ мм, қалыңдығы $s=12$ мм екі табақша айқастырылып заклепка көмегімен қосылған. Тойтармалы қосылысқа $F=250$ кН созу күші әсер етеді. Ұсынылған Тойтармалы қосылысты есептеу және құрылымдау.

Шешімі

1. Заклепка диаметрін тандап аламыз.

Берілген ұсыныстар бойынша (сурет 11.3) айқастырылып Тойтармалы қосылыстарда заклепка диаметрі d , мм:

$$d = (1,8...2,2)s = (1,8...2,2) \cdot 12 = 21,6...26,4 \text{ мм.}$$

Кесте бойынша $d=22 \text{ мм}$, $d_o=23 \text{ мм}$ қабылдап аламыз дәлдікпен жинақтау кезде.

2. Мүмкіндік кернеулерді анықтау.

Кесте 4.1 бойынша заклепканың материалына Ст. 3 сәйкес және тесіктерді бұрғылау арқылы мүмкіндік кернеулерді анықтаймыз:

созу кезіндегі мүмкіндік кернеу $[\sigma]_c=161 \text{ Н/мм}^2$;

қиылу кезіндегі мүмкіндік кернеу $[\tau]_k=141 \text{ Н/мм}^2$;

жаншылу кезіндегі мүмкіндік кернеу $[\sigma]_{жш}=322 \text{ Н/мм}^2$.

3. Қосылысқа қажетті заклепка санын анықтаймыз (4.2, 4.4) формулдары бойынша:

қиылу беріктік шарты бойынша қажетті заклепкалар саны:

$$z = \frac{4F}{\pi d^2 i [\tau]_k} = \frac{4 \cdot 250000}{3,14 \cdot 22^2 \cdot 140} = 4,7$$

жаншылу беріктік шарты бойынша қажетті заклепкалар саны:

$$z = \frac{F}{ds [\sigma]_{жш}} = \frac{250000}{22 \cdot 12 \cdot 320} = 2,9$$

мұнда i – заклепканың қиылу жазықтар саны, $i=1$.

Қиылу беріктік шарты бойынша қажетті заклепкалар санын $z=5$ деп қабылдап аламыз.

4. Тойтармалы жапсардың негізгі параметрлерін ұсыныстар (сурет 11.3 а) бойынша анықтаймыз:

заклепкалар қадамы:

$$t = (3...6)d = (3...6) \cdot 22 = 66...132 \text{ мм ,}$$

заклепка осінен қосылатын беткейдің, шеткі жақтауына дейінгі қашықтық:

$$l = (1,5...2)d = (1,5...2) \cdot 22 = 33...44 \text{ мм ,}$$

заклепкалар қатар қадамы:

$$l_1 = (3...6)d = (3...6) \cdot 22 = 66...132 \text{ мм}$$

Табақшаның еніне байланысты $b=350 \text{ мм}$ бір қатарда $m=3$ заклепка орналастырамыз, қатар саны $n=2$, орналасуы шахмат тәрізді, заклепкалар

қадамы $t=132$ мм, заклепка осінен қосылатын беткейдің, шеткі жақтауына дейінгі қашықтығы $l=43$ мм, шахмат тәрізді орналасқан заклепалар үшін қатар қадамы $l_1=120$ мм деп қабылдап аламыз (сурет 11.3).

5. Табақшаларды қауіпті қима бойынша созу және қиылу беріктігіне тексереміз (4.5) формулы бойынша:

созу беріктігіне тексеру:

$$\sigma = \frac{F}{(b - md_o)s_{min}} = \frac{250000}{(350 - 3 \cdot 23) \cdot 12} = 74 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma]_c = 160 \text{ Н/мм}^2$$

қиылу беріктігіне тесеру:

$$\tau = \frac{F}{(l - d/2)2ms} = \frac{250000}{(43 - 22/2) \cdot 2 \cdot 3 \cdot 12} = 108 \text{ Н/мм}^2 \leq [\tau]_к = 140 \text{ Н/мм}^2$$

мұндағы b – қосылатын бөлшектің ені, мм; m – бір қатардағы заклепкалар саны; s_{min} – бөлшектердің ең кіші қалыңдығы, мм; t – заклепка қадамы, мм; l – заклепка осінен қосылатын беткейдің, шеткі жақтауына дейінгі қашықтық, мм.

Табақшалардың беріктік шарты созылу және қиылу бойынша орындалды. Анықталған құрылымдау параметрлері беріктікке тексеру шартына сай.

Бақылау сұрақтары

1. Тойтармалы жапсарлардың конструктивтік түрлері және топтастыру.

2. Берікті, тығыз–берікті және тығыз тойтармалы қосылыстар қандай жағдайларда қолданылады.

3. Тойтармалы жапсарлардың беріктік коэффициенті деген не және оны анықтау формуласы?

4. Тығыз тойтармалы қосылыстардың жапсарлары қалай есептелінеді?

5. Тығыз–берікті тойтармалы қосылыстардың жапсарлары қалай есептелінеді?

6. Тойтармалы жапсарлар тығыздыққа қалай тексеріледі?

7. Тойтармалы жапсарлардың іс-жүзінде қолдану мысалдары.

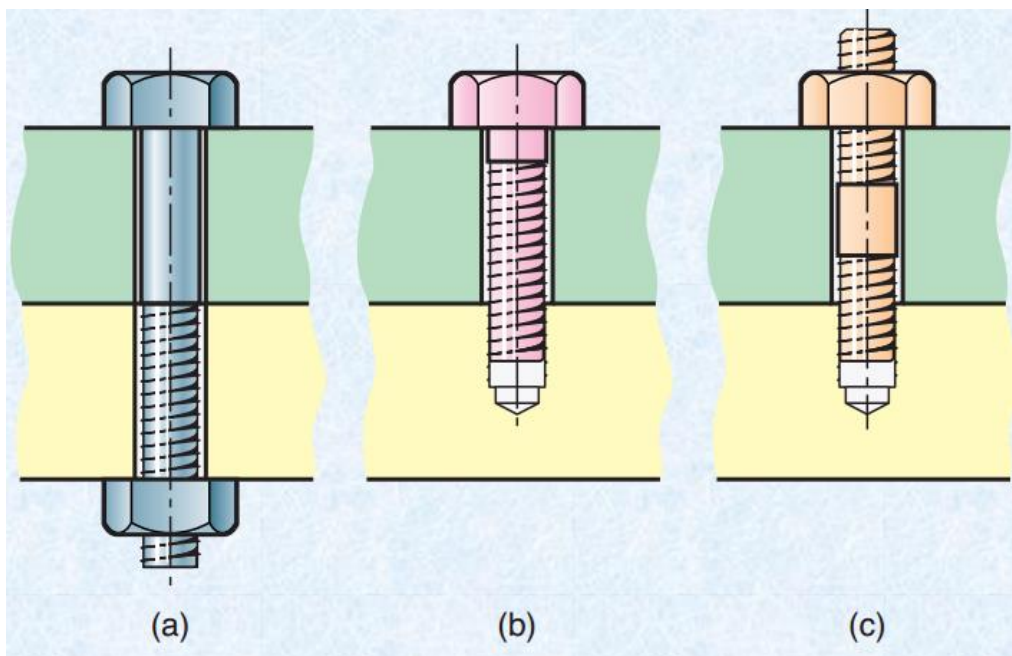
8. Қандай тойтармалы жапсарлар үлкен жүктемеге шыдамды көлдендегі немесе бойындағы?

12. БҰРАНДАЛЫ ҚОСЫЛЫСТАР

12.1 Бұрандалы қосылыстардың негізгі түрлері

Бұрандалы қосылыстар деп, бұрандама, бұрама, бұрамасұқпа, сомының және басқа бұранда қазылған тетіктер арқылы бекітілген қосылыстарды айтады [9, 14].

Анықтамалар: *Бұрама* деп бұрандалы стерженьді айтады. *Бұрандама* деп басы бар винтті айтамыз. *Сомын* – бұрандалы тесігі бар бұрама немесе бұрандама бұралатын, кілтпен қамтылатын формалы бөлшекті айтамыз (12.1-сурет). Ал *бұрамасұқпа* сырықтың екі жағына бұранда қазылған бөлшекті айтамыз.



12.1 – сурет. Метрлік бұранданың түрлері

Бұрандама (бұрама, бұрамасұқпа) өзекшесінің беріктігін есептеу d_1 деп белгіленетін диаметр бойынша жүргізіледі. Ол D_1 сомын бұрандасының ішкі диаметріне тең (12.2-сурет).

d – бұранданың (бұрандаманың) сыртқы диаметрі;

D – ішкі бұранданың(сомының) сыртқы диаметрі;

d_2 – бұрандаманың орташа диаметрі;

D_2 – сомының орташа диаметрі;

d_1 – бұрандаманың ішкі диаметрі;

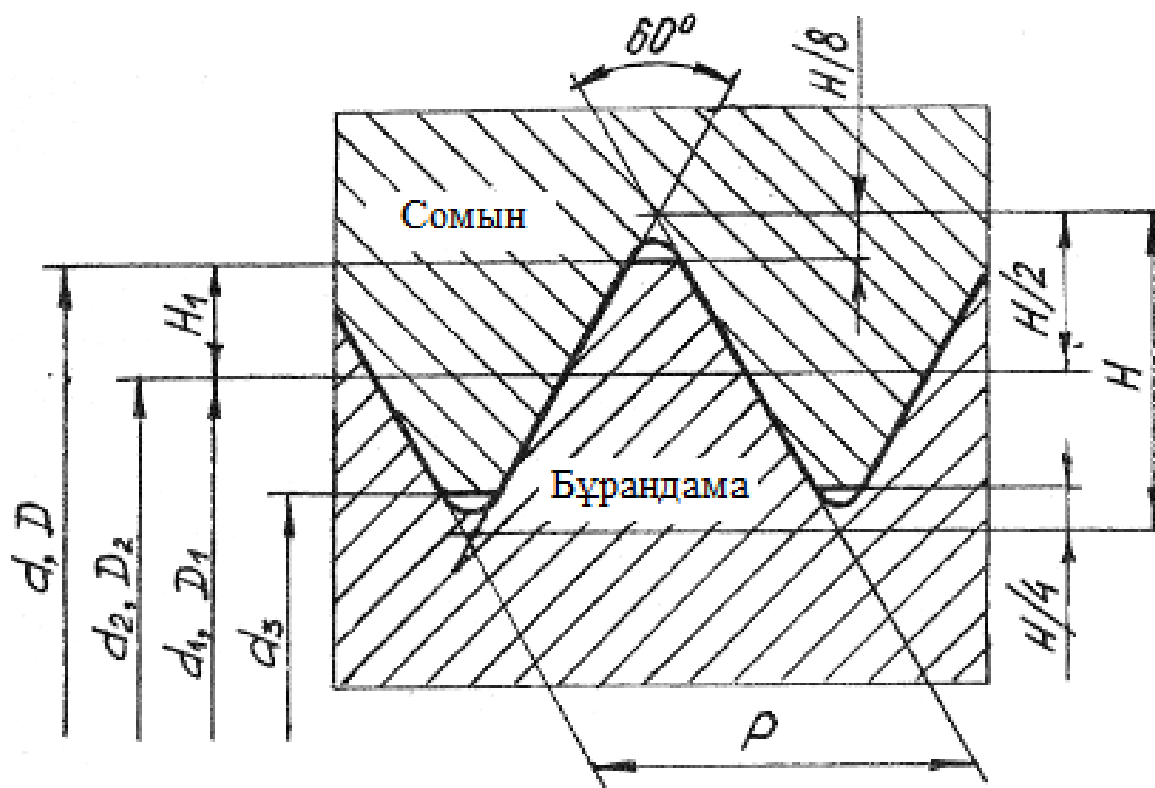
D_1 – сомының ішкі диаметрі;

d_3 – бұрандаманың ойыс ішкі диаметрі;

P – бұранданың қадамы;

H – бұранданың алдыңғы үшбұрышының биіктігі, $H \approx 0,86P$;

H_1 – бұранданың профилінің жұмыс биіктігі, $H_1 \approx 0,54P$;



12.2 – сурет. Метрлік бұранданың негізгі параметрлері

Бұрандаларды топтастыру. Біріншіден пайдалану жағына қарай:

1) Бекітетін бұрандалар;

2) Күш пен жүрісті туғызатын бұрандалар.

Екіншіден бұранда сырттық пішімі бойынша: конусты мен цилиндрлі.

Үшіншіден бұранда сызығының орауына қарай: оң және сол бұранда.

Төртіншіден бұранда сызығының кіріс саны бойынша: бір және көп кірмелі.

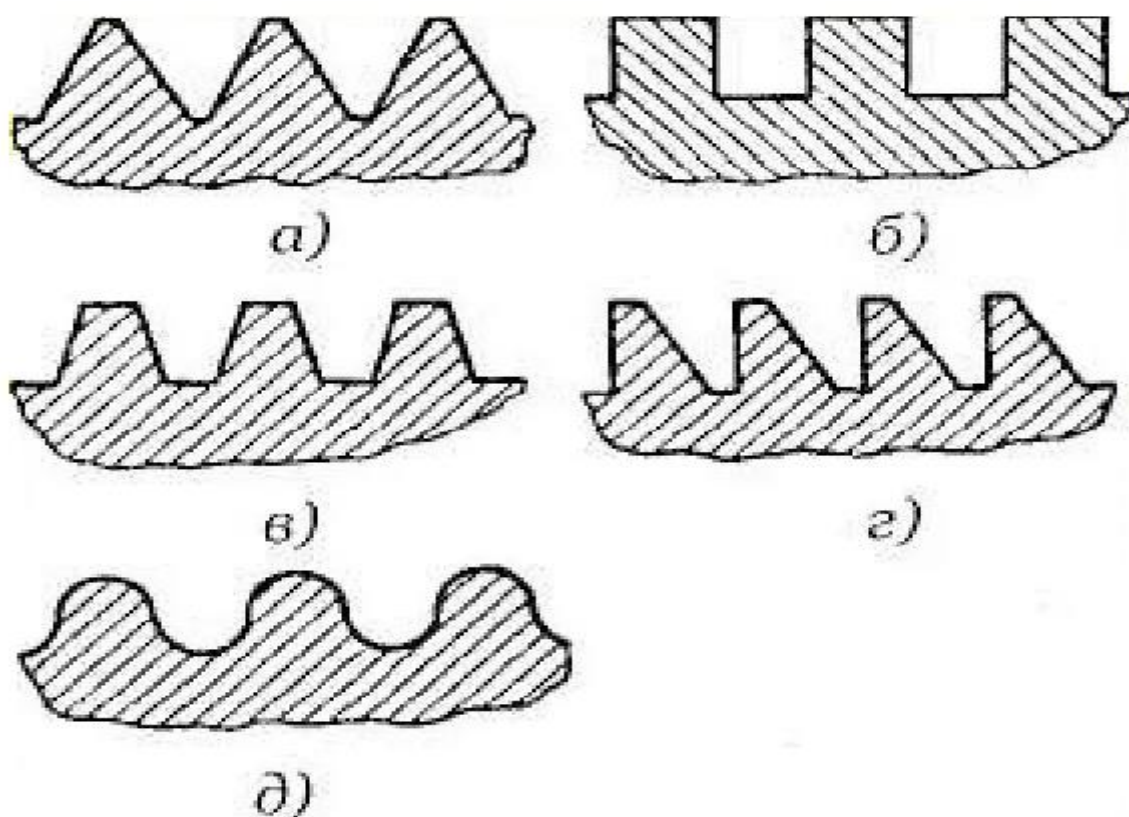
Бесіншіден бұранда қадамы бойынша: ірі және ұсақ қадамды бұранда.

Алтыншыдан бұранда қимасына қарай: үш бұрышты, төрт бұрышты, трапеция, дөнгелек және т.б. (12.3-сурет).

Бұранда қосылыстағы бөлшектердің геометриялық параметрлері стандартталған және оларды шарты бойынша келесі түрінде белгілейді:

- **Бұрандама** M12×60–6g.58.09 ГОСТ 7808–70 – диаметрі $d=12$ мм, ұзындығы $l=60$ мм, ірі қадамды, шақтама өрісі 6g, беріктік классы 5.8, мырышпен қапталған бұрандама;

- **Бұрама** $M10 \times 1,25 - 6g \times 25.48$ ГОСТ 7808 – 70 – диаметрі $d=10\text{мм}$, ұсақ қадамды $P=1,25\text{мм}$, ұзындығы $l=25\text{мм}$, шақтама өрісі **6g**, беріктік классы **4.8**, жабынмен қапталмаған бұрама;
- **Сомын** $M10 - 6H.5.02$ ГОСТ 2524 – 70 – диаметрі $d=10\text{мм}$, ірі қадамды, шақтама өрісі **6H**, беріктік классы **5**, кадмиймен қапталған сомын;
- **Бұрамасұқпа** $M16 - 6g \times 120 \frac{20}{38} 88.06$ ГОСТ 22034 – 76 – диаметрі $d=16\text{мм}$, ірі қадамды, шақтама өрісі **6g**, ұзындығы $l=120\text{мм}$, бұрап кіргізу ұзындығы $l_1=20\text{мм}$, бұранда ұштың ұзындығы $l_0=38\text{мм}$, беріктік классы **8.8**, фосфатпен қапталған бұрамасұқпа.



12.3 – сурет. Бұранда түрлері

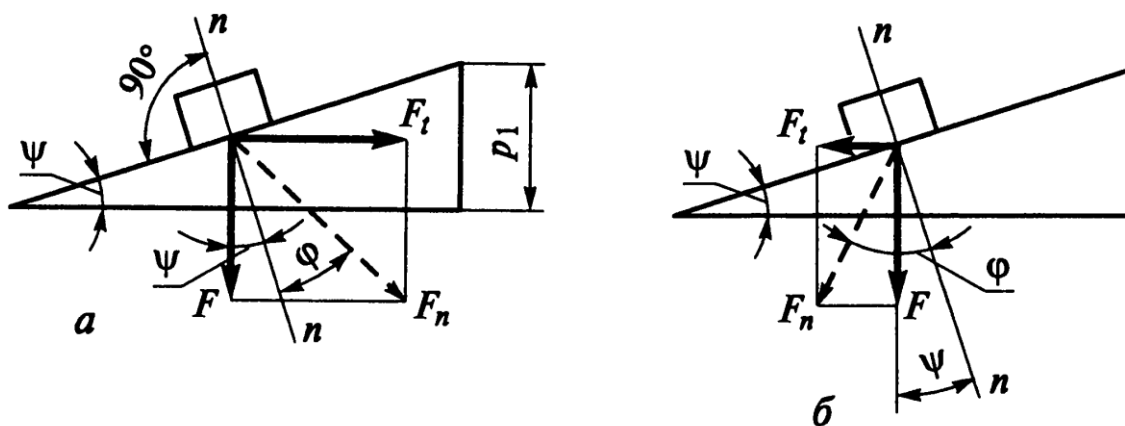
Бұранда материалының механикалық сипаттамасы беріктік классы бойынша анықталады. Мысалы берілген бұрандаманың беріктік классы 5.8, беріктік шегін анықтау үшін бірінші сан 100 көбейтеміз $\sigma_b=500\text{МПа}$, ал ағу шегін анықтау үшін бірінші санмен екінші санды бір-біріне және 10 көбейтеміз $\sigma_b=400\text{МПа}$.

12.2 Бұрандалы қосылыстағы күштер байланысы

Бұранданы бұрау кезінде күштер байланысың анықтау үшін бұранда сызығы бойымен жылжыған сомынды қарастрайық (12.4-сурет). Сонда сомынға екі күш әсер етеді: біріншіден бұрау күші, екіншіден тартылғанда пайда болатын осьтік күш. Сомынды бұрағанда, сомын көлбеу жазықтықпен бір қадамға жылжып көтеріледі.

$$F_t = F \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (12.1)$$

мұндағы: F_t – шеңберлік күші, Н; F – ось бойымен әсер ететін күш, Н; ψ – бұранданың көтерілу бұрышы угол подъема винтовой линии резьбы, град; φ – үйкеліс бұрышы, град.



12.4 – сурет. Бұранда мен сомын арасындағы әсер ететін күштер: а – бекіту кезінде; б – ажырату кезінде

Бұраманы бұрау кезінде екі момент пайда болады: бұрандада бұрауға кедергі пайда болатын моменті M_6 және сомын табанындағы пайда болатын үйкеліс моменті M_T [13, 14]:

$$M_{6p} = M_6 + M_m, \quad (12.2)$$

мұнда M_6 – бұрандадағы моменті; M_T – сомын жиектеріндегі моменті.

Бұрау кезінде бұрандада бұрауға кедергі пайда болатын момент:

$$M_6 = \frac{1}{2} d_2 F \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'), \quad (12.3)$$

мұндағы $\alpha = \operatorname{arctg}(P/(\pi \cdot d_2))$ – бұранда орамының көтерілу бұрышы; $\varphi' = \operatorname{arctg}(f \cos \theta^0)$ – бұранданың келтірген үйкеліс бұрышы; f – бұранданың

үйкеліс коэффициенті; θ – тірек бұранданың жұмыс профилінің көлбеу бұрышы.

Бұрау кезінде сомын табанындағы пайда болатын үйкеліс момент:

$$M_{\tau} = \frac{1}{2} D_{\tau} F f, \quad (12.4)$$

мұндағы D_{τ} – сомын табанындағы үйкеліс диаметрі, мм; f – сомын табанындағы үйкеліс коэффициенті.

12.3 Бұранда қосылыстарын есептеу жолдары

Бұрандаларды беріктікке есептеу үшін ең алдымен олардың бұліну түрлерін айта кеткен жөн. Шамадан артық күш түскенде немесе бұрандалы қосылыстардың конструкциясы дұрыс құралмағанда және оларды дұрыс пайдаланбағанда көбінесе екі түрлі жағдайға байланысты істен шығады.

Біріншіден, бұранда орамының беріктігінің аздығынан істен шығады. Бұл жағдай көбінесе бұрандалар шамадан артық күшпен тартылғанда орамдардың жаншылуынан және кесілуінен пайда болады.

Екіншіден, бұрандалы қосылыс сырықтарының сынуымен істен шығады. Сырықтар көбінесе ауыспалы қимасы бойынша сынады (12.5-сурет). Сондай-ақ бұрандамалар қалпақшаларының сынып кететіні де байқалады.

Ось күші түсетін бұрандамаларды есептеу. Олар практикада аз қолданылады. Мысалы, жүк көтергіш машинаның ілмегіне тек осьтік күш әсер етеді (сурет 3.6). Бұл жағдайда бұранда сырықтары созылады, сондықтан оларды созуға есептейді.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_c, \quad d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_c}}, \quad (12.5)$$

мұндағы A – ішкі диаметр бойынша алған қима ауданы, мм²; F – бұрандамадағы сырыққа түсетін ось күші, Н; $[\sigma]_c$ – сырықтағы мүмкіндік кернеуі, (аз көміртекті болаттар үшін $[\sigma]_c = (0,5 \dots 0,6)\sigma_A$, легиренген болаттар үшін $[\sigma]_c = (0,4 \dots 0,55)\sigma_A$) Н/мм².

Ось күшімен бұраушы момент әсер еткенде (12.1- сурет) пайда болатын кернеулерді есепке алып бұранда қосылыстағы сырық диаметрің келесі формула бойынша анықтайды:

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 1,3\sigma_c, \quad d \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi[\sigma]_c}} \quad (12.6)$$

мұндағы σ – ось күші әсерінен пайда болатын кернеу, Н/мм²; τ – бұраушы момент әсерінен пайда болатын кернеу, Н/мм²[3, 8].

Жазықтығы бойынша жүктелген бұрандалы қосылыстарды есептеу үшін алдын-ала олардың қондыру тәсілдерін анықтау керек. Себебі қондыру тәсілдері мен беріктік шарттармен тәуелді болады.

Бұрандамалар екі түрлі тәсілмен қондырады: а) саңылаумен қойылған бұрандамалар; б) саңылаусыз қойылған бұрандамалар. Бірінші топқа жартылай тазаланған және тазаланбаған бұрандамалар жатады, ал екінші топқа тек тазаланған бұрандамалар жатады.

Бұрандамаларды өңдеу технологиясына байланысты тазаланған, тазаланбаған және жартылай тазаланған деп бөледі. Тазаланған бұрандамалардың барлық беттері мен жиектері станоктарда түгелдей өңделіп, жоғары дәлдікпен қондырылады. Тазаланған бұрандамалар қондырылатын теск бұрғымен және ұнғымен өңделіп, бұрандамалар саңылаусыз қондырылады. Технологияның күрделігіне байланысты олар тек жауапты қосылыстарда және машина тораптарының габариттік мөлшерін азайту жағдайларында қолданылады.

Жартылай тазаланған бұрандамалардың бұрандалары мен тірек беттері ғана кескіш станоктарда өңделеді және олар саңылаумен қондырылады. Олар өздерінің арзандығына байланысты машина жасау өнеркәсібінде бекіту қажетіне арналған бұрандама ретінде кеңінен қолданылады.

Тазаланбаған бұрандамалардың тірек беттері өңделмейді және көбінесе штамповка әдісімен жасалады. Мұндай бұрандамалар қазіргі кезде сирек қолданылады.

Саңылаумен қондырылған бұрандамалар (12.5 б-сурет). Саңылаумен қондырылған бұрандама диаметрі келесі шарты бойынша тандап алынады:

$$d \geq \sqrt{\frac{4kF_{\text{сыр}}}{\pi f i [\sigma]_c}}, \quad (12.7)$$

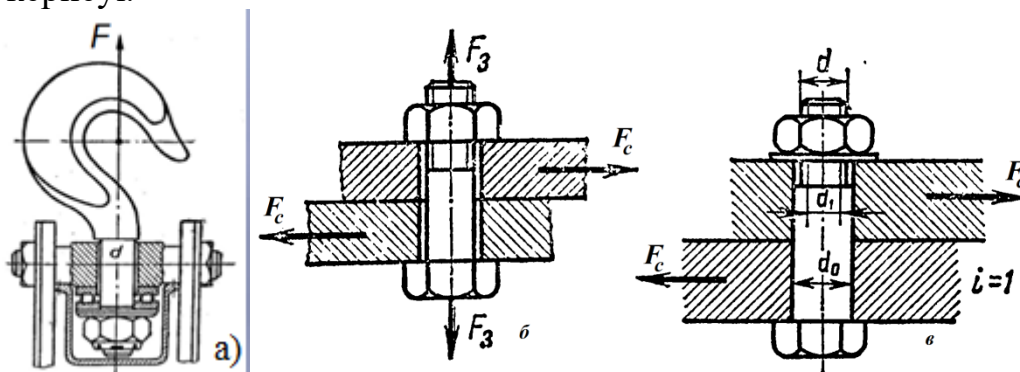
мұндағы $F_{\text{сыр}}$ – бұрандамаға әсер ететін сыртқы күші, Н; k – запас коэффициенті, $k=1,2\dots2,0$; f – үйкеліс коэффициенті; i – жапсардың саны.

Саңылаусыз қондырылған бұрандамалар (12.4в-сурет). Саңылаусыз қондырылған бұрандама деп таза орындалған, жазықтық пен бұрандаматың аралығында кеңістіксіз жасалған бұрандамаларды айтамыз.

Саңылаусыз қондырылған бұрандама диаметрі келесі шарты бойынша тандап алынады:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi i [\tau]_k}}, \quad (12.8)$$

мұнда F_p – бұрандамадағы есептік күші, Н; $[\tau]_k=(0,2...0,3)$ σ_A – мүмкіндік кесілу кернеуі.



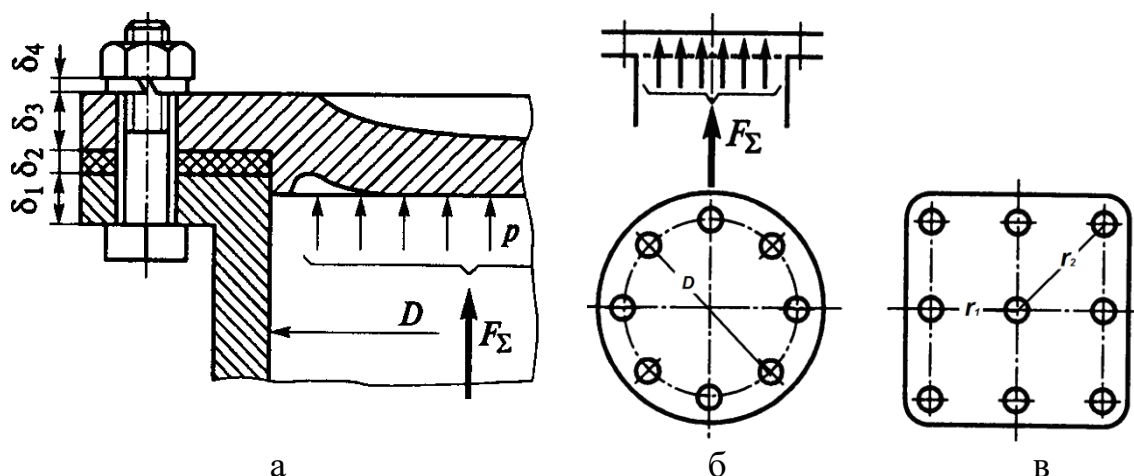
12.5 – сурет. Бұрандалы қосылыстардың есептік схемасы

Көптеген бөлшектер алдын ала тығыздап қосуды қажет етеді. Мысалы, резервуардың қақпақшасы қысыммен құйылған сұйықтың немесе толтырылған газдың әсерінен (яғни ішкі қысымның әсерінен) жақсы жабылмауы мүмкін (12.6-сурет).

Қалпақшаны нығыздап, мұқият жабу (герметизация) үшін [13, 14], қажетті күш $F_{тарту}$, Н келесі формула бойынша анықталады:

$$F_{тарту} = F_{сыр} k_{тар} (1 - \chi), \quad (12.9)$$

мұндағы $F_{сыр}$ – бұрандамаға әсер ететін сыртқы күш, Н; $k_{тар}$ – алдын-ала тартылуын есепке алатын қор коэффициенті, статикалық жүктеу кезінде $k_{тар}=1,5...2,0$, айнымалы жүктеу кезінде $k_{тар}=2,5...4,0$; χ – сыртқы жүктеуді есепке алатын коэффициенті.



12.6 – сурет. Герметизация және түйіскен жердің ажырамауын қамтамасыз ететін бұрандалы қосылыс

Қосылыстағы қымтау қабілеттілігіне қажетті есептік күші F_p , Н:

$$F_p = F [1,3k_{тарту}(1 - \chi) + \chi]. \quad (12.10)$$

Бұрандалы қосылыстардың есептеу әдістемесі

Есептер алдында ұсынылған конструкцияға талдау жасап оның жұмысын түсініп алады. Сол кезде есепке қажетті қосылыстың түрі мен жүктеуін анықтайды.

Қосылыстарға әсер ететін күштерді екі түрге жіктейді: негізгі (жұмыс жүктемелер) және қосымша (мысалы үйкеліс күштер). Сол кезде механизмге немесе қосылысқа ең үлкен жүктеме түсен жағдай есепке алынады. Одан кейін жүктемелердің сипаттамасы (созылу, сығылу, ығысу немесе төнкеру ж/е т.б.; тұрақты немесе айнымалы), формасы және жүктелген жанасу беттердің параметрлері анықталады.

Топты бұрандалар үшін күштерді жапсардың масса орталығына байланысты алынады.

Мысал. Жазықтығы бойынша жүктелген бұрандалы қосылысты есептеу қажет (12.4б, в-сурет). Егер қосатын бөлшектердің қалыңдығы $\delta = \delta_1 = \delta_2 = 10$ мм болса және оған жылжыту күші $F = 2$ кН әсер ететін болса.

Шешім:

а) бұрандама санылаусыз қондырылған (12.5 в-сурет).

1. Бұрандама материалы болат маркасы Сталь 20. Оның сипаттамасы: ағу шегі $\sigma_{ағу} = 240$ МПа, қиылуға мүмкіндік кернеуі $[\tau_k] = 0,4\sigma_{ағу} = 0,4 \cdot 240 = 96$ МПа.

2. Бұрандама диаметрін анықтаймыз:

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_c}{\pi[\tau]_{cp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2000}{3,14 \cdot 2 \cdot 96}} = 3,64 \text{ мм}$$

Стандарт қатарынан бұрандама диаметрін тандап аламыз: М6×40.4.6 ГОСТ 24765-81 [13].

б) Бұрандама саңылаумен қондырылған (12.4б-сурет). Саңылаумен қондырылған бұранда қосылыстарда тартылуы күші үйкеліс күшінен көп болу қажет, сонда есептік күші:

$$F_c = \frac{KF}{if_c} = \frac{1,5 \cdot 2000}{2 \cdot 0,15} = 10000 \text{ Н}$$

Бұранданың ішкі диаметрі:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_c}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 60}} = 16,6 \text{ мм}$$

Мұнда $[n]$ - берітік қор коэффициенті; $[\sigma]_p$ – созылу кезіндегі мүмкіндік кернеуі:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{[n]} = \frac{240}{4} = 60 \text{ МПа}$$

Стандарт бойынша бұрандама диаметрі $d = 1,2d_1 \Rightarrow d = 1,2 \cdot 16,61 = 19,93$ мм : М20×40.4.6 МеСТ 24765-81.

Бақылау сұрақтары

1. Бұрандалы қосылыстар? Геометриялық пішімі және профиль бойынша кездесетін бұрандалар?
2. Машина жасау саласында жиі қолданатын бұранда бұйымдар түрлерін көрсетіңіз.
3. Бұрандалардың орамының кірме саны және орау бағыты бойынша бөлінуі?
4. Бұрандамаларда бұранда профилі үшбұрышты болуы неліктен?
5. Метрлік бұрандалардың түрлері және қолдану жағдайы? Бұранданы ұсақтау коэффициенті деп нені атайды?
6. Метрлік, дюймдік, төртбұрышты, трапециялық және дөңгелек бұранда түрлерінің қолдану жағдайлары көрсетіңіз?
7. Бұрандамалар мен бұрамалардың конструктивтік түрлері қандай болады?
8. Бұрандама мен бұраманың айырмашылығы неде?
9. Бұрамасұқпаның конструктивтік айырмашылығы неде және олардың қолдану жағдайы?
10. Сомының, тығырықтың және басқа бекіту элементтерінің түрлері мен қолдану жағдайлары.
11. Бұранда қосылыстың элементтері қандай материалдан жасаланады?
12. Бұрандамаларға көлденен әсер етуші күштің әсерін азайту үшін қолданатын жабдықтар қандай?
13. Алды-ала тартылмаған бұрандамалар қалай есептелінеді?
14. Алды-ала тартылған бұрандамалар қалай есептелінеді?
15. Айнымалы күштер әсер етекен кезде бұрандамалар қалай есептелінеді?
16. Қысқышты қосылыстағы бұрандамалар қалай есептелінеді?
17. Топты орналсқан бұрандамалардың есептеу тәсілі қандай?
18. Санылаумен қондырылған бұрандамаларды қалай есептейді, егер күш көлденен әсер ететін болса?
19. Өздігінен тежеуішті және тежеушісіз бұрандалардың қолдануы?
20. Ось күші мен бұрау моменті әсер ететін бұрамалар қалай есептелінеді?
21. Алды-ала тартылған, ось күшімен жүктелген эксценрлі қалпақшасы бұрандамалар қалай есептелінеді?

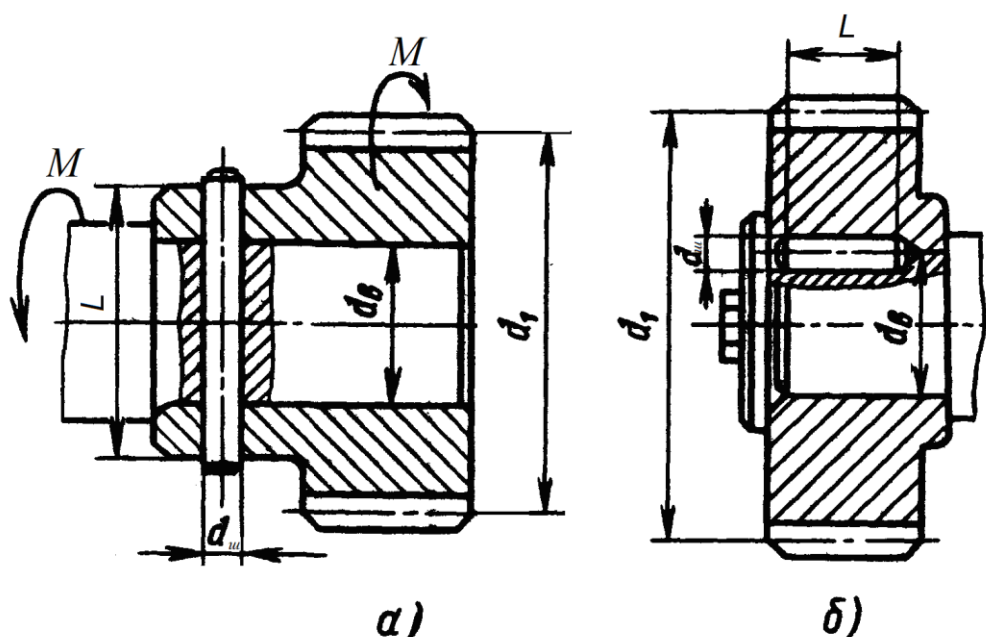
13. Кілтекті және шлицті қосылыстар

13.1 Штифті қосылыстар

Штифті қосылыстарда екі түрлі штифтер қолданылады радиалды (13.1а - сурет) және осьтік (13.1б - сурет).

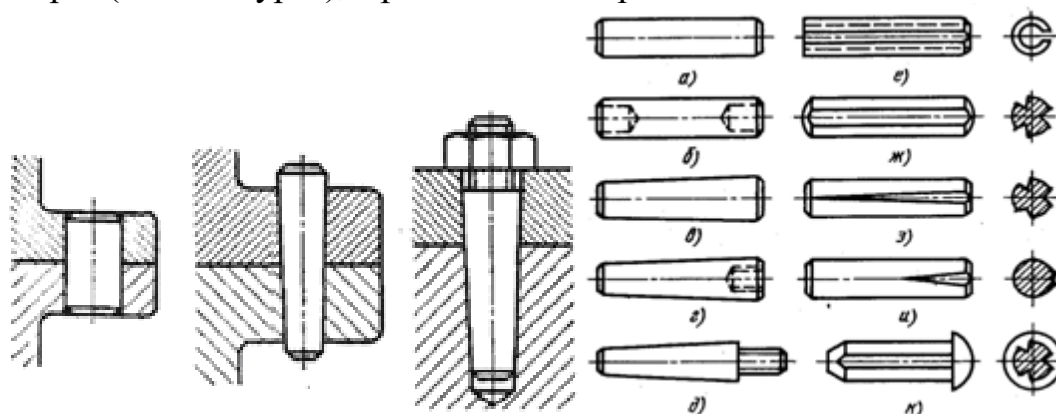
Жүктелу берілістері үшін тегіс цилиндрлік штифтер МЕСТ 3128-70 бойынша және МЕСТ 3129-70, 9464-79, 9465-79 [8] сәйкес қолданылады. Штифті Сталь 45 немесе А12 материалдардан жасайды.

Қауіпті кернеу қиылу үшін τ_k және жаңшылу $\sigma_{жш}$ штиф үшін тегіс жақтаулары болып табылады.



13.1 - сурет. Штифті қосылыстар: а – радиалды; б - осьтік

Конструкция бойынша штифтер әр түрлі болады (13.2 - сурет): цилиндрлі (13.2а, б - сурет), конусты (13.2в, г, д - сурет), кесілген цилиндрлі (13.2е – сурет), бұнақты цилиндрлі және т.б.



13.2 – сурет. Штифт конструкциялары

Беріктік шарттары қиылу және жаншылу бойынша тексеріледі:

$$\tau_k = \frac{F}{iA_k} \leq [\tau]_k, \quad \sigma_{жш} = \frac{F}{A_{жш}} \leq [\sigma]_{жш} \quad (13.1)$$

мұндағы F - бір штифтке әсер ететін күш, Н; i –жазықтықтағы қиылу саны; A_k –штифтің қиылу ауданы, мм²; $A_{жш}$ – бағыттағы жаңшылу бетінің жобалау ауданы, мм²; мүмкіндік кернеу шегі қиылу үшін $[\tau]_k=70...80$ МПа және жаңшылу үшін $[\sigma]_{жш}$ кесте бойынша алынады.

(13.1) шарттары бойынша τ_k және $\sigma_{жш}$ кернеу тең деңгейде бөлінуі болжамға байланысты алынады [8, 9].

Бір штифтке әсер ететін күш F келесі формула бойынша анықталады:

$$F = 2 M * 10^3 / (d * z_{ш}), \quad (13.2)$$

мұндағы M – айналу моменті, Нм; $z_{ш}$ – штифт саны.

Осьтік штифтердің диаметрі және ұзындығы құрылымдау шарты бойынша алынады ($d_{ш}=(0,1...0,15) d_6$, $l=(3...4) d_6$) және күпшек пен біліктегі бұрғылап тазаланған тесіктеріне Н7/г6 керу қондырма арқылы қондырлады [6].

13.2 Кілтекті қосылыстар

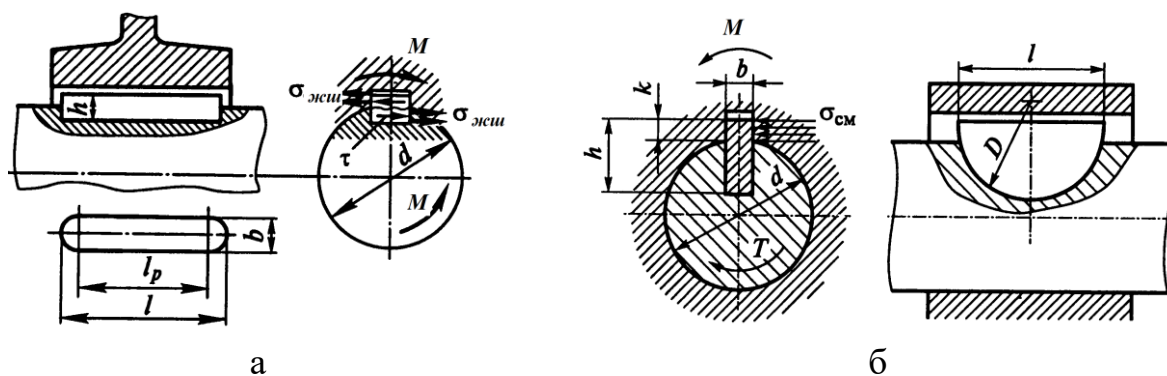
Кілтекті қосылыс деп білік пен күпшек қосылыс арасында геометриялық дене пайдаланған қосылысты айтады. Кілтекті қосылыстарда қолданатын геометриялық дене арқылы күш моментін беруге болады [1, 4, 8, 9].

Негізінде кілтектер екі топқа бөлінеді: кернеусіз және кернеулі. Кернеусіз кілтектер саңылаумен қондырылады, қысылмайды. Ал кернеулі кілтектер жаң-жақтан қысылып тұрады. Кернеусіз кілтектер - призмалы және сегментті (13.3 – сурет). Кернеулі кілтектер - сына тәрізді және тангенцальды (13.4 – сурет). Кілтектер стандартталған және олар Мемлекеттік стандартына сәйкес тандап алынады.

Кернеусіз кілтектер жаншу және қиылу шарты бойынша есептеледі:

$$\sigma_{жш} = \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{жш}, \quad \tau_k = \frac{2M}{dlb} \leq [\tau]_k \quad (13.3)$$

мұнда d - біліктің диаметрі, мм; b - кілтектің ені, мм; l - кілтектің ұзындығы, мм; h - кілтектің биіктігі, мм; t_1 – біліктегі кілтек ойықтың тереңдігі, мм; $\sigma_{жш}$ - жаншылу кернеуі, Н/мм²; τ_k – қиылу кернеуі, Н/мм².

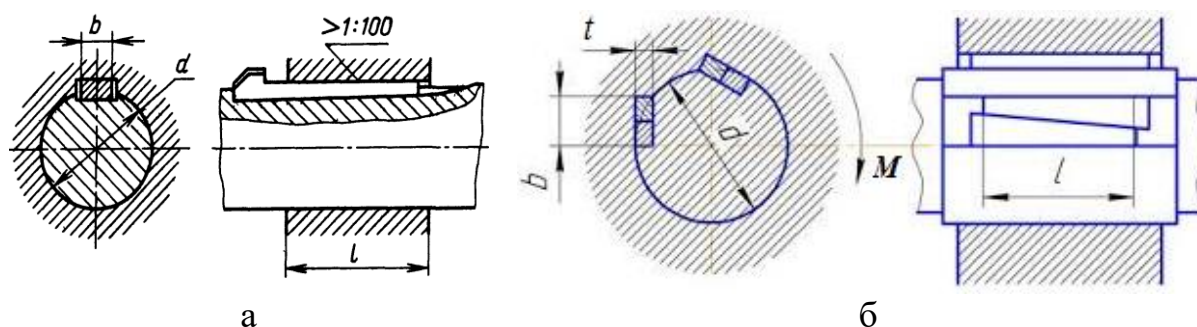


13.3 – сурет. Кернеусіз кілтекті қосылыстар: а – призмалы; б – сегменті.

Сына тәрізді және тангенциальды кілтектерді жаншу беріктік шарты бойынша тексереді:

$$\sigma_{cm} = \frac{2M}{bl(df + b/6)} \leq [\sigma]_{cm}, \quad (13.4)$$

мұндағы f - үйкеліс коэффициенті, $f=0,13 - 0,18$.



13.4 – сурет. Кернеулі кілтекті қосылыстар: а – сына тәрізді; б - тангенциальды

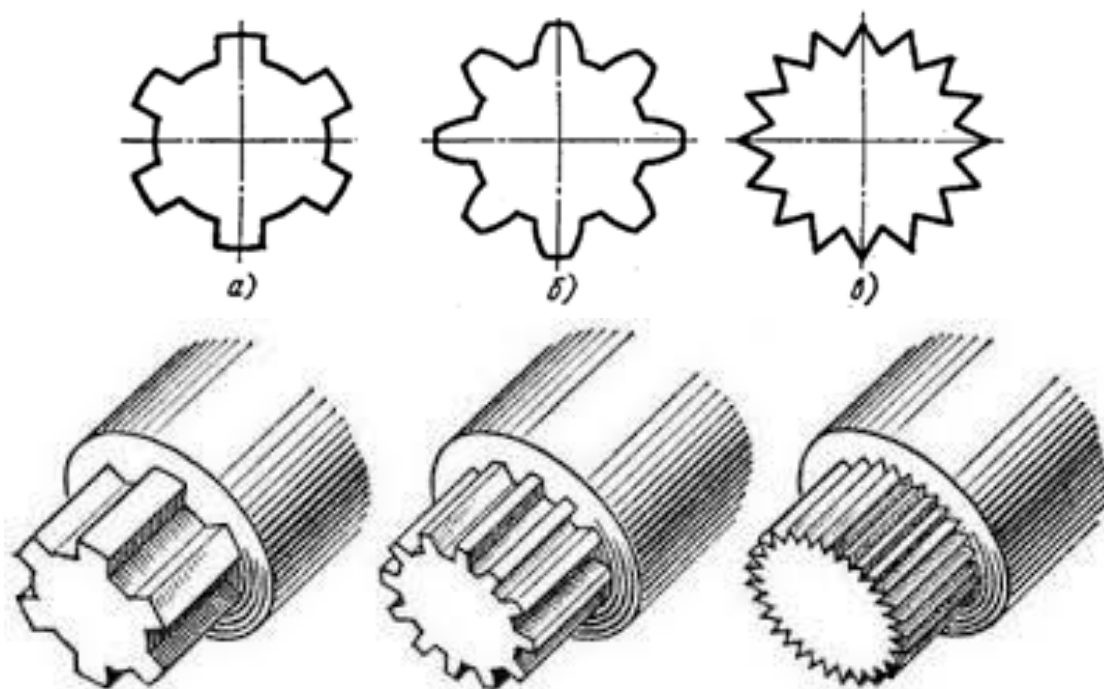
Кілтектердің геометриялық параметрлері білік диаметріне тәуелді, сондықтан кілтектердің есебі білік диаметрін анықтаудан басталады.

13.3 Шлицті қосылыстар

Шлицті қосылыс деп күпшек пен білік арасында күш моментін беру үшін тістерді пайдаланатын қосылысты айтады (13.5 - сурет).

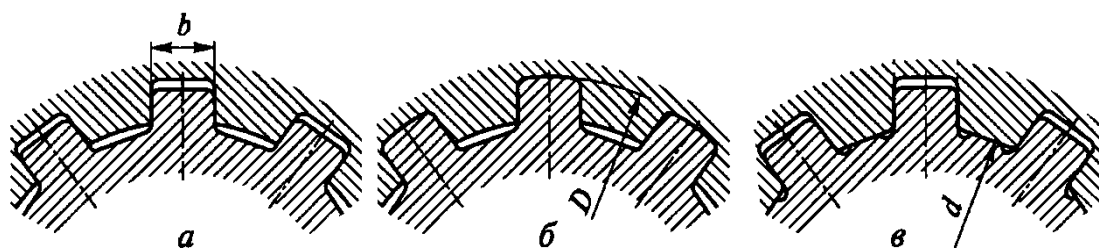
Шлицті қосылыстарды топтастыру:

1) тістер профиліне қарай төрт бұрышты (13.5а - сурет), үш бұрышты (13.5б - сурет), эвольвентті (13.5в - сурет) болып бірнеше түрге бөлінеді.



13.5 – сурет. Шлицті қосылыстар: а – төрт бұрышты; б – эвольвент; в - үшбұрышты

2) тістердің өзара центрлеуіне қарай (13.6 -сурет). Центрлеу түрі шлицті қосылыстың шарт белгісінің алдында тұрады (d , D , b) [6, 8, 9].



13.6 – сурет. Шлицті қосылыстардың центрлеу түрлері

Эвольвентті шлицті қосылыстар ГОСТ 6033—51 бойынша мына өлшемдер аралығында жасалады.

Сыртқы диаметрі: $D = 12 - 400$ миллиметрге дейін. Тістерінің саны $z = 11 - 50$.

Олардың модулі: $m = 1; 1,5; 2; 2,5; 3,5; 7; 10$ мм.

Жылжымалы қосылыстарда бедерлері үш бұрышты болып келген шлицтер қолданылады. Олардың басты геометриялық өлшемдері төмендегіше болып келеді.

Шлиц тістерінің саны $z = 20 - 70$ кедейін. Олардың модулі: $m = 0,2 \dots 1,5$ мм

Тістер арасындағы ойыс бұрышы $2d_b=90^\circ$. Кей жағдайда $2\alpha=72$ градуска немесе 60 градуска тең болуы мүмкін.

Бұл қосылыстарда тек бүйір қырлары центрленеді. Төрт бұрышты эвольвентті шлицті қосылыстар көбінесе тісті дөңгелек ось бойымен қозғалған жағдайда қолданылады.

Шлицті қосылыс шарт белгісі өлшемдері ретімен жазылады:

$$z \times d \times D \times b,$$

мұндағы z – шлиц саны (тістер), эвольвентті қосылыс үшін тәріздестік – $z=D/m$; d – қосылыстың ішкі диаметрі, мм; D – қосылыстың сыртқы диаметрі, мм; b – тістердің ені, мм; m – модуль, мм.

Шлицтердің өлшемдері біліктердің диаметріне байланысты және стандарт бойынша кестеден анықталады (қосымша Қ5). Шлицті қосылыстар жаншылауға келесі формула бойынша есептеледі:

$$\sigma_{жш} = \frac{M}{kzhlr_{ор}} \leq [\sigma]_{жш}, \quad (13.5)$$

мұндағы k - күш коэффициенті; h - жұмыс биіктігі; l - шлицтің жұмыс бетінің ұзындығы; $r_{ор}$ - орташа радиусы; $[\sigma]_{жш}$ – мүмкіндік жаншылу кернеуі, Н/мм².

Шлицті қосылыстар тозуға келесі формула бойынша есептеледі:

$$\sigma = \frac{M}{S_A l} \leq [\sigma]_T, \quad (13.6)$$

мұндағы S_A - шлицті қосылыстағы жұмыс беттерінің меншікті статикалық моменті біліктің осіне байланысты, төрт бұрышты шлицті қосылыстар үшін кесте (қосымша К5) бойынша анықталады, эвольвентті шлицті қосылыстар үшін келесі формула бойынша анықталады $S_A = 0,5m^2z^2$, мм³/мм; $[\sigma]_T$ – мүмкіндік тозу кернеуі.

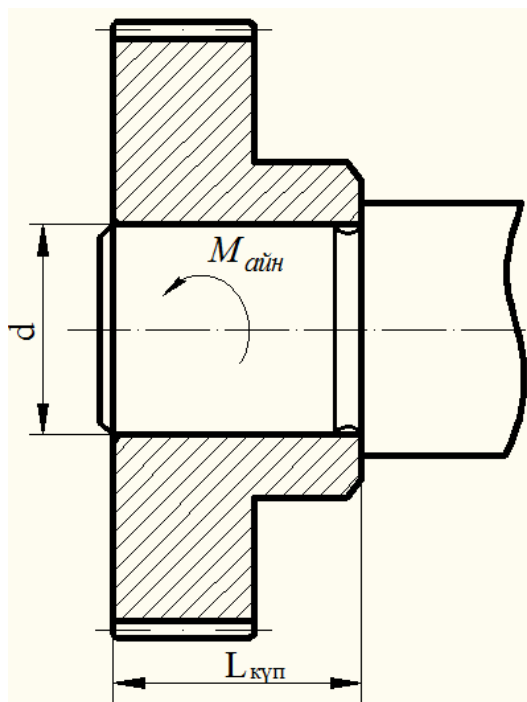
Кілтекті және шлицті қосылыстың есептелу мысалы

Доңғалақ жақсартылған болаттан Сталь45 жасалған, қосылыс айналу момент $M_{айн} = 250$ Нм беру үшін арналған.

Доңғалақты білікпен қосылысының 2 түрлі нұсқасы үшін білік диаметрің d мен күпшек ұзындығын $L_{куп}$ анықтау қажет (13.7 - сурет):

а) Призматикалық кілтекмен кілтекті қосылыс (13.3а -сурет);

б) төрт бұрышты шлицпен шлицті қосылыс (13.5а - сурет).



13.7 – сурет. Білік пен доңғалақтың қосылысы

а) Призматикалық кілтекті қосылыс.

1. Айналуға есептеу нәтижесінде біліктің диаметрі анықталады, мм (сурет 6.2):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{айн}}}{0.2[\tau]_{\text{бр}}}} = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 36,84 \text{ мм}$$

мұнда бұралуға мүмкіндік кернеуі $[\tau]_{\text{бр}} = 25 \text{ МПа}$ ($[\tau]_{\text{бр}} = 10 \dots 40 \text{ МПа}$) теңестіріп аламыз.

$d = 40 \text{ мм}$ (Ra 40 қатар) қабылдаймыз.

2. Кілтектің параметрлерін тандап алу.

МЕСТ 23330-78 сәйкес білік диаметрі $d=40 \text{ мм}$ үшін кілтек өлшемдері алынады. Кілтек ені $b=12 \text{ мм}$, кілтек биіктігі $h=8 \text{ мм}$, ойықтың тереңдігі $t_1=5 \text{ мм}$.

3. Кілтектің ұзындығы.

Жаншылу кернеуін есептеу нәтижесінде кілтектің жұмыс ұзындығы l_p анықталады, мм:

$$l_{\text{жс}} = \frac{2M}{d(h-t_1)[\sigma]_{\text{жш}}} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 10^3}{40 \cdot (8-5) \cdot 130} = 32 \text{ мм},$$

мұнда мүмкіндік кернеу мөлшері $[\sigma]_{\text{жш}}$, кесте 6.1 бойынша алынады.

Кілтектің толық ұзындығы l дөңгелетілген шеттері:

$$l = l_{\text{жс}} + b = 32 + 12 = 44 \text{ мм}$$

Кілтектің толық ұзындығы $l = 50$ мм по ГОСТ 23360-78 [4] бойынша қабылдаймыз.

4. Кілтек арқылы доңғалақ пен біліктің қосылысы үшін күпшектің ұзындығы

$$L_{куп} = l + 8...10 \text{ мм} = 50 + 8...10 = 58...60 \text{ мм}.$$

$L_{куп} = 60$ мм (Ra40 қатар) етіп қабылдаймыз.

б) төрт бұрышты шлицпен қосылған шлицті қосылыс (13.5а - сурет).

1. Төрт бұрышты шлицтердің параметрлері.

Төрт бұрышты шлицтердің өлшемдерді МЕСТ 1139-80 [6] бойынша (қосымша кесте—К5) тандап аламыз.

Жеңіл сериялы қосылысқа бейімделеміз. Шлицтердің ішкі диаметрі табылған біліктің диаметрінен үлкендеу немесе жақын болу керек.

8х36х40 қосылысты тағайындаймыз.

Шлицтер саны $z = 8$, ішкі диаметрі $d = 36$ мм, сыртқы диаметрі $D = 40$ мм, фаска мөлшері $f=r=0,4$ мм.

2. Шлицтің жұмыс бетінің биіктігінің проекциясы h және шлицтердің орташа радиусы $r_{ор}$ (6.23) формула бойынша анықталады, мм:

Төрт бұрышты шлицтер үшін жұмыс беттерінің проекциясы:

$$h = \frac{D-d}{2} - (f+r) = \frac{40-36}{2} - (0,4+0,4) = 1,2 \text{ мм}$$

$r_{ор}$ - орташа радиусы:

$$r_{ор} = \frac{D+d}{4} = \frac{40+36}{4} = 19 \text{ мм}$$

3. Жаншылу кернеудің есептелуіндегі қосылыстың ұзындығы анықталады, мм:

$$l = \frac{M}{kzhr_{ор} [\sigma]_{жш}} = \frac{250 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 19 \cdot 60} = 30,5 \text{ мм}$$

мұнда мүмкіндік кернеу мөлшері $[\sigma]_{жш}$, кесте 6.1 бойынша алынады.

Шлицтің толық ұзындығы $l = 32$ мм по ГОСТ 23360-78 [6] бойынша қабылдаймыз.

4. Шлиц арқылы доңғалақ пен біліктің қосылысы үшін күпшек ұзындығы $L_{куп} = l + 3...5 \text{ мм} = 32 + 3...5 \text{ мм} = 35...37 \text{ мм}$.

Қосылыстың ұзындығын қабылдаймыз $L_{куп} = 35$ мм (Ra40 қатар).

Қортынды

Доңғалақ пен білікті қосу үшін екі түрлі нұсқаны қарастырғанда ең тиімді қосу екінші нұсқасы – шлицті қосылыс, себебі қажетті қосылыстың ұзындығы $L_{куп} = 35$ мм, ал кілтекті қосылыста $L_{куп} = 60$ мм.

Штифті қосылыстың есептелу мысалы

Доңғалақ жақсартылған болаттан Сталь45 жасалған, қосылыс айналу момент $M_{айн}$ беру үшін арналған.

Доңғалақ пен білік штифт арқылы қосылған. Штифті қосылыс, штифтің беріктік шартына сәйкес, қандай ең үлкен айналу момент $M_{айн}$ береалады. Егер штифтің материалы көміртекті болат Сталь 45, штифтің

диаметрі $d_{ш}=10$ мм, біліктің диаметрі $d_b=40$ мм, доңғалақтың шеңбер диаметрі $d_1=150$ мм, штифтің ұзындығы $l=65$ мм болса (13.1 - сурет).

Шешімі

1) Беріктік шарты бойынша радиалды штифт арқылы берілетін айналу моментің $M_{айн}$ анықтаймыз, Нмм:

қиылу беріктік шарты бойынша

$$\tau_k = \frac{F}{iA_k} = \frac{8M}{\pi l z d_{ш}^2} \leq [\tau]_k$$

$$M_{айн} = \frac{\pi l z d_{ш}^2 [\tau]_k}{8} = \frac{3.14 \cdot 2 \cdot 65 \cdot 1 \cdot 10^2 \cdot 80}{8} = 408200 \text{ Нмм}$$

жаңшылу беріктік шарты бойынша

$$\sigma_{жш} = \frac{F}{A_{жш}} = \frac{2M}{d_{ш}(l - d_б)l z} \leq [\sigma]_{жш}$$

$$M_{айн} = \frac{[\sigma]_{жш} d_{ш}(l - d_б)l z}{2} = \frac{100 \cdot 10 \cdot (65 - 40) \cdot 65 \cdot 1}{2} = 812500 \text{ Н / мм}^2$$

мұндағы F - бір штифтке әсер ететін күш, Н; i – жазықтықтағы қиылу саны; A_k – штифтің қиылу ауданы, мм²; $A_{жш}$ – бағыттағы жаңшылу бетінің жобалау ауданы, мм²; мүмкіндік кернеу шегі қиылу үшін $[\tau]_k=70...80$ МПа және жаңшылу үшін $[\sigma]_{жш}$; l – штифтің ұзындығы, мм; $d_б$ – біліктің диаметрі, мм.

2) Беріктік қиылу шарты бойынша осьтік штифт арқылы берілетін айналу моментің $M_{айн}$ анықтаймыз, Нмм:

$$M_{айн} = l_{ш} z d_{ш} d_б [\tau]_к / 2 = 65 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 40 \cdot 80 / 2 = 1010000 \text{ Нмм}$$

мұндағы мүмкіндік кернеу шегі қиылу үшін $[\tau]_к=70...80$ МПа алынады.

3) Штифті қосылысқа әсер ететін айналу моменттерін салстырғанда ең үлкен айналу момент осьтік штифт береалады $M_{айн}=1040000$ Нмм, ал радиалді штифспен тек қана $M_{айн}=408200$ Нмм айналу моменттің береаламыз, сондықтан қосылыста осьтік штифті қолданғаны дұрыс.

Бақылау сұрақтары

1. Кілтекті және шлицті қосылыстар. Кілтек не үшін арналған?
2. Кілтектердің конструктивтік түрлері және материалы.
3. Кілтекті және шлицті қосылыстардың қолдану жағдайлары.
4. Кілтектің өлшемдері қалай анықталады?
5. Кілтектердің тексеру есептерін талдап көрсетініз?
6. Шлицті қосылыстардың конструктивтік түрлері және материалы.
7. Шлицті қосылыстардың кілтекті қосылыстармен салстырғанда артықшылығы қандай?
8. Шлицті қосылыстардың центрлеу тәсілдері?
9. Шлицті қосылыстар қалай есептелінеді?
10. Кілтекті қосылыстар қалай есептелінеді?
11. Шлицті қосылыстарды жаңшылу беріктігіне тексеру қандай жағдайда пайда болады?
12. Шлицті қосылыстарды тозуға тексеру қандай жағдайда болады?

ӘДЕБИЕТТЕР

1. Дүзелбаев С. Т. Машина тетіктері: ЖОО студ. арналған оқулық/ С. Т. Дүзелбаев. - Алматы: Бастау, 2014. – 408 б.
2. Тлеубердин Қ.Ж. Машиналар және механизмдер теориясы: оқу құралы / Қ.Ж.Тлеубердин. – Семей : Тенгри, 2012. - 192 б.
3. Дусенов М.К. «Машина бөлшектері мен құрастыру негіздері» пәнінен өзіндік жұмысын орындауға арналған әдістемелік нұсқаулар/ М.К. Дусенов. – Уральск: ЗКАТУ, 2013. –102 б.
4. Дусенов М.К. Теоретическая и прикладная механика. Учебное пособие / М.К. Дусенов, Ж.К. Кубашева. – Уральск: Издательство ЗКАТУ, 2021. – 167 с.
5. Тюняев А. В. Детали машин/А. В. Тюняев, В. П. Звездаков, В.А. Вагнер. — Санкт-Петербург: Лань, 2013. - 736 с.
6. Дусенов М.К. «Машина бөлшектері мен конструкциялау негіздері» пәнінен ҚОСЫЛЫСТАР курсы бойынша оқу құралы/ М.К. Дусенов. – Уральск : ЗКАТУ, 2013. –115 б.
7. Михайлов Ю. Б. Конструирование деталей механизмов и машин: учебное пособие / Ю. Б. Михайлов. — М. : Юрайт, 2014. – 416 с.
8. Дусенов М.К. Основы конструирования и детали машин: учебное пособие/М.К. Дусенов. – Уральск: Издательство ЗКАТУ, 2015. – 155 с.
9. Рощина Г.И. Детали машин и основы конструирования/ Г.И. Рощина, Е.А. Самойлова. — М.: Юрайт, 2012. – 416 с.
10. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: учебное пособие / С.А.Чернавский, Г.А.Снесарев, Б.С.Козинцов. и др. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : Инфра М, 2013. – 536 с.
11. Юренкова Л.Р. Соединения деталей: учебное пособие/ Л.Р. Юренкова, В.В. Бурлай. — М.: НИЦ Инфра-М, 2013. — 127 с.
12. Дусенов М.К. Теоретическая и прикладная механика, задания для выполнения самостоятельной работы: методические указания/ М.К. Дусенов, В.С. Кухта. – Уральск: Издательство ЗКАТУ, 2016. – 64 с.
13. Дусенов М.К. Machine parts: учебное пособие / М.К. Дусенов, Г.Ш. Муханбеткалиева, С.К. Джумагулова. – Уральск: Издательство ЗКАТУ, 2016. – 153 с.
14. Дусенов М.К. Теориялық және қолданбалы механика 2 пәнінен зертханалық жұмыстарды орындау: әдістемелік нұсқаулар/М.К. Дусенов. – Уральск : Издательство ЗКАТУ, 2013. – 113 б.

ДУСЕНОВ МАКСУТ КАЖИАХМЕТОВИЧ,
PhD, доцент м.а.

САРБАЛИНА БИБИГУЛ ДЖЕКСЕНБИЕВНА,
магистр, аға оқытушы

КУБАШЕВА ЖАННА КАИРЖАНОВНА,
тех.ғыл.канд., доцент м.а.

ТЕОРИЯЛЫҚ ЖӘНЕ ҚОЛДАНБАЛЫ МЕХАНИКА

***ЕКІНШІ БӨЛІМ: Машиналар мен механизмдер теориясы.
Машина бөлшектері***

ОҚУ ҚҰРАЛЫ

21.04.22 ж. басуға қол қойылды
Пішімі 60x84 1/16
Көлемі 13 б.т. Тапсырма №48
Таралымы 500 экз.

***Дайын түпнұсқасының сапасына
толық сәйкестікте басылды***

«Жәңгір хан атындағы Батыс Қазақстан
аграрлық-техникалық университеті»КеАҚ
090009, Орал қ., Жәңгір хан көшесі, 51