


O'NTUSTIK-QAZAQSTAN MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11
Дәріс кешені		74 беттің 1 беті

ДӘРІС КЕШЕНІ

Пән: Қолданбалы механика

Пән коды: QM 2206

БББ атауы: 6B07201 – Фармацевтикалық өндіріс технологиясы

Оқу сағаттарының көлемі (кредит): 90 сағат (3 кредит)

Оқытылатын курс және семестр: 2-курс, 4-семестр

Дәріс көлемі: 5сағат


Шымкент 2024 ж.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11
Дәріс кешені		74 беттің 2 беті

Дәрістік кешені БББ бойынша МОБ сәйкес әзірленген "6B07201 – Фармацевтика өндірісінің технологиясы" және кафедра мәжілісінде талқыланды.

Хаттама № _____ Күні _____ 2024 ж.

Кафедра меңгерушісі _____ Орымбетова Г.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11
Дәріс кешені		74 беттің 3 беті

№1 дәріс

1. Тақырыбы: «Қолданбалы механика» пәнінің мазмұны мен оның инженерлік білім берудегі мәні. Пәннің негізгі ұғымдары мен анықтамалары. Механизмдердің түрлері және оларды топтау. Механизм звенолары және олардың түрлері. Аппараттар мен приборлар туралы жалпы мәлімет.

2. Мақсаты: ҚМ пәнінің мазмұнымен таныстыру. Негізгі ұғымдар мен анықтамаларды баяндау. Жабдықтар мен машиналар классификациясын және механизмдер түрлерін оқып-игеру. Аппараттар мен приборлар туралы жалпы түсінік қалыптастыру.

3. Дәріс тезистері:

1. ҚМ пәнінің мазмұны мен оның инженерлік білім берудегі мәні


Республикамыздың индустриалды-инновациялық дамуының қазіргі кезеңінде біршама маңызды мәселелердің шешімі табылуы тиіс, солардың ішінде өндірістің техникасы мен технологиясын жетік меңгерген мамандарды дайындау да бар. Ол мамандарды дайындау игерген теориялық білімдерін практикамен ұштастырмайынша еш мүмкін емес, сондықтан химия-фармацевтік өндірістің болашақ бакалавр-технологтары механика теориясы мен материалдар кедергісінің тұжырымдарын біліп қана қоймай оларды қолдана білулері тиіс.

Инженерлік-техникалық білім беру бағытында ЖОО 6В07201 – Фармацевтикалық өндіріс технологиясы бойынша бакалавр дайындауда «Қолданбалы механика» пәні білім беру бағдарламасына базалық пән ретінде енгізілуде. Қолданбалы механика – жалпы инженерлік пән, онда машиналар мен жабдықтар механизмдерінің анализі және синтезі, сондай-ақ машиналар мен аппараттардың типтік бөлшектері мен құрастырылған бірліктерін есептеу және жобалау мәселелері мен қалыптасқан әдістері оқып игеріледі. Курс машиналар мен механизмдер теориясын және фармацевтік медицина жабдықтары мен бұйымдарын құрастыру негіздерін қамтиды.

2. Негізгі ұғымдар мен анықтамалары

Әртүрлі фармацевтикалық салалар өндірісінде тек нақты технологиялық процесс үшін бейімделген жалпы және арнайы жабдықтар пайдаланылуда. Тағы да технологиялық циклдің кез келген сатысында басқа да арнайы техникаларды пайдалануы мүмкін. Өндірісте пайдаланудағы жалпы және арнайы барлық жабдықтар машиналар және аппараттар болып екі топқа бөлінеді. Машиналар мен аппараттар басқару тәсіліне байланысты механикалық және автоматтандырылған болып, үздіксіз немесе периодты әрекет етеді.

Машина деп адамдардың ой және қол еңбектерін жеңілдету, сондай-ақ сапасы мен өнімділігін арттыру мақсатында, тіпте адамдардың өздерін де

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11
Дәріс кешені		74 беттің 4 беті


алмастыру мақсатында ақпараттарды, материалдарды және энергияны түрлендіру үшін механикалық қозғалыс жасайтын құрылымдарды айтады. «Машина» термині пайдалы жұмыс атқару үшін қызмет ететін, құрамындағылар үйлесімді жұмыс істей отырып, белгілі қозғалыстарды іске асыратын механикалық құрылымдар деген қарапайым түсінік. Принциптік схемадан байқағанымыздай, машина энергия көзі ретінде қозғалтқыштан, беріліс механизмінен, атқарушы органнан және басқару жүйесінен тұрады.



1-сурет. Машинаның принциптік схемасы

Машиналар мен жабдықтар атқаратын функциясына байланысты энергетикалық машиналар мен жабдықтар, ақпараттық құрал-жабдықтар мен машиналар, транспорт техникалары мен технологиялық жабдықтар, кибернетикалық болып бөлінеді. Энергетикалық машиналар энергияны өндіру, немесе оларды түрлендіруге арналған болса, ақпараттық машиналар ақпараттарды өңдеп жеткізуге арналған. Адамзат қозғалтқыштарды, генераторларды, трансформатор, бу машиналарын және т.б. машиналарды пайдаланып, энергияны өндіріп түрлендірсе, ақпаратты өңдеп жеткізу үшін бұқаралық ақпарат құралдарының барлық түрін қолданады. Олар баспа машиналары, ЭЕМ, радиотелефон, компьютер және компьютерлік техникалар. Материалдарды өңдеуге және тасымалдауға арналған транспорт техникалары жұмысшы машиналар деп аталып, оларға халық шаруашылығының барлық саласында осы мақсатта қолданылатын машиналар, технологиялық жабдықтар, механизмдер және станоктар жатады. Тірі табиғат пен адамдарға тән механикалық, физиологиялық және биологиялық процестерді имитация жасауға, немесе алмастыруға арналған машиналарды кибернетикалық машиналар дейді. Олар жасанды органдар, роботтар, манипуляторлар.

Жалпы машиналар екіге бөлінеді: кәдімгі механикалық машиналар және машина-автомат. Ақпараттарды, материалдарды және энергияны түрлендіру процесі адамдардың еш қатынасыз жүргізілетін болса, ондай машиналар

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11
Дәріс кешені	74 беттің 5 беті

машина-автомат деп аталады. Нақты анықталған технологиялық процесті орындау үшін өзара қосылған машина-автоматтар жиынтығы автоматты желі деп аталады.

Машинаның қандай түрі болса да, машина бөлшектері – деталь мен құрастырылған бірліктен тұрады. Ал стандарт бойынша еш құрастырусыз бір ғана материалдан дайындалған бұйымды деталь деп атаса, өндіріс орнында тікелей қолдануға құрастыру арқылы дайындалған бұйымды құрастырылған бірлік немесе машина бөлшегі деп атайды. Сондай-ақ бірнеше материалдарды біріктіріп, қосып дайындалған бұйымдарды да машина бөлшегі деп түсінеміз.


3. Механизмдердің түрлері және оларды топтау

Кез келген машиналарды детальдар мен машина бөлшектерінен құрастырылған механизмдер мен тораптарға ажыратуға болады және осылай қарастырылған зерттеуге де, оқып игеруге де ыңғайлы. Белгілі бір функцияны орындауға арналған бірнеше бөлшектерден құрастырылып біткен құрастыру бөлігі торап деп қарастырылады. Машина осындай бірнеше тораптардан тұруы мүмкін.

Бір звеносы бекітілген кинематикалық тізбектердің бір немесе бірнеше звеносына берілген қозғалыс қалған звеноларын да қозғалысқа келтіретін болса, онда механизм деп аталады. Машиналардың құрамына енетін механизмдер әр түрлі. Біреулері біртұтас қатты дене болып келсе, келесісі бірнеше қатты денелерден тұрады. Сондай-ақ механизмдер құрамына гидравликалық, пневматикалық, не электрлік, магниттік және т.б. тетіктер енуі мүмкін. Осыған байланысты механизмдер гидравликалық, пневматикалық, немесе электрлік деп аталып жатады. Барлық механизмдер жазық және кеңістік болып екіге бөлінеді. Механизмдердің барлық звенолары бір жазықтықта немесе параллель жазықтықтарда қозғалатын болса, жазық механизм деп аталады, ал егер звенолары әр түрлі жазықтықта қозғалатын болса, кеңістік механизміне жатады.

Өндірісте пайдаланудағы механизмдерді құрылымдық немесе конструкторлық ерекшеліктеріне қарай рычагты-топсалы, тісті-червякты, жұдырықшалы-эксцентрикті, винтті, планетарлы және иілгіш звенолы механизмдер деп бөледі. Бірақ та барлық механизмдерді атқаратын функцияларына қарай, қандай мақсатта қолданатынына байланысты былай топтауға болады:

- А) қозғалтқыштар және энергия, не қозғалысты түрлендіретін механизмдер
- Б) берілістер және атқарушы, не орындаушы механизмдер
- В) басқару, бақылау және реттеу механизмдері
- Г) көтеріп түсіру, тасымалдау, ығыстырып жылжыту механизмдері
- Д) электронды тетіктерімен автоматты механизмдер.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11
Дәріс кешені	74 беттің 6 беті

4. Механизм звенолары және олардың түрлері

Тораптар мен механизмдердің құрамына енетін бір немесе бірнеше өзара қатаң қосылған детальдарды звено деп атайды. Негізінен бір-ақ детальдан тұрғанымен, бірнеше детальдардан құралған звенолар да бар. Мысалы, шатун өзара қозғалмайтын бірнеше детальдардан құралады.

Звенолар қозғалмайтын және қозғалмалы болып бөлінеді. Қозғалмайтын звено немесе қозғалмайды деп есептелетін звено тіреуіш, не тірек деп аталса, қозғалмалы звенолар жетекші (бастапқы), аралық, жалғастырғыш, жетектегі (ең соңғысы) болып аталып жатады. Станоктарда станинамен қозғалмайтын етіп қосылғандардың барлығы тіреуіш деп аталса, транспорт машиналарында рамаға бекітілгендер жиынтығын тірек деп атайды. Жетекші звено деп механизмдегі басқа звенолардың қозғалысын талапқа сай етіп келтіру үшін қозғалыс берілетін звеноны айтады. Ал механизмнің атқаратын функциясына сай қозғалыс қабылдайтын звеноны жетектегі деп айтады. Қалған звенолар жалғастырғыш, не аралық деп бөлінеді.

Сондай-ақ, осы айтылғандармен қатар детальдар да, машина бөлшектері де, механизм де типтік және арнайы болып екіге бөлінеді. Барлық машиналарда және жиі қолданылатындары типтік деп аталса, сирек және жекелеген машиналарда кездесетіні арнайыға жатқызылады. Мысалы, тісті дөңгелек, подшипник, тісті механизм, жұдырықшалы механизм – типтік болса, трубина, иінді білік, гидравликалық және электромагнитті механизмдер - арнайысына жатады. Қолданбалы механика пәнінде типтік механизмдер, детальдар, машина бөлшектері ғана қарастырылса, арнайы механизмдер мен бөлшектер арнайы инженерлік курстарда оқытылады.

5. Аппараттар мен приборлар туралы жалпы мәлімет

Дәрілік препараттар және дәрі-дәрмектерді өндіру барысында машиналардан бөлек әртүрлі аппараттар мен приборларда кеңінен қолданылады. Егер кәсіпорында өңделетін өнімдермен тікелей механикалық іс-әрекеттер жүргізетін қозғалмалы бөліктері бар техникалар түгел машиналар тобына енсе, қалған жабдықтардың шикізаттарға механикалық іс-әрекеттерінің нәтижесінде физикалық немесе химиялық қасиеттері өзгертіндей болса, аппараттар құрамына енеді.

Аппарат – шикі өнімнің немесе бастапқы материалдың физико-химиялық қасиеттерін, не агрегаттық күйін өзгертумен қатар дайындаулар жүргізілетін құрылғы. Аппараттардың сипаттамалық ерекшеліктері болатыны процестер жүргізілетін жұмысшы кеңістіктің міндетті түрде болуы. Кейбір аппараттар көмекші, не қосымша роль атқаратын қозғалыста болатын бейімдемелерді немесе тетіктерді пайдаланады.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	Дәріс кешені	76/11 74 беттің 7 беті

Прибор – есептеуге, өлшеуге, бақылауға, жабдықтар мен машиналарды басқаруға, технологиялық процестерді реттеуге, сандық және мөлшерлік деңгейін көрсетуге арналған аспаптар мен құрал-жабдықтардың жалпы атауы. Машиналар мен аппараттар көптеген приборлармен жабдығталады. Бірақ та приборлар жеке дара құрылғы түрінде де кездеседі.

4. Иллюстрациялық материал: плакаттар, слайдтар, механизм макеттері және машина бөлшектері, жұмыс істеп тұрған механизмдердің видеороликтері.

5. Әдебиет:

Негізгі:


1. Түсіпов А., Түсіпов Қ. Теориялық және қолданбалы механика. Оқулық. Алматы: 2014-736б.
2. Дүзелбаев С.Т., Омарбекова Ә.С. Қолданбалы механика. Оқулық. I,II-б,2020.
3. Таукебаева К.С. Технологиялық жабдықтар. Оқу құралы.Тараз: 2015.-155 б.
4. Түсіпов А., Оспанов А.Б. Механизмдер және машиналар теориясы. Оқулық.Алматы.:Альманах, 2017. -271 б.
5. Арапов Б.Р. Теориялық және инженерлік механика негіздері. Оқулық. Шымкент: ОҚМУ, 2017. -266 б.
6. Әбдірашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Механизмдердің құрылымдық анализі. Әдістемелік нұсқау. Шымкент: ОҚМУ, 2014-56б.
7. Байжанов А.Ж., Жалғасова К.Ә. Механикалық берілістер. Оқу құралы. Алматы: Эспи, 2021-125б.

Қосымша:

1. Тәжібаев С.Д. Қолданбалы механика. Оқулық. Алматы.: Білім, 1994. -336 б.
2. Жолдасбеков Ә.А. Машина механизмдерінің теориясы. Оқулық. Алматы,1979-424 б.
3. Сағындықова Б.А. Дәрілердің өндірістік технологиясы. Оқулық. Шымкент: ОҚММА, 2008-348б.
4. Тлеубердин Қ.Ж., Карденов С.А. Машиналар және механизмдер теориясы. Оқу құралы.-Семей, 2009.-192 б.
5. Серікбаев Д.М., Тәжібаев С.Д. Машина детальдары. Оқулық. Алматы: Мектеп, 1983– 276
6. Омаров А.Ж., Батырмұхамедов Ж.Қ. Машина бөлшектері.-Алматы.:Эверо, 2005. 362 б.

Электрондық ресурстар:

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/12953/>

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11
Дәріс кешені	74 беттің 8 беті

2. Гулиа, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

6. Бақылау сұрақтары

1. Машина және жабдықтар классификациясы.
2. Машина бөлшектері және аппараттар элементтері.
3. Құрастырылған бірліктер мен машина тораптары.
4. Жабдықтар механизмі және механизм звенолары.
5. Жұмыстық, принциптік және кинематикалық схемалар.

№2 дәріс

1. Тақырыбы: Берілістер және олардың атқаратын жұмысы. Механикалық берілістер және олардың классификациясы мен параметрлері. Іліністі берілістер және олардың түрлері. Тісті берілістер және олардың классификациясы. Цилиндрлі, түзу, қиғаш және шевронды тісті берілістер. Конусты және червяқты берілістер және олардың ерекшеліктері мен айырмашылықтары.

2. Мақсаты: Берілістер мен олардың атқаратын жұмыстарын және механикалық берілістердің түрлері мен сипаттамаларын оқып-игеру. Тісті берілістер және олардың классификациясы. Цилиндрлі, конусты және червяқты берілістер туралы баяндау. Конусты және червяқты берілістердің айырмашылықтарын білу. Өндірісте қолданылатын берілістерді сипаттау.

3. Дәріс тезистері:

1. Берілістер және олардың атқаратын жұмысы

Энергияны белгілі бір қашықтыққа жеткізу үшін қолданылатын құрылымдарды (әртүрлі блок-схема, жекелеген тораптар мен жүйелерді) берілістер деп атайды. Энергия түрлеріне және жеткізу тәсілдеріне байланысты берілістер механикалық, электрлік, жылу, пневматикалық және гидравликалық болып бөлінеді. Қолданбалы механика курсына механикалық берілістер қарастырылады, ал қалғандары арнайы курста оқытылады.

Берілістердің негізгі функцияларының қысқаша ғана мәлімдемесі оның күнделікті шаруашылықта мәні зор екенін білдіреді. Осыған байланысты берілістерді жетілдіруге және ары қарата дамытуға көп көңіл бөлінуде, әсіресе жеткізілетін энергия қуаты мен жылдамдығы ұлғайтылуда, көлемі мен массасы кемітілуде, пайдалы көрсеткіштері мен жұмыс істеу ұзақтығы арттырылуда.

Өндіріс орындарында берілістің барлық түрлері қолданылуда, соның ішінде кең тарағаны – механикалық берілістер. Олардың өзін жеке бөлек қолданумен қатар басқа беріліс түрлерімен қосып бірге қолданыла береді, сөйтіп аралас беріліс деп аталып жатады.

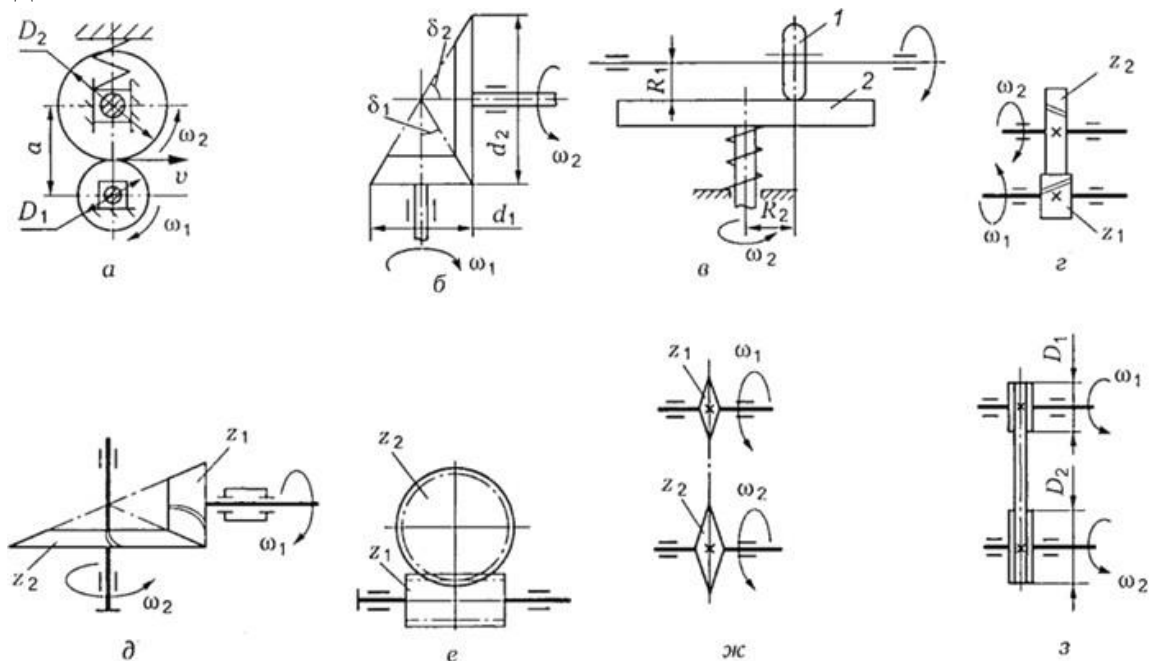
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		044-76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 9 беті

2. Механикалық берілістер және олардың классификациясы мен параметрлері

Механикалық берілістер немесе жай ғана берілістер деп, энергияны қозғалтқыштардан машиналардың жұмысшы органдарына, не жұмыс атқаратын құрал-жабдықтарға жеткізетін механизмдерді айтады. Ал қозғалтқышпен жұмыс атқаратын механизмдер арасына берілістердің енгізілуі келесі себептерге байланысты:

1. Бұрыштық жылдамдық пен бұралу моментін кеміте, не өсіре отырып, қозғалтқыш пен жұмысшы органның жұмыс режимдерін сәйкестендіру үшін
2. Қозғалыстың бір түрін, келесі бір түрге өзгерту үшін
3. Қозғалтқыштан бірнеше механизмдерге қозғалысты жеткізу үшін

Кез келген берілісте екі звено ерекше бөлініп, көрсетіледі: бастапқы және ең соңғы, не жетекші және жетектегі. Қалған звенолар аралық делініп, жалғастырушы болып қалады. Барлық механикалық берілістер жетекші звенодан жетектегі звеноға қозғалысты жеткізу тәсіліне байланысты екі топқа бөлінеді: үйкелісті беріліс (фрикционды, белдікті) және іліністі беріліс (тісті, червякты, шынжырлы) болып. Жетекші және жетектегі звенолардың жылдамдықтарының қатынасына байланысты жылдамдатқыш және баяулатқыш болып бөлінсе, сол звенолардың осьтерінің өзара орналасуы бойынша осьтері параллель, қиылысатын және айқасатын берілістер болып бөлінеді.



2-сурет. Механикалық берілістердің кинематикалық схемалары

«Инженерлік пәндер» кафедрасы		044-76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 10 беті

Механикалық берілістердің негізгі көрсеткіштері – қуат пен жылдамдықтар шамасы, беріліс қатынасы мен ПӘК, жетекші және жетектегі звенолардың моменттері. Бұл көрсеткіштер күштік және кинематикалық болып екіге бөлінеді. Теориялық механика курсынан белгілі, айналмалы қозғалыстағы денелердің бұрыштық және сызықтық жылдамдықтары айналу жиілігіне тікелей байланысты екендігі.

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ c}^{-1}; \quad v = \frac{wD}{2} = \frac{\pi n D}{60} = \frac{\pi r}{30} \text{ м/с}$$

мұндағы D, r – айналып тұрған дененің диаметрі мен радиусы. Шеңберге жанама бойымен әсер ететін күшті шеңберлік F_t күш дей отырып, қуат пен сызықтық жылдамдық арасындағы байланысты былай өрнектеуге болады: $P = F_t v$, Вт. Денедегі күш моменті белгілі болса, онда шеңберлік күш $F_t = 2T/D$ формуласымен анықталады.

Егер беріліс бір сатылы болып келсе, жетекші звеноның параметрлері индексінде 1-деген цифрмен белгіленеді де, жетектегі звеноныкі 2-деген цифрмен белгіленеді. Беріліс қатынасы деп жетекші мен жетектегі звенолардың бұрыштық жылдамдықтарының, немесе айналу жиіліктерінің қатынасын айтады және беріліс саны деп те атайды. Көп сатылы берілісте жалпы беріліс саны анықталады, ол жекелеген сатылардың беріліс сандарының көбейтіндісіне тең.

$$u = u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad u_{ж} = u_{12} u_{23} \dots u_{n}$$

Берілістің ПӘК пайдалы қуаттың барлық жұмсалған қуатқа қатынасымен анықталады. ПӘК жұмыс, не бұралу моменті арқылы да өрнектеліп жатады. ($0 \leq \eta < 1$)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_{ж}}{P_T} = \frac{A_{п}}{A_{ж}} = \frac{T_2}{T_1 u}$$


мұндағы P_T – толық қуат, беріліске жұмсалған қуат, $A_{п}$ – пайдалы жұмыс, $A_{ж}$ – жалпы жұмыс.

Көп сатылы берілістің жалпы ПӘК жекелеген сатылардың пайдалы әсер коэффициенттерінің көбейтіндісіне тең болады

$$\eta_{ж} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$$

Сондай-ақ беріліс көрсеткіштерін есептеу барысында қуат пен күш моменттерінің арасындағы қатынасты білген де жөн: $P = Tw$; $P = T n/9550$ (Вт немесе кВт). Ал жетекші және жетектегі біліктердегі бұралу моменттері арасындағы байланыс былай анықталады:

$$T_1 = \frac{P_1}{w_1}; \quad T_2 = T_1 \eta u.$$

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 111 беті

3. Іліністі берілістер және олардың түрлері

Цилиндрлі және конусты берілістердің, сондай-ақ червякты және шынжырлы берілістердің әрекет ету принциптері берілістердің элементтер жұбының іліністеріне негізделген. Жұмыстың әртүрлі жағдайы барысында ілінісу принципі, әсіресе тісті жұптарда, үлкен жүктемені жеткізуге мүмкіндік жасайды. Сырғанау мен тайғанаудың болмауынан беріліс қатынасының тұрақтылығы қамтамасыз етіледі және қысқа уақытта аз ғана жүктемемен жұмыс істеуге мүмкіндік болады. Іліністі берілістер алдын-ала керуді, не қысуды талап етпейді, осыған байланысты біліктер мен тіректерге жүктемелер азаяды.

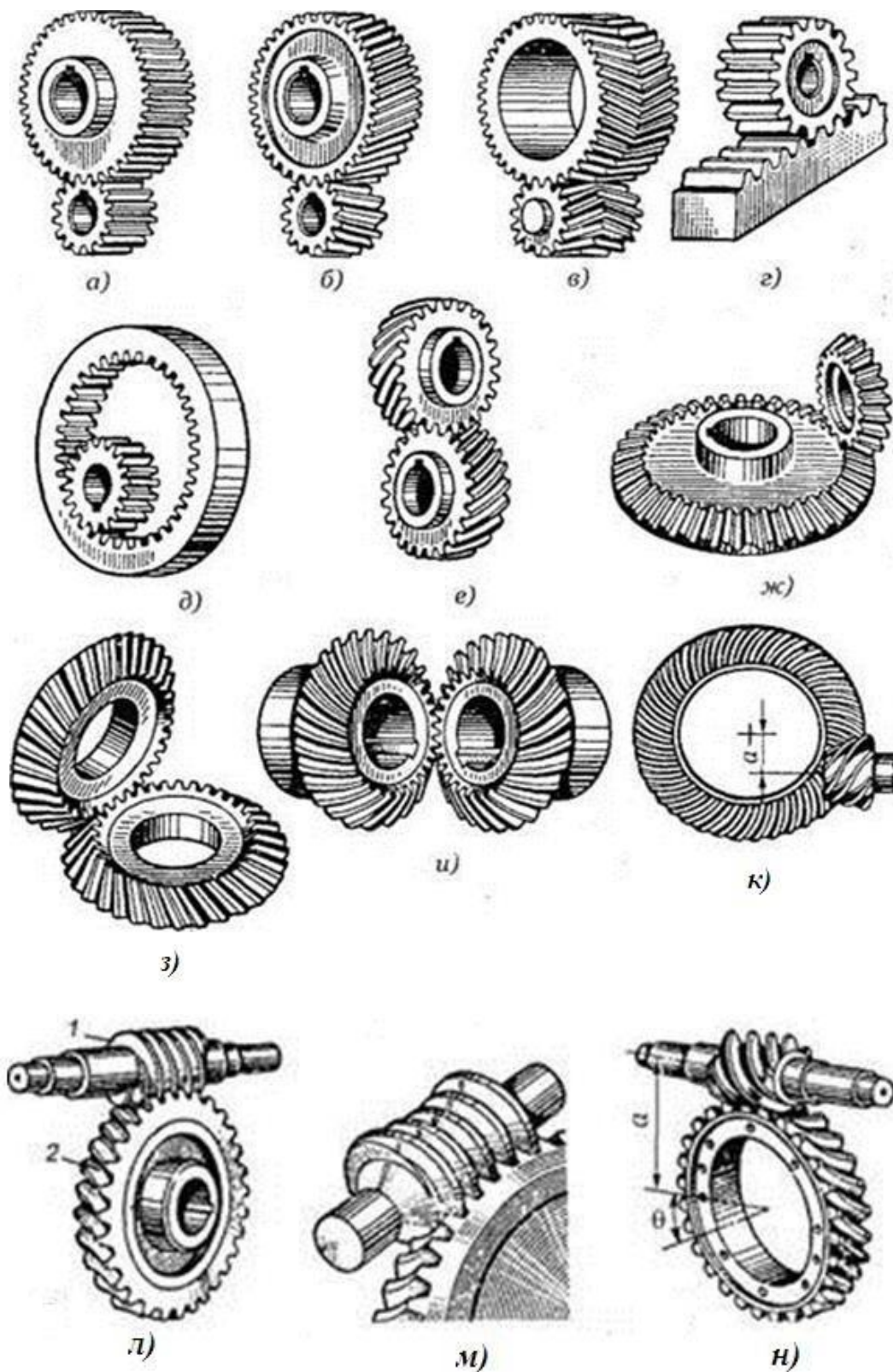
Іліністі берілістер тікелей жанасатындар және иілгіш звеноның көмегімен іске асатындар болып бөлінеді. Іліністі берілістердің негізгі құндылығы – жоғары ПӘК жинақтылығы, сенімділігі және ұзаққа шыдамдылығы. Берілістің геометриясы мен кинематикасына қатысы бар, барлық параметрлер және терминдер стандартталған. Сондай-ақ стандарт бойынша практикада типтік есептеулер ретінде пайдаланылып жүрген механикалық берілістердің есептеу әдістерімен бірге іліністі берілістердің инженерлік есептеу әдісі де тағайындалған.

4. Цилиндрлі, түзу, қиғаш және шевронды тісті берілістер

Түзу түсті дөңгелектердің тістері ұзына бойы бірден ілініске түсуінен тістердің бірін-бірі қажуы туындайды да, жағымсыз дыбыстар шығарып шу пайда болады. Егер дәл дайындалмаған болса шу ұлғайа түседі. Тістер бірқалыпты ілініске түсу үшін қиғаш тісті цилиндрлі дөңгелектерді пайдаланады. Бұл дөңгелектерде тістер ілініске бір шетінен бастап 2-ші шетіне қарай біртіндеп түседі.

Тістері бөлгіш цилиндр бойымен винттік орам бойынша орналасқан цилиндрлі тісті дөңгелектерді қиғаш тістілер деп атайды. Қиғаш тісті берілістерде тістер дөңгелек өсіне қатысты бұрыш жасай орналасады. Тістер сызығының көлбеулік бұрышы β белгіленіп, қиғаш тісті дөңгелек үшін $\beta = 8^\circ \div 20^\circ$ интервалы қабылданған. Көлбеулік бұрышы ұлғайған сайын іліністің бірқалыптылығы жақсара түсіп, шу мен динамикалық әсерлердің азаюына әкеліп соғады.

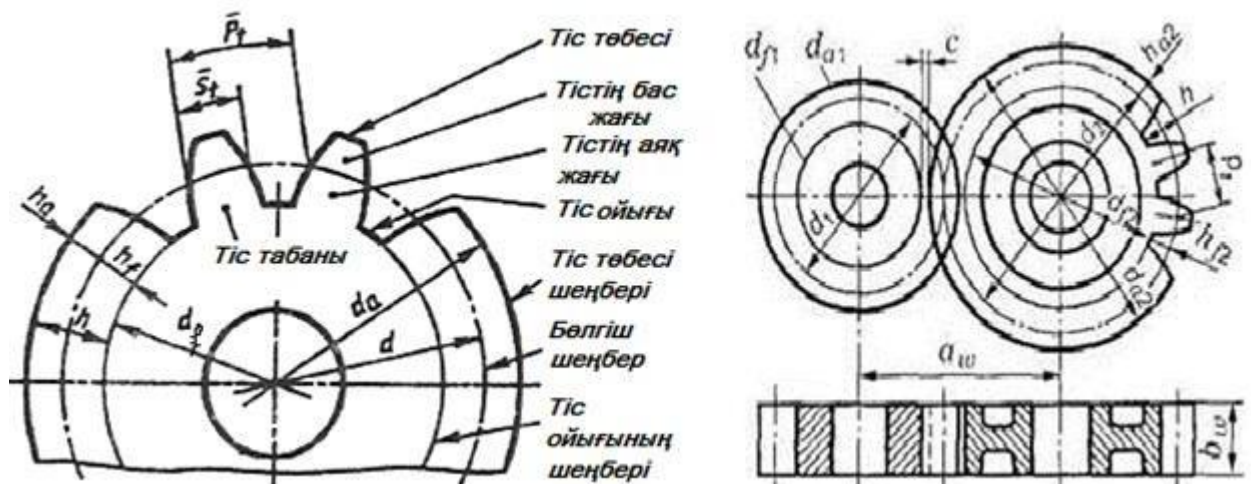
Сырттай ілінісетін қиғаш тісті дөңгелектер жұбында бұрыш β бірдей болады, бірақ бағыттары қарама-қарсы болады. Егер беріліске арнайы талаптар қойылмаса, онда дөңгелек оң бағытта, шестерня сол бағытта кесіліп дайындалады. Сондай-ақ түзу тісті берілістерді қиғаш тісті берілістің дербес жағдайы деп, яғни $\beta = 0$ деп қарастыруға болады.



3-сурет. Эвольвенталы тісті берілістер

Ал шевронды дөңгелектер бір бүтін етіп дайындалған қосарланған қиғаш тісті дөңгелектер сияқты. Тістері қарама-қарсы бағытта орналасқандықтан шевронды дөңгелектерде осьтік күштер теңгеріледі де, тірекке еш әсер етпейді. Шевронды дөңгелектерде тістердің көлбеулік бұрышы $\beta = 25^\circ \div 40^\circ$ аралығында деп қабылданған, бұлай бұрыштың үлкен болуы тістердің беріктігі мен іліністің бірқалыптылығын жақсартады, сондықтан үлкен қуатты тез айналатын жабық берілістерде қолданады. Кемшілігі дайындау технологиясының қиындығы және бағасының қымбаттығы.

Екі берілісте де дөңгелек осьтері түзу тістідегідей параллель болады. Қиғаш тістілерді кесіп дайындау үшін де түзу тістілерге арналған құрал-аспаптар мен станоктар қолданылады. Сондықтан стандартталған мәндер цилиндрлі берілістің барлығына ортақ болады, тек есептеулерінде ғана айырмашылық болады. Шевронды мен қиғаш тістілердің геометриялық, кинематикалық және беріктікке есептеулері ұқсас болса, түзу тістілердікі өзгешелеу болады, оны келесі кестеден көрсетуге болады. Ол кестеде ығысусыз, яғни $X_\Sigma = 0$ болғанда есептелетін цилиндрлі тісті берілістердің негізгі параметрлері мен есептеу формулалары техникалық тапсырмаларды орындау мен инженерлік есептерді шешу барысында қолдануға ыңғайлы етіп берілген.



4-сурет. Цилиндрлі тісті берілістің геометриялық параметрлері

5. Конусты тісті берілістер

Конусты тісті берілістер геометриялық осьтері әртүрлі бұрыш жасай отырып қиылысатын берілістерде қолданады. Кең тараған осьтері 90° - пен қиылысатын берілістер. Конусты берілістер цилиндрлі берілістерге қарағанда күрделі және дайындау да, монтаждау да қиынырақ. Оларды кесіп дайындау үшін арнайы құрал-жабдықтар мен арнайы станоктар қажет.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 141 беті

Параметрлердің аталуы	Белгіленуі	Өлшем бірлігі	Цилиндрлі тісті берілістер	
			түзу тісті	Қиғаш және шевронды
Тістер саны	Z		Практикада тісті дөңгелектерден саналып алынады немесе беріледі	
Тістердің көлбеулік бұрышы	β	град	$\beta = 0$	Қиғаш $\beta = 8^\circ \div 20^\circ$ Шевронды $\beta = 20^\circ \div 45^\circ$
Нормаль(қалыпты) модуль	m_n	мм	$m_n = p/\pi$	$m_n = p/\pi$ формуласымен есептеледі, ең жақын стандарттық мән қабылданады
Шеңберлік модуль	m_t	мм	$m_t = m_n$	$m_t = m_n / \cos \beta$
Бөлгіш шеңбер диаметрі	d	мм	$d = m_n z$	$d_1 = m_t z_1$ $d_2 = m_t z_2$
Тіс төбесінің диаметрі	d_a	мм	$d_a = d + 2m_n$	$d_{a1} = d_1 + 2m_n$ $d_{a2} = d_2 + 2m_n$
Тіс ойығының диаметрі	d_f	мм	$d_f = d - 2.5m_n$	$d_{f1} = d_1 - 2.5m_n$ $d_{f2} = d_2 - 2.5m_n$
Ось ара қашықтығы	a_w	мм	$a_w = 0.5m_n(z_1 + z_2)$	$a_w = (d_1 + d_2)/2$
Тістің ендік коэффициенті	$\Psi_{\beta a}$		$\Psi_{\beta a \leq 0,25}$	$\Psi_{\beta a = 0,25 \div 0,63}$

Білік осьтерінің қиылысуы тіректерді орналастыруға ыңғайсыздық жасайды. Іс жүзінде конусты берілісте бір тісті дөңгелек консольды

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 151 беті

орналасады, ал бұл іліністегі күштердің бірқалыпты әсер етпеуіне әкеліп соғады. Сондай-ақ құрастыру барысында құраушы конустары және конус төбесі сәйкес келуі тиіс, олай болса іліністі реттеу үшін шестерняның тірек торабы стаканға ораластырылады, бұл ось бойынша жылжытуға мүмкіндік жасайды.

Осындай кемшіліктеріне карамастан техникаларда осьтері қиылысатын біліктер арасында беріліс жасау үшін қолдануға мәжбүрміз. Параметрлерін есептеуде де өзгешелік бар, дөңгелек пен тіс өлшемдерінің ауытқуларымен бірге конустық брыштардың ауытқу дәлдіктерін ескеру қажет.

Конусты дөңгелектер түзу тісті, тангенциалды немесе қиғаш тісті және дөңгелек тісті болып келеді. Конус төбесінен қарағанда тістердің барлығы дөңгелек центрі арқылы өтетін боса түзу тісті, ал бір центрлі шеңберді жанап өтетінбоса қиғаш тісті деп аталады. Қиғаш орналасу бұрышы β_n $25 \div 30^\circ$ шамасында болады. Тіс шеңбер доғасы бойынша орналасса дөңгелек тістілер деп аталады және ол үшін $\beta_n \approx 35^\circ$ болады.

Айналу жылдамдықтары 2.....3 м/с дейін түзу тісті конусты беріліс қолданса, одан жоғары жылдамдықтарда дөңгелек тістілерді қолданады. Жалпы дөңгелек тістілерді қолданудың артықшылығы бар. Өйткені қисық тістілер бірқалыпты ілініске түседі, күштік қабілеті жоғары және дайындау технологиясы жетілдірілген.

6. Берілістің параметрлері мен дөңгелек өлшемдері

Конусты тісті берілістер геометриялықөлшемдеріне конус жасаушысы R_e және конус төбесіндегі бұрыштар мен , модульдер жатады. Конус жасаушысы деп конустың төбесінен тістің табанына дейінгі ара қашықтықты айтады.

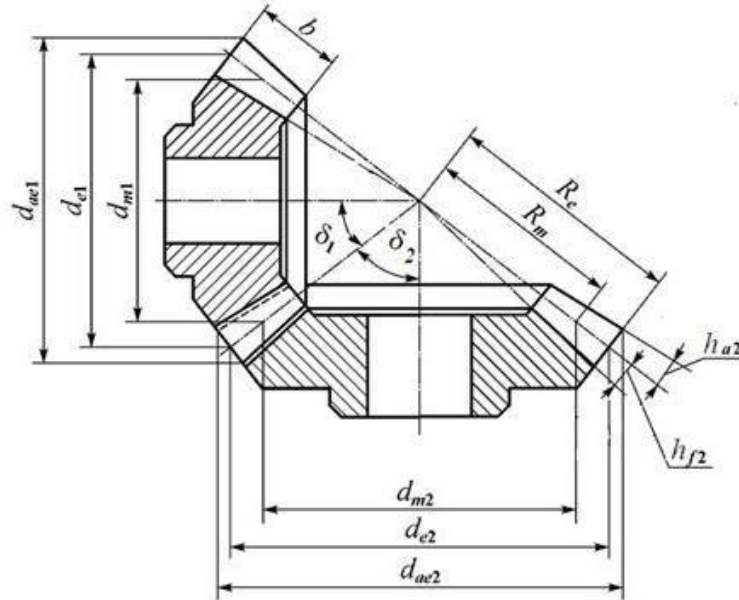
$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\beta_1} = \frac{d_{e2}}{2\sin\beta_2} = 0,5 m_{te} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

Бірақта бұл өлшемдер конус өсіне перпендикуляр жүргізілген қима бойынша ішкі, орта және сыртқы бүйірлік болып бөлінеді. Сыртқы бүйірдік өлшемдер индексінде e әрпімен белгіленсе, орта қима бойынша көрсетілетін өлшемдер индексінде m қойылады. Ал ол өлшемдердің арасындағы тәуелділік мынадай:

$$R_e = R_m + 0,5 b; d_e = d_m R_e / R_m; m_{te} = m_{tm} R_e / R_m .$$

$$t = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{e2}}{R_{e1}} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{1}{tg \delta_1} = ctg \delta_2 ;$$

Берілістің қалған параметрлері мен өлшемдері келесі кестеге енгізілген



5-сурет. Конусты тісті берілістің геометриялық параметрлері

Параметрлердің аталуы	Түзу тісті берілістер үшін	Дөңгелек тісті берілістер үшін
Тістер саны	Сыртқы дөңгелек, шестернядан саналып алынады	
Сыртқы бөлгіш диаметр	$d_{e1} = m_e z_1$ $d_{e2} = m_e z_2$	$d_{e1} = m_{te} z_1$ $d_{e2} = m_{te} z_2$
Тістің ені	$B = \Psi_R R_R \leq 0,285 R_e$	
Орта конустық қашықтық	$R_m = R_e - 0,5 B$	
Бөлгіш конустың бұрышы	$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u} \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$	
Орта шеңберлік модуль	$m_m = m_e - (B \sin \delta_1) / z_1 \approx 0,857 m_e$	$m_m = [m_{te} - (B \sin \delta_1) / z_1] \cos \beta_n \approx 0,702 m_{te}$
Орта бөлгіш диаметрі	$d_m = m_m z \approx 0,857 d_e$ $d_m = m_m z / \cos \beta_n \approx 0,857 d_e$	
Сыртқы тістер төбесінің диаметрі	$d_{ae} = d_e + 2 h_{ae} \cos \delta$	
Сыртқы бүйірі бойынша тістер биіктігі	$h_e = 2,2 m_e$	
Сыртқы тістер төбесі биіктігі	$h_{ae} = m_e$	

ÖNTÜSTİK-QAZAQSTAN MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 171 беті

7. Конусты тісті берілістерді беріктікке есептеу

Конусты тісті берілістерді иілу және жанасу беріктігіне есептеу цилиндрлі түзу тістілерді есептеу тәсілімен жүргізіледі. Бірақ кейбір ерекшеліктерін айта кеткен жөн. Конусты дөңгелектер тістерінің қимасы ені бойынша өзгеріп отыратындығын байқау қиын емес, сондықтан есептеу тіс енінің ортасынан өтетін қимада пайда болған тіс пішінінің беріктігі конусты тістің беріктігіне тең деген шартпен жүргізіледі яғни конусты тісті берілісті беріктігі жағынан бірдей цилиндрлі түзу тісті беріліс ретінде қарастырамыз. Ол цилиндрлі дөңгелек эквиваленті цилиндрлі түзу тісті дөңгелек деп аталып, оның бөлгіш диаметрі мен тістер саны түзу тісті конусты берілістер үшін была анықталады:

$$Z_v = \frac{Z}{\cos \delta}; \quad d_{ve} = \frac{d_e}{\cos \delta} = \frac{m_e Z}{\cos \delta} = m_b Z_v$$

Ал дөңгелек тістілер үшін: $Z_v = \frac{Z}{\cos \delta \cos^3 \beta_n}$;

Осы мәліметтерді пайдаланып түзу тісті конусты дөңгелектерді жанасу кернеуіне тексеру жасалады

$$\sigma_H = \frac{335}{R_m} \frac{\sqrt{T_2 K_H \sqrt{(t^2 + 1)^3}}}{P t^2} \leq [\sigma_H]$$

Дөңгелек тістілерге бұл формула мынадай түрге ие болады

$$\sigma_H = \frac{270}{R_m} \frac{\sqrt{T_2 K_H \sqrt{(t^2 + 1)^3}}}{P t^2} \leq [\sigma_H]$$

Жобалау есептерінде дөңгелектің сыртқы бөлгіш диаметрі анықталады

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H \beta t}{[\sigma_H]^2 (1 - 0,5 \Psi_{PR_e})^2 \Psi_{PR_e}}}$$


мұндағы түзу тістер үшін $K_d = 99$, ал дөңгелек тістілер үшін $K_d = 86$.

Конусты дөңгелектердің тістері иілу кернеуі бойынша төзімділікке тексеріледі

$$\sigma = \frac{F_t K_F Y_F}{F \theta_F P m} \leq [\sigma]$$

8. Осьтері айқасатын тісті берілістер туралы қысқаша мәлімет.

Бұл берілістерде де, конусты берілістердегі сияқты біліктердің осьтері бұрыш жасай орналасады, бірақ қиылыспайды, айқасады, яғни белгілі бір қашықтықта орналасады. Осы берілістерде дөңгелек осьтерінің айқас орналасуы өндірісте қолдануға ыңғайлық жасайтын, цилиндрлі жұптарға тән ерекшеліктер береді. Мысалға, бұндай берілістерде білікке дөңгелектің екі жағынан да

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 181 беті

подшипник орналастыруға болады және біліктің өзін ұзартып, қысқартуға мүмкіндік жасалады. Бірақ бір үлкен кемшілігі бар, бұндай берілістерде іліністегі сырғанаудан тістердің қажалуы мен бүлінуі және тозу қарқыны өте жоғары.

Осьтері айқасатындар винтті, гипойдты және червякті берілістер болып бөлінеді. Винтті және гипойдты берілістер арнайы жабдықтарда қолданады, сондықтан машина бөлшектері курсына көбінесе қарастыра бермейді. Ал червякті беріліс толық қарастырылады.

Винттік беріліс цилиндрлі қиғаш тісті дөңгелектер арқылы іске асырылады. Білік осьтері айқас орналасқанда дөңгелектердің бастапқы цилиндрлері нүкте арқылы жанасады, сөйтіп тістер арасында нүктелік жанасу ғана болады. Ал бұл өз кезегінде сырғанауға мүмкіндік жасайды. Осындай нүктелік жанасу мен сырғанау тістердің тез бүлінуіне, тозуына және тістесіп қалуына ұшыратады.

Гипойдты беріліс қиғаш немесе қисық тісті конусты дөңгелектер арқылы іске асады. Конустар төбесі бір-біріне сәйкес келмейді, бірақ айқасу бұрыштары көбінесе 90° етіп жасалады. Гипойдтылардың винттік берілістерден өзгешелігі, тістері сызық бойымен жанасады, сондықтан динамикалық қабілеті әлде қайда жақсы.


Екі беріліске де тән басты кемшілік, дайындау технологиясының өте күрделілігі және құрастыру, монтаждау жұмыстарының қиындығы. Геометриялық, кинематикалық және күштік есептері де оңай емес, көлемді және көп есептеулерді қажет етеді.

9. Червякті берілістер және оларды қолдану

Осьтері айқасатын біліктер арасында, әсіресе перпендикуляр айқасатын біліктерде қозғалысты, айналдыру моментін жеткізу үшін червякті берілістер қолданылады. Айқасу бұрышы 90° бірақта өте сирек болса да 90° еместері де кездеседі. Червякті берілістердің қозғалысы винтті жұптардың қозғалысына ұқсас. Екеуінің де қозғалысы физикадағы көлбеу жазық принципіне негізделген.

Червякті берілістердің тісті берілістерден артықшылығы: шусыз, бірқалыпты жұмыс істейді; конструкциясы жинақы және жеңілдеу болады; өзін-өзі тежеу мен бір сатылы болса да үлкен беріліс санымен қамтамасыз ету қабілеттілігі. Сонымен қатар кемшіліктері де бар: ПӘК-тің төмендігі; червякті дөңгелектің тісті құрсаулары үшін антифрикционды қымбат материалдардың қажеттілігі; червяк пен дөңгелек ілінісінде біршама жылудың бөлінуі қажалу мен тез тозуға бейімділігі.

Қозғалыс басталғаннан-ақ червякті берілістерде жылу бөліне бастайды. Үздіксіз ұзақ жұмыс істеу барысында үйкеліске және басқа да шығындарға

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 191 беті

жұмсалатын қуаттың арқасында үлкен мөлшерде жылу бөлініп, берілістің қызып кетуіне әкеліп соғады. Сондықтан червякті берілістерді орташа қуатты және периодты жұмыс істейтін жабдықтарда қолданады. Сонымен қатар, тоқтаусыз жұмыс жасайтындарда беріліс қызып кетпес үшін салқындату жүйелері ойластырылуы керек. Өндіріс орындарында басқа тісті берілістер сияқты червякті берілістерді де кинематикалық және күштік мақсаттарда пайдалана отырып, өте үлкен беріліс сандары керек болған жағдайларда қолданылады. Червяктылардың күштік берілістері үшін қолданатындардың беріліс саны $u = 10 \dots 80$ дейін болса, кинематикалық берілістерде 1000-ға дейін жетеді.

10. Червякті берілістің геометриясы мен кинематикасы

Червякті берілістер тісті-винттілер деп аталатындарға жатады, яғни тісті берілістерге де, винтті берілістерге де тән қасиеттермен сипатталады. Червяк пен дөңгелектердің геометриялық өлшемдерін формула бойынша анықтау тісті берілістердегі сияқты формулалармен жүргізіледі. Червякті беріліс есебі, конусты тісті беріліске қарағанда, цилиндрлі тісті берілістердің есебіне ұқсас болады.

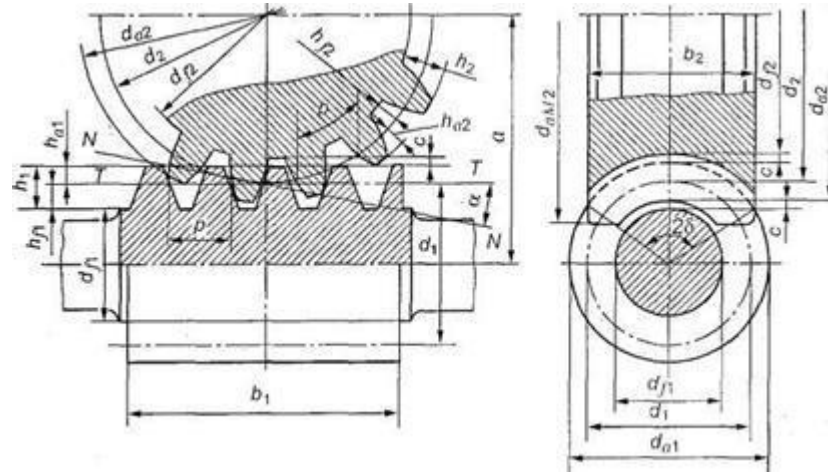
Ал архимедті червяк трапециялы жүріс винті сияқты дайындалады да, қозғалады да. Сондықтан червякті беріліс $p = \pi m$ ілініс қадамымен бірге винтті орам бойынша жүріс қадамымен $p_h = pz_1$ сипатталады. Беріліс модулі ретінде червяк дөңгелегінің бүйірлік модуліне тең червяктің осьтік модулі $m_s = p/\pi$ қабылданған және оның мәні стандарттық мәндерге сәйкес болуы тиіс. Тағы бір стандартталған шама q – червяктің бөлгіш диаметріндегі модуль санын көрсететін шама червяктің диаметр коэффициенті деп аталады. Модуль мен коэффициенттің стандарттық мәндері ГОСТ 2144-76 кестесінде берілген.

Бұрандалы бөлшектердегідей червяктің орамдарының көтерілу бұрышы есептеледі:

$$\gamma = \arctg \frac{p_h}{2\pi r_1} = \arctg \frac{z_1 p}{\pi d_1} = \arctg \frac{z_1 \pi m}{\pi q m} = \arctg \frac{z_1}{q}$$

Червяктің орамдарының спираль бойымен көтерілу бұрыштары: 3°34'35"; 4°05'08"; 4°45'49"; 5°42'38"; 6°20'25"; 7°07'30"; 11°18'36"; 12°31'44"; 14°02'10"; 14°55'53"; 15°56'43"; 18°25'06"; 21°48'05"; 23°57'45"; 26°33'54"; 28°04'21".

Стандарттық червяктардың осьтік қимадағы профилінің бүйір жақтарының арасындағы бұрышы $2\alpha = 40^\circ$. Онда ілініс бұрышы $\alpha = 20^\circ$.



6-сурет. Червякты берілістің геометриялық параметрлері

Червяктің параметрлері индексінде бірмен белгіленсе, червяк дөңгелегінікі екімен белгіленетінін ескерте отырып, негізгі геометриялық өлшемдерін есептеу формулаларын ұсынамыз. Ығысусыз берілістерде бастапқы шеңбермен беттесетін бөлгіш шеңбердің диаметрі $d_1 = qm$, онда червяк диаметрінің коэффициенті $q = d_1/m$.

Червяктің орам төбесі мен ойығы шеңберлерінің және червяк дөңгелегінің тістер төбесі мен ойығы шеңберлерінің диаметрлері:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}; \quad d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}; \quad d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}; \quad d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}.$$

Бұл формулалардағы червяктің орамының және дөңгелек тістер төбесінің биіктігі $h_{a1} = h_{a2} = m$ болса, червяк орамының аяқ жағы мен дөңгелек тістер аяқ жағы биіктігі $h_{f1} = h_{f2} = 1,2m$ болады, онда толық биіктігі $h = 2,2m$ және бұл жердегі $c = 0,2m$ – радиалдық саңылау.

Червяк дөңгелегінің бөлгіш шеңберінің диаметрі $d_2 = mz_2$ болса, онда берілістің ось арақашықтығы төмендегі формуламен есептеледі.

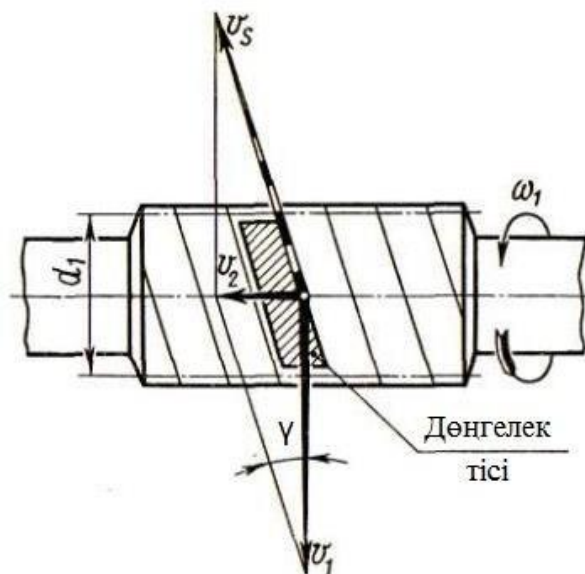
$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + z_2)}{2}$$

Червяк дөңгелегінің ең үлкен диаметрі мен шартты червякты қамту бұрышы

$$d_{aey2} \leq d_{a2} + \frac{6m_s}{z_1 + 2} \quad \sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$$

Червяк кесілетін бөліктің ұзындығы мен тісті құрсаудың ені және дөңгелектің ең үлкен диаметрі кірме санына тәуелді, оны төмендегі кестеден көруге болады.

Червяктың кірме саны	Червяк кесілген бөліктің ұзындығы	Дөңгелектің тісті құрсау ені	Червяк дөңгелегінің ең үлкен диаметрі
1	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$	$d_{ae\gamma 2} \leq d_{a2} + 2m$
2			$d_{ae\gamma 2} \leq d_{a2} + 1,5m$
4	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$	$b_2 \leq 0,67d_{a1}$	$d_{ae\gamma 2} \leq d_{a2} + m$



7-сурет. Червякты берілістегі сырғанау жылдамдығы

Қозғалыс барысында винтті жұптардағыдай червяк орамдары дөңгелек тістері бойымен сырғанайды. Сырғанау жылдамдығы v_s винт сызығының бөлгіш цилиндрі бойынша жанамамен бағытталады және параллелограмм ережесімен анықталады.

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{u \omega_2 d_1}{2 \cos \gamma}$$

Червякті берілістердің тісті берілістерден тағы бір айырмашылығы шеңберлік жылдамдықтары v_1 мен v_2 -нің мәндері әртүрлі болумен бірге, бағыттары да сәйкес келмейді. Себебі екеуі екі жазықтықта орналасқан. Сан шамасы келесі формулалармен есептеледі.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{10^3 \cdot 60}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{10^3 \cdot 60}$$

«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 221 беті

Бағыттар арасындағы бұрыш 90° болғандықтан, сырғанау жылдамдығы $v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}$ есептеуге болады. Осы жылдамдықтар арқылы көтерілу бұрышы анықталады, яғни $tg\gamma = v_2/v_1$.

Сырғанау червякті берілістерде ПӘК төмендеуіне және тез тозу мен қажалуға себепші болумен қатар берілістегі шығынды өсіреді. Ол шығын червяк пен червяк дөңгелегінің қайсы жетекші болуына байланысты болады. Винтті жұптарға ұқсас болғандықтан, червяк жетекші болғанда

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma+\varphi)}; \quad \varphi = arctgf_{кел}; \quad f_{кел} = \frac{f}{cos\gamma}$$

Червякты берілістің геометриялық және кинематикалық параметрлері бйқшамдалып, практикалық есептеулерге қажеттілері келесі кестеге енгізілген.

Параметрлердің аталуы	Белгіленуі	Өлшем бірлігі	Червякты берілістер	
			червяк	червякті дөңгелек
Орам саны және дөңгелектің тістер саны	z_1 z_2		z_1 - червяктан кірме саны бойынша	z_2 – дөңгелектен саналып алынады
Бөлгіш шеңбер диаметрі	d_1 d_2	мм	$d_1 = qm_s$	$d_2 = m_s z_2$
Осьтік модуль және червяктың диаметр коэффициенті	m_s q	мм	m_s модулі мен q червяктың диаметр коэффициенті стандарттық қатардан қабылданады	
Червяк қадамы және оның орам арқылы жүріс	p p_h	мм	$p = \pi m_s$ $p_h = p z_1 = \pi m_s z_1$	
Тіс төбесінің диаметрі	d_{a1} d_{a2}	мм	$d_{a1} = d_1 + 2m_s$	$d_{a2} = d_2 + 2m_s$
Тіс ойығының диаметрі	d_{f1} d_{f2}	мм	$d_{f1} = d_1 - 2.4m_s$	$d_{f2} = d_2 - 2.4m_s$

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 231беті

Червяк пен дөңгелектің шеңберлік жылдамдықтары	v_1 v_2	м/с	$v_1 = 0,5\omega_1 d_1 \cdot 10^{-3}$	$v_2 = 0,5\omega_2 d_2 \cdot 10^{-3}$
Ось ара қашықтығы және сырғанау жылдамдығы	a_w v_s	мм м/с	$a_w = 0.5m_n(q + z_2)$ $a_w = (d_1 + d_2)/2$	$v_s = \sqrt{v_1^2 + v_2^2}$
Орамның көтерілу бұрышы және дөңгелектің ең үлкен диаметрі	γ $d_{ae\gamma 2}$ 2	град мм	$tg \gamma = z_1/q$	$d_{ae\gamma 2} \leq d_{a2} + \frac{6m_s}{z_1 + 2}$
Беріліс қатынасы немесе саны	u		$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$	

Егер червяк дөңгелегі жетекші болса, онда күштің бағытының өзгеруіне байланысты ПӘК-тің формуласы төмендегідей түрге келеді:

$$\eta = \frac{tg(\gamma - \varphi)}{tg\gamma}$$

Бұл формулалардағы f – үйкеліс коэффициенті, бөлшектердің материалына байланысты; $f_{кел}$ – келтірілген үйкеліс коэффициенті; ал γ мен φ – орамның көтерілу және үйкеліс бұрыштары.

11. Червяк пен червякті дөңгелектің конструкциясы және материалдары.
 Червяк түзу немесе ойыс цилиндрлі бетке оң және сол бағытта бұранда кесу арқылы дайындалады. Сол бағыттағысы арнайы тапсырыс болғанда ғана кесіледі. Бұранда профилі түзу және қисық сызықты болады. Қисық сызықтылар эвольвенталы және эвольвенталы емес болып бөлінеді. Бұранда саны бойынша бір, екі, төрт және көп кірмелі болады. Бұранда цилиндр бойымен архимедтік спираль бойынша кесіледі, сондықтан архимедтік червяк деп аталатындығы. Түзу сызықты профильді архимедтік червяк трапециалы бұрандалы жүріс винтіне өте ұқсас. Осы винтті дайындайтын аспаптармен қарапайым токарлық, не винт кесетін станоктарда әртүрлі архимедтік червяктарды кесіп дайындауға болады. Осылай алғаш пайда болған архимедтік червяк бүгінгі күнге дейін қолданыста және ең көп қолданылады. Сондықтан червякті берілістің ішінде кең таралғаны да, жиі кездесетіні де осы архимедтік түрі.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 241 беті

Ал червякті берілісте червяк көбінесе жетекші звено болып келеді. Червяктар үшін негізгі материалдар ретінде көміртекті және қоспалы болаттар пайдаланылғанымен, жай айналатын жауапты емес берілістерде жоғары маркалы шойындар да қолданып жатады. 15 X, 15XAA, 12XH3A, 18XGT, 20X, 20XF болаттарынан жасалған червяктар орамдарының жоғарғы беттері HRC 57...63 қаттылығына дейін шынықтырылып, цементация жасалады. Ал 40, 40X, 40XH, 45 болаттардан жасалған червяктарды HRC 46-56 қаттылығына дейін шынықтырады. Күрделі буынды болғандықтан орамдарды ажарлап, өңдеу жүргізілмейді және көбінесе червяк білікпен бірге дайындалады. Жоғары беріктік пен тозу төзімділігіне ие болу үшін және іліністерде біршама сырғанау болғандықтан, қажалуға қарсы тұра алатындай болу үшін червяк пен дөңгелек антифрикционды жұп құраулары қажет. Үйкеліске бейім антифрикционды материалдардан тісті құрсаулар дайындалады.

Диаметрлері $180 \div 200$ мм дейінгі червякті дөңгелектер бүтін етіп дайындалса, одан үлкендері құрама етіп жасалады. Оның білікке отырғызылатын бөлігі болаттан немесе шойыннан дайындалады да, оған болтпен тісті құрсау бекітіледі. Бірақта отырғызу, бекіту барысында өзара ауыстырымдылық талаптары қатаң сақталуы тиіс.


Червякті дөңгелектердің конструкциясы көбінесе екі бөліктен тұрады. Бұлай жасау материалдарды үнемдеуге септігі тиіп жатады. Жоғары қалайылы қола Бр.ОФ10 және осы сияқты, өте жоғары антифрикционды материалдардан жасалған дөңгелектерді жауапты берілістерде сырғанау жылдамдықтары $V_S = 10 \div 25$ м/с болған жағдайда қолданады. Қалайысыз қолалар қажалуға қарсыласулары нашар, сондықтан $V_S \leq 10$ м/с болғанға дейін қолдануға ұсынылады. Сырғанау жылдамдықтары өте аз болғанда, яғни $V_S \leq 2$ м/с дейін дөңгелектерді сұр шойыннан жасайды. Күш аз әсер ететін берілістерде температура $t \leq 20$ болғанда металл емес материалдар – текстолит, пластмасса, қатты ағаштар қолданылады.

4. Иллюстрациялық материал: плакаттар, слайдтар, механизм макеттері және машина бөлшектері, жұмыс істеп тұрған механизмдердің видеороликтері.

5. Әдебиет:

Негізгі:

1. Түсіпов А., Түсіпов Қ. Теориялық және қолданбалы механика. Оқулық. Алматы: 2014-736б.
2. Дүзелбаев С.Т., Омарбекова Ә.С. Қолданбалы механика. Оқулық. I, II-б, 2020.
3. Таукебаева К.С. Технологиялық жабдықтар. Оқу құралы. Тараз: 2015.-155 б.
4. Түсіпов А., Оспанов А.Б. Механизмдер және машиналар теориясы. Оқулық. Алматы.: Альманах, 2017. -271 б.
5. Арапов Б.Р. Теориялық және инженерлік механика негіздері. Оқулық.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 251беті

Шымкент: ОҚМУ, 2017. -266 б.

6. Әбдірашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Механизмдердің құрылымдық анализі. Әдістемелік нұсқау. Шымкент: ОҚМУ, 2014-56б.
7. Байжанов А.Ж., Жалғасова К.Ә. Механикалық берілістер. Оқу құралы. Алматы: Эспі, 2021-125б.

Қосымша:

1. Тәжібаев С.Д. Қолданбалы механика. Оқулық. Алматы.: Білім, 1994. -336 б.
2. Жолдасбеков Ө.А. Машина механизмдерінің теориясы. Оқулық. Алматы,1979-424 б.
3. Сағындықова Б.А. Дәрілердің өндірістік технологиясы. Оқулық. Шымкент: ОҚММА, 2008-348б.
4. Тлеубердин Қ.Ж., Карденов С.А. Машиналар және механиздер теориясы. Оқу құралы.-Семей, 2009.-192 б.
5. Серікбаев Д.М., Тәжібаев С.Д. Машина детальдары. Оқулық. Алматы: Мектеп, 1983– 276
6. Омаров А.Ж., Батырмұхамедов Ж.Қ. Машина бөлшектері.-Алматы.:Эверо, 2005. 362 б.

Электрондық ресурстар:

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулиа, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

6. Бақылау сұрақтары

1. Іліністі берілістер және олардың классификациясы мен параметрлері.
2. Түзу және қиғаш тісті берілістердің геометриясы мен кинематикасы.
3. Конусты тісті берілістердің геометриясы мен кинематикасы.
4. Червякті берілістердің геометриясы мен кинематикасы.
5. Іліністі берілістердегі күштер және динамикалық жүктемелер.

№3 дәріс

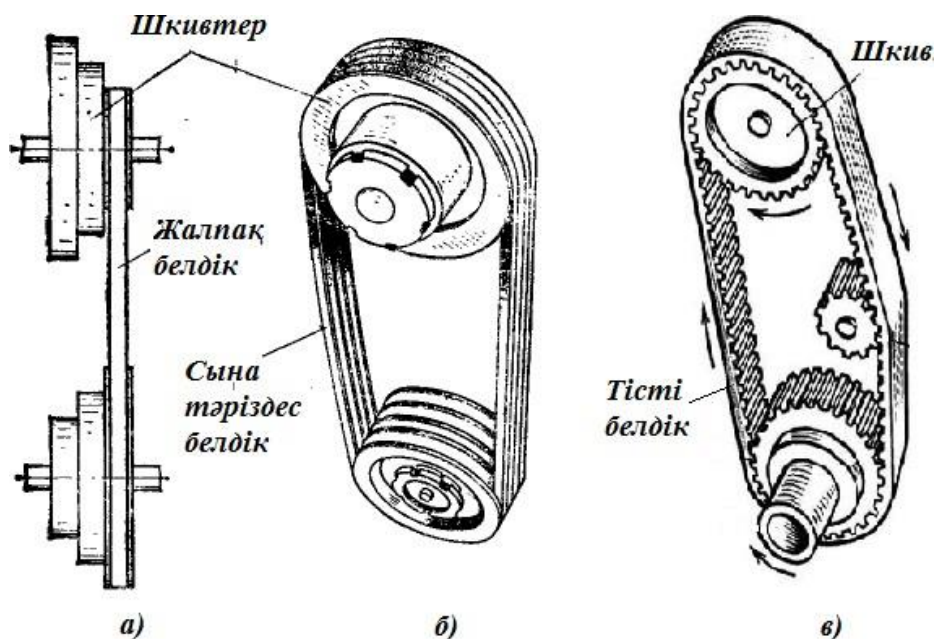
1. Тақырыбы: Иілгіш звенолы және үйкелісті берілістер. Фрикционды, белдікті және шынжырлы берілістер және олардың конструкциясы. Кинематикасы мен геометриясы. Берілістерде қолданылатын материалдар. Бір, екі және көп сатылы берілістер.

2. Мақсаты: Үйкеліс көмегімен болатын және иілгіш звенолы берілістерді оқып-игеру. Берілістердің геометриясы мен кинематикасы. Беріліс конструкциясымен танысу. Беріліс детальдарының материалдары туралы түсінік беру.

3. Дәріс тезистері:

1. Иілгіш звенолы және үйкелісті берілістер

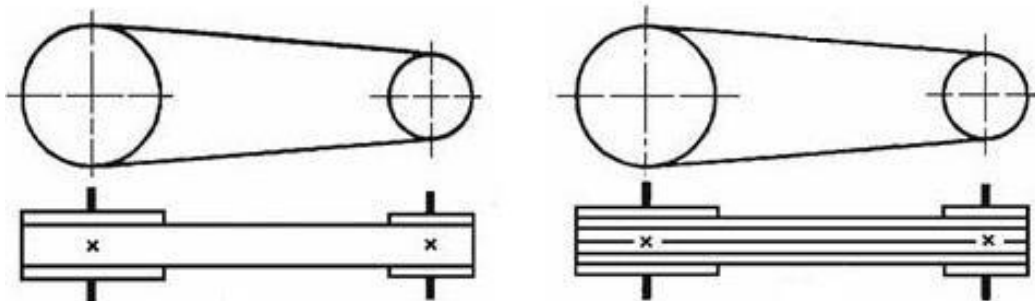
Иілгіш звенолы үйкелісті берілістер аз ғана арақашықтықта орналасқан бір біліктен келесіне айналмалы қозғалысты жеткізу барысында беріліс бөлшектері мен иілгіш дене арасындағы үйкеліс күшін пайдаланып, немесе ілінісудің көмегімен иілгіш денелермен байланыстыру арқылы жасалады. Иілгіш денелер болып, белдік және шынжыр саналады. Иілгіш денелі берілістер өзін-өзі сақтандыру қасиетіне ие және тікелей жанасатын берілістерден тағы бір айырмашылығы иілгіш денелі берілістерде жетекші және жетектегі звенолар үлкен арақашықтықта орналасуларына мүмкіндігі бар. Берілісті иілгіш звеносыз үйкеліс арқылы да жасауға болады. Ондай берілістер фрикционды берілістер деп аталады.



8-сурет. Белдікті берілістер

Бүгінгі күндері ғылым мен техниканың қарқынды дамуына байланысты механикалық берілістер жетілдірілуде, конструкциялары өзгеріске ұшырауда, тіпті, жаңа түрлері пайда болуда. Қазір қолданысқа ене бастаған иілгіш звенолы берілістің түрі – тісті белдікті беріліс (8-сур. в). Араларындағы иілгіш дененің белдікке ұқсастығына бола белдікті беріліске жатқызғаны болмаса, жұмыс істеуі шынжырлы беріліске өте жақын. Есептері де шынжырлы берілістегі сияқты ілініс қадамы бойынша жүргізіледі. Тісті белдіктердің өзін де пайдалану пластмассалардың жаңа түрлері пайда болғаннан кейін ұсыныла бастады. Осындай майысқақ және серпімді байланыстың арқасында динамикалық жүктемелерді азайтуға және керуді қажет етпейтін жұмсақ іліністі берілістерге қол жеткізілді.

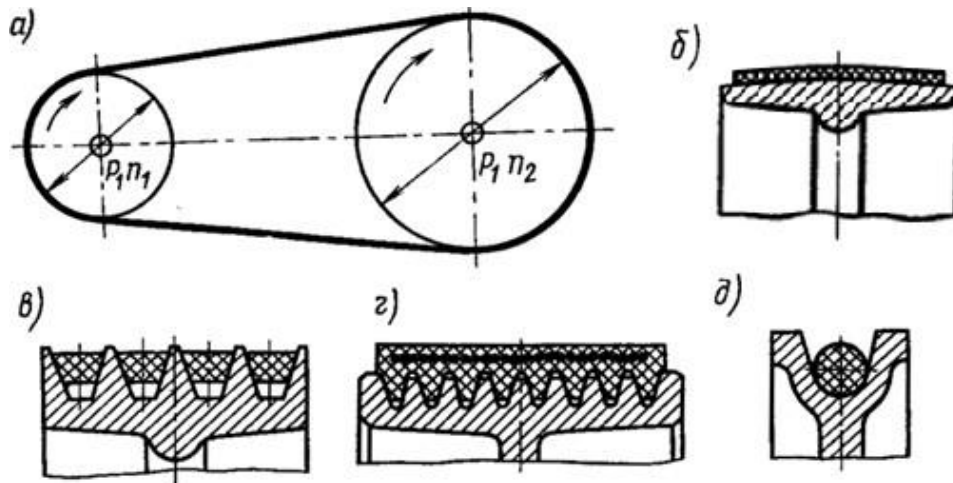
Теорияда берілістерді түсіндіру барысында стандартта белгіленген шартты схемалық кескіндері мен кинематикалық схемалар пайдаланылады. Практикада жалпақ (8-сур. а) және сына тәріздес белдікті (8-сур. б) берілістер көбірек қарастырылады, себебі студенттер өндіріске араласқанда берілістің осы түрімен жиі ұшырасады. Сондықтан біліп жүрсін деген мақсатпен келесі 40-суретте осы берілістердің кинематикалық схемалары ұсынылуда.



9-сурет. Жалпақ және сына тәріздес белдікті берілістер схемасы

2. Белдікті берілістер

Белдікті беріліс біршама қашықтықта орналасқан екі шкивтен және оларды байланыстыратын керіп кигізілген белдіктен (8-сурет) тұрады. Белдікті берілісте қозғалыс және қуат белдік пен шкив арасындағы үйкеліс күші арқылы беріледі. Бұл беріліс механикалық берілістердің ішінде ертеден қолданып келе жатқан көне түрі болса да, әлі күнге дейін өз мағынасын жоймаған. Басқа берілістермен салыстырғанда мынадай артықшылықтары бар: а) қозғалысты (қуатты) қашықтыққа жеткізу мүмкіндігі; б) бірқалыпты және дыбыссыз жұмыс істейді; в) конструкциясы қарапайым, күтімі жеңіл. Басты кемшіліктері: а) белдіктің сырғанауына байланысты беріліс санының тұрақсыздығы; б) белдікті керіп кигізуге байланысты алдын-ала тірек пен білікке әсерлердің туындауы және тез тозатындығы.



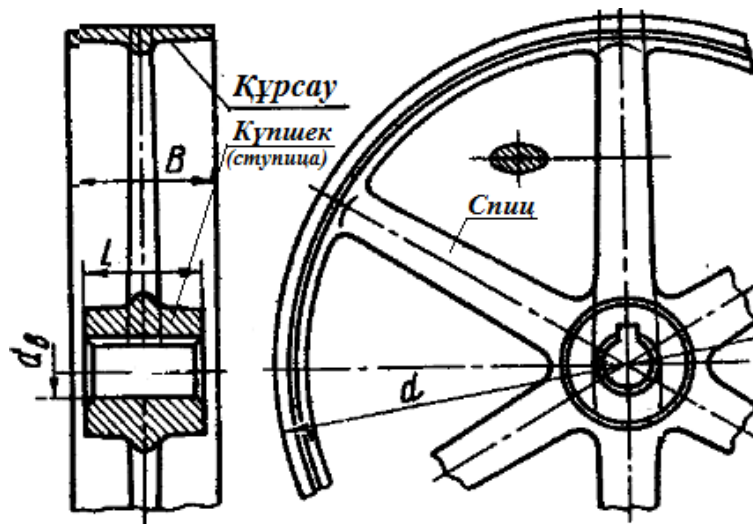
10-сурет. Белдікті берілістердің түрлері

Берілісте қолданылатын белдіктерге байланысты жалпақ (10-сур. б), сына тәріздес (10-сур. в), жартылай сына тәріздес (10-сур. з) және дөңгелек белдікті (10-сур. д) берілістер болып бөлінеді. Техникада жалпақ және сына тәріздес белдікті берілістер кеңінен пайдаланылады. Ал дөңгелек белдіктілер қуаттары өте төмен приборлар мен аппараттарда қолданылады. Жалпақ белдікті беріліс өте қарапайым болып келсе, сына тәріздес белдіктердің тарту қабілеттері жоғары және жинақы болып келеді.

Белдікті беріліс үлкен жылдамдықты біліктер арасында қолданады, көбінесе электрқозғалтқыштан кейін орналастырылады. Белдікті беріліс керетін роликті, роликсіз, тек бір бағытқа айналатын немесе айналу бағыттары өзгеріп отыратын болып келуі мүмкін. Сондай-ақ белдікті беріліс арқылы бірнеше білікті айналдыруға болады.

3. Белдікті берілістердің бөлшектері және материалдары

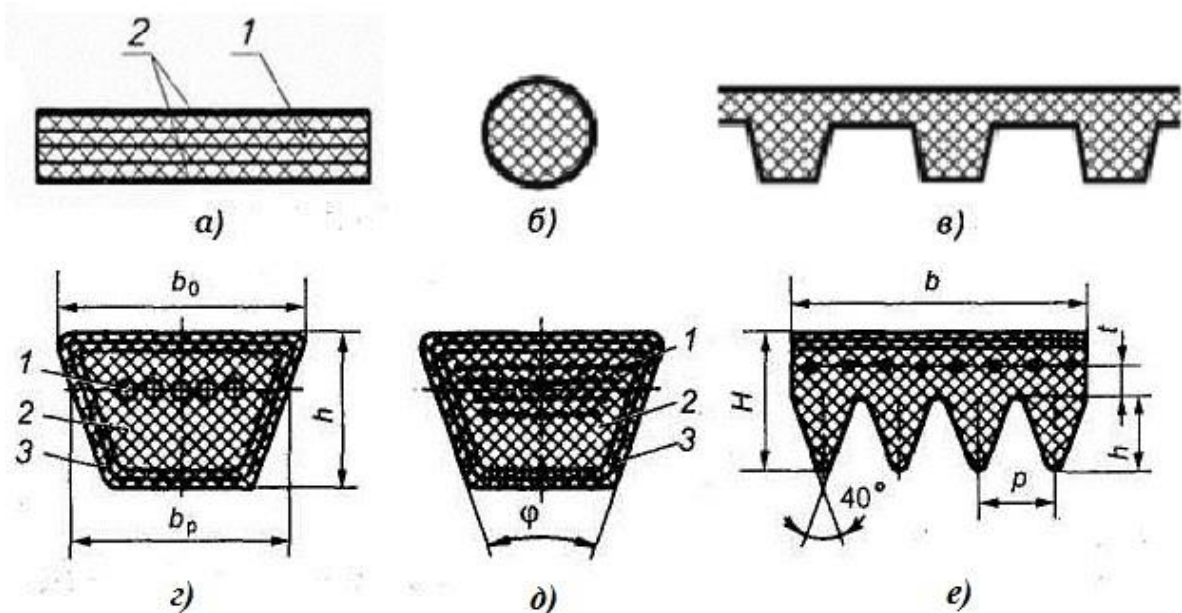
Белдікті берілісте, бүкіл берілістің жұмыс істеу қабілетін қамтамасыз ететін жетек белдігі – негізгі элемент болып саналады. Көлденең қимасы бойынша жалпақ, сына тәрізді, дөңгелек белдіктер болады. Жалпақ белдіктілер беріліс конструкциясына байланысты: а) керетін роликті және роликсіз бір бағытта айналатын белдікті беріліс; б) айналу бағыты өзгертін және бұрыштық берілістер болады. Ал сына тәріздестер берілісті бір, не бірнеше белдіктер арқылы іске асырады. Соңғы кездері сыртқы өлшемдерің ықшамдау мақсатында бірнеше белдіктің орнына тұтас жартылай сына тәріздес (10-сур. з) белдіктер қолданылуда. Бұл белдіктер екі қабаттан тұрады. Сыртқы қабаты жалпақ болады да, ішкі бөлігі профилді болып келеді және синтетикалық талшықтардан дайындалған кордшнур қосылған резина материалынан дайындалады.



11-сурет. Шкив конструкциясы

Келесі бөлшегі – шкив. Шкивтің білікке отырғызылатын бөлігі күшпегі (ступица), сыртқы бөлігі – құрсау (обода) деп аталады, ал оларды жалғастыратын бөлік – спиц болады.

Сына тәріздес белдіктерде және жартылай сына тәріздес белдіктерде құрсауда белдік орналастырылатын ойық болады. Осы ойықтардың санына байланысты бір, екі, көп белдікті болса, шкивтердің конструкциясына байланысты сатылы шкивті берілістер болып келеді. Шкивтер шойын, болат, пластмасса, алюминий қоспаларынан, текстолиттерден дайындалады.



12-сурет. Белдіктің түрлері және конструкциясы

Белдіктер әртүрлі материалдардан, әртүрлі формада (12-сурет) өте жоғары температурада үлкен қысыммен мұнай өнімдерінің қалдықтарын қоса отырып дайындалады. Қолданылатын материалдар: арасына сымдар және мықты кордшнур мен капрон жіптер енгізілген тері, қайыс, резина, мақта-мата, жүн, жіп қалдықтарын шайырман (смоламен) араластырылған материалдар және пластмассалы пленкалар мен синтетикалық материалдар. Бұл материалдар 43-суретте белдіктің көлденең қима өлшемдерімен бірге 1,2,3 цифрларымен белгіленіп көрсетілген.

4. Берілістің кинематикасы мен геометриясы

Кез келген берілістің негізгі көрсеткіштері, оның геометриялық өлшемдері мен қозғалысын сипаттайтын шамалар болып табылады. Шкивтердің шеңберлік жылдамдықтары арқылы белдіктің тармақтарындағы жылдамдықтар анықталады.

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{\omega_1 d_1}{2}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60} = \frac{\omega_2 d_2}{2}$$

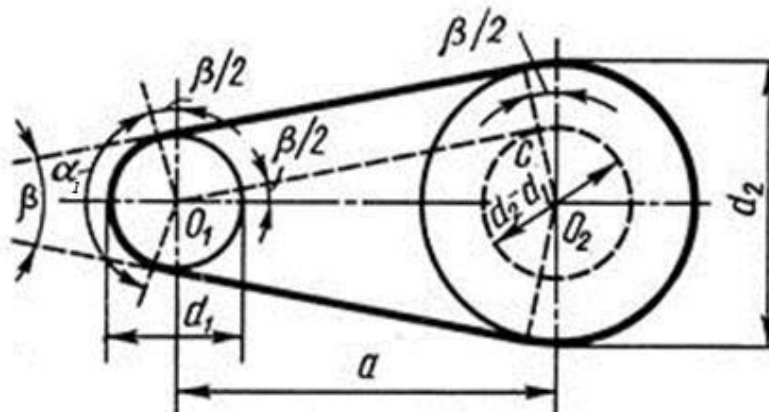
Осы жылдамдықтардың айырмасымен белдіктің жетекші шкив арқылы сырғанау барысындағы жоғалтатын жылдамдықтар шамасы анықталады.

Қозғалыс белдік арқылы болатынын және белдіктің сырғанауын ескере отырып, төмендегі формулаларды аламыз:

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon); \quad u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$$

бұлардағы u – беріліс саны болса, ε – сырғанау коэффициенті.

Жұмыс істеу барысында белдікті берілісте шкивтің бойымен белдіктің екі түрлі сырғанауы туындайды. Оның бірі – беріліс жүктемесі өсіп, қалыптыдан асып түскен жағдайда болатын тайғанау. Бұл белдікті берілістің тез істен шығуының басты себебі, екіншісі – белдікті берілістерге тән серпімді сырғанау. Серпімді сырғанау беріліс санының тұрақсыздығына себепші бола отырып, белдіктің сырғанау коэффициенті $\varepsilon = (v_1 - v_2)/v_1$ сипатталады. Бірқалыпты жұмыс істеп тұрған берілісте $\varepsilon=0,01 \div 0,02$ болады.



13-сурет. Белдікті берілістердің геометриялық параметрлері

Белдікті берілістерді жобалау барысында келесі өлшемдерді есептеуге тура келеді. Олар: β – белдік тармақтары арасындағы бұрыш, α_1 – белдіктің кіші шкивті қамту бұрышы, γ – горизонтқа қатысты орналасу бұрышы және ось арақашықтығы. Қамту бұрышы жалпақ белдікті беріліс үшін $\alpha_1 \geq 150^\circ$, ал сына тәріздестер үшін $\alpha_1 \geq 120^\circ$ кем болмауы тиіс деген ұсыныс жасалған.

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{d_2 - d_1}{2a}, \text{ онда } \beta = 2 \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} = \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ$$

$$\alpha_1 = \pi - \beta = 180^\circ - \beta = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ$$

Белдіктің толық ұзындығы келесі формуламен есептеледі және содан кейін белдік ұзындығы бойынша ось арақашықтығы нақтыланады.

$$l \approx 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}$$

Белдікті берілістің ось арақашықтығына байланысты конструкция көлемі, әсіресе жетек конструкциясының алатын орны анықталады. Осыған байланысты мынадай ұсыныстар жасалады. Жалпақ белдікті берілістер үшін ось арақашықтығы $1,5(d_1 + d_2) \leq a \leq 2,5(d_1 + d_2)$ болуы тиіс. Сына тәріздес және жартылай сына тәріздес белдікті берілістер үшін: $0,5(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2)$, мұндағы h – белдіктің қалыңдығы (12-сур. з) немесе сыналы бөліктің биіктігі (12-сур. е).

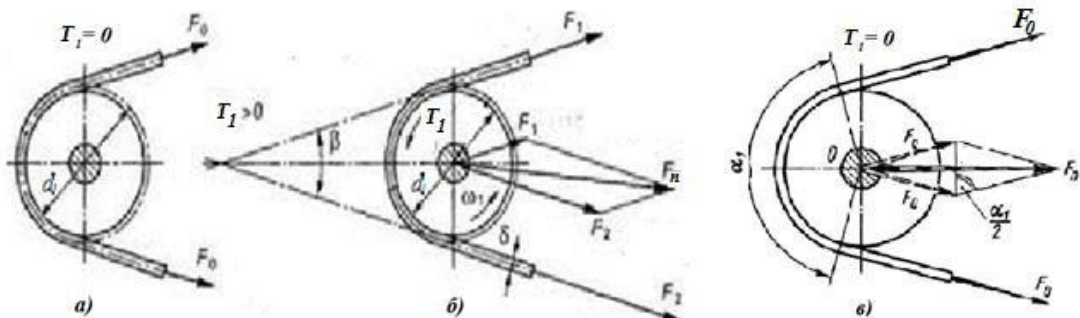
5. Берілістегі күштік қатынастар

Белдіктің тарту күші мен шкивтерді айналдыру моменттері берілісте жеткізілетін қуатқа тікелей байланысты болғандықтан, олардың шамасын анықтау барысында $P = Fv = T\omega$ формуласы жиі қолданылады. Осы формулалардан $T_1 = 0,5F_t d_1$ және

$T_2 = 0,5F_t d_2$ екені табылса, екінші жағынан шкивтерді айналдыру моменті, тармақтардың әсерін ескере отырып, былай есептеледі:

$$T_1 = 0,5d_1(F_1 - F_2) \quad T_2 = 0,5d_2(F_1 - F_2) \quad (3.3)$$

Онда тармақтардың тарту күштерінің айырмасы $F_1 - F_2 = F_t$ болады.



14-сурет. Белдік тармақтарындағы күштер

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 321 беті

Жұмыс кезінде белдіктің жалпы геометриялық ұзындығы өзгермейді, қосымша жүктеме әсерлерін теңгеріп отыратын екі: жетекші және жетектегі тармақтарға бөлінеді. Теңгеру былай жүргізіледі, мысалы жетекші тармақ ұзарса, оның есесіне жетектегі сонша қысқарады, сөйтіп жалпы ұзындық өзгермейді. Осы сияқты жетекші тармақ $F_1 = F_0 + \Delta F$ болып жүтемелене түссе, керісінше жетектегі тармақта $F_2 = F_0 - \Delta F$ болып кеми түседі.

Иілгіш звенолы берілістердегі тағы бір ерекшелік иілгіш звеноның керілуінен алдын-ала туындайтын F_0 күшінің, беріліс жасалса да, жасалмаса да үнемі әсер етуі. Белдікті шкивке керіп кигізгеннен бастап, осы керілу күші F_0 шкив отырғызылған білікке де әсер ете бастайды. Бұл күш ұлғайған сайын үйкеліс те арта түседі де, берілістің тарту қабілеті жақсарады. Тыныштық күйде тұрса да, бос жүріс жасаса да, белдік тармақтары F_0 күшімен керіліп тұрады. Бұл күшті анықтау үшін төмендегі теңдеулер жүйесін шешеміз:

$$\begin{cases} F_1 = F_0 + \Delta F & F_1 + F_2 = 2F_0 & F_0 = (F_1 + F_2)/2 \\ F_2 = F_0 - \Delta F & F_1 - F_2 = 2\Delta F & F_t = 2\Delta F \quad \Delta F = F_t/2 \end{cases}$$

Онда жетекші және жетектегі тармақтардағы күштер:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}$$

Белдіктің шкивтерді айналып өту барысында центрден тепкіш күш $F_v = \rho A v^2$ пайда болады, мұндағы ρ – белдік материалының тығыздығы. Бұл күш белдікті шкивтен ысырып тастауға тырыса отырып, алдын-ала керу F_0 күшінің пайдалы әсерін кемітіп, берілістің жүктемелік қабілетін төмендетеді. Сонымен, жұмыс істеу барысында жетекші және жетектегі тармақтарда жүктемелер $F_1 + F_v$ және $F_2 + F_v$ болса, бос жүріс кезінде $F_0 + F_v$ болады.

Осы анықталған күштердің барлығы, F_v -ден басқасы білік пен тірекке жүктемеленеді. Ал оларға тең әсерлі күш төмендегі формуламен анықталады:

$$F_n = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \cos \frac{\beta}{2}$$

Практикалық есептеулерде тең әсер күші алдын-ала керу күшімен өрнектеледі: $F_n = 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$.

Механикалық берілістердің ішінде осы иілгіш звенолы берілістер өте күрделі кернеулік күйде болады. Оның ішінде белдікті беріліс те бар. Жұмыс істеу барысында белдіктің бойында кернеу бірқалыпты болмайды, ұзындығы бойынша әр жерінде әртүрлі болады. Бір белдіктің кез келген қимасындағы кернеудің мәні де әртүрлі болады. Мұның себебі тыныштықта тұрғанда, немесе бос жүріс кезінде бастапқы кернеу алдын-ала керілу күшінен туындайды, ары қарата тармақтардағы кернеулер қосылады. Белдіктердің шкивтерге иілетін жерлерінде иілу кернеуі қосылса, центрге тепкіш күштен туындайтын кернеу

тағы бар. Осы кернеулердің барлығы материалдар кедергісіндегі формуламен есептеледі: $\sigma_0 = \frac{F_b}{A}$; $\sigma_1 = \frac{F_1}{A}$; $\sigma_2 = \frac{F_2}{A}$; $\sigma = \frac{F_t}{A}$;
 $\sigma = \varepsilon E = \frac{\delta E}{d}$; $\sigma = \frac{F_v}{A} = \rho v^2$

Енді Гук заңы бойынша тармақтардың керілу күштері арқылы белдіктің салыстырмалы сырғанауы анықталады:

$$\varepsilon = \frac{F_1 - F_2}{EA} = \frac{F_t}{EA}$$

Соңғы формулалардағы A – белдіктің көлденең қимасының ауданы, E – белдік материалының серпімділік модулі, ал δ – белдіктің қалыңдығы.

Эксплуатациялау барысында белдіктің ұзаққа төзімділігі тек кернеудің мәніне ғана байланысты емес, кернеу циклінің жиілігіне де байланысты, яғни есептеу барысында кернеулік жағдайды білу керек. Ол максимал кернеу бойынша анықталады. Ал кернеудің ең үлкен мәні белдіктің жетекші тармағының кіші шкивке иілген жерінде болады және тармақтағы $\sigma_t = \sigma_1 - \sigma_2$ болса, $\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{и} + \sigma_v = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_{и} + \sigma_v$ болады.

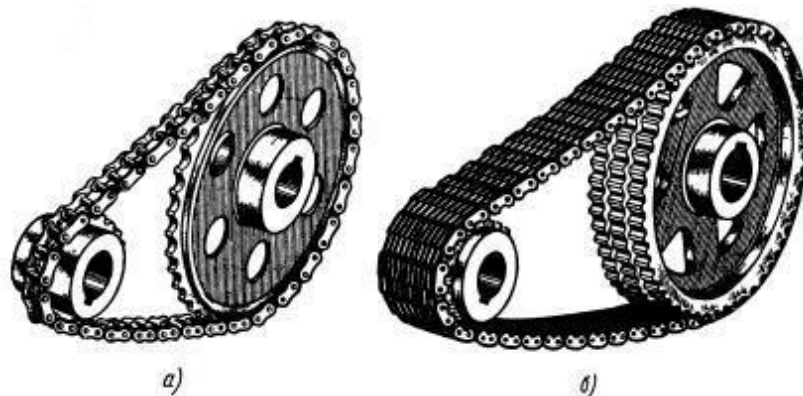
Берілістің тарту қабілеттілігі белдік пен шкив арасындағы үйкеліс күшінің шамасына байланысты. Осы байланысты Л.Эйлер анықтаған.

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}; \quad F_1 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

Практикада берілістің тарту қабілеттілігіне байланысты есептеулер сырғанау графигіне негізделеді. Ал сырғанау графигі арнайы зертханаларда эксперименттер арқылы құрылады. Сырғанау графигі тарту және сырғанау коэффициенттері арасындағы байланысты көрсетеді.

6. Шынжырлы беріліс

Қарапайым шынжырлы беріліс тісті дөңгелек тәріздес екі жұлдыздан және оларды бір-бірімен байланыстыратын шынжырдан тұрады. Жұлдызшаның біреуі жетекші болса, екіншісі жетектегі болады.



15-сурет. Шынжырлы беріліс

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 341 беті

Араларындағы беріліс шынжыр арқылы іске асады. Осы негізгі элементтерімен бірге шынжырлы берілістерде керу және майлау жабдықтары болады.

Шынжырлы берілістердің артықшылықтары: а) іліністі берілістердің басқа түрлеріне қарағанда біршама арақашықтыққа орналасқан параллель остер арасында қолдану мүмкіндігі;

б) белдікті беріліспен салыстырғанда көлемді емес және беріліс санының тұрақтылығы; в) бір шынжыр арқылы қозғалысты бірнеше жетектегі жұлдызшаға жеткізу мүмкіндігі. Кемшіліктері:

а) шынжырдың ұзаруына, тозуына байланысты керіп отыру;

б) монтаж және жөндеу барысында дұрыс құрастыру.

Қолданыстағы шынжырлар үш топқа бөлінеді: жүктерді көтеріп-түсіруге арналғандар; тарту шынжыры – тасымалдаушы машиналар мен механизмдерде, конвейерлерде қолданылады; жетек шынжыры – механикалық энергияны бір біліктен екінші білікке жеткізу үшін қолданылады.

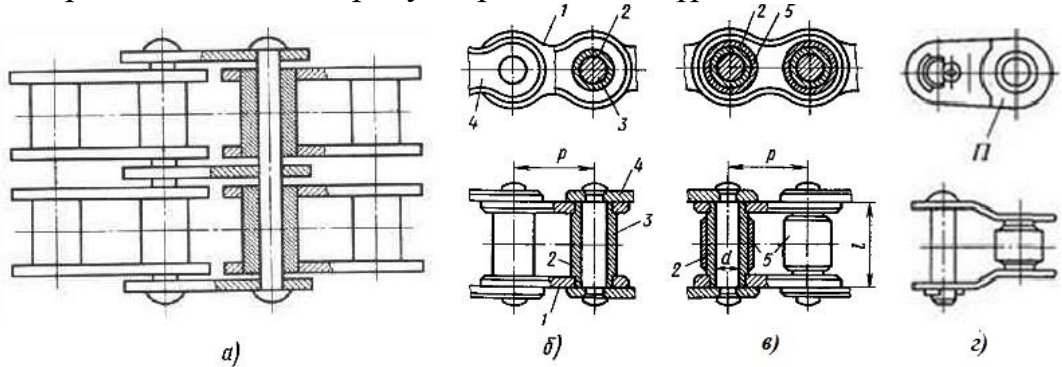
7. Негізгі элементтерінің конструкциясы

Жетек шынжырлары конструкциясына байланысты топсалы роликті немесе втулкалы, тісті, әртүрлі фасонды звенолы болып келсе, дайындау технологиясына байланысты бір, екі және көп қатарлы шынжырлар болады. Көп қатарлы шынжырларды үлкен динамикалық әсерлерді жоғары жылдамдықпен жеткізу үшін қолданады. Шынжырлардың бөлшектері орта көміртекті болаттардан арнайы заводтарда дайындап, құрастырады. Шаруашылық пен өндіріс орындарында шынжырларды дайын күйінде пайдаланады.

Шынжыр мен жұлдызша берілістің негізгі элементтері екені жоғарыда айтылған. Шынжыр, денелердің иілгіштігін қамтамасыз ететін топсалар арқылы байланысқан пластинкалар мен роликтерден немесе тізбектеліп қосылған әртүрлі формадағы втулкалардан тұрады. Шынжырларды дайындауға аса көңіл бөлінумен қатар, көптеген тәжірибелік тексерулерден өткізіледі. Шынжырлардың негізгі сипаттамасы деп қадамы, ені, үзілу қаупіне әкеліп соғатын динамикалық әсерлер мен күштер айтылады.

Осы шынжырларға сәйкес етіп жұлдызшалар дайындалады. Көп жағдайда, шынжырлы берілістің қалыпты жұмыс істеуі жұлдызшаның материалы мен оны қыздырып өңдеуге, дайындау технологиясы мен оның дәлдігіне байланысты болады. Тістің профиліне қарай түзу, ойыс, дөңес тісті жұлдызшаларды болаттың 45, 45Х, 40Х, 20, 20Х маркаларынан дайындайды. Жалпы, шынжырлы берілістердің параметрлері және жұлдызша мен шынжырдың өлшемдері стандартталған және нормативтік құжаттарға

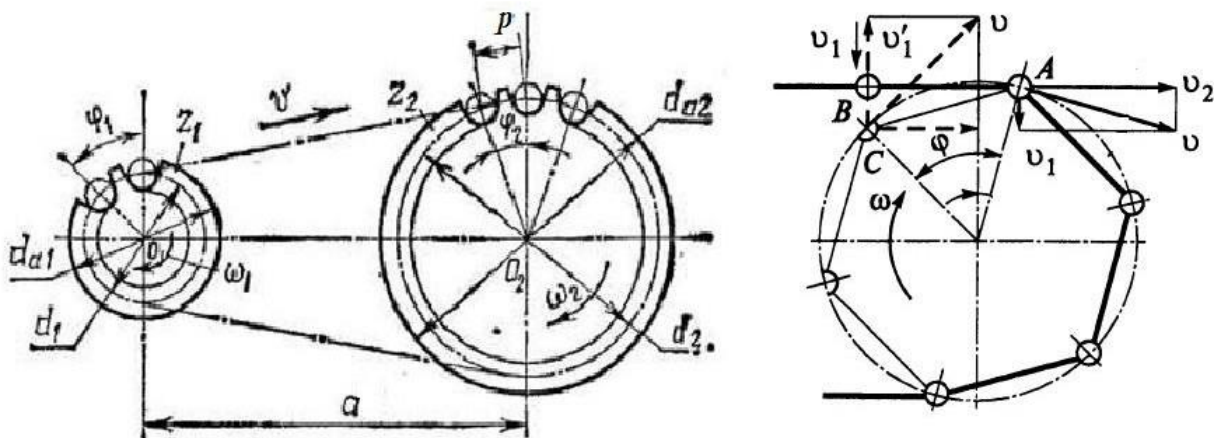
енгізілген. Шынжырлы беріліс орташа және жай айналатын біліктердің арасына орналастырылады, көбінесе редуктордан кейін тұрады.



16-сурет. Втулкалы және роликті жетек шынжырлары

8. Геометриясы мен кинематикасы

Шынжырлы берілістерді есептеу барысында мынаны ескерген жөн: жұлдызшамен ілініске түсетін шынжыр звенолары бөлгіш шеңберге іштей сызылған көпбұрыш бойынша орналасады. Ал ол көпбұрыштың жақтарының ұзындығы шынжыр қадамына тең болса, қабырғалар саны жұлдызшаның тістер санына тең болады (17-сурет).



17-сурет. Шынжырлы берілістердің геометриясы мен кинематикасы

Бірнеше жұлдызшалар бір шынжыр арқылы айналатын болғандықтан, олардың жылдамдықтары бірдей болады. Жұлдызшаларды байланыстырып тұрған шынжырдың жылдамдығы мына төмендегі формуламен есептеледі:

$$v = \frac{\omega z p}{2\pi \cdot 1000} = \frac{n z p}{60 \cdot 1000}$$

Шынжырлы берілістің беріліс саны жетекші және жетектегі жұлдызшалардың орташа жылдамдықтары $\omega_1 p z_1 = \omega_2 p z_2$ тең болады деген шарттан анықталады:

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 361 беті

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

мұндағы ω_1 және ω_2 – жетекші және жетектегі жұлдызшалардың бұрыштық жылдамдықтары, n_1 және n_2 – әрбір жұлдызшаның айналу жиілігі, z_1 және z_2 - жұлдызшалардың тістер саны.

Берілістің басты параметрі – шынжыр қадамы p , мм беріледі. Осы қадам арқылы стандарттан шынжыр таңдаумен бірге, берілістің барлық геометриялық параметрлері және бөлшектердің өлшемдері қадаммен өрнектеледі. Жұлдызшалардың ось арақашықтығы $a = (30 \div 50)p$ болғаны ең тиімді деп ұсыныс жасалғанмен, кіші жұлдызшаны шынжырдың қамту бұрышы, ең кем дегенде 120° болуы үшін $a_{min} \geq 0,5(d_{a1} + d_{a2}) + (30 \div 50)$ мм болуы тиіс, ал $a_{max} \leq 80p$ аспауы керек.

Тістер саны $z_1 = 31 - 2u$ және $z_2 = z_1 u$ формулаларымен анықталады да, жұлдызшалардың бұрылу бұрышы $\varphi = 2\pi/z$ есептеледі. Жұлдызшаның бөлгіш шеңбері шынжыр роликтің центрлері арқылы өтеді де, былай анықталады:

$$d = \frac{p}{\sin(\pi/z)} = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}$$

Тіс төбелерінің диаметрі беріліс қадамымен бірге, шынжырдың конструкциясына да байланысты болып жатады. Мысалы роликті шынжыр үшін:

$$d_a = (ctg \frac{180^\circ}{z} + 0,7) p - 0,31d_1$$

мұндағы d_1 – роликтің диаметрі. Қадам және жұлдызшалардың тістер саны белгілі болған соң, шынжыр ұзындығы есептеледі:

$$L_p = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p}{a}$$

Алынған нәтиже бүтін санға дейін дөңгелектенеді, мүмкіндігінше жұп сан болғаны дұрыс. Қабылданған мән бойынша ось арақашықтығы нақтыланады:

$$a = \frac{p}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

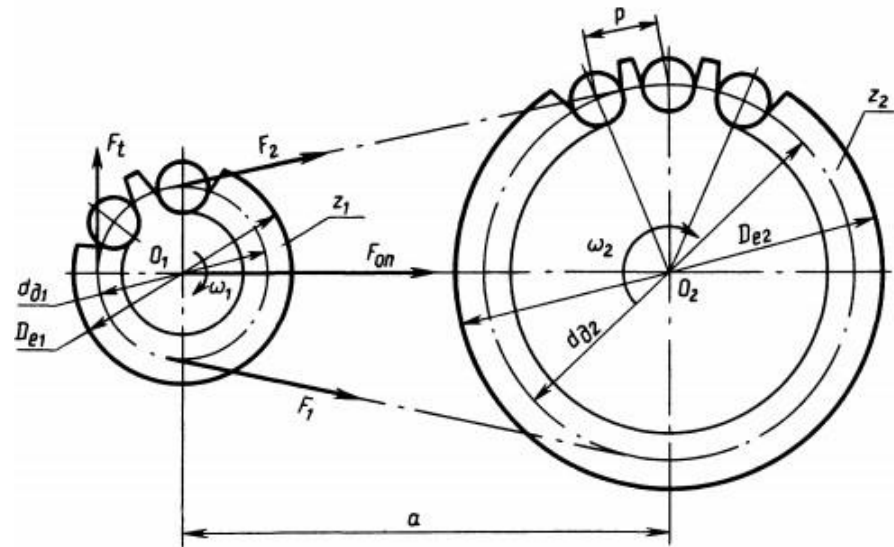
9. Шынжырлы берілістердегі күштер

Кез келген берілістегі сияқты шынжырлы берілістегі қуатта $P = F_t v$ немесе $P = T\omega$ формуласымен есептеледі. Онда $F_t v = T\omega$ болады және жылдамдықты бұрыштық жылдамдық арқылы өрнектей отырып, шеңберлік күштің формуласы алынады.

$$v = \frac{\omega d}{2}; \quad F_t = \frac{T\omega}{v} = \frac{2T\omega}{\omega d} = \frac{2T}{d},$$


Берілісте шынжыр белдік сияқты екі тармаққа: жетекші және жетектегі тармақтар болып бөлінеді. Шынжырлы берілістің схемасында көрсетілген F_1 және F_2 – шынжырлардың тармақтарындағы тарту күштері (49-сур.), олардың айырмасынан шеңберлік күш F_t анықталады, яғни $F_1 - F_2 = F_t$ шығады. Шынжырлы берілісте алдын-ала керілу шынжырдың еркін ілініп тұрған салмағының әсерінен болады деп қабылдап, ол $F_0 = K_f a q g$ формуласымен анықталады, мұндағы a – тармақтардың ұзындығы, оның мәні ось арақашықтығына жуық болады, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, ал K_f – ілініп тұру коэффициенті, жетек шынжырының орналасуына байланысты. Горизонталь орналасқан берілістер үшін $K_f = 6$, көлбеулік 30° -тан асқандар үшін $K_f = 4$, 45° -тан асқандар үшін $K_f = 3$, көлбеулігі 60° -тан бастап $K_f = 1,5$, ал тік (вертикаль) орналасқандар үшін $K_f = 1$.

Қозғалған кезде центрден тепкіш күш $F_v = qv^2$ әсерінен де шынжыр керілуге ұшырайды. Бұл формуладағы q – ұзындық бірлігі бойынша шынжыр массасы кг/м-мен өлшенеді, ал v – шеңберлік жылдамдық.



18-сурет. Шынжырлы берілістегі күштер

Іс жүзінде бар мүмкіндігімен жұмыс істеп тұрған берілістің жетекші тармағының керілуі $F_1 = F_t + F_0 + F_v$ формуласымен табылса, жетектегі F_2 мәні F_0 мен F_v -ның үлкенінің мәніне тең болады және F_2 жұлдызшаға қысым жасамайды. Ал шынжыр жұлдызша арқылы білікке түсіретін жүктемесі келесі формуламен есептеледі. $F_n = K_d F_t + 2F_0$, мұндағы K_d – динамикалық коэффициент. Бірқалыпты, тұрақты жүктемемен жұмыс істейтіндер үшін $K_d = 1$, ал соққымен немесе үлкен жүктемемен жұмыс істейтін болса, 1,25 пен 2,5 арасынан қабылдайды.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 381 беті

10. Шынжырлы берілістің практикалық есебі

Шынжырлы берілістің практикалық есебі берілген қуат P , айналу жиілігі n және беріліс саны u бойынша беріліс қадамы p , жұлдызшаның тістер саны z -пен берілістің ось арақашықтығын анықтаумен бірге, шынжырды беріктікке және топсалардағы мүмкіндік қысым бойынша төзімдікке тексеруге әкеледі.

Ілінісу принципі бойынша жұмыс атқаратын шынжырлы беріліс үшін F_0 мәнінің әсері белдіктегідей, яғни үйкелісті берілістегідей болмайды екен, ең үлкен әсері F_t -нің 4% болады. Шынжырлы беріліс жай және орташа жүрісті болғандықтан, F_v күшінің керуі де сезілмей жатады. Себебі оның әсері бар болғаны F_t -нің 0,2% ғана болады екен. Осыған байланысты кейбір жағдайда, тек жетекші тармақ ғана жұмыс атқарады, яғни $F_2 \approx 0$, $F_1 = F_t$ болады да, практикалық есеп оңайлана түседі.

Шынжыр беріктік қор коэффициенті бойынша төмендегі формуламен тексеріледі:

$$S = \frac{Q}{K_d \cdot F_t \cdot F_o \cdot F_v}$$

Шыққан нәтиже нормативтік шартты $S \geq [S]$ қанағаттандыруы тиіс. Төзімділігі топсалардағы мүмкіндік қысым бойынша тексеріледі:

$$p_{\text{қыс}} = \frac{F_t}{(Bd)} \leq [p]_{\text{қыс}}$$

мұндағы $p_{\text{қыс}}$ – топсалардағы қысым, d мен B – ролик диаметрі мен шынжыр ені.

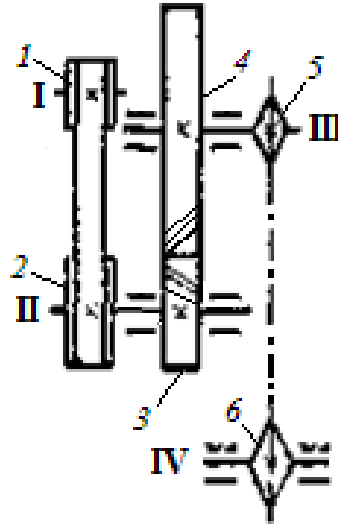
11. Аралас көпсатылы берілістер

Біз осыған дейін көпсатылы тісті берілістер мен беріліс механизмдерін қарастырдық. Өндірісте көпсатылы берілістер аралас болып келеді. Мысалы, төмендегі суреттегі көпсатылы беріліс: жалпақ белдікті, цилиндрлі қиғаш тісті және шынжырлы берілістерден тұрады.

Жалпы беріліс саны жеке берілістердің беріліс санының көбейтіндісіне тең екенін білеміз, яғни $u_{\text{ж}} = u_{\text{б.б}} \cdot u_{\text{т.б}} \cdot u_{\text{ш.б}}$ болады. Осы формуланы геометриялық параметрлері арқылы жазсақ,

$$u_{\text{ж}} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \cdot \frac{d_4}{d_3} \cdot \frac{d_6}{d_5} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}$$

болады және мұндағы: d_1 , d_2 – жетекші және жетектегі шкивтердің диаметрлері; d_3 , d_4 – тісті дөңгелектердің бөлгіш диаметрлері болса, z_3 , z_4 – олардың тістер саны, ал d_5 , d_6 – жетекші және жетектегі жұлдызшалардың бөлгіш диаметрлері болса, z_5 , z_6 – олардың тістер саны.



19-сурет. Аралас көпсатылы беріліс

Біліктердің бұрыштық жылдамдықтары мен айналу жиілігі арқылы өрнектесек:

$$u_{\text{ж}} = \frac{\omega_I \cdot \omega_{II}}{\omega_{III} \cdot \omega_{IV}} = \frac{\omega_I}{\omega_{IV}}$$

$$u_{\text{ж}} = \frac{n_I \cdot n_{III}}{n_{II} \cdot n_{IV}} = \frac{n_I}{n_{IV}}$$

Берілісте кәдімгі цифрмен беріліс бөлшектері белгіленген, ал рим цифрымен бөлшектер отырғызылған біліктер белгіленген: I – бастапқы (жетекші) білік, II және III – аралық біліктер, IV – жетектегі (жұмысшы) білік.

Көпсатылы берілістің жалпы ПӘК жеке сатылардың және үш подшипник жұбының ПӘК көбейтіндісіне тең. Мысалы, 1-кестені пайдаланып есептесек:

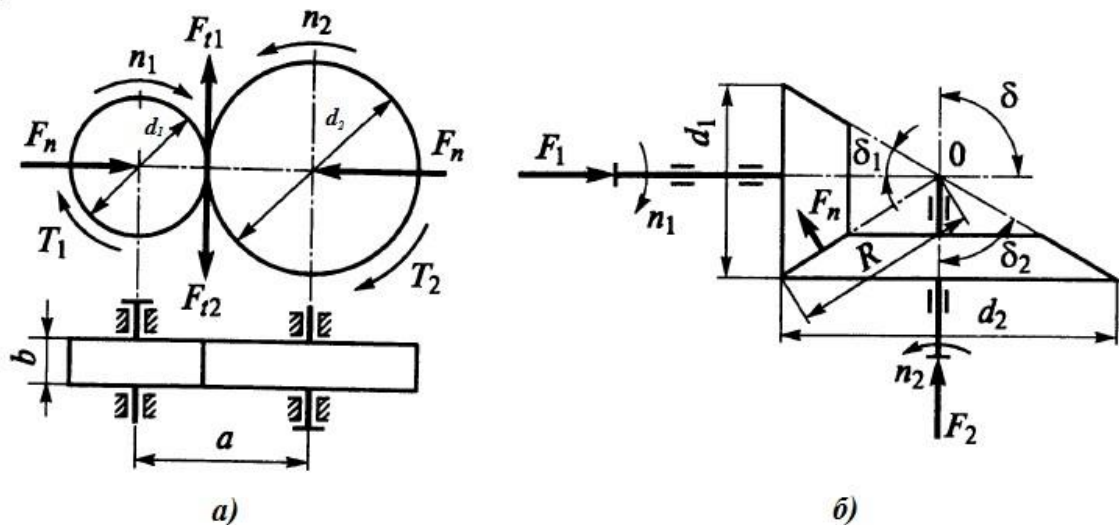
$$\eta_{\text{ж}} = \eta_{б.б} \cdot \eta_{т.б} \cdot \eta_{ш.б} \cdot \eta_{II}^3 = 0,97 \cdot 0,98 \cdot 0,92 \cdot 0,99^3 = 0,85$$

12. Фрикционды берілістер және олардың классификациясы

Фрикционды беріліс бір-біріне қысылып тұрған екі дөңгелектен тұрады. Олардың жұмыс істеуі қысым күші F_n әсерінен жанасу беттерінде туындайтын үйкеліс күшіне негізделген. Ол үшін мына шарт орындалуы тиіс: $F_t \leq F_{\text{үйк}}$, мұндағы $F_t = F_{t1} = F_{t2}$ – шеңберлік күш, ал $F_{\text{үйк}} = fF_n$, f – үйкеліс коэффициенті. Бұл шартты сақтамау, не шарттың бұзылуы дөңгелектердің бір-біріне қатысты сырғанауына және тез тозуына әкеліп соғады.

Барлық фрикционды берілістерді екі топқа бөлуге болады: реттелмейтін берілістер, яғни беріліс қатынасы тұрақты болатындар. Келелісі реттелетін берілістер, немесе вариаторлар, бұларда беріліс қатынасын еш сатысыз, үзіліссіз бірқалыпты өзгертуге мүмкіндік бар. Аталған топтардың әрқайсысы

осьтерінің орналасуына және конструкция ерекшеліктері мен жұмыс шарттарына байланысты сан алуан әртүрлі берілістерді қамтиды. Олар цилиндрлік, конустық, шарикті, роликті, т.б. болып бөлінеді. Осьтері параллельдер – цилиндрлі (20-сур. а) деп аталса, қиылысатындар – конусты (20-сур. б) деп аталады, осьтері айқасатындар көбінесе вариаторлар (21-сурет) болады. Фрикционды ашық берілістер – құрғақ, майсыз жұмыс істейтіндер, жабықтары – арнайы ванналарда майланып тұратындар.




20-сурет. Цилиндрлі және конусты фрикционды беріліс схемасы

Артықшылықтары: құрылысы қарапайым және дайындау оңай, өзі арзан. Жұмыс кезінде тоқтатпай-ақ қосып, ажыратуға және қозғалыс бағыты мен беріліс санын өзгертуге болады. Кемшіліктері: қысып тұру үшін арнайы жабдықтың қажеттілігі мен олардың білікке және тірекке әсерлері, сырғанауға байланысты беріліс санының тұрақсыздығы және тез тозуы.

Фармацевттік салада болсын, басқа салаларда болсын аппарат, прибор жасауда фрикционды берілістерді жетекші торап ретінде жазып бақылайтын тетіктерде көбейту, бөлу, дифференциалдау, интегралдау және тағы басқа операцияларды дәл орындау үшін қолданады.

20-суретте қарапайым реттелмейтін цилиндрлі және конусты фрикционды беріліс схемасы кескінделген. Олар беттері тегіс екі дөңгелектен (катоктардан) тұрады. Дөңгелектер бір-біріне қысылып тұрулары тиіс. Практикада дөңгелектердің қысылып тұруының екі тәсілі бар. Біреуі – серішпелер және бұрандалы винттік құрылымдар арқылы тұрақты күшпен қысып тұратындар. Екіншісі – қысым күші өзгеріп отыратын, айнымалы жүктемелі автоматты тетіктер арқылы қысылатындар. Қысу тәсілінің қайсысы болса да, дөңгелектер беттерінің жанасуын жақсартып, тозуды төмендетіп, берілістің сапалы болуына үлкен үлес қосады.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 411 беті

Цилиндрлі фрикционды берілісте әрбір дөңгелектердің шеңберлік жылдамдықтары төмендегі формулалармен анықталады:

$$V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\pi n_1 d_1}{60} \quad V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2} = \frac{\pi n_2 d_2}{60}$$

сырғанаусыз айналады десек, онда жанасу сызықтарында $V_1 = V_2$ болады. Олай болса $\frac{\omega_1 d_1}{2} = \frac{\omega_2 d_2}{2}$ және $\omega_1 d_1 = \omega_2 d_2$ шығады. Осы теңдіктің екі жағын $\omega_2 d_1$

көбейтіндісіне бөле отырып табатынымыз:

$$\frac{\omega_1 d_1}{\omega_2 d_1} = \frac{\omega_2 d_2}{\omega_2 d_1} \quad \text{осыдан} \quad \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Осы түрлендіруді айналу жиілігі арқылы орындап, екі жағын $n_2 d_1$ -ге бөле отырып келесі өрнектерді аламыз.

$$\frac{\pi n_1 d_1}{60} = \frac{\pi n_2 d_2}{60} \quad \text{және} \quad n_1 d_1 = n_2 d_2 \quad \frac{n_1 d_1}{n_2 d_1} = \frac{n_2 d_2}{n_2 d_1} \quad \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Теңдіктерді бір-бірімен салыстыра отырып, фрикционды берілістің беріліс санының формуласы тағайындалады.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}$$

мұндағы ε – сырғанау коэффициенті, ол $\varepsilon = 0,01 \div 0,03$.

Осьтері қиылысатын берілістерде қозғалысты беру үшін конусты фрикционды берілістерді пайдаланылады. Қиылысатын осьтер арасындағы бұрыш әртүрлі болуы мүмкін, бірақ та көбінесе 90° болады.

Конусты фрикционды берілістерді есептегенде келесі формулалар қолданылады: $d_1 = 2R \sin \delta_1$, $d_2 = 2R \sin \delta_2$. Ал бұрыш $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ болғанда, беріліс саны $u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \text{tg } \delta_2 = \text{ctg } \delta_1$ болады.

13. Берілістегі қысым күші және дөңгелек материалдары

Фрикционды берілісте айналмалы қозғалыс жетекші дөңгелектен (катоктан) жетектегіге дөңгелектердің бір-бірімен жанасатын жерлерінде туындайтын үйкеліс күші арқылы беріледі. Ал үйкеліс күшін туындайтын дөңгелектерді қысып тұратын қысым күші. Цилиндрлі дөңгелектер арасындағы қысым күші төмендегі формуладан анықталады.


$$kF_t = fF_n, \quad F_n = \frac{kF_t}{f}$$

Конусты дөңгелектер арасындағы қысым күші мына формулалармен есептеледі:

$$kF_t = fF_n = fF_{n1}/\sin \delta_1 \quad kF_t = fF_{n2}/\sin \delta_2.$$

мұндағы k – ілінісу қоры, $k=1,25 \div 1,5$ күштік берілістер үшін, $k \approx 3$, прибор мен аппараттар үшін.

Араларындағы қажет қысым күші тұрақты болу үшін фрикционды дөңгелектердің материалдары үлкен үйкеліс коэффициенті f және

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 421 беті

бөлшектердің сырғанау мен домалау барысында шығын аз болу үшін жоғары серпімділік модулі E ие болуларымен бірге жылуға, тозуға төзімді және ылғал сіңбейтіндей болуы керек.

Фрикционды дөңгелектер шынықтырылған және қыздырып өңделген болаттардан, беріктігі жоғары шойыннан, қоладан және текстолит, гетинакс немесе фибро материалдарынан дайындалады. Дөңгелектер жұбы үшін қолданылатын материалдар үйкеліс коэффициенті мен серпімділік модулі кестесінде көрсетілген.

Үйкелісетін материалдар	Сырғанау коэф-ті, f	Серпімділік модулі, E МПа
Болат болат бойынша (үнемі майланады)	0,04...0,05	$E_6 = 2,1 \cdot 10^5$
Болат болат немесе шойын бойынша (құрғақ)	0,15...0,18	$E_{III} = 1,2 \cdot 10^5$
Болат текстолит бойынша (құрғақ)	0,20...0,25	$E_T = 6 \cdot 10^3$
Болат қола бойынша (периодты майланады)	0,08...0,10	$E_K = 1 \cdot 10^5$

14. Түйісу кернеулері және фрикционды берілістерді төзімділікке есептеу

Жұмыс істеу барысында фрикционды жұптардың бір-біріне жанасатын беттері үгітілу, желіну, тозу, жарылу сияқты бүлінулерге ұшырауы мүмкін. Бұл аталған бүліну түрлерінің барлығы жанасу аймағындағы кернеу шамасына байланысты болады. Сондықтан фрикционды берілістерді беріктікке және төзімділікке есептеу жанасу кернеуі бойынша жүргізіледі. Жанасу кернеудің шамасын Генрих Герцтің формуласымен анықтаймыз. Сызықты жанасуда, яғни жанасу бөлшектері бір сызық бойымен жанасқанда

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{\text{кел}}}{b \rho_{\text{кел}}}} \leq [\sigma]_H, \quad E_{\text{кел}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}, \quad \rho_{\text{кел}} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$$

мұндағы b – жанасу бетінің ені, $E_{\text{кел}}$ – материалдардың келтірілген серпімділік модулі, $\rho_{\text{кел}}$ – келтірілген қисықтар радиусы.

Фрикционды механизмдер мен вариаторларда элементтері бір-бірімен шариктер немесе спираль беттер арқылы жанасқанда, беріліс те, қозғалыс та нүктелік жанасу арқылы жасалады. Нүктелік жанасу, әсіресе екі шар жанасқанда

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt{\frac{F_n E_{\text{кел}}}{\rho_{\text{кел}}^2}} \leq [\sigma]_H; \quad a_w = (u + 1) \sqrt{\frac{12500 E_k k F_1}{[\sigma]_H^2 u f \psi_{bw} n_1}};$$

$$\psi_{bw} = \frac{b}{a_w} = 0,25 \div 0,6$$

Жанасу кернеуі бойынша ось арақашықтығы есептеледі және ось арақашықтығы белгілі болған соң дөңгелектердің (дискілердің) диаметрлері анықталады.

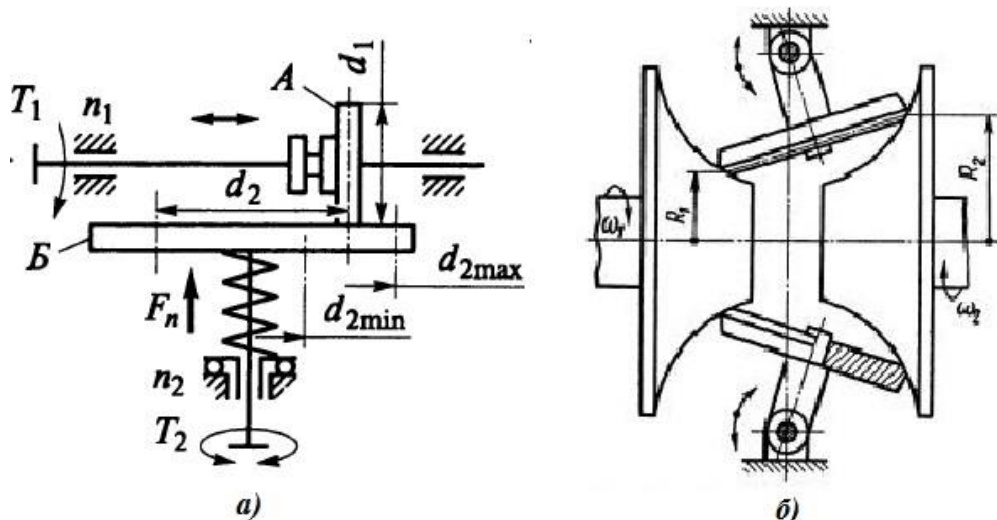
15. Вариаторлар

Вариаторлар жетекші звеноның тұрақты бұрыштық жылдамдықпен қозғалыс жасау барысында жетектегі звеноның бұрыштық жылдамдығын бірқалыпты және сатысыз өзгертуге арналған. Вариаторларда басты қозғалыс ретінде әртүрлі берілістерді – фрикционды, белдікті, шынжырлыларды қолданады. Жетекші және жетектегі элементтері тікелей жанасатындай етіп дайындалған жеке механизм түрінде де пайдаланылады. Тіпте, кейбір машиналарда, әсіресе жеңіл және химико-фармацевттік өнеркәсіп жабдықтарында жылдамдықты бірқалыпты реттеу технологиялық міндетті болып табылуда. Сондай-ақ қозғалысты сатысыз реттеу машиналардың жұмыс өнімділігін арттыруға себепші болып жатады.


Өндірісті автоматтандыруға байланысты вариаторлар кеңінен қолданысқа енуде. Конструкциялық ерекшеліктеріне және құрамындағы бөлшектердің формасына байланысты олардың түрлері сан алуан. Бірақ та барлығына бір ортақ көрсеткіш – реттеу диапазоны. Реттеу диапазоны жетектегі звено жылдамдығының өзгеруін сипаттайды және былай анықталады.

$$D = \frac{u_{max}}{u_{min}} = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{d_{2max}}{d_{2min}}$$

Бұл формула кейбір механизмдерде беріліс қатынасының максимал және минимал мәндерімен анықталса, ендігі бірлерінде бұрыштық жылдамдық арқылы анықталады. Келесілерінде элементтерінің өлшемдері арқылы анықталады.



21-сурет. Вариаторлар

ÖNTÜSTİK-QAZAQSTAN MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 441 беті

Мысалға, прибор мен аппараттарда жиі кездесетін маңдайлы вариаторды қарастырайық. Фрикционды берілісте ең болмағанда, бір дөңгелектің өз осінің бойымен еркін қозғалуға мүмкіндігі болса, маңдайлы вариатор (52-сур. а) деп атайды. Маңдайлы вариатор роликті-дискілі болып келеді және реттеу диапазонын анықтау үшін беріліс қатынасының максимал және минимал мәні есептеледі.

$$u_{max} = \frac{n_1}{n_{2min}} \approx \frac{d_{2max}}{d_1}, \quad u_{min} = \frac{n_1}{n_{2max}} \approx \frac{d_{2min}}{d_1}$$

21б-суретте вариаторлардың бір ерекше түрі көрсетілген. Ол вариатор домалақ тор формалы екі дөңгелектен тұрады. Сол дөңгелектер арасында еркін бұрылатын роликтер орналастырылған. Беріліс қатынасын өзгерту роликтерді бұру арқылы қол жеткізіледі.

Роликтердің бұрылуы барысында олардың дөңгелектермен жанасу радиустері R_1 мен R_2 өзгереді. Сөйтіп, бұрыштық жылдамдықтары реттеледі және сол кездегі беріліс санының мәні келесі формулалармен есептеледі: $u = \omega_1/\omega_2 \approx R_2/R_1$.

Прибор мен аппараттарда вариаторлар есептегіш, бақылаушы, өлшеуіш және тағы басқа тетіктерде шешуші құрылым болып табылады. Приборларда көбінесе роликті, шарикті, валикті, дискілі вариаторлар қолданылады.

4. Иллюстрациялық материал: плакаттар, слайдтар, механизм макеттері және машина бөлшектері, жұмыс істеп тұрған механизмдердің видеороликтері.


5. Әдебиет:

Негізгі:

1. Түсіпов А., Түсіпов Қ. Теориялық және қолданбалы механика. Оқулық. Алматы: 2014-736б.
2. Дүзелбаев С.Т., Омарбекова Ә.С. Қолданбалы механика. Оқулық. I,II-б,2020.
3. Таукебаева К.С. Технологиялық жабдықтар. Оқу құралы.Тараз: 2015.-155 б.
4. Түсіпов А., Оспанов А.Б. Механизмдер және машиналар теориясы. Оқулық.Алматы.:Альманах, 2017. -271 б.
5. Арапов Б.Р. Теориялық және инженерлік механика негіздері. Оқулық. Шымкент: ОҚМУ, 2017. -266 б.
6. Әбдірашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Механизмдердің құрылымдық анализі. Әдістемелік нұсқау. Шымкент: ОҚМУ, 2014-56б.
7. Байжанов А.Ж., Жалғасова К.Ә. Механикалық берілістер. Оқу құралы. Алматы: Эспи, 2021-125б.

Қосымша:

1. Тәжібаев С.Д. Қолданбалы механика. Оқулық. Алматы.: Білім, 1994. -336 б.
2. Жолдасбеков Ә.А. Машина механизмдерінің теориясы. Оқулық.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 451 беті

Алматы, 1979-424 б.

3. Сағындықова Б.А. Дәрілердің өндірістік технологиясы. Оқулық. Шымкент: ОҚММА, 2008-348б.
4. Тлеубердин Қ.Ж., Карденов С.А. Машиналар және механиздер теориясы. Оқу құралы.-Семей, 2009.-192 б.
5. Серікбаев Д.М., Тәжібаев С.Д. Машина детальдары. Оқулық. Алматы: Мектеп, 1983– 276
6. Омаров А.Ж., Батырмұхамедов Ж.Қ. Машина бөлшектері.-Алматы.:Эверо, 2005. 362 б.

Электрондық ресурстар:

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулия, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

6. Бақылау сұрақтары

1. Иілгіш звенолы берілістердің классификациясы мен параметрлері.
2. Шынжырлы берілістердің геометриясы мен кинематикасы.
3. Белдікті берілістердің геометриясы мен кинематикасы.
4. Иілгіш звенолы берілістердегі күштер мен динамикалық жүктемелер.
5. Үйкелісті берілістердегі күштер мен динамикалық жүктемелер.

№4 дәріс


1. Тақырыбы: Машина бөлшектері және тораптар қосылысы. Бұрандалы, шпонкалы, шлицті және тісті қосылыстар түрлері. Конструкциясы және элементтері. Геометриялық өлшемдері мен параметрлері. Артықшылықтары мен кемшіліктері. Қолданылатын орындары мен салалары.

2. Мақсаты: Өндірісте, әсіресе еңбекке араласқанда өте жиі кездесетін қосылыс түрлерімен және олардың конструкциясымен танысу. Қосылыс параметрлері мен өлшемдерін анықтау үшін теориялық және практикалық әдістерді оқып-игеру. Материалдары мен қолданылатын орындарын білу.

3. Дәріс тезистері:

1. Машина бөлшектері және тораптар қосылысы

Машина құрамына енетін бөлшектер мен тораптар әртүрлі тәсілдермен байланыста болады. Байланыс кезінде денелер бір-біріне қатысты қозғалмайтында немесе қозғалмалыда болуы мүмкін. Қозғалатындар өзара кинематикалық жұп құрап жатса, қозғалмайтын байланыстар техникада қосылыс деп аталады.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 461 беті

Машина бөлшектері мен құрастырылған бұйымдардың қосылыстары да әртүрлі. Қосылыстардың барлығы ажыратылмайтын және ажырамалы болып екіге жіктеледі. Ажырамайтын қосылыс деп ажырату мен демонтаж бұзусыз еш мүмкін еместей етіп, біртұтас қосуды айтады. Бұл қосылыстарға пісіріп біріктіру, заклепқалы қосылыс, дәнекерлеу, желімдеу, өте жоғары қысыммен қосу түрлері жатады.

Қосылатын бұйымдарды бүлдірмей бірнеше рет бөлшектеп, қайта құрастыруға болатын қосылыстарды ажырамалы қосылыс тобына жатқызады. Олар бұрандалы және профилді қосылыс, сына, шпонка, шлиц, штивтер арқылы қосылатындар. Сондай-ақ өндірісте қосылыстың осы екі түріне де жатпайтындары кездесіп жатады.

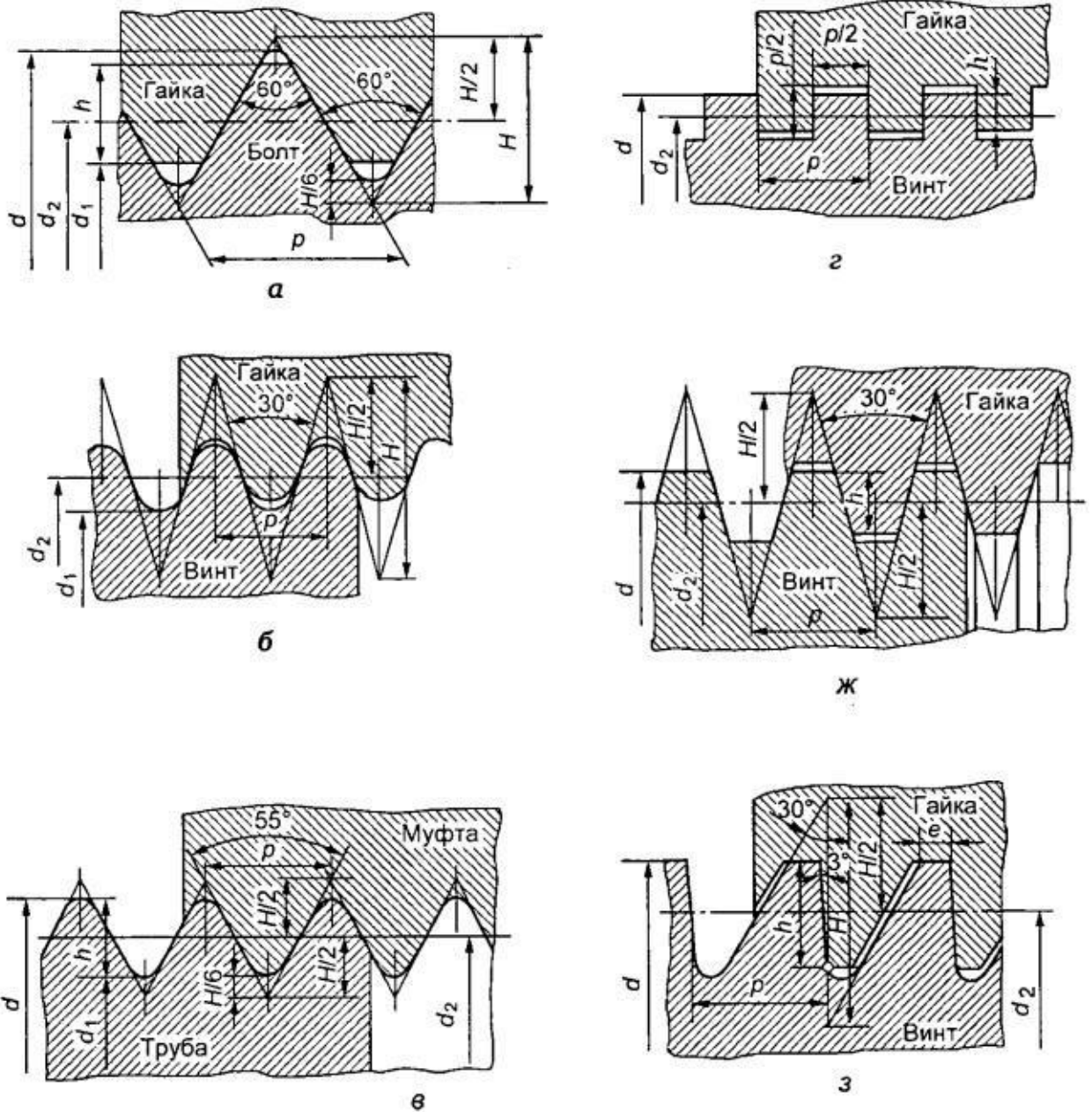
Механикалық қосылыстар конструкцияларының қарапайымдылығына, әсіресе машиналар мен жабдықтар торабын бөлшектеп-құрастыру барысында қолайлығы мен жөндеу кезіндегі ыңғайлығына бола қолданысқа кеңінен енуде. Және де өте қолжетімді, дайындау технологиясы толық жетілдірілген.

Қосылыс конструкциялардың маңызды бөлігі болып табылады, сондықтан қосылыстардың сапасына аса көңіл бөлініп, тексеріліп жататындығы. Қосылыс сапалы болу үшін дұрыс таңдалып, технологиялық және эксплуатациялық талаптарға сай болулары керек. Ал қосылыстардың жұмыс істеу қабілеттілігі мен есептерінің негізгі критерилері – беріктілігі және сенімділігі. Машиналар мен жабдықтар жұмысында көптеген апаттар мен басқа да ахауларға қосылыстардың қанағаттандырылғысыз сапасы себеп болып жатады.

2. Бұранда және оларды дайындау әдістері

Бұрандалы қосылыс – ажырамалы қосылыстардың ең көп тараған түрі. Мұның себебі, олардың тез жиналып оңай ажыратылатындығы, басқа қосылыстармен салыстырғанда арзандау болуы, әрі өлшемдері мен параметрлері толық стандартталған және өте жоғары сенімділігінде. Машиналарда бұрандалы қосылыстар көптеп кездеседі және атқаратын жұмысы өте маңызды, сондықтан көп жағдайларда бүкіл машинаның жұмыс істеу сенімділігі бұрандалы қосылыстардың беріктігімен анықталады.

Қосылыстардың бұрандалы делінуі қосылатын бөлшектерді бір-біріне қатысты бұрау барысында іске асатындығында. Бұранда цилиндрлі немесе конусты сырықтарға көлденең қимасы әртүрлі формадағы ойықтарды айналдыра ою арқылы салынады. Сол ойықтардың арасында шығып тұрған бөлігі бұранда орамы болады. Бұранда орамын бұранданың 360° бұрышқа дейінгі қамтылған бөлігімен түсіндіріледі, ал ары қарата қарастыратын болсақ, толық бұранда сызығын аламыз.



22-сурет. Бұрандалы қосылыстардың геометриялық параметрлері мен түрлері

Егер цилиндрдің бүйір бетіне тік бұрышты үшбұрыштың бір катетін цилиндр табанымен беттесетіндей етіп орасақ, онда иілгіш үшбұрыш гипотенузасы бұранда сызығын кескіндейді. Бұранда сызығының бағыты бойынша оң және сол болып бөлінеді. Көрініп тұрған бөлігінде бұранда сызығы солдан оңға қарата көтерілетін болса оң, ал керісінше солдан оңға қарата

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 481 беті

көтерілетін болса сол бұранда болады. Барлық салада егер де сол бұранда қажет болып қалмаса, тек оң бұранданы пайдалануға тырысады. Сол бұранда арнайы сұраныс болғанда дайындалады.

Сырықтың ось жазықтығы бойынша қимасындағы бұранда формасы профилі деп аталады. Профилі бойынша үшбұрышты, төртбұрышты немесе квадрат, трапециялы, тірек, жұмыр бұранда болып бөлінеді. Кесілген бұранда санына байланысты бір, екі және көп кірмелі болса, қолданатын орнына және атқаратын функциясына байланысты бекіту, жүріс, күштік бұранда болады. Стандартта бұрандалар метрлік, дюмдік, трубалық, трапециялық, тірек және арнайы деп топтастырылады.

Бұрандалар сырттай да, іштей де кесіле отырып, мынадай әдістермен дайындалады: 1. Бұранда кескіш құралдардың көмегімен қолмен дайындалады. Өнімділігі өте төмен, жеке кәсіп орындарында және жөндеу жұмысы кезінде қолданылады.

2. Металл және болат өңдейтін токарь станоктарында кесіп дайындалады. Шеберханаларда және механикалық жөндеу цехтарында қолданылады.

3. Арнайы винт-гайка кесетін токарь немесе фрезерлік станоктарда дайындалады. Үлкен диаметрлі винт-гайкаларды өте жоғары дәлдікпен дайындау үшін қолданады. Бұл станоктар жүріс және күштік винттерді дайындауға арналған.

4. Арнайы автомат станоктарда штамповкалау әдісімен дайындау өнімділігі өте жоғары, бірақ та стандартталған бекіту бұрандасын дайындауға ғана негізделген.


5. Бұйымдарды пластмасса, шыны, металлокерамика материалдарынан дайындау барысында бұранда бірге құйылып жасалады.

6. Сырық бойымен қысыммен дайындау. Жұқа қаңылтырдан дайындағанда да қолданылады.

3. Бұрандалы қосылыстар және параметрлері

Бұрандалы қосылыс – бұйымдарды тікелей бір-біріне бұрау барысында ғана іске асатын арнайы қосылыс бөлшектері болт, шпилька, винт, гайка және т.б. бөлшектер арқылы қосылған, кең тараған ажырамалы қосылыс. Бойынан бұранда кесілген сырықты винт дейді, ал қалпақшалы бұрандалы сырық – болт деп аталады. Екі ұшынан бұранда кесілген сырықты шпилька дейді. Осыларға бұралатын бұрандалы тесігі бар бұйымды гайка дейді. Винт, не болт гайкамен қосылып кинематикалық винттік жұп құрайды.

Бұрандалы қосылыс өте көп қолданылады. Себебі, олардың тез құрастылып, оңай ажыратылатындығы, басқа қосылыстармен салыстырғанда арзандау болуы, әрі параметрлері мен өлшемдері толық стандартталған және жоғары сенімділігі. Машиналар мен жабдықтарда бұрандалы қосылыстар өте

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 491 беті

жиі кездеседі және атқаратын жұмыстары да әртүрлі. Сондықтан көп жағдайларда бүкіл машинаның жұмыс істеу сенімділігі бұрандалы қосылыстардың беріктігімен анықталады.

Бұрандалар цилиндрлі және конусты сырықтардың бойына кесіле береді. Көбінесе цилиндрлі бұранданы қолданғанмен, тығыздықты қамтамасыз ету үшін конусты бұранда қолданылады. Бұрандалы қосылыстарды бекіту, тасымалдау, көтеріп түсіру үшін пайдаланады. Бекіту бұрандасы үшбұрышты профилді метрлік және дюмдік болып бөлінеді.

Метрлік бұранда (22а-сур) – бекіту бұрандасының негізгісі және профиль бұрышы $\alpha=60^0$ етіп дайындалады. Бекіту бұрандалары бөлшектерді біріктіруге және бекітуге арналған. Үшбұрышты бұранда басқа бұрандалармен салыстырғанда берік келеді және өте қарапайым да, оңай дайындалады, сонымен қатар бұйымдарды бір-біріне қосқанда бұранда беттерінде өздігінен ажырап кетуді тежеу қабілетін өсіре түсетін үлкен үйкеліс күші пайда болады. Метрлік бұранда ірі және ұсақ қадамды болып екіге бөлінеді.

Дюмдік бекіту бұрандаларының да профилі үшбұрышты, бірақ бұрышы $\alpha =55^0$. Жобалау барысында бұндай бұрандаларды қолдануға тиым салынған, сондықтан өте сирек кездеседі. Трубалы цилиндрлі бұранда (22в-сур) бекітумен бірге тығыздықты қамтамасыз етеді. Ол майда дюмдік бұранда, айырмашылығы тығыздықты жақсарта түсу үшін профилінің сыртқы және ішкі төбелері доғалданып еш саңылаусыз етіп дайындалуында. Оларды негізінен трубалар мен құбыр арматураларын қосу үшін қолданылады. Бұл бұрандалар қосылатын құбырларды бір-біріне бекітіп қана қоймай ішкі жоғары қысымға да төтеп беруі керек.

Тасымалдау үшін трапециялы, төртбұрышты, жұмыр бұрандалар (22-сур) қолданылады. Трапециялы бұранда (22ж-сур) винт-гайка берілісінде қолданылатындардың негізгісі болып саналады. Олар оңай дайындалады, сондай-ақ үшбұрышты бұрандамен салыстырғанда беріктеу. Профиль бұрышы $\alpha =30^0$. Төртбұрышты бұранданың квадрат профильдісі ғана қолданылады.

Көтеріп-түсіру үшін тірек, не квадрат (22з,3-сур) профильді бұранда қолданылады. Стандартталмағанына және дайындау қиындығына байланысты төртбұрышты бұранданы қолданбауға тырысады. Ал трапециалы бұрандалар симметриялы және симметриялы емес етіп дайындалады. Симметриялы бұрандалар екі жақты қозғалысқа арналған болса, симметриялы емес бір жақты қозғалысқа арналған және тірек бұрандасы деп аталады. Олар домкраттарда, пресстерде және т.б. механизмдерде қолданады.

Бұрандалы қосылыстар негізінен бұранданың геометриялық параметрлерімен сипатталады. Бұранданың параметрлері болып профиль формасы мен өлшемдері, бұранданың сыртқы, ішкі, орта диаметрлері және

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 501 беті

бұранданың көтерілу бұрышы мен қадамы табылады. Сондай-ақ дайындау барысында бұранданың кірме саны мен бағытын білу керек. Егер бұранда сызығы сағат тілінің жүрісімен бағыттас болса, онда оң бұранда болады, ал керісінше болса сол бұранда болады. Бұранданың кірме санын анықтау үшін винтті табан жағынан қараса жеткілікті.

Бұрандалы бөлшектен тікелей бұранда кесілген сырықтың формасы (цилиндрлі немесе конусты) және бұранда профилінің формасы анықталады да төмендегідей параметрлермен сипатталады: а) профиль бұрышы α – профильдің түзу сызықты қабырғаларының арасындағы бұрышы; б) бұранда профилінің теориялық биіктігі H дегеніміз толық профиль формасының биіктігі; в) профилдің жұмыстық биіктігі h – профилдің гайка мен винт орамдарының жанасатын бөлігінің биіктігі.

Бұранданың сыртқы диаметрі d – бұранда орамының сыртқы төбелері арқылы жүргізілген цилиндр диаметрі. Осы диаметр бұранданың номиналь диаметрі ретінде қабылданған, яғни стандарттан бұрандалы қосылыс осы диаметр бойынша таңдалады. Бұранданың ішкі диаметрі d_1 – бұранда орамының ішкі төбелері арқылы жүргізілген цилиндр диаметрі. Бұранданың орта диаметрі d_2 – винт пен гайка орамдарының енін бір-біріне тең етіп бөлетін цилиндр диаметрі. Бұл диаметр екі детальға да ортақ бұрандалы жұптың орта диаметрі болады. Бұранданың көтерілу бұрышы ψ – бұранданың орта диаметрі бойынша жүргізілген бұранда сызығы мен бұранда осіне перпендикуляр жазықтық арасындағы бұрыш:

$$tg\psi = \frac{np}{\pi d_2}$$

мұндағы n – кірме саны, p – бұранда қадамы. Бұранда қадамы қатар тұрған профилдердің аттас элементтерінің арақашықтығы. Винт бір айналғанда гайканың ось бойымен ілгерлемелі ығысуы бұранда жүрісі деп аталады және p_1 -мен белгіленеді. Бір кірмелі бұранда үшін $p_1=p$ болса, көп кірмелі бұранда үшін $p_1=np$ болады, онда

$$tg\psi = \frac{np}{\pi d_2} = \frac{p_1}{\pi d_2}$$

4. Бұрандаларды беріктікке есептеу

Шамадан артық күш түскенде немесе бөлшектер бір-біріне дұрыс қосылмағанда бұрандалар бүлінеді. Бұл кезде бұранда орамдарында жаншылу, не кесілу пайда болады. Бұрандалы қосылыстар осы бүлінулермен бірге орамдардың тозуынан, не бұрандалы сырықтардың үзілуінен де жарамсыз болып жатады. Қолданыстағы бекітуге арналған бұрандаларда көбінесе

орамдардың жаншылуы, не езілуі байқалса, тасымалдаушы винттердің орамдары тозуға ұшырайды.

Осыған сәйкес бұрандалы қосылыстардың жұмыс істеу қабілеттілігі мен есептеудің негізгі критерийлері болып қиылу кернеуі τ_k байланысты беріктік пен жаншылу кернеуі σ_k бойынша жүргізілетін тозуға төзімділік болып табылады. Кесілу кернеуі бойынша бұрандалы қосылыстың беріктік шарттары винт үшін

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K k_m} \leq [\tau]_k$$

гайка үшін

$$\tau = \frac{F}{\pi d H K k_m} \leq [\tau]_k$$

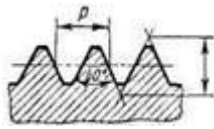
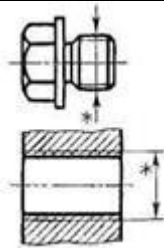
мұндағы H – гайканың қалыңдығы немесе винттің денеге ену тереңдігі, $K=ab/p$, не $K=ce/p$ – бұранданың толықтық коэффициенті, k_m – әсердің бұранда орамы бойынша бірқалыпты еместігін сипаттайтын коэффициенті.

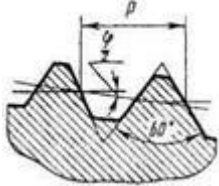
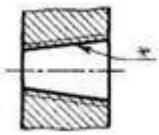
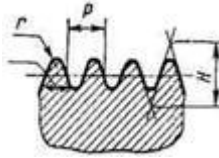
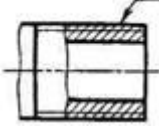
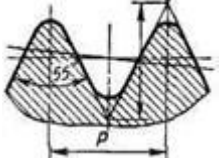
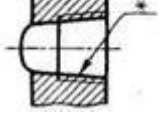
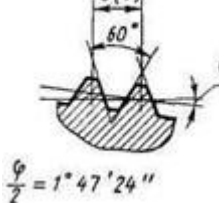
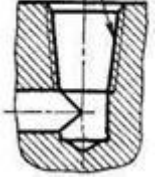
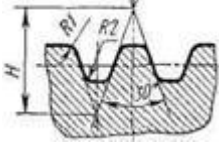
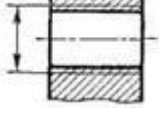
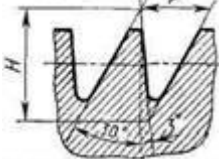
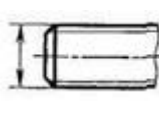
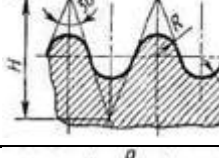
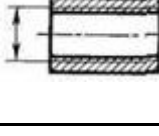
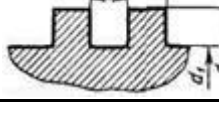
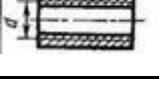
Үшбұрышты бұрандалар үшін $K \approx 0,87$ болса, төртбұрыштылар үшін $K \approx 0,5$, ал трапециалы бұрандалар үшін $K \approx 0,65$. k_m – жұптардың материалдарына байланысты анықталады. Егер винт пен гайканың материалдары бірдей болса, қиылу кернеуі бойынша есептеу тек винт бұрандасы бойынша ғана жүргізіледі.

Жаншылу кернеуі бойынша бұранданың тозуға төзімділік шарты

$$\sigma_k = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma]_k$$

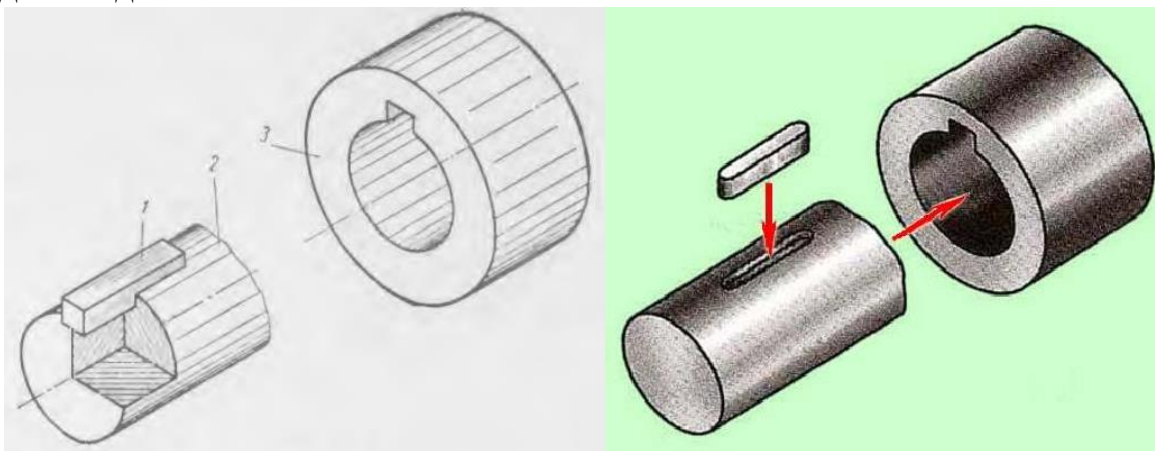
мұндағы $z=N/p$ - жұмысшы орамдар саны. Бұл формула винтке де, гайкаға да арналған. Тозуға көбінесе тасымалдаушы және күштік винттер ұшырайтындығы ескертілген, ал олар үшін коэффициент k_m эксплуатациялау барысындағы тәжірибелерге сүйеніп, бірге тең деп қабылданған.

№	Бұранда түрі	Бұранда профилі	Бұранданың белгілену шарты
1	Метрикалық		

2	Конусты метрикалық		
3	Цилиндрлі трубалық		
4	Конусты трубалық		
5	Конусты дюймдік		
6	Трапециялық		
7	Тіректі		
8	Шеңберлі		
9	Тік төртбұрышты		

5. Шпонкалы қосылыстар

Шпонкалы қосылыс біліктен 2 (23-сур), шпонкадан 1 және дөңгелек, шкив, жұлдызша, т.б. бөлшектердің күпшегінен 3 тұрады. Шпонканың өзі білік пен күпшек ойықшаларына орналастырылатын ұзын емес сырық. Ол айналдыру моментін беруге арналған. Шпонка мен қимадағы ойықтардың өлшемдері стандартталған. Кейбір жағдайларда (стандарттық емес) арнайы шпонкаларда қолданылады.



23- сурет. Призмалы шпонкалар қосылысы

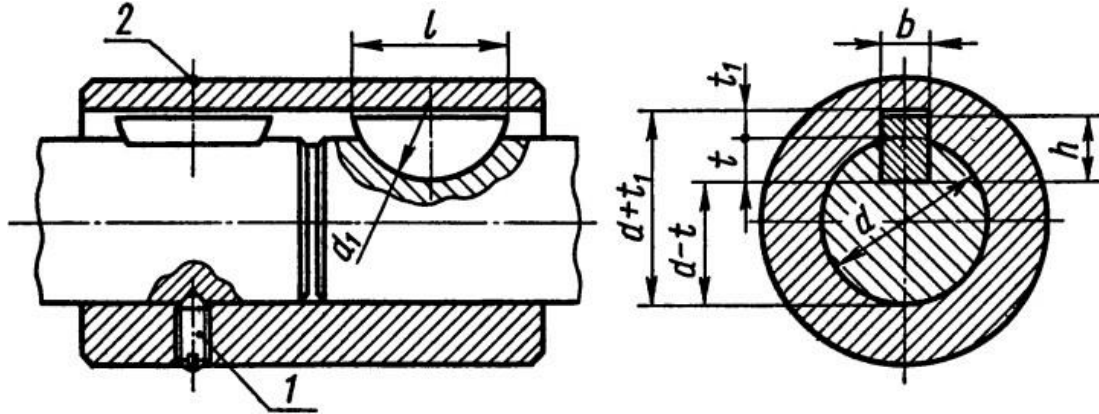
Шпонкалы қосылыстар конструкцияларының қарапайымдылығы мен сенімділігіне және салыстырмалы бағасының төмендігіне бола, сондай-ақ бөлшектеп-құрастыруға ыңғайлығы мен монтаж-демонтаждау оңай болуының арқасында барлық салада кеңінен тарауда.

Шпонкалы қосылыстардың кемшіліктеріне жатқызуға болатындар: шпонкалы ойықтардың көлденең қималарын кеміте отырып, білік пен втулкаларды (күпшекті) әлсіретуін және бастысы, біліктің қажу беріктігінің төмендеуіне әкелетін біршама кернеулердің шоғырлануы.

Барлық шпонкалы қосылыстар кернеулі және кернеусіз болып бөлінеді. Кернеусіз қосылыстар призмалы (23-сур), сегментті (24-сур), және цилиндрлі (25-сур) шпонкаларды пайдалану кезінде болады. Бұл қосылыстарды құрастыру барысында алдын-ала кернеу туындамайды.

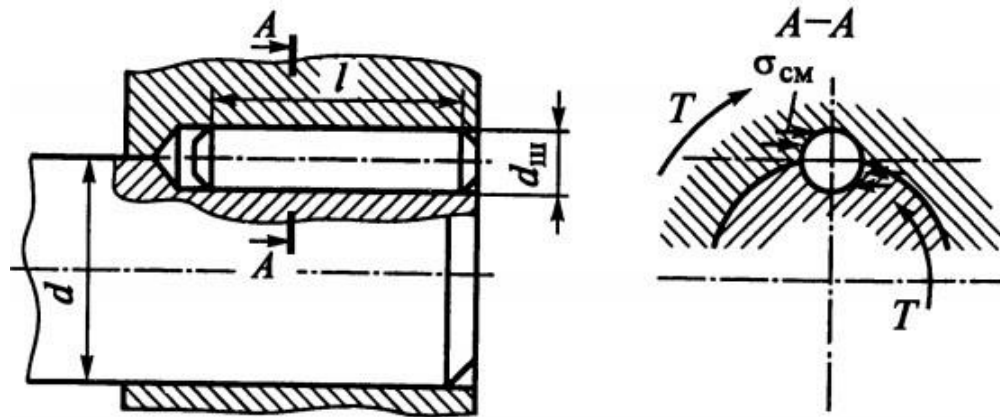
Кернеулі қосылыстар сыналы, тангенциаль және фрикционды шпонкаларды қолдану барысында болады. Бұларды құрастыру барысында алдын-ала немесе монтаждық кернеу туындайды. Сыналы шпонкалар көлбеулігі 1:100 болатын біржағы көлбеу өздігінен тежелетін сына тәріздес болады. Күпшектегі ойықтың да көлбеулігі осындай болады. Сыналы

шпонкалар бас жағы бар және бас жақсыз етіп дайындалады.



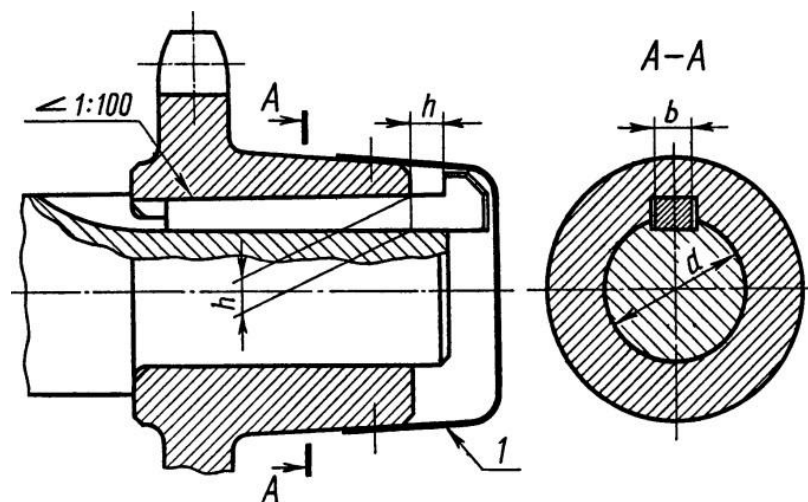
24-

сурет. Сегментті шпонкалы қосылыс



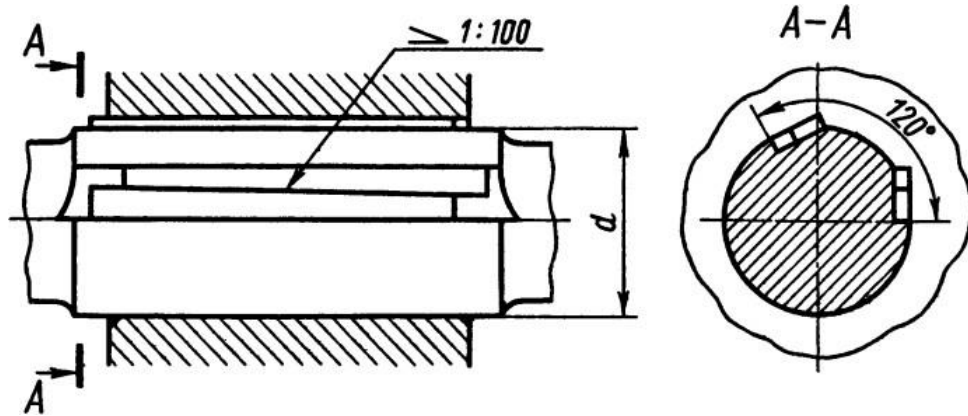
25-

сурет. Цилиндрлі шпонкалы қосылыс



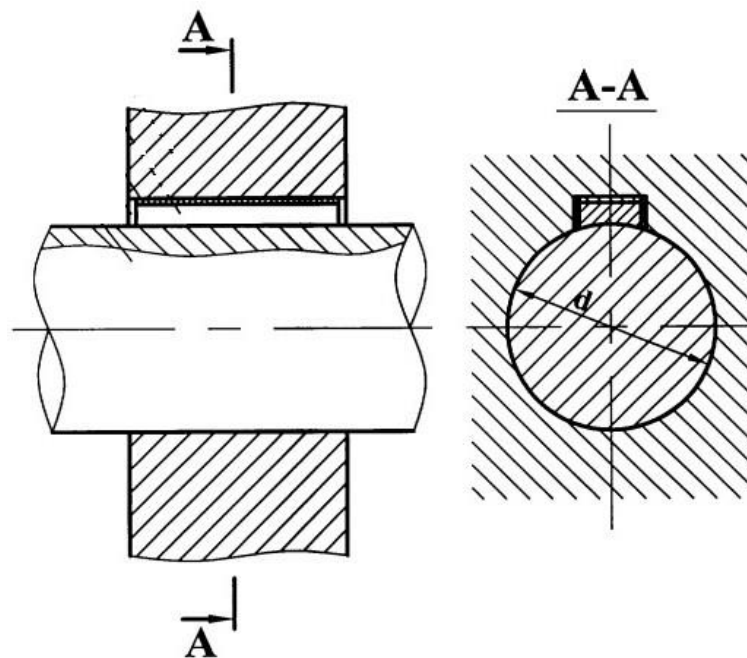
26-

сурет. Сыналы шпонкалы қосылыс



27-

сурет. Тангенциалды шпонкалы қосылыс




28-

сурет. Фрикционды шпонкалы қосылыс

Бас жағы шпонканы ойықтан шығарып алуға арналған. Сыналы шпонкалар ойыққа күшпен соғып орналастырылады да, нәтижесінде тек айналдыру моментін ғана емес және осьтік күшті де беретін кернеулі қосылыс жасалады. Сыналы шпонкалы қосылыстар жай қозғалатын берілістерде қолданылады.

Тангенциальда шпонкалар көлбеулігі 1:100 екі біржақты көлбеу сыналардан тұрады. Беріліс жіңішке бүйір жағымен жасалады. Ойыққа соққымен енгізіледі және кернеулі қосылыс құрады. Үлкен бұралу моменттерін жеткізуге арналған айнымалы режиммен жұмыс жасайтын диаметрі 60 мм жоғары біліктерде қолданады. Қосылыста 120° бұрышпен екі жұп

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 561 беті

тангенциальды шпонка қойылады. Қазіргі өндірісте қолдануға шектеу қойылған.

Сыналы фрикционды шпонкаларды пайдалану барысында тек күпшектегі ойық қана көлбеу етіп дайындалады. Шпонканың өзі бір жағы радиусы, біліктің радиусына тең цилиндрлік беті бойынша өңделсе, екінші жағы түзу бет болады. Шпонканың бұндай конструкциясының арқасында біліктердің әлсіреуі болмайды. Бұралу моменті тек үйкеліс күші арқылы беріледі. Фрикционды шпонкаларды жалпы мынадай жағдайда, бөлшектерді білік өсі бойымен қайта орналастыру немесе әлсін-әдісін бұру қажеттілігі туындайтын кездерде қолданады.


Кернеусіз шпонкалы қосылыстар бөлшектердің білік бойымен осьтік ығысуларын тежей алмайды. Шпонкалар мен ойықтар қималарының өлшемдері білік диаметрі d байланысты стандарттан қабылданады. Ал шпонканың ұзындығы күпшектің ұзындығынан 5-10мм кем қылып қабылданады және жақын стандарттық мәнге дөңгелектенеді, 1-дің стандарттық мәндері мм:

Қабылданып болған соң шпонкалы қосылыс езілуге тексеріледі. Қосылыстар негізінен бұралу моментімен жүктемеленеді.

Призмалы қосылыстарды құрастыру барысында шпонка біліктегі ойыққа салынады және ол бойынша қосылатын бөлшектің күпшегін орналастыру жүргізіледі. Биіктігі h шпонканың жіңішке ұзын жағы, бүйірі жұмысшы болып табылады. Шпонканың екі шеті, домалақ немесе жазық қылып жасалады. Біліктердің өзін айналдыратын бөлшектермен қосу үшін болат призмалы шпонкаларды жиі қолданады. Призмалы шпонканың жақтарының параллелдігі біліктің күпшекпен қосылысында осьтік бағытта жылжуына мүмкіндік жасайды. Қозғалмалы қосылыста күпшектің ығысуынан туындайтын үйкеліс күші шпонканың дұрыс орналасуын бүлдіруі мүмкін, сондықтан оны винтпен білікке бекітіп қою ұсынылған. Кейбір конструкцияларда жылжымалы қосылыстарда күпшекке бекітілген қысқа шпонкаларды қолданған орынды.

Сегментті шпонка білікте орналастырылатын ойық формасына сәйкес келетін сегмент тәріздес жалпақ болып келеді. Сегментті шпонкаларда призмалы сияқты берілісті бүйір жақтары арқылы жасайды. Тек тереңірек ойық білікті біршама әлсіретеді, сондықтан сегментті шпонкаларды біліктің аз жүктемелі және қысқа бөліктерінде қолданады. Күпшектер ұзын болса, әрі қосылыс беріктігі жеткіліксіз болса, біліктің ұзын бөліктеріне екі немесе үш шпонка орналастырылады.

Жалпы, осы шпонкалардың жұмыс істеу принциптері призмалы шпонканың жұмыс істеу принципіне ұқсас болғандықтан, сегментті және цилиндрлі шпонкалар призмалы шпонканың әртүрлі түрлері болып саналады. Цилиндрлі шпонкаларды бөлшекті біліктің соңына бекіту үшін пайдаланады.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 571беті

Білікке күшпек отырғызылған соң шпонка үшін тесік тесіледі және тазалап өңделеді. Жүктеме үлкен болатын болса, онда 180° немесе 120° бұрыш бойынша екі, я үш цилиндрлі шпонкаорналастырылады. Цилиндрлі шпонкалар тесікке нығыздалып күшпен отырғызылады. Кейбір жағдайда шпонка конусты формалы қылып дайындалады.

6. Шпонкалы қосылыстар есебі

Көп жағдайда білікке күшпекті отырғызу қысыммен жүргізіледі. Момент біліктен күшпекке шпонканың бүйір және жіңішке жақтарымен беріледі. Ол кезде оларда жаншылу кернеуі $\sigma_{ж}$, ал шпонканың бойлық қимасында қиылу кернеуі $\tau_{к}$ туындайды. Білік диаметріне байланысты ГОСТ кестелерінен шпонка таңдалады, сонан соң қосылыс беріктікке тексеріледі. ГОСТ-тағы шпонка мен ойық өлшемдері былай таңдалған, егер жаншылуға беріктік шарты орындалса, онда олардың қиылу мен иілуге беріктігі толық қамтамасыз етілетіндей қылып. Сондықтан шпонкалы қосылыстардың негізгі мәселесі-жаншылуға есептеу. Шпонкаларды қиылуға тексеру көп жағдайда жүргізілмейді. Тағыда сыналы шпонкаларды қолдануға қойылған шектеулер, сыналы және тангенциаль шпонкалардың беріктікке есептеуді қарастырудың қажет еместігін көрсетуде, яғни призмалы және сегментті шпонкалы қосылыстармен айналысамыз.

Призмалы шпонкалы қосылыстар жаншылу беріктігі шарты бойынша тексеріледі. $\sigma_{ж} = F_t/A_{ж} \leq [\sigma]_{ж}$ мұндағы $F_t=2T/d$, бұл жерде: T – жеткізілетін бұралу моменті, Н·мм; d – шпонканы орналастыратын білік бөлігінің диаметрі. Жаншылу ауданы келесі формуламен есептеледі $A_{ж} = (h - t_1)l_p$, мұндағы l_p – шпонканың жұмыстық ұзындығы: шеті түзу жазық бет болатын шпонкалар үшін $l_p=l$, ал домалақтанатын болса $l_p=l-b$ болады. Жоғарыда келтірілген F_t мен $A_{ж}$ өрнектерін ескерек отырып, $\sigma_{ж}$ формуласы төмендегі түрге келтіріледі:

$$\sigma_{ж} = \frac{2T}{d l_p (h - t_1)} \leq [\sigma]_{ж}$$

мұндағы $\sigma_{ж}$ - жаншылу мүмкіндік кернеуі, МПа

Стандартты шпонкалардың b және h өлшемдері былай таңдалған, қосылыстың жүктемеленуі қиылу кернеуімен емес жаншылу кернеуімен шектелген деп, яғни есеп мүмкіндік жаншылу кернеуімен жүргізіледі. Бірақта егер қиылуға тексеру қажет болып жатса, мысалы, жауапты қосылыстар үшін, онда келесі формула бойынша тексеру орындалады:

$$\tau_{к} = \frac{2T}{db l_p} \leq [\tau]_{к}$$

мұндағы b – шпонка ені, мм $\tau_{ж}$ - шпонканың мүмкіндік қиылу кернеуі, МПа.

Сегментті шпонкалармен қосылғандарды да жаншылуға тексереді:

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 581 беті

$$\sigma_{\text{ж}} = \frac{2T}{dl(h - t_1)} \leq [\sigma]_{\text{ж}}$$

мұндағы l - шпонка ұзындығы; $(h - t_1)$ – күпшектегі ойық тереңдігі. Сегментті шпонканың призмалыдан бір айырмашылығы жұқалау болып келеді, сондықтан қиылуға тексеріледі:

$$\tau_{\text{к}} = \frac{2T}{dlb} \leq [\tau]_{\text{к}}$$

Цилиндрлі шпонкалы қосылыстардың жаншылу және қиылу кернеуі бойынша беріктік шарттары:

$$\sigma_{\text{ж}} = \frac{F_t}{A_{\text{ж}}} = \frac{2T}{d} \cdot \frac{l_{\text{дш}}}{2} = \frac{F}{dld_{\text{ш}}} \leq [\sigma]_{\text{ж}} \quad \tau_{\text{к}} = \frac{F_t}{A_{\text{к}}} = \frac{F_t}{ld_{\text{ш}}} = \frac{2T}{dld_{\text{ш}}} \leq [\tau]_{\text{к}}$$

мұндағы $d_{\text{ш}}$ – цилиндрлі шпонка диаметрі.

7. Шпонканың материалы және мүмкіндік кернеу

Стандарт шпонкалар тұтас ұзын болат шыбықтардан – беріктік шегі $\sigma_{\text{бш}} \leq 600 \text{ МПа}$ көміртекті немесе арнайы қоспалы болаттардан, көбінесе болат 45 дайындалады. Мүмкіндік кернеудің мәні жұмыс режиміне және білік пен күпшек материалының беріктігіне байланысты.

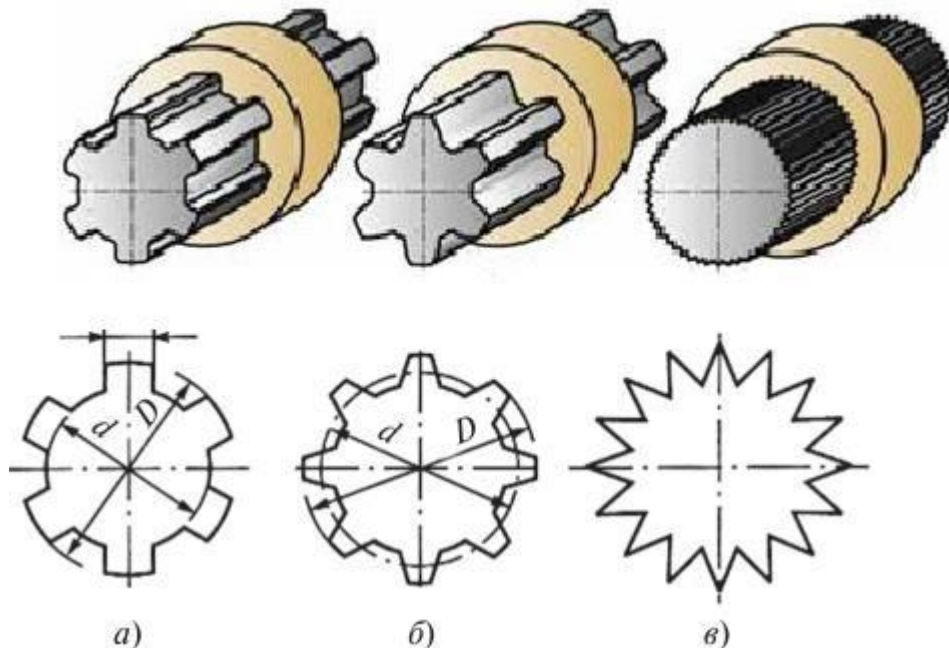
Шпонкалы қосылыстар үшін жаншылу мүмкіндік кернеуі: жүктеме бірқалыпты тұрақты және күпшек материалы – болат болған кезде $[\sigma]_{\text{ж}} = 100 \dots 150 \text{ МПа}$, ал шойын болса, $[\sigma]_{\text{ж}} = 50 \dots 100 \text{ МПа}$. Жүктеме тұрақсыз өзгеріп отырса, $[\sigma]_{\text{ж}}$ екі есе төмендетіледі. Жылжымалы қосылыста $[\sigma]_{\text{ж}} = 20 \dots 30 \text{ МПа}$ деп қабылдайды. Шпонканың қиылу кезінде мүмкіндік кернеу $[\tau]_{\text{к}} = 20 \dots 30 \text{ МПа}$ болады.

8. Шлицті және тісті қосылыстар

Мынадай жағдайда, берілген моментті бір шпонка ары қарата жеткізе алмайтын болса екі немесе үш шпонка орнатылады. Бұл кезде мынаны ескерген жөн, бірнеше шпонкаларды қоюға байланысты технологиялық қиыншылықтар туындайды, сондай-ақ білік пен күпшек әлсірейді. Сондықтан көп шпонкалы қосылыс қолданылмайды. Оларды шлицті немесе тісті қосылыстармен алмастырады.

Шлицті қосылыстар біліктің шығып тұрған бөлігіне сәйкес келетін күпшектегі ойықтар – шлицтер арқылы құрылады. Тісті қосылыстар біліктерде сырттай кесілген тістерге сәйкес күпшек тесігінде іштей кесілген тістер болғанда ғана құрылады. Шлицті және тісті қосылыстардың барлық өлшемдері, сондай-ақ олардың ауытқу шектері стандартталған. Шлицтер мен тістердің

бүйір жақтары жұмыстық бет болады. Бұл қосылыстар кейде көп шпонкалы деп аталады, тек шпонка білікпен бірге тұтас етіп жасалған деп саналады.



29-

сурет. Шлицті және тісті қосылыстар

Шлицті және тісті қосылыстар шпонкалылармен салыстырғанда бірқатар артылықшықтарға ие, солардың ең бастысы келесілер: қосылыстардың беріктігінің елеулі жоғарлауы, әсіресе динамикалық әсерлер күшейгенде, сондай-ақ жүктемелердің ойықтар тереңдігінің азаю салдарынан домалақ білік бойымен бірқалыпты таралуы. Шпонкалармен салыстырғанда екі қосылыстың негізгі кемшіліктері – дайындау технологиясының күрделілігі және осыған сәйкес бағасының жоғарылығы.

Шлицті және тісті қосылыстарды қосылыс сипаты бойынша ажыратады: жылжымайтын – бөлшектер білік бойымен қозғалмайтындай етіп бекітілгендер және жылжымалы – бөлшектің білік бойымен ығысуға мүмкіндігі барлар. Тістердің формасы бойынша: төртбұрышты тәріздес, эвольвенталы, үшбұрышты болады. Білікке қатысты күпшекті центрлеу тәсілі бойынша: ішкі d және сыртқы D диаметрлер бойынша центрлеу және тістердің бүйір беттері бойынша центрлеу болып бөлінеді.

4. Иллюстрациялық материал: плакаттар, слайдтар, механизм макеттері және машина бөлшектері, жұмыс істеп тұрған механизмдердің видеороликтері.

5. Әдебиет:

Негізгі:

1. Түсіпов А., Түсіпов Қ. Теориялық және қолданбалы механика. Оқулық.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 601 беті

Алматы: 2014-7366.

2. Дүзелбаев С.Т., Омарбекова Ә.С. Қолданбалы механика. Оқулық. I,II-б,2020.
3. Таукебаева К.С. Технологиялық жабдықтар. Оқу құралы.Тараз: 2015.-155 б.
4. Түсіпов А., Оспанов А.Б. Механизмдер және машиналар теориясы. Оқулық.Алматы.:Альманах, 2017. -271 б.
5. Арапов Б.Р. Теориялық және инженерлік механика негіздері. Оқулық. Шымкент: ОҚМУ, 2017. -266 б.
6. Әбдірашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Механизмдердің құрылымдық анализі. Әдістемелік нұсқау. Шымкент: ОҚМУ, 2014-56б.
7. Байжанов А.Ж., Жалғасова К.Ә. Механикалық берілістер. Оқу құралы. Алматы: Эспи, 2021-125б.

Қосымша:


1. Тәжібаев С.Д. Қолданбалы механика. Оқулық. Алматы.: Білім, 1994. -336 б.
2. Жолдасбеков Ө.А. Машина механизмдерінің теориясы. Оқулық. Алматы,1979-424 б.
3. Сағындықова Б.А. Дәрілердің өндірістік технологиясы. Оқулық. Шымкент: ОҚММА, 2008-348б.
4. Тлеубердин Қ.Ж., Карденов С.А. Машиналар және механизмдер теориясы. Оқу құралы.-Семей, 2009.-192 б.
5. Серікбаев Д.М., Тәжібаев С.Д. Машина детальдары. Оқулық. Алматы: Мектеп, 1983– 276
6. Омаров А.Ж., Батырмұхамедов Ж.Қ. Машина бөлшектері.-Алматы.:Эверо, 2005. 362 б.

Электрондық ресурстар:

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулиа, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

6. Бақылау сұрақтары

1. Бұрандалы және винті қосылыстардың параметрлерін анықтау.
2. Бұрандалы қосылыс бөлшектері мен конструкциялық элементтері.
3. Пісіріп біріктіру жігінің есебі.
4. Қосылыстардың атқаратын жұмысы және оларды қолдану.
5. Тағы басқа ажырамалы қосылыс түрлері.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 611 беті

№5 дәріс

1. Тақырыбы: Қозғалысты қамтамасыз ететін тораптар мен машина бөлшектері. Ось және біліктердің, подшипниктер және муфтаның құрылысы мен конструкциялық элементтері. Артықшылықтары мен кемшіліктері. Біліктердің алдын-ала жобалау есептері. Подшипниктер мен муфтаны таңдау және тексеру есептері.

2. Мақсаты: Машиналар мен жабдықтарда еркін қозғалыстарды қамтамасыз ететін тораптар мен машина бөлшектерінің атқаратын жұмысы және құрылысымен танысу. Типтік және инженерлік есептеу әдістерін игеру. Стандарттық және геометриялық өлшемдерін анықтай білу.

3. Дәріс тезистері:

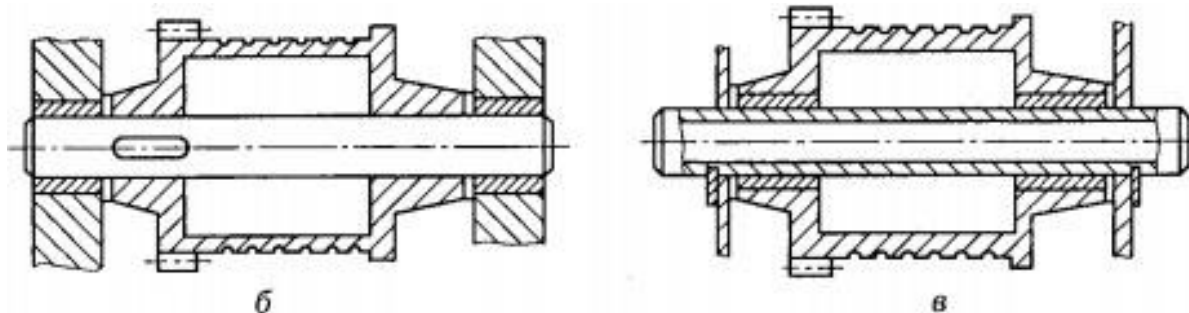
1. Қозғалысты қамтамасыз ететін тораптар мен машина бөлшектері

Машиналар бірнеше бөліктен тұратындығы айтылған болатын. Сол бөліктердің ішінде механизмдер мен жабдықтардың айналмалы бөліктерінің еркін қозғалысын қамтамасыз ететін тораптар болады. Ол тораптар подшипниктерге отырғызылған ось, не білік пен тірек корпусынан және жартылай муфталардан, т.б. машина бөлшектерінен тұрады. Бұл бөлшектер тораптарды станинаға, корпусқа бекітіп орналастыру функциясын атқарумен қатар берілетін қуат пен айналу моменттерін қабылдап, келесі бөлшектерге жеткізеді.

Тісті дөңгелектер мен катоктар, жұлдызшалар мен шкивтер, маховиктер мен жұдырықшалар және т.б. айналып тұратын машина бөлшектері біліктерге, немесе осьтерге отырғызылады.

Тек қана иілу әсерлерін қабылдап, бөлшектерді ұстап тұруға арналған цилиндр тәрізді денені ось деп атайды. Торап құрамына енетін осьтер айналатын және қозғалмайтын болып бөлінеді. Қозғалысты тежеу үшін ригель деп аталатын ұзынша детальды қолданады. Осьтер конструкциясы бойынша көбінесе цилиндрлі формалы теп-тегіс болумен қатар диаметрлері әртүрлі болып келеді. Конусты бөлігі де болуы мүмкін. Сондай-ақ массасын азайту үшін немесе ортасы арқылы бір бөлшек өткізу қажет болса, осьтік құбыр тәріздес етіп дайындайды.

Айналу моментін және қуатты жеткізіп, иілу, бұралу, созылу-сығылу және т.б. тосын әсерлерді қабылдайтын механизм звеносы білік деп аталады. Бұл екі бөлшектің конструкцияларында көп ұқсастық болғанмен, әрі материалдары да бірдей болғанмен, жұмыс істеу сипаттамалары мүлдем өзгеше.



30-сурет. Қозғалмайтын және айналмалы осьтер конструкциясы
Осьтер мен біліктер әртүрлі әсерлерді қабылдап, тірек бөлшектері арқылы корпусқа, рамаға, станинаға немесе өздері бекітілетін конструкцияларға жеткізіп береді. Тірек корпусан және оған отырғызылған подшипниктен тұрады. Біліктер мен осьтердің тікелей подшипник отырғызылатын бөлігін цапфа деп атайды. Сол цапфа біліктердің соңына орналасқан, тірекке тек радиалды әсерлерді беретін болса, шип деп аталады, ал ол біліктердің орталарында орналасса, мойынша делінеді. Біліктің тек осьтік әсерлерге жұмыс істейтін бөлігі тіреуіш болады.

Бұрыштық жылдамдықтар мен айналу моментін жеткізу үшін біліктердің ұштарын жалғастыратын тетікті муфта деп атайды. Ұзын біліктер муфта арқылы құрастырылады және тораптар бір-бірімен осы муфта арқылы жалғастырылады.

2. Осьтердің материалы және есебі

Осьтердің көлденең қималары дөңгелек болып келеді, сондықтан оларды дайындау үшін дайын дөңгелек тұтас болат прокаттар пайдаланылады. Кейбір жағдайларда ғана, әсіресе диаметрі 200мм-ден жоғары болғанда, ұсталық пресспен дайындалған болаттардан жасалады. Жалпы, ось үшін болаттың Ст3, Ст4, Ст5, Ст6, Ст35, Ст40 маркалары, яғни қыздырып өңдеуге жатпайтын болаттарды қолданады. Лигерленген және химиялық қыздырып өңдеуге жататындарын өте сирек қолданады, тек арнайы осьтер үшін.

Осьтердің есебі ретінде материалдар кедергісі курсынан белгілі шоғырланған, немесе таралған күштер, кейде күш моменттері әсер етіп тұрған арқалық есебін қарастыруға болады, тек ось конструкциясын ескере отырып, арқалық деп сырық қабылданса болғаны. Онда ось есебін жасау үшін қос топсалы тіректі сырық схемасын пайдаланамыз. Тірек реакцияларын анықтап және иілу моментінің эпюрін сыза отырып, ең жоғары кернеу туындайтын қима табылады және сол кернеу бойынша ары қарата есептеу жүргізіледі.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казakhstanская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 631 беті

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_{и}} \leq [\sigma]$$

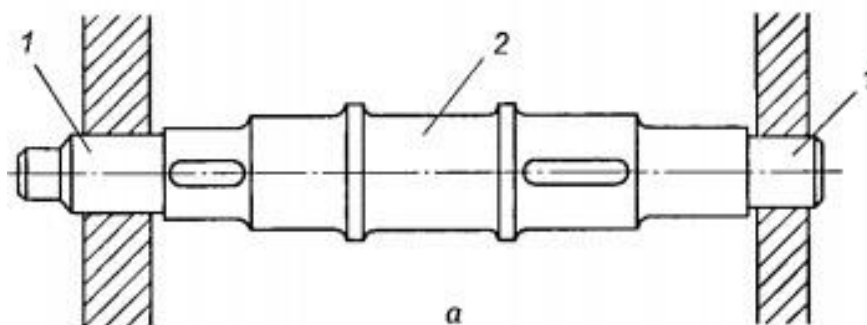
мұндағы M_{max} - максималь күш моменті болса, $W_{и}$ - қима ауданының иілуге кедергі моменті, ол тұтас дөңгелек қималы осьтер үшін $W_{и} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$, ал іші қуыстар үшін $W_{и} = \frac{\pi}{32} (D^3 - d^3) \approx 0,1(D^3 - d^3)$.

Соңғы формулалардан қауіпті бөліктің диаметрі анықталады да, осьті жобалау басталады. Жобалау есебінен кейін біліктердегідей беріктікке тексеру есебі жүргізіледі. Тексеру есебі осьтердің айналатындығы, немесе қозғалмайтындығы және жүктемелер шамалары мен бағыттарының тұрақтылығы және айнымалылығы ескеріле отырып жасалады. Қауіпті қималар мен бөліктердің беріктігі материалдардың қор коэффициенті бойынша тексеріледі. Толық есептегеннен соң осьтер конструкцияланады, бірақ та конструкциялау барысында машина бөлшектері отырғызылған бөліктің диаметрлері стандарттық өлшемге сәйкестендірілуі тиіс.

3. Біліктердің конструкциясы және есебі

Біліктер де осьтер сияқты болаттардан дайындалады. Қыздырып өңдеуге жатпайтын біліктер Ст.5 болаттан дайындалса, қыздырып өңделетіндер үшін орташа көміртекті және легирленген қолданады, нақтырақ айтатын болсақ болат 45 және 40Х пайдаланады. Аса жауапты жағдайларда ауыр жүктемелі біліктерді легирленген болаттың 40 ХН , 40 ХНМА , 25 ХГТ маркаларынан жасайды. Тез айналатын және химиялық қыздырып өңделетін біліктерді дайындау үшін болаттың 20, 20 Х, 12 ХНЗА, 18 ХГТ маркалары таңдалып алынады.

Диаметрлері 200 мм-ге дейін біліктер үшін дайын дөңгелек прокаттар таңдалса, диаметрлері 200-ден үлкен және фасонды біліктер арнайы болат дайындамалардан дайындалады. Біліктердің конусты-цилиндрлі бөліктері токарлық станоктарда өңделеді, әртүрлі ойықтар мен фасондар фрезерлік



ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 641 беті

станоктарда жасалады. Сондай-ақ, химиялық қыздырып өңделгеннен соң білік цапфалары шлифстаноктарда ажарланады.

Біліктердің есебі күрделірек болады және есептеу әдістері материалдар кедергісі курсында толық қарастырылатын болғандықтан, тек жобалау есептеріне тоқталамыз. Жалпы, біліктерді есептеу кезең-кезеңге бөліп есептей отырып, тексеру есебінен кейін ғана толық орындалған болады.

Біліктер жұмыс барысында иіліп майысуға, бұралып кесілуге, кейбір жағдайларда созылуға, не сығылуға ұшырап жатады. Бірақта жекелеген бөліктері тек қана бір деформацияға жұмыс істеуі мүмкін. Мысалы, муфта арқылы жалғасатын білік ұштары тек қана бұралуға жұмыс істейді. Ал иілу біліктерге отырғызылған машина бөлшектерінен, әсіресе, беріліс бөлшектерінен туындайды. Сонымен біліктер көбінесе иілу және бұралу деформациясына ұшырайды екен, онда есептеу негізгі екі критерий: беріктікке (тозу, қажу беріктігі) және қатандыққа (материалдар қатандығы) есептеу бойынша жүргізіледі.

Біліктерді беріктікке есептеу үш кезеңнен: алдын-ала есептеу; жобалап есептеу және тексеру есебі немесе нақты есептеуден тұрады. Алдын-ала есептеу тек қана бұралу моменті бойынша жүргізіледі. Біліктердегі иілу моментін ескермей, тек қана айналу моментіне жұмыс істейді деп жорамалдаймыз. Ал біліктердің бұралуы жанама кернеуден туындайды, онда

$$\tau_{max} = \frac{T_{\sigma}}{W_p} \leq [\tau]_{\sigma}$$

мұндағы W_p - біліктердің көлденең қимасының полярлық кедергі моменті, ол дөңгелек қималы тұтас білік үшін

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$$


Онда білік диаметрі алдын-ала мүмкіндік жанама кернеу бойынша мына формуламен анықталады.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T_{\sigma}}{\rho[\tau]_{\sigma}}}$$

Ал ортасы қуыс біліктерді жуықтап есептеу мына төмендегі формуламен жүргізіледі

$$W_p = \frac{\pi}{16}(D^3 - d^3) \approx 0,2(D^3 - d^3)$$

мұндағы D, d – біліктің сәйкесінше сыртқы және ішкі диаметрлері.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 651 беті

4. Подшипниктер

Подшипниктер біліктер мен осьтерге тірек бола отырып, олардың еркін айналуын қамтамасыз етеді және де біліктер мен осьтерге әсер ететін күштерді қабылдап, рамаға немесе станинаға, тіпте бұлар бекітілген фундаментке жеткізеді. Подшипниктер үйкеліс түріне байланысты сырғанау және домалау подшипниктері болып екі түрге бөлінеді.

Сырғанау подшипниктерінде, подшипниктердің ішкі беті біліктердің немесе осьтердің беттерімен тікелей жанасады да, олардың арасында сырғанау үйкелісі пайда болады, сондықтан сырғанау тірегі деп аталатындығы. Ал домалау подшипниктерінде білік немесе осьпен тіректер арасында домалау денесі орналастырылады да, сырғанау үйкелісі домалау үйкелісімен алмастырылады.

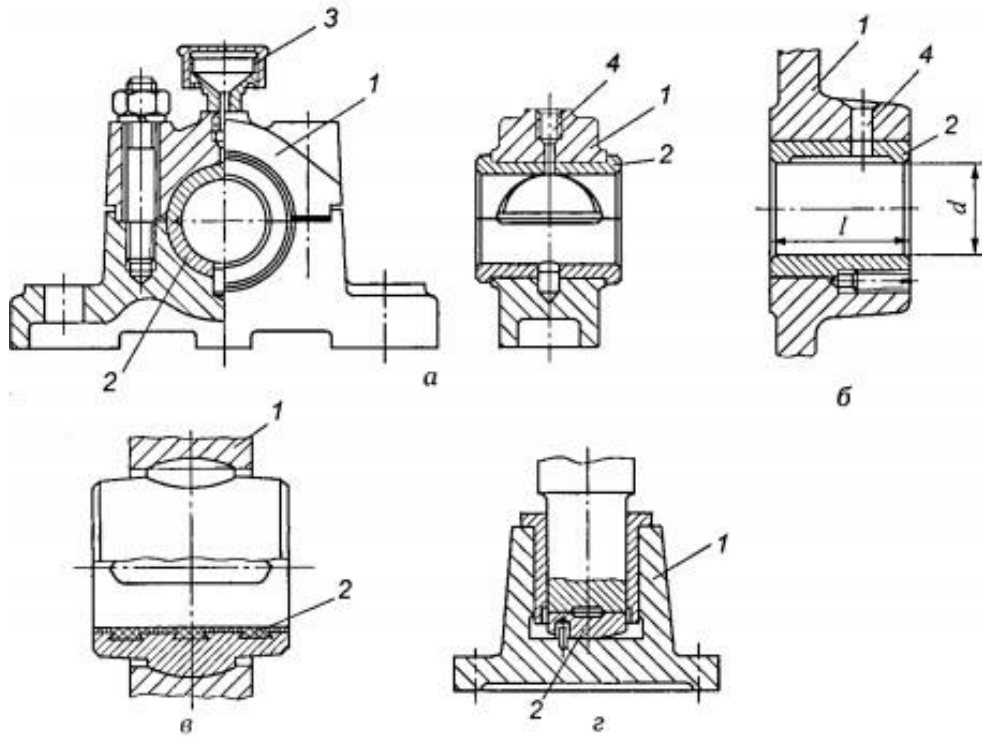
5. Сырғанау подшипниктері

Әртүрлі конструкциялы сырғанау подшипниктерінің түрлері өте көп. Бірақта олардың барлығы екі топқа жіктеледі: бөлінетін және бөлінбейтін болып. Подшипниктің бөлінетіндері және бөлінбейтіндері де бөлшек күйінде кездесуімен қатар, корпус, не станинамен бірге біртұтас етіп дайындалады.

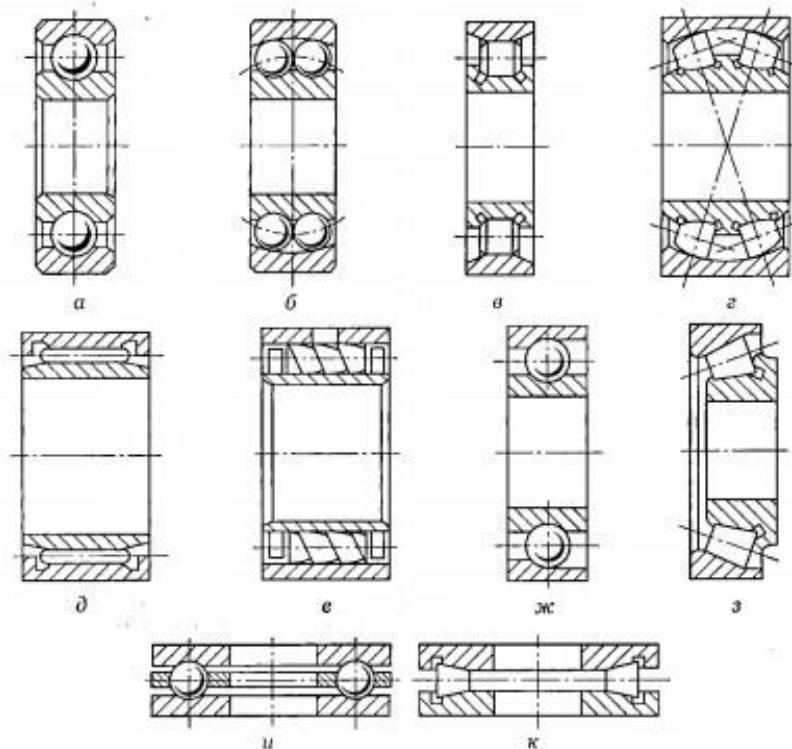
Қарапайым бөлінбейтін сырғанау подшипниктері втулка деп аталса, екіге бөлінетіндері вкладыш деп аталады. Екеуінің де конструкциялары бір-біріне ұқсас, бір материалдан дайындалуы да мүмкін, тек вкладыш астыңғы және үстіңгі бөліктерден тұрады. Втулка фланецті, буртикті және буртиксіз қуыс цилиндр тәрізді дене, оларда жанасып тұрған беттерге май жеткізу тесіктері де қарастырылған. Олар келесі суреттерде көрсетілген. Екеуі де антифрикционды материалдардан дайындалған.

Сырғанау подшипниктерінің мынадай артықшылықтары бар: а) салмағы ауыр және тез айналатын біліктерде жұмыс істеу қабілеттілігі мен жұмыс істеу ұзақтығы жақсы; б) майлау өте қиын және химиялық агрессивтік орталарда қолдану мүмкіндігі жоғары; в) конструкциясы қарапайым және бөлшектеп құрастыру өте ыңғайлы.

Қазіргі кезде осындай артықшылықтарына бола көптеген машиналар мен механизмдерде сырғанау подшипниктерін қолданады. Бірақта басты кемшілігі – үйкеліске үлкен шығын жұмсалуына және тез қызуына байланысты домалау подшипнигімен бәсекелестікке түсуі төмен, сондықтан болар домалау подшипниктерінің өте жиі кездесіп жататындығы. Тағы бір кемшілігі сырғанау подшипниктерінің барлық өлшемдерінің стандартталмағандығынан күнделікті өзара ауыстырымдылық талаптарына сай келмей жатататындығы.



32- сурет. Сырғанау подшипниктерінің түрлері мен конструкциясы



33- сурет. Домалау подшипниктерінің түрлері мен конструкциясы

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SKMA -1979-	SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 671 беті

6. Сырғанау подшипнигінің шартты есептеулері

Сырғанау подшипнигін есептеудің негізгі екі әдісі бар: а) үйкеліс пен майлаудың гидродинамикалық теориясына негізделген есептеу; б) жұмыс істеу барысында үйкелісетін беттері майланып тұратын подшипниктерге қолданылатын шартты есептеулер.

Есептеулердің критерийлері мен әдістері, есептелген подшипниктердің жұмыс істеу қабілеттіктеріне зияны тиетін сипаттамаларына қатысты жеткілікті кепілдік сенімділігіне ие болатындай етіп тағайындалады. Мысалға вкладыш пен втулка абразивтік тозу мен желінуден істен шығады, сондықтан осыларға қарсы кепілдік жасалуы керек. Ал үнемі ауыр соққы мен тербелісте жұмыс атқаратын машина тіректерінде жұмысшы беттер қажып, жіңішке жарықшалар, жарылу, сыну, бүліну пайда болады. Осы зиянды құбылыстарды болдырмауға кепілдік беретін критерийлер керек.

Шартты есептеу барысында осындай критерий ретінде сырғанау беттеріне әсер ететін меншікті қысым мен цапфаның шеңберлік жылдамдығының көбейтіндісі (pv) қабылданған. Есептеу біліктердің беріктігін тексеру бойынша цапфа диаметрін анықтаудан басталады, сонан соң цапфаның ұзындығы $l/d=0,4 \div 1,2$ арасында деген ұсынысты ескере отырып тағайындалады және цапфа бетінің ауданы $S=\pi dl=2\pi rl$ болады.

Цапфа мен вкладыш, не втулка арасындағы меншікті қысымды анықтау барысында тіректегі радиальды әсерлер ғана есепке алынады және ол қысым мүмкіндік қысымнан жоғары болмауы тиіс, яғни

$$p = \frac{Fr}{dl} \leq [p], \text{ онда } pv \leq [pv] \text{ болады.}$$

Үйкеліс күшінің жұмысы $A=F_{\text{үйк}}v$, ал $F_{\text{үйк}}=fF_r$ онда $A=fF_r v$. Осы жұмыстың цапфаның тірек бетіне тиесілі бірлігін табайық


$$\frac{A}{S} = \frac{F_r f v}{\pi dl} = \frac{F_r}{dl} \cdot \frac{f}{\pi} \cdot v = pv \cdot \frac{f}{\pi}, \text{ ал мұндағы } pv \leq [pv]$$

Сырғанау подшипниктерінде үйкеліс коэффициентінің шамасы подшипниктің жұмыс істеу режимін сипаттайтын өлшемсіз коэффициент λ -ға байланысты.

$$\lambda = \frac{\omega \mu}{\rho}, \text{ мұндағы } \omega = \frac{v}{r} \text{ бұрыштық жылдамдық.}$$

7. Материалдары және майлау жабдықтары

Біліктер мен осьтердің еркін айналуын қамтамасыз ететін тіректер корпус пен подшипниктен тұрады. Егер подшипник екі бөліктен тұратын болса, корпус та екі бөліктен тұрады: астыңғы бөлігі – негізі және қақпағы. Бұл кезде сырғанау подшипнигі корпусының ішкі астары болады. Астарлар машиналар мен механизмдердің жұмыс істеу ортасына, тосын әсерлерге және техникo-

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 681 беті

экономикалық көрсеткіштеріне байланысты әртүрлі антифрикционды материалдардан: шойын, түрлі-түсті металл қортпаларынан, металокерамикадан, графит, пластмасса және синтетикалық материалдардан дайындалады.

Қандай материалдан дайындалса да астар тозу мен желінуге, жылуға төзімді, жанасу және беттік беріктігі жоғары, өте жақсы жылу өткізгіш болуы тиіс. Сондай-ақ үйкеліс коэффициентін мейлінше азайту үшін білік цапфаларының жұмыстың беттеріне станокта ажарлап өңдеулермен бірге, қыздырып және химиялық өңдеулер жасалуы қажет.

Подшипниктерді майлау қолмен және орталықтандырылған тәсілмен жүргізіледі. Қолмен майлау барысында масленканың, шприцтің, фитильдің көмегімен тамызу, шашырату арқылы жүргізілсе, орталықтандырғанда насостың көмегімен жүргізіледі. Пайдаланылатын майлар сұйық, қою және қатты болып келеді. Жалпы сырғанау подшипниктерін майлау үшін мұнай өнімдерінен алынатын майлардан басқа, өсімдік, жануар және синтетикалық майларды қолдана береді. Бірақта майлау жүйесінде майлардың техникалық сипаттамасына, әсіресе динамикалық және кинематикалық тұтқырлығына аса көңіл бөлінеді. Олардың өлшем бірліктері халықаралық жүйеде бекітілген. Динамикалық тұтқырлық m әрпімен белгіленіп, өлшем бірлігі ретінде $H \cdot \text{сек}/m^2$ алынған. $1 H \cdot \text{сек}/m^2 = 10 \text{ пуаз} = 1000 \text{ сатипуаз} \approx 0,102 \text{ кг} \cdot \text{сек}/m^2$.

Майлардың техникалық сипаттамаларында кинематикалық тұтқырлық ν әрпімен белгіленіп, былай анықталады $\nu = \mu/\rho$, мұндағы ρ – сұйық тығыздығы, ал өлшем бірлігі халықаралық жүйе бойынша $m^2/\text{сек}$ алынған.

8. Домалау подшипнигі

Сырғанау подшипниктеріне тән кемшіліктерді жою, әсіресе үйкеліске жұмсалатын шығынды азайту әрекеттері сырғанау үйкелісін домалау үйкелісімен алмастыруға әкеліп соқты. Сырғанау тірегі сияқты, бұл тіректе корпус пен подшипниктен тұрады, тек еркін қозғалу үшін домалау денесі шариктер немесе роликтерді пайдаланады.

Домалау подшипнигі ішкі 1 және сыртқы 2 сақиналардан және екеуінің арасына арнайы жолақшаға орналастырылған домалау денесі 3 пен оларды бірдей қашықтықта ұстап тұру үшін қажет сепаратордан 4 тұрады. Ішкі сақина білік цапфасына отырғызылса, сыртқы сақина корпусқа отырғызылады және айналып қозғалу барысында әсер етіп тұрған жүктемені цапфадан корпусқа, не керісінше корпустан цапфаға жеткізеді. Негізгі өлшемі ретінде ішкі сақинаның ішкі диаметрі немесе подшипник отырғызылатын цапфаның диаметрі қабылданған.

Подшипник сақиналары мен домалау денелері жоғары көміртекті хромды подшипниктік болат ШХ6, ШХ9, ШХ15, ШХ15СГ материалдарынан

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ	 SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 691 беті

дайындалады және бұл детальдар НРС 62-65 дейін қыздырып өңделіп ажарланады. Ал сепараторлар жұмсақ, сапасы төмен болаттармен қатар жез, қола, дюралумин, текстолит сияқты материалдардан дайындала береді.

Подшипниктердің артықшылықтары мен кемшіліктеріне тоқтала кетсек, қазіргі кезеңде машиналарда көп қолданылатын негізгі тірек түрі – домалау подшипнигі. Олардың барлық элементтері халықаралық деңгейде стандартталған және жаппай өндіру жақсы жолға қойылған. Сырғанау подшипниктерімен салыстырғанда артықшылықтары: а) үйкеліс және майлауға кететін шығындар азаяды; б) антифрикционды материалдар мен түрлі-түсті металдарға қажеттілік туындамайды. в) қосалқы бөлшек ретінде қол жетімді және жеткілікті дәрежеде қамтамасыз етілген.

Кемшіліктері мыналар: а) айналу жылдамдығы жоғарлаған сайын подшипниктің жұмыс істеу ұзақтығы төмендейді; б) радиалды ажыратылмайтындықтан, бөлшектен құрастыру үшін құрал-жабдықтардың қажеттігі; в) демперлік қабілеттілігі төмен.

9. Домалау подшипниктерінің классификациясы


Домалау подшипниктері төмендегі белгілері бойынша классификацияланады: 1. Эсерлерді қабылдау бағыты бойынша: а) радиалды подшипник – білік пен осьтің геометриялық өсіне перпендикуляр бағытында эсер ететін жүктемелерді қабылдайтын подшипниктер; б) тірек подшипнигі – айналу осі бойымен эсерді қабылдайтындар; в) радиалды-тірек подшипнигі – бұл радиалды және осьтік күштерді қабылдауға арналғандар.

2. Домалау денесінің формасына қарай шарикті және роликті подшипниктер болып бөлінеді. Шариктілер әртүрлі диаметрлі шариктерден тұрса, роликтілер өз кезегінде цилиндрлі ұзын және қысқа роликті, конусты роликті, ине тәріздес роликті және т.б. роликтілер болып келеді. Осы арада айта кету керек, шарикті подшипниктер роликті подшипниктерге қарағанда үлкен бұрыштық жылдамдықтарда жұмыс істеу қабілеттері жақсы, керісінше, роликті подшипниктердің шариктілермен салыстырғанда, жүктемелі қабілеттері жақсы.

3. Подшипниктер домалау денесінің қатар-қатар орналасуына байланысты бір, екі және төрт қатарлы болады.

4. Домалау подшипниктері сфералы өздігінен орнығатын және өздігінен орнықпайтын болып келеді. Өздігінен орнығатын подшипниктердің бір артықшылығы жұмыс істеу барысында, біліктер деформацияға ұшырап, ось сәйкестігі ауытқуы 2° - 3° болғанға дейін еш кедергісіз айнала береді.

5. Домалау подшипниктері тұлға өлшемдері: сыртқы диаметрі D және ені B бойынша серияларға бөлінеді. Радиалдық өлшем бойынша аса жеңіл,

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 701беті

ерекше жеңіл, жеңіл, орташа және ауыр сериялы болса, подшипник ені бойынша еңсіз, қалыпты, енді, ерекше енді болады.

10. Подшипниктердің шартты белгілерін шешу

Әрбір домалау подшипниктерінің цифрлар мен әріптен тұратын шартты белгілеулері болады. Сол белгінің ең соңғы екі цифрымен подшипниктің ішкі сақинасының ішкі диаметрін, яғни подшипник отырғызылатын білік цапфасының миллиметр мен номиналь диаметрі анықталады. Диаметрлері 20мм 495мм дейінгі подшипниктерде 5-ке еселі сандар болып келеді. Мысалы: соңғы екі цифр 07 болса, онда диаметр 35мм болады, егер 18 болса, 90мм болады.

Оңнан солға қарата санағанда 3 және 7 цифрлармен подшипниктің сериясы белгіленеді.

Соңынан 3 және 7 цифр	1	2	3	4	5	6	7	8
серия атауы	ерекше жеңіл	жеңіл	орташа	ауыр	жеңіл енді	орташа енді	өте жеңіл жіңішке	өте жеңіл енді

Оңнан солға қарата 4 цифр подшипник түрін көрсетеді:


- 0 – радиалды шарикті бірқатарлы
- 1 – радиалды шарикті екіқатарлы сфералық
- 2 – радиалды қысқа цилиндрлі роликті
- 3 – радиалды роликті екіқатарлы сфералық
- 4 – ұзын цилиндрлі роликті немесе инелі
- 5 – радиалды винтті роликті
- 6 – шарикті радиалды тіреуішті
- 7 – конусты роликті тіректі
- 8 – шарикті тіректі немесе тіректі радиалды
- 9 – роликті тіректі немесе тіректі радиалды

5 және 6 цифрлар подшипниктің негізгі түрінен ауытқуларын, яғни конструкциялық өзгерістерді көрсетеді.

11. Муфталардың атқаратын жұмысы мен түрлері

Техникада муфта деп, біліктердің, стерженьдердің, құбырлардың, электроөткізгіштердің және т.б. ұштарын жалғастыратын тетікті айтады. Қарастыратынымыз біліктердің ұштарын жалғастыратын және сол біліктерді өзіне отырғызылатын бөлшектермен қосатын муфталар.

Машиналар әртүрлі тораптармен бірге жеке-жеке агрегаттардан тұрады. Ал олар бастапқы және соңғы біліктермен тұйықталады, яғни оларды қосу

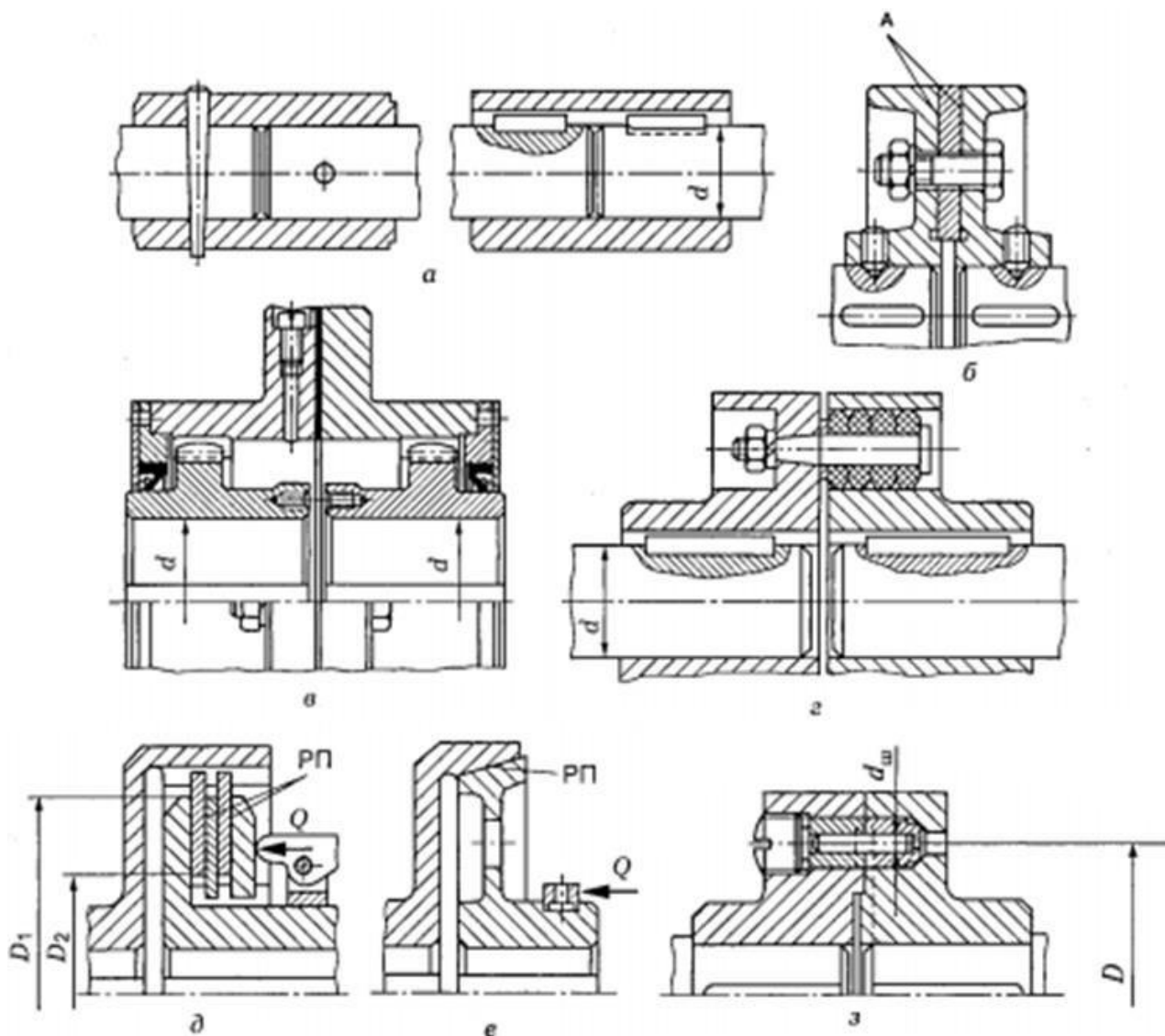
ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA АКАДЕМИАСЫ «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 711 беті

дегеніміз біліктерді қосу. Құрастыру барысында тораптарды, механизмдерді, агрегаттарды бір-бірімен қосуға тура келеді, міне, осыдан келіп біліктерді жалғастыру қажеттігі туындайды. Муфталар көбінесе электрқозғалтқыш пен редуктор, не редуктормен жұмыс атқаратын механизм арасында кездеседі. Төмендегі 34-суреттегі схемада көрсетілген: 1 – муфтаның жалпы шартты белгіленуі болса, 2 – серпінді муфтаның қауіпсіздік қорабымен қоса көрсетілген.

Муфталар атқаратын жұмысына және оны орындауға әрекет ету принципі мен ішкі құрылысына қарай жіктеледі. Барлық муфталар үш топқа бөлінеді: механикалық, гидравликалық, электрлік. Ал механикалық муфталар басқарылмайтын, басқарылатын және автоматты болып бөлінеді. Тұйық, қатаң, серпінді теңелту муфталары басқарылмайтын болса, айналу жиілігі мен моменті, не қозғалыс бағыты бойынша реттелетіндер және іліністі муфталар басқарылатын болады. Өздігінен қосылатын, еркін қозғалатын және сақтандырғыш муфталар автоматты болады.

Жалпы муфталарды мынадай мақсаттарда қолданады: а) біліктерді өзара жалғастыру үшін; б) қозғалтқыштармен жұмыс атқаратын механизмдерді қосып-ажырату үшін; в) жұмыс істеп тұрған машина бөлшектерін артық күштерден сақтай отырып, динамикалық күштерді азайту үшін; г) құрастыру барысында пайда болатын қателіктер мен жағымсыз әсерлерден арылу үшін.

Кең қолданыстағы муфталар толығымен стандартталған. Стандарттан муфта отырғызылатын білік бөлігінің диаметрі бойынша таңдалғанмен, муфталардың негізгі сипаттамасы берілетін айналу бұралу моментінің мөлшері болып табылады. Механикалық жетектерде, механизмдерде муфталарға түсетін әсерлерді есептеу үшін бұралу моменттерінің өрнектері қолданылады: $T_B = T_H + T_d = K T_H$; K – коэффициент жұмыс режимінің коэффициенті бір қалыпты жұмыс істейтін болса $K=1,1 \div 1,4$ өзгеріп отыратын болса; $K=1,5 \div 2,0$; Соққыға жұмыс істесе $K=2,5 \div 3,0$.



34-


сурет. Механикалық муфталардың түрлері

4. Иллюстрациялық материал: плакаттар, слайдтар, механизм макеттері және машина бөлшектері, жұмыс істеп тұрған механизмдердің видеороликтері.

5. Әдебиет:

Негізгі:

1. Түсіпов А., Түсіпов Қ. Теориялық және қолданбалы механика. Оқулық. Алматы: 2014-736б.
2. Дүзелбаев С.Т., Омарбекова Ә.С. Қолданбалы механика. Оқулық. I,II-б,2020.
3. Таукебаева К.С. Технологиялық жабдықтар. Оқу құралы.Тараз: 2015.-155 б.
4. Түсіпов А., Оспанов А.Б. Механизмдер және машиналар теориясы.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН MEDISINA AKADEMIASY «Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ		SOUTH KAZAKHSTAN MEDICAL ACADEMY АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»
«Инженерлік пәндер» кафедрасы		76/11 ()
Дәріс кешені		74 беттің 731 беті

Оқулық. Алматы.: Альманах, 2017. -271 б.

5. Арапов Б.Р. Теориялық және инженерлік механика негіздері. Оқулық. Шымкент: ОҚМУ, 2017. -266 б.
6. Әбдірашев С.Ж., Байжанов А.Ж., Мырзалиев Д.С. Механизмдердің құрылымдық анализі. Әдістемелік нұсқау. Шымкент: ОҚМУ, 2014-566.
7. Байжанов А.Ж., Жалғасова К.Ә. Механикалық берілістер. Оқу құралы. Алматы: Эспи, 2021-1256.

Қосымша:

1. Тәжібаев С.Д. Қолданбалы механика. Оқулық. Алматы.: Білім, 1994. -336 б.
2. Жолдасбеков Ө.А. Машина механизмдерінің теориясы. Оқулық. Алматы, 1979-424 б.
3. Сағындықова Б.А. Дәрілердің өндірістік технологиясы. Оқулық. Шымкент: ОҚММА, 2008-348б.
4. Тлеубердин Қ.Ж., Карденов С.А. Машиналар және механизмдер теориясы. Оқу құралы.-Семей, 2009.-192 б.
5. Серікбаев Д.М., Тәжібаев С.Д. Машина детальдары. Оқулық. Алматы: Мектеп, 1983– 276
6. Омаров А.Ж., Батырмұхамедов Ж.Қ. Машина бөлшектері. -Алматы.:Эверо, 2005. 362 б.

Электрондық ресурстар:

1. Андреев, В.И. Детали машин и основы конструирования: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/12953/>
2. Гулиа, Н.В. Детали машин: [Электронный ресурс]. 2013. URL: <http://e.lanbook.com/view/book/5705/>

6. Бақылау сұрақтары

1. Біліктердің диаметрі бойынша алдын-ала подшипниктерді таңдау.
2. Сырғанау және домалау подшипниктерінің ұқсастықтары мен айырмашылықтары және оларды таңдау.
3. Жабдықтар мен машиналардағы тіректер туралы түсініктер.
4. Домалау подшипниктеріндегі шартты белгілерді шеше білу.
5. Механикалық муфталардың атқаратын жұмысы мен конструкциясы.

ОҢТҮСТІК-ҚАЗАҚСТАН
MEDISINA
AKADEMIASY
«Оңтүстік Қазақстан медицина академиясы» АҚ



SOUTH KAZAKHSTAN
MEDICAL
ACADEMY
АО «Южно-Казахстанская медицинская академия»

«Инженерлік пәндер» кафедрасы	76/11 ()
Дәріс кешені	74 беттің 741 беті