
ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық университеті

С.Д. Тәжібаев., Т.С. Тәжібаев

**МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІ МЕН ҚҰРЫЛЫМЫН
ЭЕМ-ДЕ ЖОБАЛАУ**

Республикалық оқу-әдістемелік бірлестігі
оқу құралы ретінде ұсынған

Алматы 2008

С.Д. Тәжібаев., Т.С. Тәжібаев

**МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІ МЕН ҚҰРЫЛЫМЫН
ЭЕМ-ДЕ ЖОБАЛАУ**

Республикалық оқу-әдістемелік бірлестігі
оқу құралы ретінде ұсынған

ЖОК
ББК 32.973.26-04
Т.28

С.Д. Төжібаев, Т.С. Төжібаев. Машина бөлшектері мен құрылымын ЭЕМ-де жобалау: Оқу құралы. – Алматы: ҚазҰТУ, 2008 г. – 294 б.
ISBN 9965-673-38-1

Оқу құралында машина бөлшектері мен құрылымын жасау жұмыстарын автоматты түрде жүргізу әдістерінің негізі айтылған. Машина бөлшектерін беріктікке, қатандыққа және басқа талаптарға сәйкес есептеп, олардың өлшемін анықтау және құрылымын құру ЭЕМ көмегін жүргізу жолдары көрсетілген.

Оқу құралы машинажасау және механик мамандығын игеруге талпынған студенттер үшін арналған. Соңдай-ақ, бакалавр, магистр атағын алуға ниеттелген студенттердің де пайдалануына болады.

Сурет – 96. Кесте – 106.

ББК 32.92-73.26-04

Пікір жазғандар:

С.М. Біттібаев - техника ғылымының докторы, профессор;
Х.Г. Аканов – техн. ғыл. докторы., профессор

Қазақстан Республикасы Білім және ғылым министрлігінің
2008 жылғы жоспары бойынша басылады

Т 2402020000
00(05)– 3

ISBN 9965-673-38-1

© ҚазҰТУ, 2008

КІРІСПЕ

“Машина құрылымы мен бөлшектері” пәнінде, өндірісте, халық шаруашылығында кеңінен таралған машина мен тетіктердің жалпы бөлшектерінің құрылымы мен есептеу жолдары және олардың құрылымын құру (конструирование) мәселелері қарастырылады.

Бұл ілім болашақ мамандардың техниканы толық меңгеріп, адамзатқа керек заттарды өндіретін немесе тұрмысын жеңілдетін машина мен тетіктердің жаңа үлгісін жасауға баулыды.

Бұл пән студенттердің жалпы техникалық және жалпы инженерлік дайындықтарын жинақтап іс жүзінде пайдалана білуге үйретеді. Сондақтан ол математика, физика, теориялық механика, материалдар кедергісі, металдар технологиясы, өзара ауыстырымдылық пен стандарт негіздерімен тығыз байланысты және осы аталған пәндерден алған білімге сүйенеді.

“Машина құрылымы мен бөлшектері” пәнін оқып бітірген студент төменгі мәселелерді **біліп шығуы қажет**.

Пәнді игеруде ЭЕМ-ді пайдалана білу қажет, әсіресе курстық жобалау жұмысын жүргізуде керек. Сондай-ақ дәріс оқу кезінде машина бөлшектерін ықтималдық әдіспен есептеу, олардың сенімді жұмыс істеу мерзімін анықтау сияқты жаңа әдістерді пайдалану қажет.

Ұсынылып отырған оқу құралында машина бөлшектерінің құрылымы, жұмыс істеу принципі, олардың есептеу жолдары көрсетілген. Машиналардың ішкі құрылымдары салыстырылып, кеңінен пайдаланатындары берілген.

Машина бөлшектері мен құрылымдарын есептеп, өлшемдердін анықтау ЭЕМ-жүргізу жолдары көрсетіліп, алгоритмдері берілген. Сондай-ақ, машина бөлшектерінің құрылымын ЭЕМ-де жасау принципітері белгіленген.

1. МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІ МЕН ТОРАПТАРЫНЫҢ ҚҰРЫЛЫМЫН ЖАСАУ ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР

1.1. Жалпы ұғымдар

Машина бөлшектері мен тораптарының құрылымдарын құрастырғанда төмендегі атаулар мен ұғымдар пайдаланылды (ГОСТ 2.101-68).

Бұйым (изделие) деп өндірісте немесе қолмен жасалған әр түрлі қажетті заттарды айтады. Оған машина мен аспаптар, машина бөлшектерімен тұрмысқа пайдаланатын сан-алуан құрал жабдықтар, ыдыс-аяқтар т.б. жатады.

Бөлшек (деталь) деп жинау, құрастыру жұмыстары жүргізілмей біртұтас материалдан жасалған бұйымдарды айтады. Мысалы, тісті дөңгелектер, білік, бұрама (винт), сомын(гайка), бір қалыпта құйылған тұрықтар (корпус) т.б.

Жинақ бірлігі немесе құрастыру бірлігі (сборочная единица). Құрастырып жинау арқылы (бұрандамен қосу, дөңкерлеу, тығыздап қондыру ж.т.б.) дайындалған бұйымдар.

Торап (узел) біртекті бұйымдардың арнаулы белгілі бір қызметін атқаратын жинақ бірлігі. Мысалы, автомобильдің беріліс қорабы, ол сол текті автомобильдер үшін, олардың жылдамдығын өзгерту қызметін атқарады. Ал егер тораптар өздерінше басқа бөлшектермен байланыспай жеке белгілі қызмет атқара алса, оларды агрегат деп атайды.

Машина - деп механикалық қозғалысты тудырып күш-қуатты түрлендіруге, материалдар мен ақпараттарды өндеуге және адамзаттың оймен немесе қолмен істейтін жұмыстарын жеңілдетуге арналған жабдықтарды (устройства) атайды.

Тетік - (механизм) қозғалыстың бір түрін екінші бір түріне айналдыруға қолданылатын бөлшектер жүйесін (система) айтады. Олар атқарушы, басқарушы, бақылап және реттеуші, беріліс тетіктері және тасымалдаушы болып жіктеледі. Тетік звеносы біртұтас құрастырылған бір немесе бірнеше бөлшектер жиыны. Мысалы, тісті дөңгелек, білік т.б.

Кинематикалық жұп - бір-біріне жанасып өзара салыстырмалы қозғалыста бола алатын екі қатты дененің сыбайластығын атайды.

Кинематикалық тізбек - бірімен - бірі кинематикалық жұптар құрып байланысқан звенолар жүйесі.

Жетек (привод) - машина мен тетіктерге қозғалыс беретін қуат көзі, беріліс тетіктері мен басқарушы аспаптардан құралған тұрғы.

1.2. Негізгі талаптар мен шектеулер

Машина бөлшектері мен тораптарының құрылымын құрғанда, олардың беріктігі, сенімді жұмыс атқаруы, дайындалу мен жинау технологиясы қарапайым болып, салмағы мен тұлғасының (габарит) аз болғанын қамтамасыз ету қажет. Сондай-ақ олардың жөндеу жұмыстарын жүргізуге ыңғайлы (ремонтпригодность) және пайдалануға қолайлы болу жағын қарастыру қажет.

Машина бөлшектері мен тораптары сенімді ұзақ мерзімде жұмыс істеуі үшін, олар берік, қатаң және тозуға төзімді етіп жасалуы керек. Сондықтан оларға түсетін күштердің өзгеру шамалары мен жасалынған материалдарының механикалық көрсеткіштерінің нақтылығына, шамаларының ауытқу өрісіне көп көңіл бөлген жөн. Көптеген бөлшектер беріктікпен бірге қатандыққа да есептеледі. Оған станок тұрықтары (станина), кесу кезінде дайындаманы бекітетін тетігі (шпиндель), қозғалыс беретін винттер (ходовые винты) және барлық біліктер есептелінеді.

Тозуға төзімділікке есептелетін бөлшектерге сырғанау подшипнигі, тежеуіш қозғалысты үйкеліс пен берілістер (фракциялық беріліс пен муфталар, бұрамдықты беріліс т.б.). Тозу төзімділігін арттыру үшін үйкелісте болатын бөлшектің бірін тозуға төзімді үйкеліс коэффициенті аз материалдан жасаған жөн. Мысалы, сырғанау подшипнигінің астары, түсті металдар қоспасынан, атап айтқанда қоладан немесе бобиттен жасалады.

Машина бөлшектерінің құрылымын жасағанда, олардың арзан және қарапайым әдістермен өнімі жоғары станоктарда өнділіп, дайындалуын ойластыру қажет. Сондай-ақ, олардың дәлдігі жоғары, сапалы дайындалып өзара ауыстырымдылық шарттарына сәйкес, өлшемдері стандартталған күйде жасалуы керек.

1.3. Жобалаудың негізгі кезендері мен реттері

Жобалау жұмыстары алдымен техникалық тапсырма (техническое задание) қабылдаудан басталады. Былайша алғанда болашақ тетіктер мен машиналарымыздың атқару қызметіне

байланысты, негізгі көрсеткіштері мен олардың экономикалық тиімділігіне, сапасына қойылатын шарттар және т.б. белгіленеді. Ол үшін эскиздік жобалау жұмыстарын жүргізу қажет.

Эскиздік жобалау - болашақ бұйымдардың атқару қызметі мен олардың ішкі құрылымы нақты анықталған конструкторлық құжаттарды айтамыз. Бұл құжаттарда бұйымдардың негізгі көрсеткіштері, олардың өлшемдері белгіленеді.

Техникалық жобалау - болашақ бұйымның барлық көрсеткіштері мен ішкі құрылымы нақты түрде анықталған конструкторлық құжаттар жиыны. Бұл жобалау эскиздік жобалауға негізделіп жасалынады.

Техникалық тапсырмада болашақ бұйымдар мен тетіктердің сұлбасы (схемасы) оларға түсетін жүктер мен күштің шамаларының өзгеруі, қозғалыс жылдамдықтары, жұмыс істеу мерзімі мен жағдайы және қанша данамен шығарылуы белгіленеді. Осы берілген шарттарға сай техникалық ұсыныс жасалынады, оған негізгі өлшемдерін анықтайтын есептер мен топтау, құрастыру сұлбалары кіреді. Бұл кезеңде электронды есептегіш машиналарын кеңінен пайдалану қажет.

Эскиздік жобалау кезеңінде негізгі бөлшектер мен топтардың өлшемдері нақты есептелініп, жинақ бірліктерінің құрылымы жасалынады. Эскиздік жобалауға сол жинақ бірліктерінің жалпы сызылған көріністерін жасау жатады (сыртқы көріністері, қималар мен арнаулы кескіндері).

Техникалық жобаға - бұйымға енетін барлық жинақ бірліктерінің және жетектің жалпы көріністерімен олардың жіктелген атаулары, қажет болған есептер мен түсіндірмелері кіреді.

Техникалық жобаның негізінде дайындауға арналған жұмыс құжаттары жасалынады.

2. МАШИНАЖАСАУДА АВТОМАТТЫҚ ЖОБАЛАУ ЖҮЙЕЛЕРІНІҢ НЕГІЗІ

2.1. Жалпы ұғымдар

Мемлекет пен елдің экономикалық тұрғыдан дамуы ондағы машинажасау өнеркәсібінің деңгейіне тікелей байланысты. Халық шаруашылығын жоғары деңгейлі әр түрлі машиналар, қондырғылар, механизмдермен және аспаптармен қамтамасыз етіп еңбек қарқынын үдетсек, онда сапалы да, көлемді де өнімдер шығара аламыз.

Сондықтан жаңа сапалы машиналардың құрылымын жасап іске асыру, техниканың даму негізі және адам баласының тұрмысы мен мәдениетін жаңа белеске көтеретін құрал болып табылады.

Жаңа машиналардың құрылымын жасауда, оларға мына талаптар қойылады: қуаты мен жылдамдығын арттыру, сенімді түрде сынбастан ұзақ мерзімге жұмыс істеу, салмағы аз, арзан, пайдалы әсер коэффициенті жоғары, пайдалануы мен басқаруы және күтімі қарапайым, жұмыс істеуі адамға да қоршаған ортаға да қауіпсіз болуы керек және т.б.

Осы талаптарға сай келетін машина мен қондырғылардың тиімді құрылымын жасау өте бір күрделі және ауыр жұмыс. Жобалау жұмыстарына барлық ақпараттарды жинап сараптау, техника-экономикалық негізін құру, эскиздік жобасын жасау, тиімді құрылымын анықтау, сызу, техникалық құжаттарын дайындау, оларды жасау технологиясын анықтап, өндіріске дайындау және үлгісін жасап оны сынау жатады. Қазіргі кезде осы жобалау жұмыстарына электрондық есептеуші машиналарын пайдаланып, автоматтық жүйелермен жасамасақ, машина мен тетіктердің тиімді құрылымын жасау мүмкін де емес, себебі бұрынғыдай қолмен есептеп, сызып, зерттеп, өндірістен шығарғанша, олар ескіріп те қалады.

Сондықтан қазіргі инженерлер автоматтық жобалау жүйелерінің негізін білуі қажет.

Осы жүйені пайдалану, станок жасауда жобалау және өндіру жұмысының қарқынын 5...10 рет көтерді, машина тұрықтарының (корпус) тиімді құрамын анықтау арқылы олардың салмағын 25% кемітті және көтеріп тасымалдау қондырғылардың тиімді пайдалануын 20...30%-ға арттырды.

Автоматтық жобалау жүйелері деген термин ағылшындардың CAD (Computer-Aided Design) сөзінің баламасы, компьютерді пайдаланып жобалау деген ұғымды береді.

Автоматтық жобалау жүйелері (АЖЖ) – жобалау жұмыстарын бір жүйеге келтіріп, оларды ғылыми түрде негіздеп электрондық есептеу машиналарымен орындауды қамтамасыз етеді. Сондықтан бұл жүйенің құрамына тек арнайы жабдықтармен (компьютер, принтер, сызу қондырғылары және т.б.) бірге жалпы және арнайы бағдарламалар (программалар), математикалық негіздеме, тиісті ақпараттар (базы данных), анықтамалар, стандарттар мен басқа керекті құжаттар енеді. Сондай-ақ АЖЖ, математикалық тендеулер мен жұмыс бағдарламаларын да өздері құрады, бұл жасанды ойлау (искусственный интеллект) әдісін пайдалану арқылы жүзеге

асырылады, оны - концептуальдық бағдарлама деп атайды. Бұл бағдарлама алға қойған барлық жобалау жұмыстарын, электрондық есептеу машиналарымен орындауға мүмкіндік береді, тек ол үшін қойылған талаптардың мәнін түсіндіретін керекті ұғымдар мен терминдерді беру қажет.

Бұл жағдайда тек қана бағдарламалар жиынтығы көрсетіліп, олардың орындалу тәртібі мен реттілігі (алгоритмі) беріледі, олар басқару бағдарламасы деп аталады. АЖЖ енгізу техникалық құрал жабдықтармен және оларды алға қойған мақсатқа пайдалана білу дәрежесімен, атап айтқанда, бағдарламалардың толықтығы мен сапасына, олардың ғылыми деңгейіне, математикалық тұрғыдан негізделуіне тікелей байланысты. Бағдарламалардың құрамы, құрылымы алға қойған жобалу жұмыстарының мақсатымен және олардың көлемімен анықталады.

АЖЖ-ін пайдаланып, жоғарыда көрсетілген жобалау жұмыстарын толық жүргізуге болады, оларға жобалау кезіндегі есептеу, жобалау объектісінің геометриялық, динамикалық, жұмыс істеу нұсқаларын (модельдерін) жасау, сызба жұмыстарын орындау, жоба құжаттарын дайындау және бағдарламамен жұмыс атқаратын арнайы станоктарда дайындау жатады. Осы жұмыстардың әр қайсысын тек орындап қана қоймай, олардың тиімді шешімін анықтау (оптимизация) қажет, сондықтан барлық жұмысты бір ғана АЖЖ арқылы орындау мүмкін емес, әрбір күрделі техникалық мәселені шешіп өндіріске дайындау, өзіндік АЖЖ қажет етеді.

Сондықтан әр саланың, мысалы, станок, автомобиль, ұшақ, кеме аспаптар мен есептеу машиналарын жасау өндірістерінде өзіндік, сол салаға тән АЖЖ жасалынады.

2.2. Автоматтық жобалау жүйелерінің құрамы

АЖЖ-інің құрамына бірінші техникалық қондырғылар енеді, оларға процессормен бірге түрлі аспаптар да кіреді. Екінші АЖЖ-ін бағдарламалармен қамтамасыз ету үшін оған бағдарламалар бөлігі кіреді. Ал бағдарламалардың өзі жүйелі (системное) және қолданбалы (прикладное) болып жіктеледі. Жүйелі бағдарламалар- машиналардың жұмыс істеуімен бірге ақпараттарды, диалогтық тәртіппен басқаруға орындайтын болса, қолданбалы бағдарлама - нақты жобалау, құрылым

құру немесе өңдеу технологиясын жасау мәселелерін шешеді АЖЖ–інің машина жасау өндірісіндегі құрылымы (2.1 –суретте) көрсетілген.

Автоматтық жобалау жүйелерінде қабылданған барлық ақпараттар машина тіліне аударылып өңделеді, сарапталынады және оны объектіні машинада бейнелеу (внутримашинное представление) деп атайды. Есептеу машиналары арнайы ақпарат өңдеу алгоритміне байланысты ақпаратты қабылдау, оларды өз түсінігіне аударды, есептеу және графиктік өңдеу және т.б. жұмыстарын жүргізеді.

2.3. ЭЕМ–ді қолданып құрылымдау, жобалау

Құрылымдау деген сөз латынның *constuere* деген сөзінен шыққан, ол жинау құрастыру деген мағынаны білдіреді. Құрылымдау немесе жобалау тек қана жинау немесе құрастыру емес сонымен бірге құрылымға енетін бөлшектердің, жетектердің атқаратын қызметін, өлшемін, пішінін, орналасуын анықтау немесе жетілдіру және олардың құжаттарын жасау. Ол құжаттарға бұйымдардың сызбаларын дайындау және жасалу технологиясын толық түрде көрсету материалдары жатады.

Құрылымдау, шығармашылық еңбек, бұл ойлаудың, талқылаудың, есептеудің нәтижелерін тұжырымдап, оны іске асыру.

Құрылым құруда жаңадан, жұмыс істеу принципі бөлек, бұрын болмаған машина мен механизмдер, қондырғылар, тетіктер жасау немесе жаңа технология ойластырып шығару және белгілі пайдаланып жүрген техниканы негізге алып, олардың көрсеткіштерін жақсарту мәселелері шешіледі.

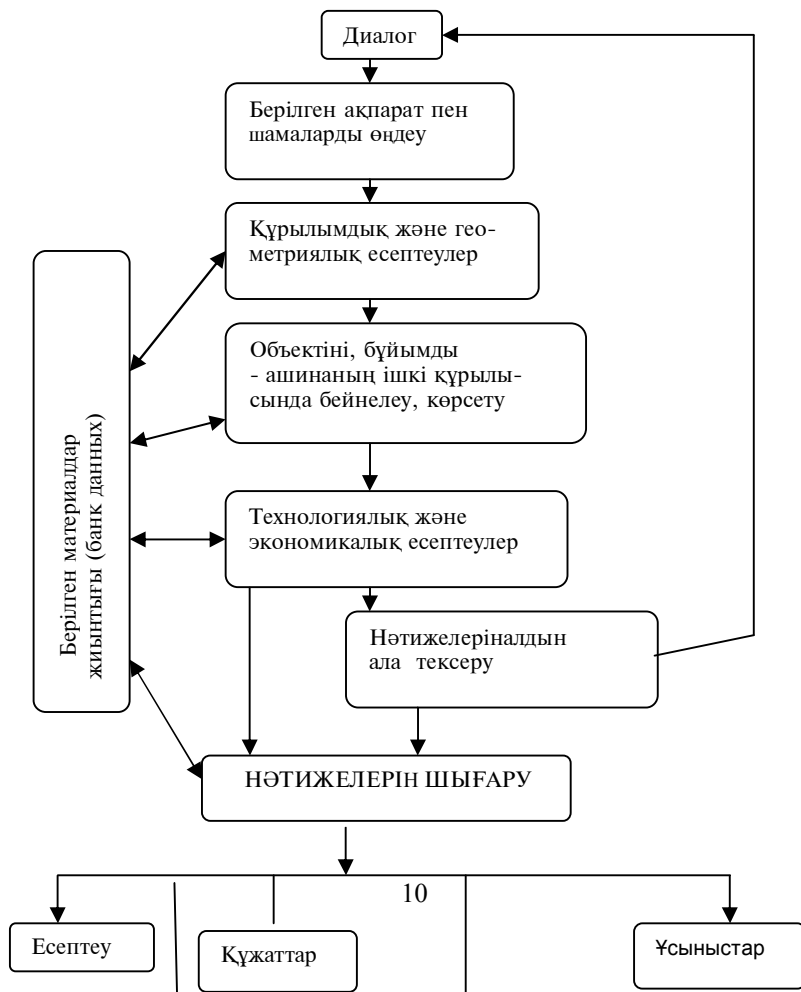
Оны іске асыру бірнеше этаптан тұрады: жобаланған бұйымның жұмыс істеу принципін, көрсеткіштерін, болашақ пішінін жасау; оның құрамы мен бөлшектерінің өлшемін, орнын анықтау; құрылым құжаттары мен жасалу технологиясын жасау және т.б.

Сонымен бірге, жасалатын бұйымның тиімді өлшемдері мен көрсеткішін анықтау қажет. Осылардың барлығы қыруар жұмыс, оларды жасау уақытты қажет етеді, сондықтан да ЭЕМ–ын пайдалану, уақытты қысқартып, құрылымдау жұмыстарының сапасын көтереді.

Құрылымдауда бастапқы жұмыстарға көп көңіл бөлініп, мұқият жасалуы қажет, себебі онда кеткен қателіктерді түзету қиынға соғады және оларды түзеу көп шығынға ұшыратады.

Мысалы, машиналар мен механизмдердің немесе қондырғылардың жалпы құрылымы дұрыс жасалмаса, олардың тұрықтары мен жалпы өлшемдері ұлғайып, салмағы ауырлап, жұмыс істеу қабілеттілігі төмендеп кетеді де сұранысқа ие бола алмай қалады.

Құрылымдау жұмыстарын этапқа бөліп, бөлшектеу - Автоматтық жобалау жүйесін енгізудің негізі болып табылады. Бұл бөлшектеу арқылы ақпарат жинау, жұмыс істеу принципін анықтау, құрылымы мен ішкі құрылымының өлшемдерін табу, тиімділік (оптимизационные) есептерін жүргізу, сызба жұмыстарын жасау, экономикалық тұрғыдан бағалап, түзету жұмыстарын жүргізу технологиясын жасауды қамтиды (2.1 –сурет).



2.1-сурет

Ақпараттарды ЭЕМ-ына енгізу, оларда бар ақпаратты пайдалану және осы ақпараттарды бағдарламалармен байланыстыру жұмыстары жүргізіледі. Күрделі құрылымдауда, толық ақпараттармен қамтамасыз ету үшін арнайы берілімдер банкасы (банк данных) жасалынады. Құрылымдау осы ретпен жүргізіледі, енді оларға қысқаша тоқталайық.

2.4. Ақпараттар жұмысы

Ақпараттарды дұрыс жинап, сұрыптау және оларды тиімді пайдалана білу, болашақ құрылымдау жұмысының нәтижесіне тікелей әсер етеді. Ақпараттардың түрлері мен өзара байланысуы (2.2-суретінде) көрсетілген.

Ақпарат түрлері

Патенттер	Стандартталған тетіктер, бөлшектер
Зерттеу	Құрылымдар
Бәсеке бұйымдар көрсеткіші	Сырттан сатып алынатын бөлшектер
Сұраныс	Стандарттық шешімдер
Құрылымдаудың принципі	Қайталанатын бөлшектер
Орындаушы қондырғылар	Технологиялық қондырғылар

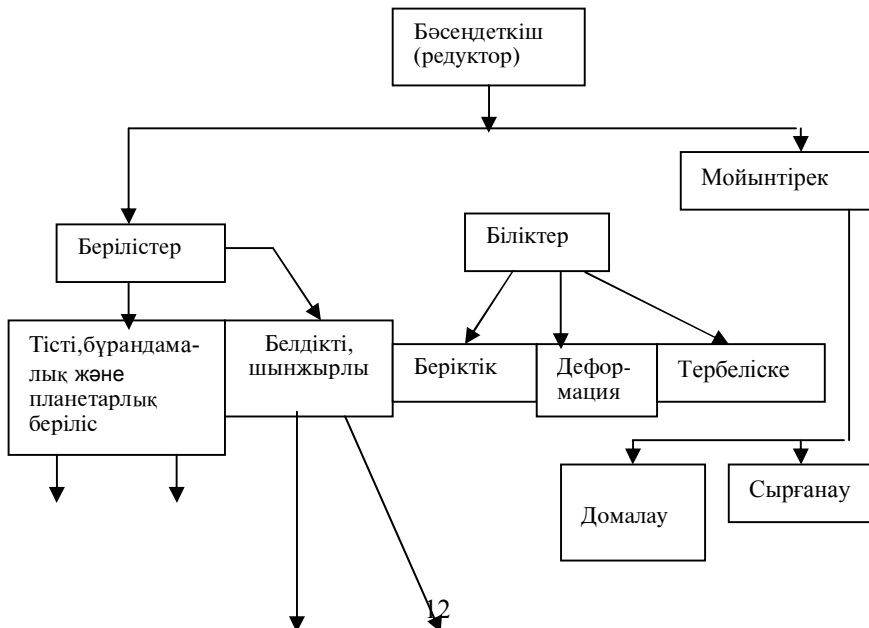
	Технологиялық мәселелер
--	-------------------------

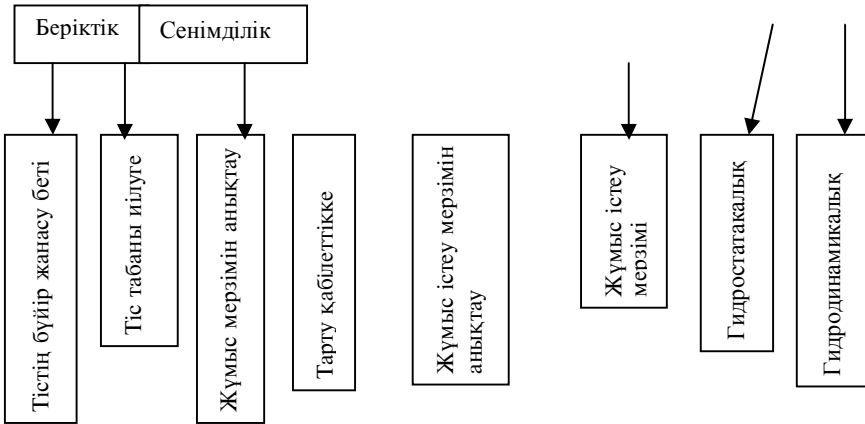
Ақпараттардың көлемі де мазмұны да әр түрлі болып келеді, кейбір бағдарламалар, ақпараттар бірнеше рет қолданылуы мүмкін. Мысалы, бәсеңдеткіштердің (бәсеңдеткіштердің) тиімді өлшемін анықтауда, әр түрлі материалды пайдаланып, қыздырып өңдеу түрлерін, жылдамдықтарын өзгертіп бірнеше рет есептеу қажет. Машинаға енгізелетін ақпараттардың негізі болып жиналған, сұбыпталған материалдар болады: зерттеу нәтижелері, жалпылай пайдаланатын тетіктердің каталогы, құрылымы, стандарттары, материалдар сипаттізімі (спецификация) және т.б. жаңа материалдар.

Бұл ақпараттарға төменгі шарттар қойылады: олар сенімді, ғылыми дәлелденген, қысқа, бірақ түсінікті, оның құрылымы, көлемі, түрі (графикалық ғаріп пен сандық) және т.б.

ЭЕМ ақпараттарды енгізу және пайдалану әр түрі дәрежеде іске асырылады (2.2-сурет).

Ең қарапайым түрі ақпарат құжаттарын іздестіру жүйесі, онда ақпараттар ешқандай жүйеге келтірілмейді, тек керекті құжат анықтамасын жекелей табуға болады, одан жоғары сатыда ақпараттар бір жүйеге келтірілген, онда толық анықтама немесе анықтамаларды өзара салыстырып, сараптап беру қамтамасыз етіледі.





2.2-сурет. Ақпараттар байланыстылығы

Сұрақ-жауап түрінде (диалог) жүйеленген ақпараттар, анықтамаларды сараптап, берілген талаптарға сай тиімді шешімдерін де ұсынады. Ал проблемаға бағытталған ақпараттар тиімді шешімдермен қатар, басқа шешімдерінде (альтернатив) көрсете біледі және олардың өзара байланыстылығын білдіреді.

Бөлшектер мен тетіктер, бұйымдар туралы ақпараттарды іздестіріп, сараптап, барлық құжаттарды салыстыдып, анықтамасын беретін бағдарламалар жүйесі STAIRS (Storage and Information Retrieval System) деп аталады (2.2-сурет).

Бұл жүйеде іздестіру, ғаріп-сандық түрінде берілген белгілер арқылы, мысалы: сызбаның реттік нөмірі, форманың белгілері, жүйе және қысқартылған белгілер жүргізіледі және ол сұрақ-жауап ретінде толықтырылып отырады. Бұл жүйе, тетіктер құрылымы туралы патенттер, зерттеу нәтижелері, әдебиеттерді, материалдар апаратын, олардың жиынтығын (банк данных) түгел қамтиды.

Шығыс берлиндік технологиялық университеттің ғалымдары жасады. Онда барлық материалдардың көрсеткіштері, құны, бағасы, өндеу дәрежесі көрсетілген.

2.5. Есептеу

Машина тетіктерін есептеуде, біріншіден олардың өлшемін беріктікке есептеуден бастайды, одан кейін олардың жұмыс істеу қабілеттілігі, жасау технологиясы және экономикалық тиімділігі анықталады.

Беріктікке есептеу, механика, материалдар кедергісін, машина құрылымын жасау, серпімділік теориясы және т.б. пәндерде қарастырылған тәсілдер пайдаланып жүргізіледі.

Құрылым құру негізін үйретуде, жоғары технологиялық оқу орындарын бәсеңдеткіштердің (бәсеңдеткішдің) құрылымын қарастырады. Оның себебі, оның құрамына барлық негізгі бөлшектер енеді: механикалық берілістер (тісті, бұрамдықты, белдікті және т.б.), біліктер, мойынтіректер мен тұрық және әр түрлі қосылыс бөлшектері. Оларды есептеу жолдары және алгоритмдері осы оқу құралында берілген.

Есептеу бағдарламасы модульдік принциппен құрастырылады. Модульдік бағдарламалар, әртүрлі бөлшектерге есептеу жүргізіп олардың өлшемдерін анықтап, жалпылай бағдарламалар қойған талапқа және құрылымының құрамына сәйкес жасалынады. Кейінгі кезде осы классикалық тәсілдермен қатар, бөлшектерді соңғы элементтер әдісімен (метод конечных элементов) жүргізу пайдаланылып келеді. Бұл мейлінше толық және нақты әдіс, ол тек ЭЕМ-ның көмегімен орындалады және көбінесе тұрқылар (корпустар) есептелінеді.

Бұл әдісте қарастырылған бұйым үш жақты қаралады.

Біріншіден, сыртқы және ішкі күштер тепе-тең жағдайда деп есептелінеді (статикалық тепе-теңдік), екіншіден, сабақтас жалғасқан элементтер деформациядан кейін де сол байланыстылық күйінде қалады, олар біріне бірі енбейді және бірінен бірі алыстамайды деп аламыз (кинематикалық тепе-теңдік, алатын орны бойынша). Үшіншіден, деформация мен кернеу ара қатынасы серпімділік немесе иілімділік теориясына сәйкес деп қабылдаймыз. Дене, зат, құрылым, бөлшек (оның геометриялық пішіні) соңы бар көптеген санмен мөлшерленетін элементарлық көлем негізінде қарастырылады. Ол элементтердің формасы қарапайым қабылданып, олардағы кернеу мен деформацияның шамасының орташа мәні есепке алынады.

Математикалық тұрғыдан, статикалық тепе-теңдік жағдайын төмендегідей өрнектеуге болады:

$$[A]\{G\} + \{F_v\} = 0,$$

мұнда $[A]$ — дифференциалдық амалдың матрицасы;

$\{G\}$ — кернеулердің векторлық қатары;

$\{F_v\}$ — көлемдік күштердің векторлық қатары.

Кинематикалық тепе-тендік бойынша:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{\delta\},$$

мұнда: $\{\varepsilon\}$ — деформация векторы;

$[B]$ — деформация мен түйіндік ығысулар байланыстылығының матрицасы;

$\{\delta\}$ — түйіндік ығысулар векторы.

Ығысу шамасы, әр нүкте үшін тұрақты болған жағдайда ғана кинематикалық тепе-тендік орындалады, ал оның (ығысудың) бірінші туындысы тек кейбір элементтер үшін ғана тұрақты болады.

Серпімді материалдар үшін кернеу мен деформация, Гук заңымен өрнектелетіні белгілі, осыған орай:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\},$$

мұнда: $[D]$ — серпімділік матрицасы, серпімділік модуль.

Осы байланыстарға байланысты дифференциалдық тендеулер жазамыз, статикалық және кинематикалық тепе-тендіктің шекті шарттарымен интегралдау қажет, оны орындау үшін элементтер пішінінің геометриясы мен жүктеуі өте қарапайым түрге айналдырып қарастырылады. Дифференциалдың тендеулерін бір интегралдық тендеумен алмастыруға болады, онда виртуальдық жұмыс принципі қолданылады (ығысудағы жұмыс).

Соңғы элементтер әдісімен есептеуде статикалық кинематикалық тепе-тендік жағдайынан біреуі дәлме-дәл, ал екіншісі жорамалмен орындалды дейміз (идеализация). Міне, осы негізге сүйеніп күш пен ығысу арасындағы байланыстар өрнектеледі. Күш әдісін пайдаланғанда, соңғы элементтерге түсетін кернеулер статикалық тепе-тендікті бұзбайды десек, ығысу (перемещение) әдісі бойынша есептегенде, әр элементтердің өзіндік жылжуына байланысты кинематикалық тепе-тендік сақталады деп санаймыз.

Қазіргі кезде осы екінші әдіс, кинематикалық тепе-тендікке негізделген ығысу әдісі (метод перемещений) кеңінен қолданылып

келеді, себебі күрделі құрылымдардың кинематикалық өзара байланыстылығы оңай байқалады. Ал егер динамикалық күш пен деформация байланыстылығы сызықтық заңдылыққа келмейтін (нелинейные) жағдайларда пайда болатын өте күрделі есептерді осы соңғы элементтер әдісін пайдаланып шешу өте тиімді.

Ығысу әдісін пайдаланып, серпімді денелер үшін күштердің, элементтерге түсетін шамасын төмендегіше өрнектеуге болады:

$$\{F\}^e = [K]^e \{\delta\}^e + \{I\}^e,$$

мұнда: $[K]^e$ — қатандықтың матрицасы;

$\{\delta\}^e$ — түйінді (узловых) ығысуының векторы;

$\{I\}^e$ — элементтерді түйіндік күштердің бастапқы вектор тізбегі (столбец).

Барлық құрылымды есептеу қажеттілігінен осы қаралған элементтердің жиынтығын жасап құрастыру қажет, ол үшін элементтердің қатандық матрицаларын біріктіріп, құрылым қатандығын аламыз.

Құрылымның түйіндік күштері былай анықталады:

$$\{R\}^s = [K]^s \{\delta\}^s + [I]^s,$$

мұнда: $\{\delta\}^s$ – құрамның түйіндік ығысу векторы;

$[I]^s$ – құрамның түйіндік күштерінің бастапқы вектор тізбегі.

Бұл тендеулер жүйесі шектелген шарттарды ескере отырып, шешімін табады.

Нақты құрылымды осы әдіспен есептеуде, элементтер саны жүздеген элементтерді қамтиды, ал тендеулер құрған кезде белгісіздер саны жүздеп, мыңдап саналуы мүмкін. Мысалы, ASKA (Automatic System for Kinematics Analysis) бағдарламасында құрылымдарды 27000 элементтерге бөлшектеп, 43000 белгісізі бар тендеулер құрып шешуге, ол үшін сыйымдылығы мол, тез жұмыс істейтін ЭЕМ-лар қажет.

Осы құрастырылған тендеулер жүйесін шешу екі түрде орындалады: біріншісі жекелей шешу, онда Гаусс әдісі пайдаланылады, екіншісі жанама әдіс (косвенный метод), мұнда Гаусс-Зейдель әдісі қолданылады. Осы әдістерді іске асыратын бағдарламаның бірі NASTRAN (NASA Structural Analysis).

Өлшемдер анықтау есебі

Машина бөлшектері тетіктерінің құрылымын жасау, біріншіден олардың өлшемдерін, параметрлерін анықтаудан басталады. Ол есеп, машина мен механизмдердің, қондырғылардың жұмыс істеуіне байланысты шешіледі, атап айтсақ, қабылдайтын күштің шамасы мен жұмыс істеу мерзімдерінің жағдайларына байланысты анықталады.

Өлшемдері нақты анықталған соң оларды тексеру есебі жүргізіледі.

Машина бөлшектерінің тиімді құрылымын жасау үшін, олардың көптеген берілгендері өзгертіліп, мысалы материалдары, олардың қаттылығы, жұмыс тәртіптері және т.б., бірнеше рет есептеу қажет.

Міне, барлығының орындалу жолдары келесі тарауларда қарастырылады.

Сызба дайындау

Жобалауда сызба (чертеж) дайындау негізгі жұмыстың бірі екені белгілі, сондықтан да Автоматтық жобалау жүйелерінде де оған көп көңіл бөлінеді.

Графикалық бейнелерді әр түрлі жолмен алуға болады. Мысалы, суретте бейнеленген пішінді, оларды FX, FY, LB, LH, B өлшемдерін өзгерту арқылы сегіз түрлі графикалық бейне алуға болады. Бұл әдісте біз геометриялық пішіндерін сызбай-ақ, олардың параметрлерін көрсету жеткілікті. Бұл әдіс варианттық деп аталады, ал екінші әдісте бейнелеу геометриялық элементтерден құрастырылып сызылады, мысалы екі өлшемді АЖЖ-де бейне сызық, шеңбер, дөңгелек және эллипсті немесе солардың элементін пайдаланып сызылады, құрастырылады. Сондай-ақ сызу кезінде қайталанатын бейнелерді бұру немесе көшіру арқылы жеңілдетуге болады.

Сызбаның өлшемдерін көрсету және штрих сызықтарын жүргізу, диалогты ретпен немесе автоматтық түрде орындалады (мысалы DETAIL–2, CADD3–3 жүйелері). Жұмыстың сызбаларында бөлшектер бетінің кедір-бұдыры, шақтамасы (допуск) және техникалық көрсеткіштері берілуі қажет. Сызба жұмыстарын жүргізу бізде АВТОКАД бағдарламасымен жүргізіледі.

Сызбаны кеңістік өлшемінде бейнелейтін АЖЖ-лер, олар бөлшектердің геометриялық пішінін көлемді етіп көрсетуді қамтамасыз етеді (аксонометрия),

Бұндай жүйелерде, құрылым көлемдік бейнеленген көптеген бөлшектерден құрастырылады және әр қайсысының өзіндік өлшемдері белгіленіп, оларды құрастыру жағдайы қарастырылады.

Көлемдік бейнелеудің ең бір артықшылығы, құрылымды қалай көрсетем десеңде, оған мүмкіншілік береді: әр түрлі проекциясын жасау, бөлшектеу, қайта жинау, өлшемдерін қою, қимасын, кескінін көрсету және т.б. (модуль жүйесі GEOMETRIE).

3. МЕХАНИКАЛЫҚ БЕРІЛІСТЕР ТУРАЛЫ НЕГІЗГІ ҰҒЫМДАР

3.1. Жалпы мәліметтер

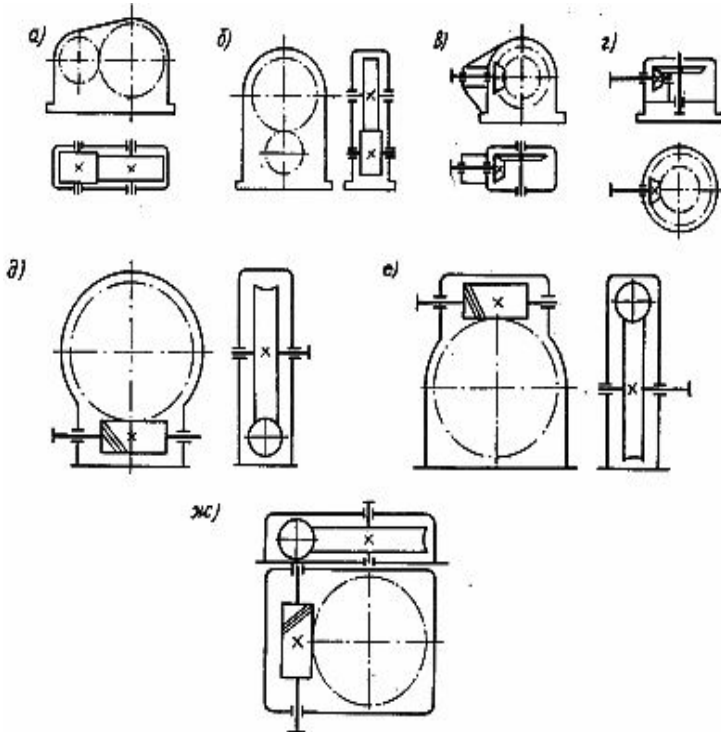
Механикалық берілістер, қозғалыспен күш қуатты белгілі бір қашықтыққа жеткізу және оларды түрлендіру үшін қолданылады. Оларға тісті, бұрамдықты, планетарлық, толқынды, ременді және шынжырлы берілістер жатады. Осы берілістердің жиынтығы, дербес жекеленген қондырғы ретінде құрылса, оларды бәсеңдеткіш немесе мультипликатор деп атайды.

Бәсеңдеткіштер (редуктор) қозғалыс жылдамдығын өзгерту үшін пайдаланады.

Машина жасау өнеркәсібінде бәсеңдеткіштер кеңінен таралған. Осыған орай, солардың ішкі құрылымына тоқталып, курстық жобалау жұмыстарын жүргізуде, оны негізгі торап ретінде қарастырамыз. Бәсеңдеткіштер -цилиндрлік, конустық, бұрамдықты, толқынды және т.б. берілістерден тұрады және олар бір, екі және көпсатылы етіп құрастырылады. Олар беріліс түрлеріне, саты санына және құрамдарының ерекшеліктеріне байланысты аталады. Мысалы, жайма сұлбамен құрастырылған екі сатылы цилиндрлік немесе конустық және цилиндрлік екі сатылы, бір сатылы толқынды бәсеңдеткіштер және т.б. Олар құрылымына сай төменгі түрлерге бөлінеді: а) тісті дөңгелектің пішініне байланысты цилиндрлік, конустық; ә) білік өстерінің орналасуына байланысты тік және горизонталь; б) кинематикалық сұлбаларының құрылысына орай, жайма, өстері бір түзуде жатқан (соосные – шығаберіс және кіреберіс) біліктердің өстері, сатылары косалқы (раздвоенной ступенью) және т.б.

3.2. Бәсеңдеткіштердің негізгі түрлері

Құрылымы ең қарапайым түріне бірсатылы бөсендеткіштер жатады (3.1-сурет). Беріліс түрлеріне байланысты, олар цилиндрлік, конустық, бұрамдықты, планетарлық және толқынды болып бөлінеді. Бір сатылы цилиндрлік тісті бөсендеткіштер горизонт бойынша. (3.1а-сурет), ал кейде тік (3.1б-сурет) орналастырылып жасалады.,



3.1-сурет. Бір сатылы бөсендеткішлар

Егер тісті берілістердің жылдамдығы жоғары болса ($V > 2,5 \text{ м/с}$), онда қиғаш, не айқас (шаврон) тісті берілістерді пайдалану қажет. Сондықтан қиғаш тісті цилиндрлік бөсендеткіштер кеңінен таралған. Бірсатылы бөсендеткіштердің беріліс санын 6,3-тен асырмаған жөн, себебі тұлға мөлшері (биіктігі) ұлғайып кетеді. Тік бөсендеткіштер (тісті берілістері тік орналасқан) конструкциясы күрделірек және оның дайындау жинау жұмыстары қиындап кетеді. Егер екі жағынан

ашылатын қақпақ жасап құрастырсақ, оларды дайындау жұмыстары көбейіп, жоғары дәлдікпен жасалуды қажет етеді. Ал егер тек бір бүйір жағынан қақпақ жасасақ, онда мойынтіректермен тісті дөңгелектердің жиналуы қиындайды.

Конустық бәсендеткіштерді дайындау және жинау жұмыстары күрделі, сондықтан олар цилиндрлік бәсендеткіштерға қарағанда қымбатқа түседі, бірақ олар қозғалысты тік бұрышқа (негізінде кез келген бұрышқа) бұрып бере алады.

Олардың шығаберіс білігі көбінесе горизонт бойында орналасқан, (3.1а-сурет), ал егер бірінші білікті консольсыз жасасақ, тістерге күш бірқалыпты түсіп, берілістің жұмыс істеу мерзімі ұзарады да, бірақ олардың тұрғыларының (корпус) конструкциясы күрделеніп, мойынтіректерді өстік бағытта реттеу қиындайды. Бірсатылы тісті берілісті бәсендеткіштердің беріліс саны $u = 1,6...8$, дөңгелектің ендік коэффициенті $\Psi_a = 0,25...0,5$ (айқас тістер үшін $\Psi_a = 0,5...0,8$) және қиғаш тістердің ең істігі $\beta = 8^0...22^0$ аралығында алынады.

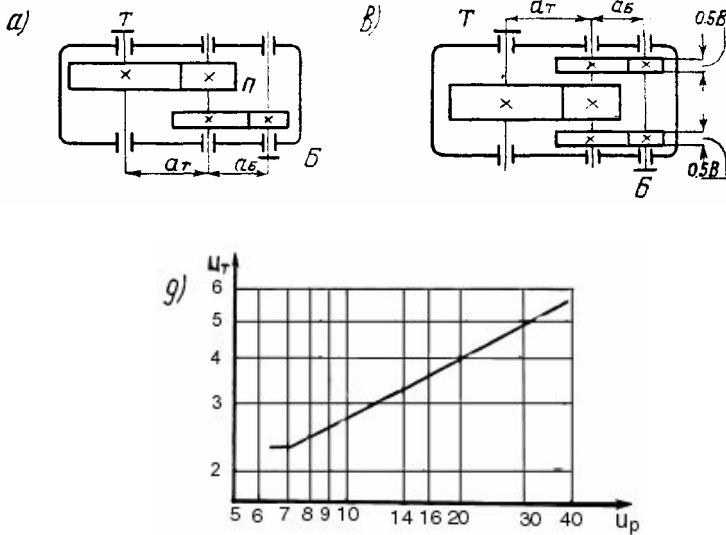
Бірсатылы бұрамдықты (червякті) бәсендеткіштердің бұрамдығы олардың төменгі, жоғары және бүйір беттерінде орналастырылады. Оларды таңдап алу, машина жетектерінің жалпы құрылымына байланысты қабылданады. Ал егер бұрамдықты бәсендеткішды жоғары және төменгі беткейлеріне орналастыруға болатын болса, онда оларды таңдау жылдамдыққа байланысты жүргізіледі. Егер бұрамдықтың жылдамдығы 4...5 м/с артық болса, оларды жоғары беткейге орналастырған жөн, себебі олар майға малынып майланатын болса (көп жағдайда қабылданатын жағдай), онда майды араластыруға берілетін қуаттың біразы шығын болады. Жалпы бұрамдықты бәсендеткіштердің пайдалы әсер коэффициентінің шамасы төмен екенін еске ала отырып, олардың 40...50 кВттан асырмай беріліс санын $u = 16...50$ аралығында қабылдаған жөн. Цилиндрлік бәсендеткіштермен салыстырғанда бұрамдықты берілістердің тұлға мөлшері кіші, жеңіл болады, бірақ олардың бағасы жоғары келеді.

Бірсатылы планетарлық және толқынды берілісті бәсендеткіштердің мөлшері кіші, салмағы аз, кинематикалық мүмкіншілігі жоғары болғандықтан оларды пайдалану аясы жылдан жылға кенеюде. Планетарлық берілістердің беріліс саны $u = 4...10$ болса, толқындық берілістердікі $u = 60...200$ -ге дейін жетеді.

3.3. Екі сатылы бәсендеткіштер

Екі сатылы көлденең орналасқан бәсендеткіштер жайма немесе сәйкес өсті (соосные) болып жасалынады. Жайма бәсендеткіштерде тісті дөңгелектерді симметриялық орналаспауына байланысты тістерге күш бірқалыпты таралмайды, сондықтан тіс дөңгелектерінің материал қаттылығы жоғары болса, онда бірінші сатыны (жоғары жылдамдықпен айналатын) екіге бөліп (3.2в-сурет) жасаған тиімді. Бұл жағдайда бірінші сатыдағы тісті дөңгелектер қиғаш тісті жасалынады, ал бәсендеткіш салмағы 20% дейін төмендейді. Екі сатылы бәсендеткіштердің беріліс саны $u = 12,5...25$ (шекті мөлшері) аралығында, ал оларды сатыларға жіктеу (3,2 в-суреттегі) графикке байланысты алынады.

Екі сатылы бәсендеткіштердің бірінші сатысы тез шапшаң айналымды (быстроходные), ал екінші сатысы (екінші механикалық беріліс) шабан айналымды (тихоходные) деп аталады.



3.2 - сурет. Екі сатылы цилиндрлі бәсендеткіштер

Бәсендеткіштердің жалпы беріліс санын сатыларға бөлуге байланысты дөңгелектердің өзара тұлға мөлшері де өзгеріп отырады.

Осыған орай, егер дөңгелектер диаметрі шамалас болсын десек, бұл шарт олардың майға бір мөлшерде малынып бірқалыпты майлануын қамтамасыз етеді, онда бірінші жоғары жылдамдықты

сатының беріліс саны $u_1 = (1, 1 \dots 1, 2)$ u_p қатынасына сәйкес алынады. Ал егер тұлға өлшемдерін кеміткіміз келсе, онда $K_{HL} > 1$ болғанда $u_1 = 0,9$ u_p^2 және $K_{HL} = 1$ болғанда $u_1 = 0,75$ u_p қатынасы бойынша анықталады. Сәйкес өстік бәсендеткіштердің ұзындық өлшемі кіші болады, сондай-ақ олардың кіреберіс және шығаберіс біліктерінің өстік сызығы бір түзу бойында жатады. Кейбір жағдайларда олардың екінші сатысында ішкі іліністен тұратын тісті дөңгелектер қолданылады. Сәйкес өстік құрылымды планетарлық бәсендеткіштерді пайдалану арқылы іске асыруға болады.

3.1-кестесінде екісатылы сәйкес өстік бәсендеткіштердің кинематикалық сұлбасы мен беріліс сандары көрсетілген.

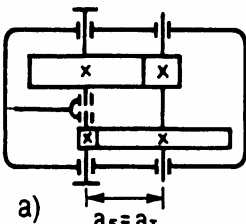
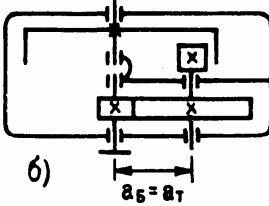
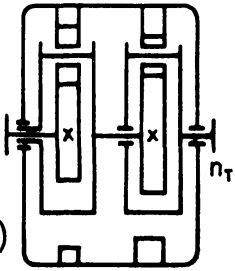
3.2- кестесінде екісатылы (аралас) түрлі тісті берілістерден құралған бәсендеткіштердің сұлбасы мен ұсынылған беріліс сандары келтірілген. Екі сатылы жайма сұлбамен жасалған бәсендеткіштердің өсаралық қашықтығын 630 мм - ден асырмай және өзара қатынасын $a_{w1}/a_{w1} = 1,12, 1,25, 1,4$ мөлшерінде алған жөн.

Екі сатылы аралас берілісті бәсендеткіштердің ішінде жиі қолданылатыны: бұрамдықты және цилиндрлік-бұрамдықты бәсендеткіштер. Олардың беріліс саны жоғары шамада алынады $u_{max} = 400$ -ге дейін жетеді. Бұрамдықты-цилиндрлік бәсендеткіштер жоғары жылдамдықта шусыз жұмыс істейді. Оларды майлау және жинау жұмыстарында және жүргізуде ыңғайлы болады. Бұл бәсендеткіштердің өсаралық қашықтықтар қатынасын $a_{w1} = 0,63a_{w1}$ тең етіп алған тиімді. Ал цилиндрлік-бұрамдықты бәсендеткіштер қозғалтқыштармен жақсы сыбайласады, оларды муфтасыз қосып, қозғалтқыш бәсендеткіштер ретінде пайдалануға да болады. Өсаралық қашықтар қатынасы $a_{w1}/a_{w1} = 4 \dots 0,5$ аралығында болған жөн.

Конустық-цилиндрлік бәсендеткіштерді жобалуда олардың негізгі өлшемдер қатынасы $d_{a2}/a_w = 1,12, 1,25, 1,4$ шамасында және цилиндрлік тісті берілістің беріліс саны, $u_4 = 3,15 \dots 5$ аралығында алынады. Бұл өрнекте d_{a2} - екінші конустық дөңгелектің бөлгіш шеңберінің диаметрі; a_w - өсаралық қашықтық.

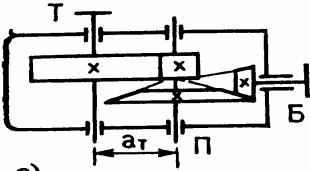
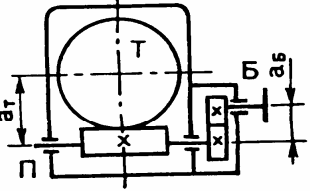
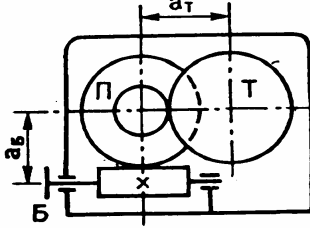
3.1-кесте

Екісатылы сәйкес өстік бәсендеткіштер

Бәсендеткіштердің сұлбасы	$u_{ред}$	u_B	u_T
 <p>a)</p>	<p>12.5...22.4 (7.1...40)</p>	$\frac{u_{ред}}{u_t}$ $u_B = \sqrt{1.2u_p}$	$0.9\sqrt{u_{ред}}$
 <p>б)</p>	<p>12.5...20</p>	$2\sqrt{u_{ред}}$ <p>4</p>	$\frac{u_{ред}}{u_B}$ $\frac{u_{ред}}{4}$
 <p>в)</p>	<p>$u \leq 25$</p> <p>25...63</p>	$\frac{u_{ред}}{6, 3}$	$\frac{u_{ред}}{10}$

3.2-кесте

Екісатылы (аралас) түрлі тісті берілістерден құралған бәсеңдеткіштер

Бәсеңдеткіштердің сұлбасы	$u_{ред}$	u_B	u_T
 <p>а)</p>	<p>12,5...20 (8...40)</p>	$\frac{u_{ред}}{u_T}$	$0.63\sqrt[3]{u_{ред}}$
 <p>б)</p>	<p>3.15...125 (16...200)</p>	<p>1.6...3.15</p>	$\frac{u_{ред}}{u_B}$
 <p>в)</p>	<p>50...400</p>	$\frac{u_{ред}}{u_T}$	<p>4...63</p>

3.4. Бәсеңдеткіштердің негізгі өлшемдері мен көрсеткіштері

Бәсеңдеткіштердің негізгі өлшемдері мен көрсеткіштері ретінде олардың өсаралық қашықтығы, конустық тісті дөңгелектердің бөлгіш конусының негізгі диаметрі, планетарлық берілістерде жетек (водило) радиусы, бұрамдықты диаметрлерінің модульдер және т.б. Олардың шамасы және стандартталған сандар реттігінен алынады. Цилиндрлі тісті берілістердің беріліс саны СТ СЭВ 312-76 стандартына сәйкес қабылданады.

Бірінші қабылдау реттігі: 1; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,4; 5,6; 8; 10; 12.

Екінші қабылдау реттігі: 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11.

Ал өсаралық қашықтықтарда төменгі сандар, реттігіне сәйкес қабылданады.

Бірінші қабылдау реттігі: 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160;200; 250; 315; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600.

Екінші қабылдау реттігі: 140; 180; 225; 280; 355; 450;560; 710; 800;1120; 1400; 1800.

Тісті дөңгелектердің ендік коэффициентінің шамасы мына сандар ретінен қабылданады: 0,100; 0,125; 0,160; 1,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800;1,0; 1,25.

Ендік коэффициенттің шамасы тісті дөңгелектердің орналасу жағдайы мен олардың материалдарының қаттылығына байланысты 3.3-кестеге сәйкес алынған жөн.

3.3.-кесте

Ендік коэффициентін таңдап алуға арналған нұсқаулар

Берілістердің орналасу жағдайы	Материал қаттылығы	Ендік коэффициент
Симметриялық емес Симметриялы Беріліс қорабтары Айқас тісті	HB < 350 HRC > 40 қандай болса да	0,315...0,4 0,25...0,315 0,2...0,25 0,63...1,0

Тісті дөңгелектердің модуль шамасы материал қаттылығына байланысты жуықтап анықтауға болады. Егер тіс бетінің қаттылығы HB<350 болса, $m_n=(0,01...0,02)a_w$ және HRC>40 болса, $m_n=(0,016...0,0315)a_w$ аралығына стандартталған (ГОСТ 9563-80) сандарды реттеріне сәйкес қабылдауға болады: 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8; 10,0; 12,5; 16; 20; 25. Қиғаш дөңгелектер мен бұрамдықтың бүйірлік

модулі стандартталады, толқынды берілістердің модулі бірден кіші шамада қабылданады.

Конустық берілістерде тісті дөңгелектердің ендік коэффициенті олардың конустық қашықтығына (конус төбесімен табан қашықтығы) байланысты $\Psi_d = 0,27...0,3$ аралығында алынады. Іс жүзінде көбінесе $\Psi_d = v/R_c = 0,285$ тең етіп қабылданады және де дөңгелек тісті конусты беріліс кеңінен қолданылады. Себебі, олардың беріктігі жоғары келеді, жинау кезінде өте күрделі жұмысты қажет етпейді және шусыз жұмыс істейді. Конустық тісті беріліс саны, 3,15; 4 және 5 тен аспағаны жөн, ал конустық-цилиндрлік бәсендеткіштерде $d_{a2}/a_w = 1,12; 1,25; 1,4$ қатынасында алынады.

Бірсатылы планетарлық бәсендеткіштердің беріліс саны $u = 4...10$, ал екісатылыныкі $u = 16...100$ аралығында алынады. Планетарлық берілістерде өлшемдер ара қатынасы жуықтап былай өрнектеледі: $\Psi_K = 0,4...1$ бұл аралықта беріліс саны өскен сайын Ψ_K шамасы кемиді, $\Psi_d = v/d \leq 1,6$ немесе $\Psi_B = 0,25 \Psi_K$ и. Модульдер шамасын жуықтап жетек радиусына байланысты алуға болады: егер $HR \leq 350$, онда $m/R = 0,016...0,025$ және $HRC \geq 40$ болса, $m/R = 0,025...0,4$ аралығында қабылданады. Кіші тісті дөңгелектің (шестерня) тістер санын 12-ден кем қабылдауға болмайды.

Толқынды бәсендеткіштер үшін беріліс қатынасын $u = 80...315$; $\Psi = v/d = 0,2$ аралығында қабылдаған жөн.

Бәсендеткіштер құрамдарының техникалық деңгейінің көрсеткіші ретінде олардың күш моментіне тиісті меншікті массасы мен бағасы алынады: $\chi = m/T$ және $\alpha = B/T$, бұл жерде m - бәсендеткіш массасы, B – бағасы сом, T - күш моменті Нм.

Бәсендеткіштердің түріне χ онша байланысты емес, ол көбінесе тістердің беттік қаттылығына кері пропорциональды қатынаста $\chi_{HB} = \text{const}$, әлбетте χ шамасы өскен сайын бәсендеткіштердің салмағы жоғарылап, тұлғасы үлкейеді.

Конустық және толқынды бәсендеткіштерден басқаларының көрсеткішін (3.4 – кесте) бойынша бағалауға болады.

Бәсендеткіштердің техникалық деңгейі

χ ,кг/Нм	Техникалық деңгейін бағалау
> 0,2	Төменгі деңгейде
0,1...0,2	Орташа деңгейде
0,06...0,1	Жоғары деңгейде дайындалып құрастырылған

3.5. Жобалау жұмыстарының тақырыбы мен берілетін тапсырмалары

Жоғарыда көрсетілгендей (1.3), жобалау жұмысын бастау үшін техникалық тапсырманы мұқият анықтап алу керек. Болашақ мамандар, мүмкіндігінше жалпылай пайдаланылатын машина бөлшектерінің тораптарының түрімен, беріктіктерін, сенімді жұмыс істей алатын қабілеттігін анықтап, бірімен-бірін құрастыра білуі керек. Жобалау жұмыстарының барлық кезеңдерін жүргізе отырып (эскиздік және техникалық жобалау), оларды дайындауға арналған құжаттарды құрастыруы қажет. Сондай-ақ, стандарттармен, көптеген қосымша анықтама кітаптармен танысып, оларды жүйелі пайдалануға дағдылануы тиіс.

Осы шарттарға сай келетін тапсырмалардың бірі, өндірістің барлық саласында пайдаланатын жүк тасымалдайтын машиналардың (конвейерлердің), дайындамалар беріп тұратын тұрғылардың (питатель), араластырғыштар (смесители) жетектерінің жобасын жасау. Ол жетектің негізі болып бәсендеткіш алынады, ал олардан өртүрлі механикалық берілістерін құрастыруға болады. Сондай-ақ бұл жетектердің құрамына белдікті және шынжырлы берілістер, муфталар, электроқозғалтқыш көптеген подшипниктер және біріктіру бөлшектері енеді. Сондықтан жобалау кезінде, студенттер тек қана осындай машина тораптары мен бөлшектерінің өлшемдерін анықтаумен қатар, олардың құрамдарын да тандап алуға мүмкіншілік алады. Бір мақсатқа арналған, атқаратын жұмыстары бірнеше торап немесе бөлшектерді өзара салыстырып тандап алу және өртүрлі құрылымдар құрастырып, олардың тиімдісін анықтау мәселелері туады. Осы мәселелерді түсініп, құрастыра білумен қатар тиімді шешімін табу жолдарын қарастыру болашақ мамандардың ең бір маңызды мақсаты. Осы мақсатқа жету үшін оның орындау жолдарын, әдістерін үйреніп қағазға техникалық сызба ретінде дайындап, жоба жұмыстарын кезең-

кезеңмен жүргізіп дағдылану студенттерге қойылатын талаптың негізі болып саналады.

Жобалау жұмыстарының көлемі студенттердің болашақ мамандығына байланысты анықталады. Олардың құрамына жүргізілген есеп қорытындыларын қамтитын түсініктеме жинағы мен бірнеше (3...5) сызу қағазына түсірілген, жинақ бірліктерінің құрастыру сызбасы (бәсеңдеткіш, рама муфта және т.б. және бөлшектеу (деталировка) енеді. Сондай-ақ, есептеуге арналған алгоритм сұлбасы, оларды талдауға, есептеудегі графиктер көрсетілуі қажет.

Жобалау жұмысын жүргізу үшін жетектердің кинематикалық сұлбасы, шығаберістегі біліктегі немесе бөлшектегі әсер ететін күш немесе күш моменттерінің және қозғалыс жылдамдықтарының шамасы беріледі. Мысалы, жүк тасымалдайтын жылжымалы машиналарда (конвейерде) жүк тасымалдағыш лента мен шынжыр жылдамдығы мен пайдалы күш (шеберлік күш) немесе күш моментінің шамалары беріледі. Шынжырдың немесе лентаның сызықтық жылдамдығы берілсе, жүлдызша немесе барабанының диаметрін анықтап, оларды бұрыштық жылдамдыққа ауыстырып алады. Сондай-ақ осы жетектің жұмыс істеу уақыты, мерзімі, қабылдайтын жүктердің (күштердің) өзгеру сипаттамасы беріледі. Күш моменттерінің өзгеруі график түрінде немесе стандартталған уақыттардың біріне сәйкестеп беріледі. Сонымен қатар осы жетектердің дайындалу санымен байланысты өндірістің түрі, жобалау және сызу жұмыстарының көлемі мен қажет болатын қосымша өлшемдері беріледі.

4. ЖЕТЕКТЕРДІҢ КИНЕМАТИКАЛЫҚ ЕСЕБІ

4.1. Электроқозғалтқыш тандап алу

Машиналар жетегінде қозғалтқыштар, олардың керекті қуатына байланысты алынады. Жоғарыда айтылған жүк тасымалдағыш машиналарға көбінесе электроқозғалтқыш пайдаланылады. Олар пайдалану тоғының түріне байланысты тұрақты және айнымалы токты болып бөлініп жіктеледі. Тұрақты ток көзінен жұмыс істейтін электроқозғалтқыштардың күш моменті мен бұрыштық айналу жылдамдығын сатысыз бірқалыпты өзгертіп отыруға болады, сондықтан олар машиналарды іске қосып, тоқтату немесе қарамақарсы бағытта айналдыру кезеңдерін жатық, шамасы жоғары динамикалық күш туғызбай, бірқалыпты жүргізуге мүмкіндік

береді. Бірақ олардың тұлға мөлшері (габарит) үлкен, ауыр және тұрақты ток көзін алуға арналған тұрғыларды қажет етеді, сондықтан қымбат.

Жалпылай пайдаланатын жетектермен, тетіктердің қозғалтқышы ретінде көбінесе үшфазалы айнымалы ток көзінен жұмыс істейтін синхронды немесе асинхронды электроқозғалтқыштар қолданылады. Синхронды электроқозғалтқыштардың бұрыштық жылдамдығы іс жүзінде өзгермейді, түскен күштің шамасына да байланысты емес, олардың шамасы ток жиілігі және полюс жұптарының санымен ғана анықталады:

$$n_n = 60f/k \text{ немесе } \omega_c = 2\pi f/k, \quad (4.1)$$

f - ток жиілігі, стандарттық жүйе бойынша $f = 50 \text{ с}^{-1}$ k - полюс жұптарының саны ($K = 2...8$), n_c - синхронды бұрыштық жылдамдық, $\text{мин}^{-1}, \text{с}^{-1}$. Мұндай электроқозғалтқыштардың пайдалы әсер коэффициентімен $\cos \Phi$ жұмыс істеу қабілеті жоғары (большой коэффициент перегрузки).

Бірақ синхронды электроқозғалтқыштарды іске қосу үшін (пуск) арнаулы жабдықтар пайдаланылады. Осыған орай олардың салмағы артып, бағасы өседі.

Дегенмен жылдамдық шамасы тұрақты болуы қажет болса, мысалы дыбысты немесе басқа сигналдарды жазып алу аспаптарында, олар міндетті түрде пайдаланылады.

Машина жасау өнеркәсібінде және өндірістің көптеген саласында үшфазалы асинхронды электроқозғалтқыштар кеңінен таралған. Олар роторларының құрылымына қарай, фазалық және қысқатұйықталған (короткозамкнутые) болып екіге бөлінеді. Фазалық асинхронды электроқозғалтқыштардың ротор тізбегіне арнаулы кедергі жинағы (реостат) қосылып, бірқалыпты қосу және жылдамдықты өзгерту іске асырылады. Осының бәрі олардың құрамын күрделендіріп, бағасын жоғарлатады. Ал қысқа - тұйықталған электроқозғалтқыштардың құрамы ең қарапайым, жөндеу және баптау жұмыстары ыңғайлы жүргізіледі, бағасы арзан. Аздап пайдалы әсер коэффициенті мен $\cos \Phi$ көрсеткіші кемдеу. Бірақ сенімді, ұзақ мерзімде жұмыс істей алатын қабілеттілігіне және арзандылығына байланысты кеңінен пайдаланылады. Жылжымалы жүк тасушы машиналардың жетегінде және басқа аспаптар мен тұрғыларда жетектерде қолданылады. Біздердің жобалау жұмыстарымызда, осы қозғалтқышты пайдаланған жөн. Қысқатұйықталған электроқозғалтқыштардың жүк (күш) қабылдау көрсеткіші (тяговая характеристика) (4.1-суретінде)

көрсетілген. Бұл қозғалтқышқа тән қасиет жүк түскенде олардың айналу жылдамдығы шамалы азаяды. Себебі, қозғалтқыш роторының айналу жылдамдығы магнит өрістерінің өзгеру жылдамдығынан аздап қалып отырады, оны сырғанау деп атайды және оның шамасы былай анықталады:

$$S = \frac{n_c - n}{n_c} 100 \%. \quad (4.2)$$

Мұнда n_c - 4.1. өрнегімен анықталатын қозғалтқыштардың синхронды айналым саны, бұрыштық жылдамдығы.

n - жүк (күш) түскендегі қозғалтқыштың іс жүзінде көрсететін айналым саны.

Электроқозғалтқыштардың негізгі көрсеткіштері ретінде олардың күш моменттері мен айнымалы саны және сырғанау шамасы беріледі. Бірқалыпты немесе номинальдық күш моментіне $T_{ном}$ сәйкес келетін айналым саны $n_{iом}$ белгіленеді, $n_{iом}$ бұл уақытта электроқозғалтқыштар қызбай, ұзақ уақыт ең жоғары пайдалы әсер коэффициентпен жұмыс істейді.

Электроқозғалтқыштың қуатын анықтау үшін, алдымен берілген жүк тасымалдағыш таспа, шынжырлардың жылдамдығы мен пайдалы күш немесе күш моменттерінің шамасын тудыратын керекті қуат анықталады және ол пайдалы шығаберіс біліктегі қуат деп белгіленеді.

$$P_{шығ} = F_t \cdot v_1 \text{ (Вт)}, \quad \text{немесе} \quad P_{шығ} = T\omega, \text{ Вт}. \quad (4.3)$$

мұнда: F - берілген немесе шеңберлі күш, Н;

T - күш моменті, Нм;

v - сызықтық жылдамдық м/с;

ω - біліктің бұрыштық жылдамдығы с⁻¹;

Ал егер шығаберіс біліктің бұрыштық жылдамдығы айналу санымен (мин⁻¹) берілсе, онда

$$P_{шығ} = \frac{T\pi n}{30}, \text{ Вт}. \quad (4.4)$$

Әлбетте шығаберіс біліктегі қуат шамасының, электроқозғалтқыш қуатынан айырмашылығы тек қана пайдалы әсер коэффициентінің шамасына байланысты. Осыған орай электроқозғалтқыш қуаты анықталады:

$$P_{эл.} = \frac{P_{шығ.}}{\eta}, \quad (4.5)$$

η - жетектің жалпы алынған пайдалы әсер коэффициенті, оның шамасы былай анықталады:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^k \dots, \quad (4.6.)$$

$\eta_1 \eta_2 \eta_3$ - және т.б. қозғалтқыш пен шығаберіс білік арасындағы берілістер мен басқа тетіктердің пайдалы әсер коэффициенті, олардың шамасы 4.1- кестеден алынады. η_n - бір жұп подшипниктің пайдалы әсер коэффициенті, $\eta_n = 0,99$ - бір жұп подшипниктер үшін, сырғанау подшипниктері үшін $\eta_n = 0,98$; k – жұптар саны.

4.1-кесте

Механикалық берілістердің пайдалы әсер коэффициенті

Берілістер түрі	Жабық берілістер (іалынып майланады)	Ашық берілістер
6-шы және 7-ші дәлдік дәрежедегі цилиндрлі тісті берілістер	0,97...0,98	0,94...0,95
8-ші және 9-шы дәлдік дәрежеде	0,96...0,97	0,92...0,94
Конустық тісті берілістер 6-шы және 7-ші дәлдік дәрежелері үшін	0,95...0,97	0,91...0,93
Бұрамдықты берілістер: өздігінен тежелгіш	0,40	0,30
Өздігінен тежелгісіз кіріс саны:		
1...2		
2...3	0,70...0,80	0,60...0,70
3...4	0,80...0,85	-
	0,85...0,90	-
Шынжырлы берілістер	0,94...0,96	0,92...0,95
Фрикциялық берілістер	0,90...0,96	0,75...0,88
Белдікті берілістер		0,94...0,96

Шынжырлы жүк тасымалдау тұрғыларында жұлдызша диаметрі шынжырдың қадамы (шаг) шамасына байланысты анықталады:

$$D = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (4.7)$$

мұнда: p - жүк көтергіш тарту шынжырының қадамы, мм;
 z - жұлдызша тістер саны.

Жобалауды жүргізуге берілген тапсырмаларда, кей кезде осы жұлдызша немесе барабан диаметрі арқылы олардың айналу жылдамдығы табылады:

$$n_{\text{шил}} = \frac{60 \cdot 1000v}{\pi D}, \text{ мин}^{-1} \quad (4.8)$$

Бұл өрнекте жылдамдық v , м; диаметр: D , мм өлшемдерінде алынады.

Табылған қуат (4.5 - өрнегі бойынша) шамасына байланысты 4.2.-кестесінен айналым сандары 300,1500,1000 және 750 мин^{-1} тең электроқозғалтқыштарын аламыз. Ал енді осы төрт қозғалтқыштың қайсысын алу керек, олардың қуаты есептеу қуатынан қанша айырмашылықта болу керек, олардың есептеудегі шамасын қалай алу қажет деген мәселелерге келсек, онда төменгі ұсыныстарға жүгінген жөн.

1. Есептеуден шыққан қуат қабылданатын қозғалтқыш қуатының шамасынан 5... 6 % артық болмауы шарт. Себебі қысқа тұйықталған асинхронды электрқозғалтқыштарға түскен күш есептегі күштен аздап (5... 6 % шамасында) артық болса, онда олардың қалыпты жұмысы өзгермейді, олар қызбастан әдеттегідей жұмысын атқара береді, ал егер қабылданған қуат шамасы керекті қуат шамасынан әлде қайда артық болса, онда қозғалтқыштар пайдалы әсер коэффициенті мен $\cos \varphi$ көрсеткішінің шамасы азаяды.

2. Егер жетектің атқаратын қызметі және оларға түсетін нақты жүктердің немесе күш моменттерінің өзгеруі болса, онда барлық берілістер мен машина бөлшектерінің өлшемдері есептеу қуатына сәйкес анықталады (мысалы, біздің жобалау жұмыстарымыз). Ал егер күш моменттерінің өзгеру шамасы белгісіз болса немесе жетектер жалпылай пайдалануға арналып жасалса, былайша айтқанда, нақты қолданылатын орны анықталмаған (мысалы, стандартталған бөсендеткіштер) болса, онда есептеу қозғалтқыштың қуатына (қабылданған) сәйкес жүргізілгені дұрыс.

3. Электроқозғалтқыштарының айналым саны азайған сайын, олардың тұлға мөлшері (габариті) мен салмағы арта беретінін ескеру қажет және де олардың бағасы да жоғары болады, олардың тұлға мөлшері мен салмағы айналым саны жоғарылаған сайын кемиді (4.1-

кесте), пайдалы әсер коэффициенті өседі, бірақ жетектің жалпы беріліс саны көбейіп, салмағы артып, қымбатқа түседі.

4.2. - кесте

Қозғалтқыштың түрлері	132М2	132М4	132М6	132М8
Синхрондық айналым, саны мин ⁻¹	3000	1500	1000	750
Қуаты Р, кВт	11	7,5	5,5	4
Салыстырма бағасы	5,3	4,5	3,3	2,5
Пайдалы әсер коэффициенті	0,885	0,88	0,87	0,85

Қозғалтқыштардың көрсеткіштерін салыстырсақ, олардың айналым саны өскен сайын қуатының да артатыны белгілі болады. Біз келтірген салыстыруда, 4.2- бәсеңдеткіш кесте бойынша 2 рет. Ал енді қуаты бірдей айналым саны 3000 мин⁻¹ және 750 мин⁻¹ қозғалтқыштарын салыстырсақ, айналым саны аз қозғалтқыштың салмағы 1.5 есе өскені байқалады. Міне электроқозғалтқыштарын таңдауда осы жоғарыдағы айтылған жағдайларды ескере отырып, берілген кинематикалық сұлбаға байланысты алдын ала қуаты бірдей, ең кем дегенде екі қозғалтқышты (4.3-кестеден) алып, мұқият салыстырып шыққан жөн. Ол үшін алдын ала аздаған жуықтау есептерін жүргізіп, бәсеңдеткіштің тұлға мөлшерін жорамалдап алу қажет. Машина құрылымы құру және эстетикалық тұрғыдан электроқозғалтқыш пен бәсеңдеткіштердің тұлға мөлшерлері шамалас болғаны тиімді. Себебі, олардың бір металдар құрылымынан жасалған, бір негізге орналастыру жағдайы жақсарады. Ал егер қозғалтқыш пен бәсеңдеткіш бір тұрғыға муфтасыз орналасқан (мотор-бәсеңдеткіш) болса, тек осы жағдайда ғана не қозғалтқыштың тұлға мөлшері кіші болғаны, (бәсеңдеткішге бекітіледі) не үлкен болғаны тиімді (бәсеңдеткіш қозғалтқышқа бекітіледі). Электроқозғалтқыштардың тұлға өлшемдері мен көріністері (4.3, 4.4- кестелерінде және 4.1-суретінде) берілген.

4.3- кесте

Электроқозғалтқыштар көрсеткіші

Қуаты Р, кВт	Синхрондық айналым, мин ⁻¹			
	300	1500	1000	750

0,25	-	-	-	71B8/680
0,37	-	-	71A6/910	80A8/675
0,55	-	71A4/1390	71B6/900	80B8/700
0,75	71A2/2840	71B4/1390	80A6/915	90LA8/700
1,1	71B2/2810	80A4/1420	80B6/920	90LB8/700
1,5	80A2/2850	80B4/1415	90L6/935	100L8/700
2,2	80B22850	90L4/1425	100L6/950	112MA8/700
3	90L2/2840	100S4/1435	112MA6/955	112MB8/700
4	100S2/2880	100L4/1430	112MB6/950	132S8/720
5,5	100L2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720
7,5	112M2/2900	132S4/1455	132M6/970	160S8/730

4.4-кесте

Электроқозғалтқыштар өлшемдері, мм (4.1-сурет)

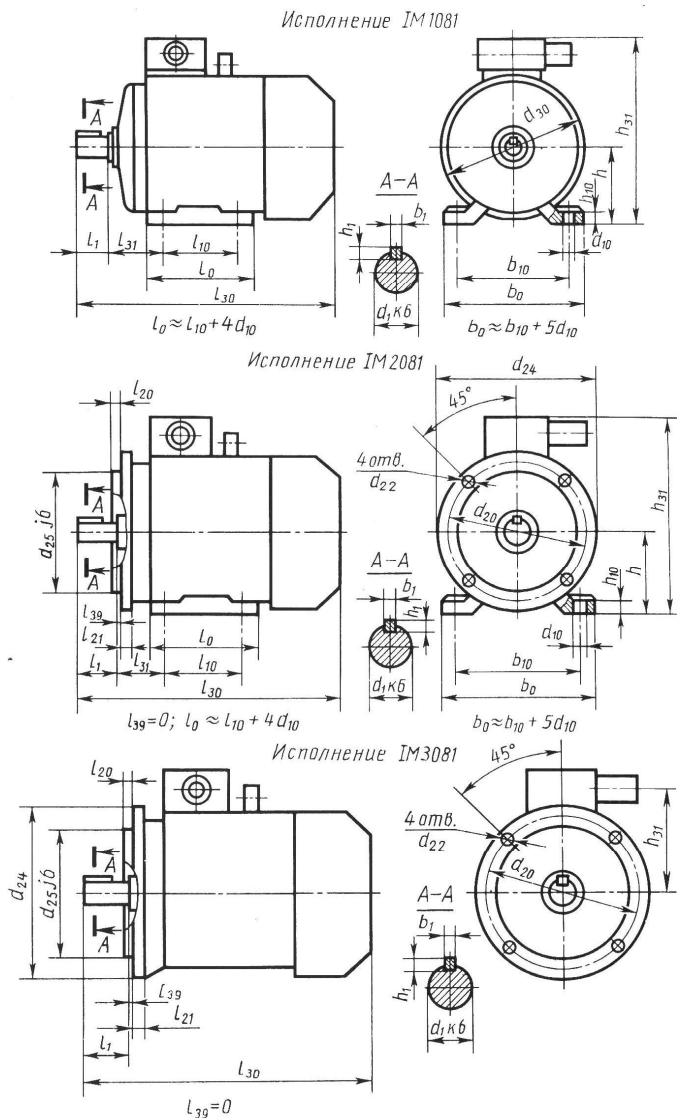
Түрі	Полус-тер саны	Орындалуы					
		IM1081 и IM2081, IM43081					
		d ₃₀	l ₁	l ₃₀	d ₁	b ₁	h ₁
71A,B	2,4,6,8	170	40	185	19	6	6
80A		186	50	300	22		
80B				320			
90L		208	60	350	24	8	7
100S		235		362	28		
100L				392			
112M		260	80	452	32	10	310

4.4-кестесінің жалғасы

Түрі	Полус-тер саны	Орындалуы						
		IM1081 и IM2081						
		l ₁₀	l ₃₁	d ₁₀	b ₁₀	h	h ₁₀	h ₃₁
71A, B	2,4,6,8	90	45	7	112	71	9	201
80A		10	50	10	125	80	10	218
80B		0						
90L		12	56		140	90	11	243
100S		11	63	12	160	100	1	263

Машина бөлшектері мен құрылымын ЭЕМ-де жобалау.

100L		14					
112M		0	70		190	112	310
Түрі	Полос-тер саны	Орындалуы					
		IM1081 и IM3081					
		l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{23}
71A,B	2,4,6,8	3..5	10	165	12	200	130
80A							
80B							
90L		4	12	215	15	250	180
100S			14				
100L			16	265	300	230	
112M							



4.1- сурет. Электрокозгалқыштар

4.2. Жетектердің беріліс санын анықтап оларды тиімді жолмен сатылай бөлу

Жетектердің жалпы беріліс саны төменгі өрнекпен анықталады

$$u_{ж\sum l} = \frac{n_{эл}}{n_{шыл}} . \quad (4.9)$$

Осы табылған жалпы беріліс санын сатылай бөлу керек. Саты ұғымында, қозғалыс жылдамдығын өзгертетін механикалық берілістің ілінісуі немесе үйкеліс күшіне негізделген түрі алынады. Мысалы, екісатылы конустық және цилиндрлік бәсендеткіш дегенімізде, ол қозғалыс жылдамдығын екі рет өзгертетін бірінші сатысы конустық тісті, ал екінші сатысы цилиндрлік берілістен құралған деп түсінуіміз қажет. Бәсендеткіштердің бірінші берілісі көбінесе муфта арқылы қозғалтқышпен тікелей байланысады да, олардың бұрыштық жылдамдығының шамасы жоғары келеді, сондықтан оларды тез айналымды, шапшаң қозғалысты (быстроходные) деп, шығаберістегі берілісті (екісатылы бәсендеткішда екінші беріліс шабан қозғалысты берілістер (сатылар) деп атайды.

Ал үшсатылы бәсендеткіштерда ортадағы беріліс, аралықтағы беріліс (саты) деп аталады.

Жалпы беріліс санын бөлу, төменгі өрнек негізінде жүргізіледі:

$$u_{\Sigma} = u_1 u_2 u_3 \dots u_n . \quad (4.10)$$

u_1, u_2, u_3, u_n - қозғалтқыш пен ең соңғы жұмыс істейтін бөлшектер (біздің жобалауда көбінесе барабан немесе жұлдызша) аралығында берілістердің (жекеленген) беріліс сандары (4.5-кесте).

Егер өндірісте жылына дайындалатын бәсендеткіштердің саны 50-ден астам болса, онда екі және үш сатылы бәсендеткіштер үшін беріліс қатынасын стандарт белгілеген (ГОСТ 2185-86) шамалардан қабылдаған жөн. Ал басқа жағдайларда жетектің жалпы беріліс санын саты-сатыға тиімді бөлуді қарастыру қажет.

4.5-кесте

Беріліс сандарын қабылдауға арналған нұсқаулар

Беріліс түрлері	Қаттылығы	Қабылда- натын мәні	Ең жоғарғы мәні
Бәсендеткіштердің шабан айналатын цилиндрлік тісті берілістен тұратын сатысы	≤ 350 HB 40...56 HRC 56...63 HRC	2,5...5 2,5...5 2...4	6,3 6,3 5,6
Тез, шапшаң айналатын сатысы жайма сұлбалы)	350 HB 40...56 56...63	3,15...5 3,15...5	8 7,1
Тез, шапшаң айналатын сатысы (сәйкес осьтік бәсендеткіштер)	350... HB 40...56 56...63	2,5...4 4...6,3 4...6,3 3,15...5	6,3 10 8 9
Ашық тісті берілістер	350	4...8	16
Беріліс қораптары	Барлық жағдайларда	1...2,5	3/15
Конустық тісті берілістер	Барлық жағдайларда	1...4	6,3
Ашық конусты тісті берілістер Бұрамдықты беріліс	350 HB	2...4 18...50	8 80
Шынжырлы беріліс		1,5...5	10
Ременді беріліс		2...4	8

4.3. Беріліс сатыларының негізгі көрсеткіштерін анықтау

Қозғалтқышты таңдап алған соң берілген кинематикалық сұлбаға сәйкес беріліс сатыларының негізгі көрсеткіштерін анықтауға болады. Ол көрсеткіштер ретінде кіреберіс біліктен бастап машинаның пайдалы жұмыс атқаратын бөлшегін қозғалатын білікке дейінгі біліктерге әсер ететін қуат және күш моменттерінің шамалары мен айналым сандары алынады. Кинематикалық сұлбаның бірінші білігі қозғалтқышпен тікелей байланысады. (Көбінесе муфта арқылы), сондықтан бірінші біліктің айналым саны қозғалтқыштың айналым санымен теңбе-тең бір шамада болады, ал қабылдайтын қуаты бір жұп мойынтіректердің үйкеліс күшіне кеткен зая қуатына немесе пайдалы әсер коэффициентінің есебінен кем болады. Жоғарыда көрсетілген өрнектерді пайдаланып былай жазамыз.

$$P_1 = P_{\text{соз}} \cdot \eta_n \dots \quad \text{және} \quad n_1 = n_{\text{соз}}; T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}. \quad (4.11)$$

Бұрыштық жылдамдықтар қатынасы:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (4.12)$$

мұнда: $n = \text{мин}^{-1}$; ω - рад/с.

Осы әдіспен барлық біліктердегі негізгі үш көрсеткіштердің шамалары анықталады. Есептеу барысында, сатыға ауысқанда берілістің пайдалы әсер коэффициенті мен беріліс саны пайдаланылады.

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{ааd}} \cdot \eta_n; \quad u_2 = \frac{n_1}{u_2} \quad \text{және} \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}. \quad (4.13)$$

Осылайша барлық біліктің негізгі көрсеткіштері анықталады.

4.4. Электроқозғалтқыштың қуатын анықтау алгоритмі

Алгоритм сұлбасы 4.2-суретінде көрсетілген.

1. Берілгендерді машинаға енгізу. Қозғалтқыш қуатын анықтау әр

түрлі өрнектермен жүргізіледі, ол берілген шамаларға байланысты: күш немесе момент, бұрыштық немесе сызықтық жылдамдық ж.т.б.

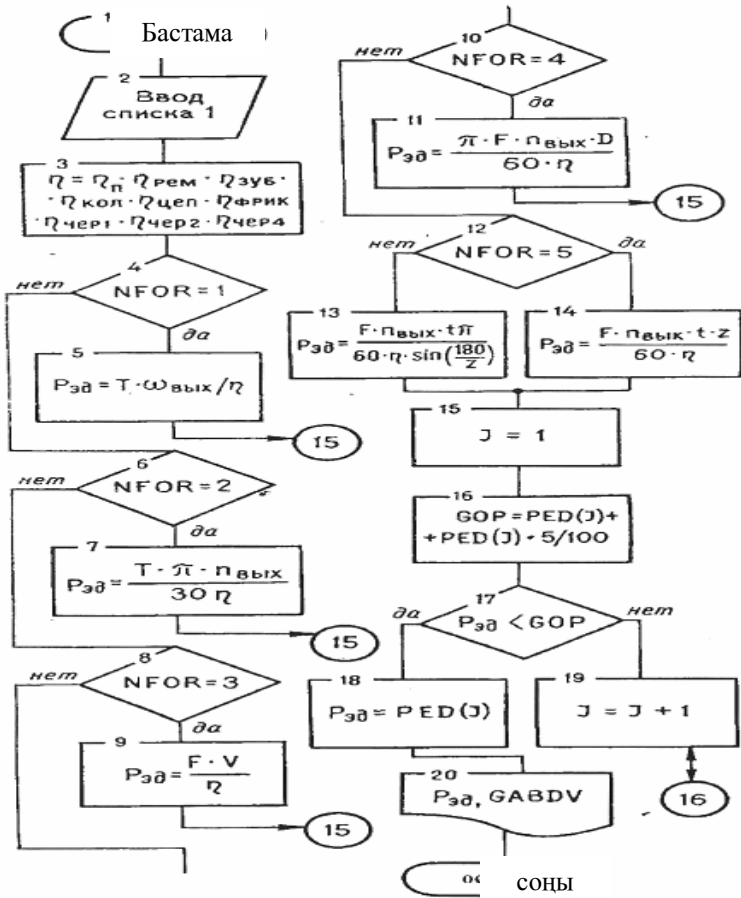
2.Электроқозғалтқыштардың стандартталған өлшемдерін және негізгі көрсеткіштерін енгізу.

3. Қозғалтқыштардың қуаты алгоритмнің 5,7,9,11,13 және 14 символдарында берілген өрнектермен анықталады.

4.Жетектің пайдалы әсер коэффициентін анықтау 3-ші символда көрсетілген.

5.Электроқозғалтқыштар стандарт тізбегінен қуат шамасына байланысты 5 % -тік ауытқумен қабылданады.

Электроқозғалтқыштардың қуатын анықтау алгоритмі (ЕД) 4.2-суретінде берілген, ал бағдарламадағы идентификаторлар 4.6-кестесінде көрсетілген.



4.2- сурет. Электромозгалкыштын қуатын анықтау алгоритм сұлбасы

4.6-кесте

Идентификатор тізімі

Идентификатор	Атауы
KPL	Жетектің ПӘК-і

<i>KPDP</i>	Подшипниктер ПӘК-і
<i>KPDREM</i>	Ременді берілістер ПӘК-і
<i>KPDZUB</i>	Тісті берілістер ПӘК-і
<i>KPDKON</i>	Конустық тісті берілістер ПӘК-і
<i>KPDCEP</i>	Шынжырлы берілістер ПӘК-і
<i>KPDFRIK</i>	Фрикциялық берілістер ПӘК-і
<i>KPDCERI</i>	Біркірістігі бұрамдықты берілістер ПӘК-і
<i>KPDCER2</i>	Екікірiйтiгi бұрамдықты берілістер ПӘК-і
<i>KPDCER4</i>	Төрткірістігі бұрамдықты берілістер ПӘК-і
<i>KPDVOL</i>	Тілқынды берілістер ПӘК-і
<i>PEDN</i>	Электроқозғалтқыштың номиналдық қуаты
<i>FNAG</i>	Жетектегі барабанға әсер ететін шеңберлік күш
<i>DBX</i> <i>S</i>	Диаметр выходного барабана- Сырғанау коэффициенті
<i>NFOR</i>	Формула нөмері
<i>TBX</i>	Шығаберістегі айналдырушы момент
<i>WBX</i>	Шығаберістегі бұрыштық жылдамдық
<i>T</i>	Шынжыр қадымы
<i>ZUB</i>	Тістер саны
<i>PEDR</i>	Электроқозғалтқыштың есептік қуаты
<i>PEDV</i>	Электроқозғалтқыштың қабылданған қуаты
<i>UO</i>	Жалпы беріліс саны
<i>NBX</i>	Шығаберіс біліктің айналу жиілігі
<i>TEDAT</i>	Электроқозғалтқыштың өлшемдер кестесі

4.5. ЕД бағдарламасы: электроқозғалтқышты таңдау

1.ЕД бағдарламасы электроқозғалтқыштардың қуатын төменде

келтірілген өрнектің бірімен анықтайды:

$$1. P_{эд} = \frac{T\omega_{бык}}{\eta_{\Sigma}}. \quad (4.14)$$

$$2. P_{эд} = \frac{T\pi n_{бык}}{30\eta_{\Sigma}}. \quad (4.15)$$

$$3. P_{эд} = \frac{Fv}{\eta_{\Sigma}}. \quad (4.16)$$

$$4. P_{эд} = \frac{F\pi n D}{60\eta_{\Sigma}}. \quad (4.17)$$

$$5. P_{эд} = \frac{Fntz}{60\eta_{\Sigma}}. \quad (4.18)$$

$$6. P_{эд} = \frac{Fnt\pi}{60\eta_{\Sigma} \sin \frac{180}{z}}. \quad (4.19)$$

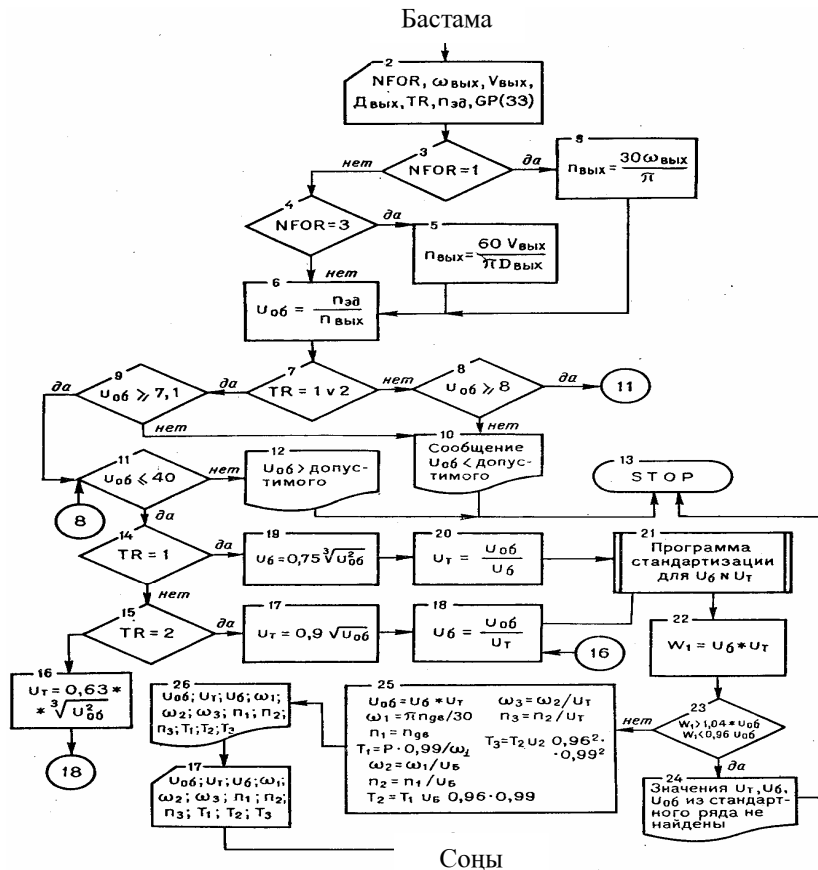
Мұнда: $P_{эд}$ - қозғалтқыш қуаты; T - айналдырушы момент ω ; n - жетекші атанак (барабан) жылдамдығы; F -атанакта әсер ететін күш моменті; v -конвейер таспасының жылдамдығы; η -жетектің пайдалы әсер коэффициенті; D - атанак диаметрі; t, z -конвейер шынжырының адымы мен тістер саны.

Электроқозғалтқыш қуатын анықтау жоғарыда көрсетілген өрнектермен жүргізіледі.

2.Берілгендерді және есептеу шамаларын енгізу машинаның сұрауымен жүргізіледі (диалоговый режим). ПӘК–ті енгізуде жетекте жоқ берілістермен құрылымдар үшін оның мәнін 1-ге тең деп алу қажет, ал мойынтіректер (подшипниктер) үшін олардың ПӘК–тің жұптар санына дәрежелену нәтижесінде анықталады.

4.6. POS бағдарламасы: беріліс қатынасын сатылай жіктеу

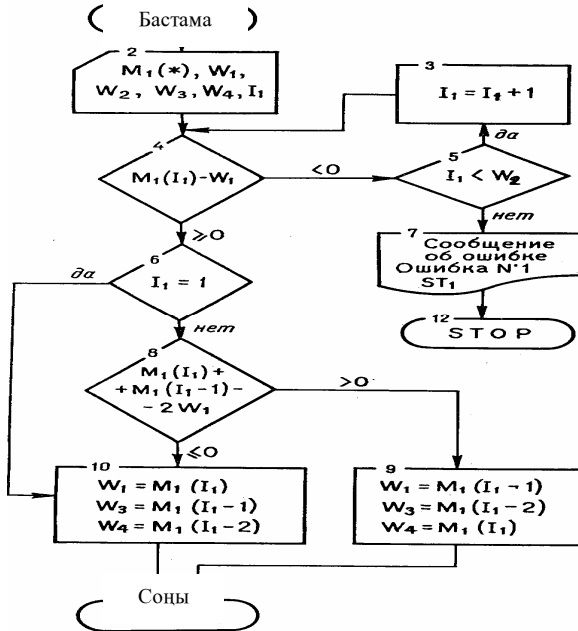
POS-бағдарламасы жетектің жалпы беріліс қатынасын анықтап, оны сатылай жіктейді және әр берілістің біліктерінің айналу жылдамдығы мен әсер ететін қуат пен күш моментінің шамаларын есептеп шығарады (4.3-сурет).



4.3-сурет.POS-бағдарламасының алгоритмі

4.7. ST 1 бағдарламасы: негізгі өлшемдерді стандарттау

ST 1 бағдарламасы есептеу нәтижелерін стандартта белгіленген өлшемдерге сәйкестендіреді. Бұл бағдарламаның алгоритмі 4.4-суретінде көрсетілген.



4.4-сурет. ST1 бағдарламасының алгоритмі

Есептеу нәтижелерін $W1$ деп белгілесек, оның жоғарғы шамасын $W2$, ал төменгісін $W1$ — стандарт тізбегінде қабылданған өлшемдер шектейді.

Стандартталған шамалар тізбегі бірөлшемді жинақ (массив) ретінде енгізіліп $M1$ деп белгіленген.

$W3$ — стандартталған өлшемдердің ең жақын төменгі шамасы;

$W4$ — стандартталған өлшемдердің ең жақын жоғарғы шамасы.

4.8. Машина жетектерінің кинематикалық есебін ЭЕМ- де орындау

Екі сатылы бәсеңдеткішпен (бәсеңдеткіш) беріліс қатынасы $u=2$ -ге тең белдікті берілістен тұратын таспалы конвейер жетегінің кинематикалық есебін, төменгі берілгендерге сәйкес жүргізу қажет.

Мощность двигателя 15 кВт

Двигатель(3000 об/мин)	4A160S2Y3 скольжение 2,1
Двигатель(1500 об/мин)	4A160S4Y3 скольжение 2,3
Двигатель(1000 об/мин)	4A160M6Y3 скольжение 2,6

Обороты 1-го двигателя с учетом скольжения	2937 об/мин
Обороты 2-го двигателя с учетом скольжения	1466 об/мин
Обороты 3-го двигателя с учетом скольжения	974 об/мин

Передаточное отношение для 1-го двигателя	38,4452400983051
Передаточное отношение для 2-го двигателя	19,1833501409827
Передаточное отношение для 3-го двигателя	12,7496301858186

Редукторы	U ред
Двухступенчатый по развернутой схеме	12,5...25 (7,1...40)
Двухступенчатый соосный	12,5...22,4 (7,1...40)
Коническо-цилиндрический	12,5...20 (8...40)
Цилиндрическо-червячный	31,5...125 (16...20)
Волновой	60...300
Планетарный	3 ... 19

Выберите электродвигатель (1,2,3)

Выберите редуктор

Uб=4,97713653572787 Изменить передаточное отношение
 Ут=3,85429453326766

4.5 – сурет. Электрокозгалқыш түрлері

Берілгендер: таспаға әсер ететін күш пен оның жылдамдығы.

$F = 12 \text{ кН}, v = 1 \text{ м/с}$; атанақ (барабан) диаметрі $D = 0,5 \text{ (м)}$; орташа уақытта 8 жыл жұмыс істеуі қажет. Жылдық және тәуліктік пайдалану коэффициенттері: $K_{ж} = 0,8$; $K_{т} = 0,25$ (4.5, 4.6-суреттер).

Кинематический расчет

Электродвигатель

Марка эл. двигателя	4А16054У3
Обороты двигателя (б/мин)	1466
Мощность двигателя (кВт)	15
Габаритные р-ры (LxHxD) (мм*мм*мм)	737x430x358
Установочные р-ры (kxd) (мм*мм)	110x48
Передаточные отношения : Uобщ. Uб. Uт.	19,1833501409827 4,97713653572787 3,85429453326766
Угловые скорости : W1 W2 W3	76,7573166666667 15,4219833262905 4,00124671147428
Моменты на валах: T1 T2 T3	171,261037065503 Н*м 818,549699005762 Н*м 3029,68084437139 Н*м
Мощности на валах : P1 P2 P3	13145,5376546985 Вт 12623,659809807 Вт 12122,5005153577 Вт
Допускаемые напряжения : Gh Gf	1054,16666666667 МПа 128,987646080554 МПа
Коэффициенты нагрузки : Kh Kf	1,32664 1,218672
Далее >>	

4.6 – сурет. Таңлап алынған электроқозғалтқыш

5. ТІСТІ БЕРІЛІСТЕРДІ ЖОБАЛАУ

5.1. Жалпы мәліметтер

Тісті беріліс өзара ілініскен екі тісті дөңгелектен тұрады. Кіші тісті дөңгелек тістегеріш (шестерня), ал үлкен жай тісті дөңгелек деп аталады. Тістер ілінісуі арқылы қуат, күш моменті және айналу қозғалысы, бір біліктен екіншісіне беріледі. Қозғалыс берілісінде (бөсендеткіштерде) бұрыштық жылдамдық азайып, күш моментінің шамасы өсіп отырады, ал қуат болса, ол іліністер мен мойынтіректердің пайдалы әсер коэффициентіне байланысты кемиді. Тісті берілістерді (мысалы, белдікті немесе функциялық берілістер) салыстырсақ, олардың мынадай артықшылықтары бар:

- а) берілетін күш, қуат шамасы жоғары, ал тұлға мөлшері кіші;
- ә) сенімді ұзақ уақыт жұмыс істейді;
- б) пайдалы әсер коэффициентінің шамасы жоғары;
- в) беріліс саны тұрақты.

Тісті берілістердің негізгі кемшіліктеріне, олардың құрамындағы бөлшектердің жоғары қатандығы (жесткость) жатады. Осыған орай ілінісуде динамикалық күштер пайда болады, оның шамасын азайту үшін тістердің ілінісу дәлдігі жоғары, біліктердің қатандығы жеткілікті болуы қажет. Бұл шарттарды орындау, олардың бағасын өсіреді. Дегенмен тісті берілістер, машина жасау өндірісінде кеңінен пайдаланылған.

5.2. Тісті дөңгелектердің материалдары және тісті өңдеу

Тісті дөңгелектер әр түрлі материалдардан жасалынады. Материалдардың бет қабатының беріктігі жоғары және июші күш моменттеріне жақсы қарсыласатын болуы қажет. Бұл шартқа қыздырып немесе химиялық өндеуден өткен болаттар сай келеді. Кейбір арнаулы жағдайларда ғана шойын мен пластмасса қолданылады. Тіс бетінің мүмкіндік жанасу кернеуінің шамасы, оның бетінің қаттылығына тура пропорционалдық қатынаста болады. Тісті дөңгелектің материалдары ретінде суарылған, шыныққан немесе арнаулы химиялық өндеуден өткен аз көміртекті болаттар кеңінен пайдаланылады.

Іс жүзінде әр өңдеуден өткен, бет қаттылығы да біркелкі емес болаттар қолданылады. Осыған орай, оларды қаттылығына байланысты екі топқа бөліп, қарастырған жөн.

Бірінші топқа тістердің бет қабатының қаттылығы 350 НВ-ден аспайтын болаттар жатады. Бұндай шамадағы болаттардың бет қаттылығы жақсарту мен бірқалыптылау, (нормализация) қыздырып өңдеуден кейін пайда болады. Бұл өңдеуден өткен болаттардың беттік қаттылығы жоғары емес, сондықтан мүмкіндік кернеу шамалары төмен болады да, тұлға мөлшері үлкен келеді. Осыған орай, бұл жағдай тек тұлға мөлшеріне шек қойылмайтын саны аздап дайындалатын (мелкосерийное производство) өндірістерде пайдаланылады. Жақсартылған немесе бірқалыптыланған болаттардың беттік қаттылығы төмен болғандықтан (350 НВ-ден төмен), тістер қыздырып өңдеуден өткен соң біржола кесіледі.

Тістердің біріне-бірі жабысып қалмауы үшін бірінші дөңгелектегі (тістегеріш) тістердің беттік қаттылығы жоғары шамада алынады,

$$H_1 - H_2 \geq 40 \text{ НВ.}$$

Мұнда H_1 және H_2 тістегеріш пен тісті дөңгелектің тіс бетінің Бринель бағанасымен алынған қаттылығы.

Тіс беттерінің қаттылығын жоғарылату үшін көбінесе жоғары жиілікті токпен шынықтыру (суару) қолданылады. Осы қыздырып өңдеуден өткен тіс бетінің дәлдігі 7-дәрежеден аспайды, бірақ қосымша өңдеуді қажет етпейді. Көлемдік шынықтыру тіс беттерінің пішінін өзгертіп, кедір-бұдырын көбейтеді, сондықтан оларды қосымша ажарлап өңдеуден өткізу қажет. Шынықтыру барлық көлемінде бірқалыпты болмауына байланысты, болаттардың да беріктігі бірдей болмайды, осыған орай, олар тек баяу жылдамдықпен айналатын тісті дөңгелектер үшін қолданылады.

Шынықтыру арқылы тіс беттерінің қаттылығын 45...50 HRC жеткізуге болады, ал одан да жоғарылату қажет болса, онда тіс беттерін көміртегі және азотпен қанықтыру қажет. Құрамында арнаулы қоспа қосылған болаттар (легирленген) көміртегімен қанықтыру арқылы (цементация) тістер бетінің қаттылығын 56...62 HRC жеткізуге болады, аз көміртегі болаттарды азотпен қанықтыру (нитроцементация) арқылы 57...63 HRC-ге жеткізуге болады. Қанықтыру қалыңдығы (0,13...0,20 мм) аралығында болады немесе 0,25 мм-ден аспайды. Ең жоғарғы шамалы бет қаттылығын азотпен қанықтыру арқылы алуға болады. Азотпен қанықтырылған тіс

беттерінің қаттылығы 70 HRC-ке жетеді. Қанықтыру ұзақ уақытты керек етеді, мысалы 0,2...0,5 мм қалыңдыққа қандыру үшін 20... 50 сағат уақыт қажет. Азотпен қанықтыру шапшаң айналатын соққы күші түсетін тісті дөңгелектер үшін жүргізіледі. Тістің иілу беріктігін механикалық әдістермен, атап айтқанда бүрлеу (накатка или чеканка) немесе ұсақ қатты бөлшекпен соғу (дробеструйная обработка) арқылы 40 %-ға көтеруге болады.

Болаттарды тандап алуда олардың механикалық көрсеткіштерімен қатар тісті дөңгелектердің өлшемдері мен қалыңдығы да ескеріледі. Егер жоғары сапалы болаттардың беріктік шегі белгісіз болса, онда жуықтап мына шамада алуға болады.

Тісті дөңгелектер жасауға арналған негізгі болаттардың механикалық көрсеткіштері (5.1–кестеде) берілген.

Іс жүзінде болаттар тандауда төрт түрлі жағдай кездеседі.

1. Тістегеріш (шестерня) пен тісті дөңгелек екеуі де жақсарту әдісімен қыздырылып өңделеді, бірақ тістер бетінің қаттылығын тістегеріш үшін $H_1 = 269...302$ HB, ал тісті дөңгелек үшін $H_2 = 232...262$ HB аралығына дейін жеткізеді. Бұл жағдайда 45,40X,40XH,35XM ж.т.б. таңбалы болаттар пайдаланылады.

2. Тістегеріш жоғары жиілікті токпен, (ЖЖТ) қыздырылып, тістер бетінің қаттылығы 45...53 HRC аралығына жеткенше шынықтырып алады да, ал тісті дөңгелекті жақсартып бет қаттылығын $H_2 = 269...302$ HB -ге жеткізумен тоқталады.

Бұл жағдайда 40X,40XH,35XM және т.б. таңбалы болаттар пайдаланылады (5.1–кесте).

5.1 – кесте

Болаттардың негізгі механикалық көрсеткіштері

Болаттар маркасы	Қыздырып немесе химиялық әдіспен өңдеу	Бетінің қаттылығы	$\sigma_T, \text{МПа}$	$\sigma_u, \text{МПа}$
45	Жетілдірілген	HB 235...262	540	600
40X	Жетілдірілген және ЖЖТ пен шынықтырылған	HB 269...302 HRC 45...50	750 750	620 980

40XH	Жетілдірілген және ЖЖТ шынықтырылған	Жетілдірілген – пен	HВ 269...302	750	980
35XH			HRC 48...53	750	980
20X, 20XH2M 18XГТ, 12XH3A 25XГМ	Жетілдірілген және ЖЖТ – пен шынықтырылған		HRC 45...50	800	1400

3. Екі тісті дөңгелектер бір таңбалы болаттан бірдей қыздырылып өңделіп жасалады: $H_1 = H_2 = 45...50\text{HRC}$ немесе $H_1 = H_2 = 48...53\text{HRC}$. Бұл жағдайда 40X, 40XH, 35XM және т.б. болаттар пайдаланылады.

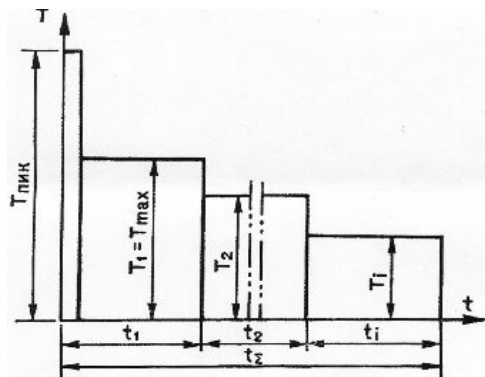
4. Тістер бетінің қаттылығы жоғары, төзімділік жағынан мықты болу шарттары қойылған жағдайда, екі дөңгелекте шынықтырылып оның үстіне көміртегімен қанықтырылады және бір таңбалы болаттардан жасалынады: 20X, 20XH2I, 18XГТ, 12XH3A, 25XГМ және т.б. олардың беттік қаттылығы $H_1 = H_2 = 56...63\text{HRC}$ жетеді.

Студенттер жобалау жұмысын жүргізуде үш түрлі вариант пен тісті берілістердің өлшемін анықтап, оларды бірімен-бірі салыстыра білуі қажет. Сондықтан есептеуді мына нұсқаумен жүргізген жөн:

1. $H_1, H_2 < 350\text{HB}$; $H_1 = 28\text{HRC}$; $H_2 = 24\text{HRC}$;
2. $H_1 = 47\text{HRC}$; $H_2 = 28\text{HRC}$;
3. $H_1 = 53\text{HRC}$; $H_2 = 47\text{HRC}$.

5.3. Тісті дөңгелектердің жұмыс істеу жағдайлары

Тісті берілістерге іс жүзінде көбенесе айнымалы күштер әсер етеді. Сондықтан олардың жобасын жасау үшін айнамалы күштердің шамасының өзгеру деңгейін біліп алу қажет. Күш шамасының өзгеруі арнаулы график (5.1-сурет) түріне келтіріліп, стандартталған (5.2-сурет), белгілі тәртіп ретінде беріледі.



5.1–сурет. Жүктер графигі

Бірінші жағдайда, күш моментіні шамасының уақытқан байланысты өзгеруі беріледі. Машина мен тетіктерге түсетін күш әр уақытта өзгеріп отыратыны белгілі, сондықтан машина бөлшектері толық күш моментін жұмыс істеу мерзімінің белгілі бір бөлігінде ғана қабылдайды.

Олай болса, тісті берілістерді есептегенде, оларға түсетін күш моменттерінің тістердің қажуына, тозуына әсерін анықтап алу қажет. Егер күш моментінің уақытқа байланысты өзгеру графигі берілсе, онда алдымен тісті берілістердің сағат мөлшерінде алынған жұмыс істеу мерзімі анықталады:

$$t_z = L_{\text{жыл}} \cdot 365 K_{\text{жыл}} 24 K_{\text{тәу}} . \quad (5.1)$$

$L_{\text{жыл}}$ – жылмен алынған жұмыс істеу мерзімі; $K_{\text{жыл}}$ – берілістердің жыл бойында пайдалану мерзімін анықтайтын коэффициент; $K_{\text{тәу}}$ – тәулік бойынша пайдалану мерзімін ескеретін коэффициент.

Енді графикке байланысты күш моменттерінің өзгермелі шамасының жеке бөлігі барлық жұмыс істеу мерзімінде, қанша уақыт әсер ететінін оңай есептеуге болады. Қысқа уақытта әсер ететін күш моменттерінің ең жоғарғы шамасы (пиковые нагрузки) көбінесе есепке алынбайды, оларды есепке алу үшін олардың циклдар саны $N > 5 \cdot 10^4$ болуы қажет.

Тісті дөңгелектердің төзімділігіне тек қана күш моментімен жұмыс істеу мерзімі ғана әсер етіп қоймайды, сондай-ақ тісті дөңгелектердің айналым саны да әсер етеді. Себебі, айналу санына тістердің ілінісу саны немесе күш моменттерінің әсер ету саны тікелей байланысты. Осыған орай тістерді есептеуде айнымалы күштердің өзгеру санын былайша айтқанда циклдар санын анықтап алу қажет:

$$N_1 = 60t_1nc; N_2 = 60t_2nc; N_{\Sigma} = 60t_{\Sigma} nc . \quad (5.2)$$

Мұнда: n – тісті дөңгелектердің айналу саны; c – бір айналымдағы тістердің ілінісу саны.

Тістерге түсетін күш моменттерінің өзгеру шамасы мен жұмыс істеу мерзімі белгіленген соң, есептеуді жеңілдету үшін айнымалы

күш моменттерінің тістерге қажу, тозу жағынан бірдей әсер ететін тұрақты күш моменттерімен алмастырамыз.

Есептеу көбінесе іс жүзінде келтірілген (эквивалентті) циклдар санымен әсер ететін кернеудің ең жоғарғы шамасына байланысты жүргізіледі және $N < N_{\Sigma}$ деп қабылданады. Келтірілген циклдар саны жалпы циклдар санына байланысты анықталады:

$$N_E = N_{\Sigma} K_E . \quad (5.3)$$

Күш моменттерінің өзгеру шамасы график түрінде берілген жағдайда, тікелей келтірілген циклдар санын анықтауға болады:

$$N_E = 60nt_{\Sigma} \cdot \Sigma \left(\frac{T_i}{T} \right)^m \cdot \frac{t_1}{t_2} . \quad (5.4)$$

m – төзімділік шегінің көрсеткіші, жақсартылған және қалыптанған (нормализация) болаттар үшін $m = 6$; шынықтырылған, көміртек немесе азотпен қанықтырылған болаттар үшін $m = 9$.

Иілу беріктігін есептегенде, бұл көрсеткіш толық шамасында алынса, жанасу беріктігін есептеуде, ол кернеудің күш моменттеріне квадраттық түбір арқылы байланысын есепке алып, көрсеткіш шамасын $m/2$ -ге тең етіп аламыз. Бұдан былай тағы бір ескеретін жағдай, жанасу және иілу беріктігіне есептеуде, оған енетін өлшемдер: кернеу, келтіру және жүк коэффициенті, циклдар саны және т.б. шамалар арнаулы белгімен (индекс) көрсетіледі. Жанасу беріктігіне есептегенде N иілуде F белгісімен белгіленді: σ_H, K_H, N_H немесе σ_F, K_F, N_F және т.б.

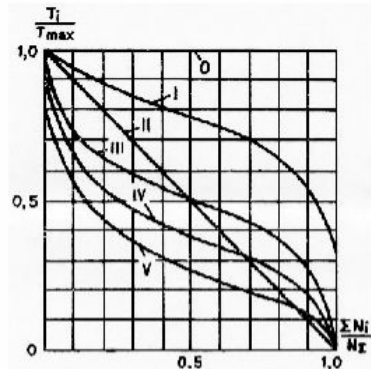
Осыған орай, жоғарыдағы өрнегіміз, жанасу беріктігін есептеуде былай жазылады:

$$N_{HE} = 60nt_{\Sigma} \cdot \Sigma \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot \frac{t_1}{t_2} ; \quad (5.5)$$

иілуге есептеуде:

$$N_{FE} = 60nt_{\Sigma} \cdot \Sigma \left(\frac{T}{T} \right) . \quad (5.6)$$

Машина жасау өнеркәсібінің кейбір салаларында іс жүзінде



әсер ететін күштердің шамасын анықтап, тау-кен өнеркәсібінде олар стандарт түрінде 6 топқа жіктелген (5.2–сурет); өте ауыр-1, ауыр-2, орташа 3, жеңіл 4, өте жеңіл 5 және 0 таңбамен тұрақты күштер белгіленген.

5.2 – сурет. Жүктеме графигі

Тау өндірістерінде жұмыс істейтін машиналардың тісті берілістері өте ауыр, ауыр жағдайда жұмыс атқаратын болса, металл кескіш станоктарға жеңіл жағдайда, ал транспорт машиналарында орташа жағдайда жұмыс істейді. Жүк көтеру. Жүктерді белгілі тәртіпке келтіру және тасымалдау машиналарында күш өзгеру шамалары, осы жүйеге келтіріліп тікелей көрсетіледі.

Егер күш моменттерінің өзгеру шамасы осы 5.2-суретінде көрсетілген топтауға байланысты берілсе, онда оларды келтіру коэффициенті (5.2–кесте) бойынша алынады, күштің өзгеру саны, циклдар саны $N_E = N_{\Sigma} K_E$ өрнегімен анықталады.

5.4. Мүмкіндік кернеулердің шамасын анықтау

Тісті берілістер, негізінде жанасу және иілу беріктігіне есептеледі, ал егер аз уақыт болса да жоғары шамалы күш моменттері әсер ететін жағдайларда, олардың төзімділік шарты тексеріледі.

Тісті дөңгелектердің төзімділік шегінің шамасы- $\sigma_{Hlim} \sigma_{Flim}$ олардың бетінің қаттылығына тікелей байланыста анықталады (5.3 – кесте), ал мүмкіндік кернеу төзімділік шегін белгілі қауіпсіздікпен алып, жұмыс істеу мерзімі мен жағдайларын есепке алатын а коэффициентіне көбейту арқылы анықталады (5.4–кесте).

5.2–кесте

Келтіру коэффициентінің K_E шамасы

Жұмыс істеу тәртібі	Жанасу төзімділігін есептеу		Иілу төзімділігіне есептеу	
	Өңдеудің барлық түрінде		Жақсарту, қалыптандыру $m=6$	Шынықтыру $m=9$
	$m=3$	$m=6$		

0 - тұрақты	1	1	1	1
I-ауыр (таралу)	0,5	0,27	0,3	0,2
II- орташа (орта ықтимал таралу)	0,25	0,143	0,14	0,10
III-орташа (қалыпты таралу)	0,18	0,072	0,06	0,04
IV-жеңіл	0,125	0,03	0,038	0,016
V-өте жеңіл	0,063	0,020	0,013	0,004

3-кесте
Тісті доңгелектер жасауға орналған негізгі болаттардың тәзімділік шеті мен максималды қалыңдығына байланысты

Тістер қаттылығы	Болаттар тобы	$\sigma_{H \text{ lim}}$ МПа.	S_{H1}	$\sigma_{F \text{ lim}}$ МПа.	S_F	$[\sigma]_{H \text{ max}}$ МПа.	$[\sigma]_{F \text{ max}}$ МПа.
інд	Ортасында						
180...350 HB	40X;45X;40XH; 40XH;45XH; 35XM және б.	2HB +70	1.1	1,8HB	1.75	2.8 σ_T	2.74HB 1400
280...50 HRC	40X;40XH; 40XФА;40XЦ; 35XM және б.	17HRC +150		500		40HRC	1260 1430
25...35HRC	35XM;40X; 40XH; 35XM;40X; 40XM және б.	17HRC +200		550		30HRC	1200
45...52HRC				750	1.55		1000
30...45HRC	Көміртекпен қанықтырылатын	20HRC	1.2	610			
24...40 HRC	35XЮА; 38XЮА;40X; 40XФА; 40XHM.	1050		1000			
45...62HRC	Молибденді 25XГМ; 25XГМ; Млибденсіз 25XГТ;35X және б.	23HRC		750	1.7	40HRC	

Термоөңдеу	Жетілдіру	Көлемдік шынықтыру	ЖЖТ-пен түгел шынықтыру (модуль $m_n < 3$ мм).	ЖЖТ-пен бетін шынықтыру	Көміртектен қанықтыру және шынықтыру	Азотпен қанықтыру	Нитроцементтеу

5.4-кесте

Мүмкіндік кернеулерді анықтау

Өңдеу әдістері	Есептеу	
	Жанасу беріктігіне	Иілу беріктігіне
Бірқалыпты жақсарту	$[\sigma]_H = \sigma_{OH} \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{H_{HE}}}$	$[\sigma]_F = \sigma_{oF} \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}}$
Азотпен қанықтыру	$K_{Hl} = \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} = 1.2.4.$ <p>егер $N > N_{HG}$</p> $K_{Hz} = 1$	<p>егер $N_{FE} > 4 \cdot 10^6$ $K_{FE} = 1$</p> $K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} = 1...2$

Шынықтыру көлемді	$[\sigma]_{HO} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H}$	$[\sigma]_F = \sigma_{oF} \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}}$
Шынықтыру тіс бетін	$N_{HG} = HB^3$	$K_{FI} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} = 1 \dots 1,63$
Көміртекпен қанықтыру		

Бұл кестедегі: $S_H \sigma_{OH}$, $S_F \sigma_{OF}$ - материалдың төзімділік шегі мен қор коэффициенті; $[\sigma]_{H1}$ $[\sigma]_F$ - мүмкіндік кернеу, тік тісті берілістер үшін $[\sigma]_{H1}$ мен $[\sigma]_{H2}$ - шамаларының азы алынса, қиғаш, конустық және айқас тісті берілістер үшін:

$$[\sigma]_H \approx 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}). \quad (5.7)$$

ЕСКЕРТУ. Мүмкіндік кернеулер шамасы 5.4 – кестедегі өрнектермен анықтау тістердің тек бір ғана бетімен ілінісіп жұмыс істеуіне сәйкес келеді. Ал егер тістердің екі бетінде ілінісу жағдайы болатын болса, мысалы жұмыс істеу кезінде екі бағытта да айналу кездескен жағдайда (реверсті берілістер немесе планетарлық берілістердің сателлиттері) анықталған иілу мүмкіндік кернеуін 30%-ға кемітіп алу жөн.

5.5. Күш коэффициенттерін анықтау

Тісті беріліске түсетін күштер шамасы өзгеріп отырады, оның үстіне тістер ілінісуі оның ені бойымен бір мезгілде өтпегендігіне байланысты бірқалыпты таралмайды. Дөңгелектердің бірқалыпты айналмауына байланысты іліністе динамикалық, ал кейде соққы күштер де әсер етеді.

Осы күштер шамасының бірқалыпты түспеу жағдайын, есепке күш коэффициенті арқылы енгіземіз. Жанасу беріктігіне есептегенде

кабылданатын жүк коэффициентін – K_H , иілуге есептеуде- K_F деп белгілеп, олардың мәні былай анықталады:

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}, \quad (5.8)$$

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}. \quad (5.9)$$

Тістердің орналасу жағдайын ескеретін $K_{H\alpha}$ және $K_{F\beta}$ коэффициенттері тік тісті берілістер үшін бірге тең деп алынады, қиғаш және айқас (шеvron) тісті берілістер дәлдік дәрежелеріне байланысты (5.5–кестеден) қабылданады.

5.5-кесте

$K_{H\alpha}$ және $K_{F\beta}$ коэффициент

Дәлдік дәрежесі	6	7	8	9
$K_{H\alpha}$	1...1,06	1,02...1,12	1,05..1,15	1,1..1,17
$K_{H\alpha}$	0,72	0,82	0,91	1

Тістердің ен бойына, күштердің бірқалыпты түспеуін күш шоғырлану коэффициенті K есепке алады және олардың шамасы былай анықталады. (Бұл жағдай тістер бетінің қаттылығы 350 НВ-ден кем болғанда, былайша айтқанда H_1 және H_2 немесе $H_2 \leq 350\text{HVB}$)

$$K_{H\beta} = K_{H\beta}^0 (1-x)+x \geq 1,05. \quad (5.10)$$

Конустық дөңгелек тісті берілістер үшін:

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta}^0 (1-x)+x} \geq 1,1. \quad (5.11)$$

Бұл өрнекте x - күштердің өзгеру шамаларының (график бойынша алынады) тіс бетінің жаттығуына әсерін анықтайды,

$$x = \sum \frac{T_i}{T_{\max}} \frac{N_i}{N_{\Sigma}}. \quad (5.12)$$

Берілістердің айналым саны тұрақтылығына байланысты болады:

$$x = \sum \frac{T_i}{T_{\max}} \frac{t_i}{T_{\Sigma}}.$$

Ал егер күш өзгеру шамасы стандартталған жүйемен берілсе, онда x -тың мәнін 5.6 – кестеден аламыз.

5.6–кесте

x - коэффициентінің мәндері

Күш өзгеру шамасы	0	I	II	III	IV	V
x	1,0	0,77	0,5	0,51	0,38	0,31

Ал енді $K_{H\beta}^0$ коэффициентінің шамасы тісті берілістердің тіректеріне байланысты орналасуына, тіс беттерінің қаттылығына және тіс енінің диаметрге қатынасына b/d_1 , байланысты анықталады. Алдын ала есептеуде осы қатынасты жуықтап цилиндрлік тісті берілістер үшін $b/d_1 = 0,5\psi_{bd} (u+1)$; конустық тісті берілістер үшін $b/d_1 = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$ шамаларында алуға болады.

Бұл өрнекте тісті дөңгелектердің ендік коэффициенті ψ_a стандартталған сан ретінен 0,1; 1,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5 және төменгі ұсыныстарға сай, тісті берілістердің тірекке байланысты орналасу жағдайына қарап қабылданады.

Симметриялық орналасқан жағдайда	0,4...0,5
Симметриясыз орналасқан жағдайда	0,25...0,4
Айқас тісті берілістер үшін	0,4...0,63
Консольды орналасқан жағдайда	0,2...0,25

Беріліс қорабтары үшін

0,1...0,2

Осы берілген шамалардың кіші мәні тіс беттерінің қаттылығы жоғары HRC > 45 болған жағдайда қабылданады. Көрсетілген шамалар аралығында Ψ_a стандартталған ГОСТ 2185-66 тізбектен алынады: 0,10; 0,125; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,00; 1,25.

Сондай-ақ осы коэффициенттердің шамасы K_{HB}^o және K_{FB}^o берілген график бойынша (5.3-сурет) немесе сол суреттегі тісті берілістердің орналасу жағдайына байланысты төменгі өрнектермен анықталады (проф.Д.Н.Решетовтың нұсқасы)

$$K_{HB} = 1 + 0,51 \Psi_{bd} / \text{сұлба белгісі (HB} < \leq 350)$$

$$K_{HB} = 1 + 1,1 \Psi_{bd} / \text{сұлба белгісі (HB} > \leq 350)$$

$$K_{FB} = 1 + 1,8 \Psi_{bd} / \text{сұлба белгісі (HB} < 350)$$

$$K_{FB} = 1 + 1,8 \Psi_{bd} / \text{сұлба белгісі (HB} > \leq 350)$$

Бұл өрнекте сұлба белгісі ретінде (5.3 – суретте) көрсетілген сұлбалар бойынша белгіленген сандар алынады(1.7) 1 және 2 белгі консольды орналасқан тісті берілістер, оның біріншісі шарикті, екіншісі роликті немесе конусты подшипниктерге орналасқан. Ал 3,4 және 5 белгілер симметриясыз әртүрлі орналасқан жағдайды белгілесе, 6-тісті берілістің тірекке байланысты симметриялы орналасқанын белгілейді.

Ал егер дөңгелектердің тіс беттерінің қаттылығы жоғары шамада болса $H_1 > 350 \text{ НВ}$ және $H_2 > 350 \text{ НВ}$, онда $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$ және $K_{F\beta} = K_{F\beta}$.

Конустық тісті берілістердің жылдамдығы, олардың орташа диаметріне d_m байланысты анықталады. Бастапқы есептеуде тісті дөңгелектердің өлшемдері белгісіз болғандықтан, олардың ілінісудегі сызықтық (шенберлік) жылдамдық шамасын, жуықтап былай анықтауға болады:

$$v = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \psi_a}} ;$$

ал конустық тісті берілістер үшін:

$$v = \frac{n_1}{10^3 C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}},$$

мұнда n_1 - тістегеріштің (кіші тісті дөңгелектің) айналым саны, мин^{-1}

C_v - 5.7 – кестесінен қабылданатын коэффициент T_2 - екінші, өлшемі үлкен тісті дөңгелек орналасқан білікке әсер ететін күш моментінің шамасы, Нмм; u - беріліс саны. Берілістердің сұлбасына сәйкес коэффициент $K_{H\beta}$ (5.8-сурет).

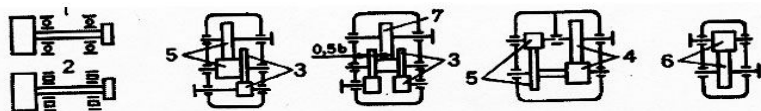
Тісті дөңгелектердің дәлдік дәрежесі олардың жылдадығына байланысты тағайындалады (5.9 - кесте).

5.7-кесте

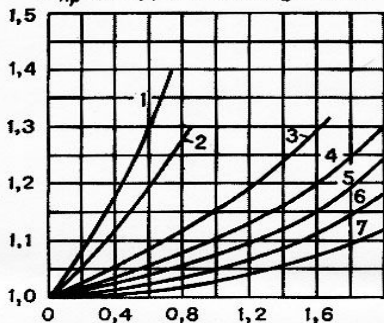
C_v - коэффициенттерінің мәндері

Беріліс	Өңдеу түрлері				
	Ж ₁ +Ж ₂	ЖЖТ ₁ +Ж ₂	К ₁ +Ж ₂	ЖЖТ ₁ +ЖЖТ ₂ Ш ₁ + Ш ₂	К ₁ +К ₂
Цилиндрлік тік тісті	13	14	15,5	17,5	21
Қиғаш тісті	15	16	17,5	19,5	23,5
Конустық дөңгелек тісті	10	10	11	11	13,5

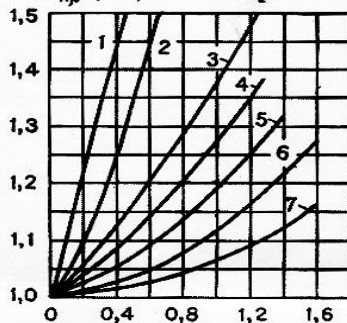
Қабылданғи белгілер: Ж – жақсарту; ЖЖТ – жоғары жиілікті токпен шынықтыру; Ш – қолмдік шынықтыру; К – көміртектен қанықтыру.



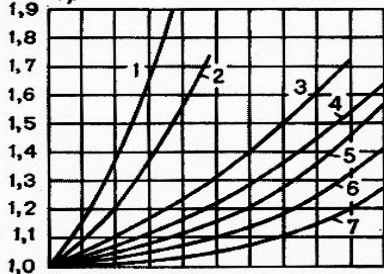
$K_{НВ}$ при $H_1 < HB 350$ или $H_2 < HB 350$



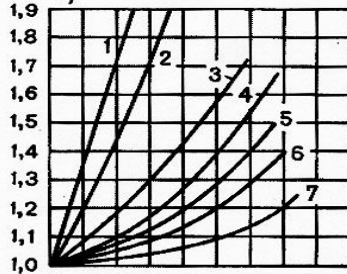
$K_{НВ}$ при $H_1 > HB 350$ и $H_2 > HB 350$



K_{FB}



K_{FB}



5.3-сурет $K_{НВ}$, K_{FB} коэффициенттерінің мәнін анықтау гүрафигі

Берілістер сұлбасына сәйкес коэффициент $K_{НБ}$

Ψ_d	Тістердің қаттылығы	Берілістер сұлбасына сәйкес коэффициент, $K_{НБ}$							
		1	2	3	4	5	6	7	8
0,4	< 350	2,4	1,9	1,6	1,36	1,2	1,12	-	-
	> 350	1,7	1,45	1,3	1,18	1,1	1,06	-	-
0,6	< 350	3,1	2,4	2,0	1,6	1,34	1,24	1,14	-
	> 350	2,05	1,7	1,5	1,3	1,17	1,12	1,07	-
1,0	< 350	-	-	2,8	2,15	1,8	1,6	1,4	1,2
	> 350	-	-	1,9	1,56	1,4	1,3	1,2	1,1
1,2	< 350	-	-	3,2	2,4	2,1	1,8	1,6	1,3
	> 350	-	-	2,1	1,7	1,5	1,4	1,3	1,15
1,4	< 350	-	-	-	2,8	2,4	2,0	1,8	1,4
	> 350	-	-	-	1,9	1,7	1,5	1,4	1,2
1,6	< 350	-	-	-	-	2,8	2,4	2,01	1,6
	> 350	-	-	-	-	1,9	1,7	,5	1,3

Есептеу жүргізуге қажет коэффициенттердің $K_{НБ}$, K_{F0} және U_F мәндері (5.9, 5.10, 5.11, және 5.12 –кестелерінде) берілген

5.9 – кесте

Тісті берілістердің дәлдік дәрежесі

Беріліс	Жылдамдық м/с			
	5	5...8	8...12,5	12,6
Цилиндрлік тік тісті	9	8	7	6
Қиғаш тісті	9	9	8	7
Конустық тік тісті	8	7	-	-
Дөңгелек тісті	9	9	8	7

5.10–кесте

Коэффициент $K_H U$

Дәлдік дәрежесі	Тіс бетінің қатылығы	$U, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
6	a	1,03 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,17 1,04	1,23 1,06	1,28 1,07
	б	1,02 1,00	1,04 1,00	1,07 1,00	1,1 1,02	1,15 1,03	1,18 1,04
7	a	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,06	1,21 1,06	1,29 1,07	1,36 1,08
	б	1,03 1,00	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,19 1,03	1,24 1,04
8	a	1,08 1,01	1,06 1,01	1,1 1,02	1,18 1,05	1,22 1,04	1,26 1,05
	б	1,04 1,01	1,06 1,02	1,18 1,04	1,24 1,06	1,32 1,07	1,4 1,08
9	a	1,05 1,01	1,1 1,03	1,2 1,05	1,3 1,09	1,4 1,12	1,5 1,12
	б	1,04 1,01	1,07 1,01	1,13 1,02	1,2 1,03	1,26 1,04	1,32 1,05

- Ескерту: 1. $a-HB_2 \leq 350$ $b-HRC \geq 40$
 2. Бөлшек алымы тік тісті дөңгелектер, бөлімі қиғаш тісті.

5.11–кесте

Коэффициент $K_F U$

Дәлдік дәрежесі	Тіс бетінің қаттылығы	U , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	a	1,06 1,02	1,14 1,05	1,26 1,1	1,4 1,15	1,58 1,2	1,67 1,25
	б	1,02 1,01	1,04 1,02	1,08 1,03	1,11 1,04	1,14 1,06	1,17 1,07
7	a	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,5 1,16	1,6 1,22	1,8 1,27
	б	1,03 1,01	1,06 1,02	1,09 1,03	1,13 1,05	1,17 1,07	1,22 1,08
8	a	1,1 1,03	1,2 1,06	1,38 1,11	1,58 1,17	1,78 1,28	1,96 1,29
	б	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,28 1,08
9	a	1,13 1,04	1,26 1,07	1,5 1,14	1,77 1,21	1,98 1,28	2,25 1,34
	б	1,14 1,01	1,07 1,02	1,14 1,04	1,21 1,06	1,27 1,08	1,35 1,09

5.12– кесте

Тіс пішініне байланысты қабылданатын Y_F коэффициентінің мәні
(ГОСТ 21354-75-сырттай ілінісу)

z немесе z_D	Кескіш аспаптың жылжу шамасы								
	- 0,5	- 0,4	- 0,25	- 0,16	0	+ 0,16	+ 0,25	+ 0,4	+ 0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	3,68	3,46
16	-	-	-	-	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	-	-	-	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39
25	-	-	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,56	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,68	3,56	3,54	3,49	3,44
60	3,82	3,78	3,71	3,68	3,61	3,55	3,55	3,50	3,48
71	3,79	3,74	3,68	3,68	3,61	3,55	3,55	3,50	3,48
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,61	3,55	3,51	3,50
90	3,70	3,68	3,64	3,62	3,60	3,58	3,55	3,53	3,51
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52
180	3,64	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56	3,56
>180	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

5.6. Цилиндрлік тісті берілістердің негізгі өлшемдерін анықтау

Жабық тісті берілістерінің негізгі өлшемдері жанасу беріктігін есептеу арқылы табылады. Кинематикалық есептеуде әсер етуші моменттер мен беріліс сандары анықталған, онда тісті дөңгелектердің ендік коэффициентін (5.13-кестеге) байланысты қабылдаймыз.

Жанасу беріктігі шартынан әсарлық қашықтық былай анықталады:

$$a_{\omega} = (u \pm 1) \sqrt{\left(\frac{C}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{\Psi_a}}, \quad (5.17)$$

мұндағы С-қабылданған стандарт бойынша (ГОСТ 28354-75) тісті берілістерді есептеу жолдарымен анықталған беріктік коэффициенті; С=270- цилиндрлік қиғаш тісті берілістер үшін; С=315- цилиндрлік тік тісті берілістер үшін; T_2 - тісті дөңгелек орналасқан біліктегі айналдырушы момент; K_H - тісті берілістердегі тістер арасындағы күштердің тарауын есепке алатын (әук) коэффициент; $[\sigma]$ - мүмкіндік жанасу кернеуі; $\Psi_a = b/a$ тісті дөңгелектердің ендік коэффициенті, оның мәні төменгі сандар тізбегінен қабылданады:

R_a -40; 0,63; 0,08; 0,10; 0,25; 0,16; 0,20; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1; 1,25. Бұл коэффициенттің ұсынылған мәндері (5.13-кестеде) берілген. Ілінісу модулі тісті дөңгелектердегі, шеңберлік күштің ең жоғарғы шамасы арқылы анықталады:

$$F_t = \frac{T_{\max}(u \pm 1)}{au}, \quad (5.18)$$

$$m \geq \frac{KF_t}{b_2[\sigma]_{F2}} \quad (5.19)$$

мұнда $K=6,6$ - тік тісті дөңгелектер; $K=5,8$ - қиғаш және айқас тісті дөңгелектер үшін.

5.13–кесте.

Тісті дөңгелектердің ендік коэффициенті

Берілістердің тірекке байланысты орналасуы	Қаттылық	Ψ_a
--	----------	----------

Симметриялы емес	HB < 350	0,315...0,4
Симметриялы	HRC > 40	0,25...0,315
Симметриялы	кез келген	0,315...0,5
Консольды	кез келген	0,2...0,25
Шевронды тістер	кез келген	0,63...1,25

Есептелген модуль шамасын СТ СЭВ 310-76 стандарты бойынша $m=(0,01...0,02)a_w$ аралығында алынады, бірақ оның төменгі деңгейі $m_{\min} > 1\text{мм}$ (HB<350) және $m_{\min} < 1,6\text{мм}$ болғаны жөн. Көрсетілген стандарт бойынша бірінші қатардағы шамаларға тоқталған жөн.

1 қатар. 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16;20; 25.

2 қатар. 1,25; 1,315; 2,25; 2,75; 3,5; 3,5; 4,5; 5,5; 7,9; 11; 14; 8; 22 .

Сондай-ақ тісті берілістің беріліс санын, тісті дөңгелектің ендік коэффициентін, конустық тісті дөңгелектің негізгі бөлгіш конусының диаметрі, бұрамдықтытар диаметрінің коэффициенттерін және тістердің еңіс бұрыштарын біртұтас $R_a 40$ қатарынан таңдап алу керек.

Тістердің жалпы саны: $z_{\Sigma} = z_1+z_2$ цилиндрлік түзу тісті дөңгелектер үшін:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m_n} . \quad (5.20)$$

Қиғаш тісті және шевронды тісті дөңгелектер үшін:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} . \quad (5.21)$$

Алынған z_{Σ} мәнін жуықтап кіші бүтін санға дейін дөңгелектейді. Бұл кезде ілінісу бұрышы үлкейеді және стандарттық осьаралық кашықтық a_w сақтау үшін бұрыштық түзету жүргізу керек.

Қиғаш тісті, дөңгелектердің тісін анықтау үшін тістің еністік бұрышын β' -ты табады:

$$\beta' = \arcsin \frac{4m_n}{b_2} . \quad (5.22.)$$

Одан соң жалпы тістер саны есептелініп, оның кіші мәнін жуықтап бүтіндейді және β бұрышының шын мәні анықталады.

Бұл бұрыш шамасы, осьаралық қашықтығы стандарт шамасында болу шартына сәйкес қабылданған жөн. Мысалы, көптеген бөсендеткіштерде $\beta = 8^06'$ алынады, себебі оның косинусы 0,99-ға және $z_{\Sigma} = 99$ алсақ, $a_{\omega} = 50$ м тең.

Бұл қолайлы жағдайларға жатады. Сондай-ақ, стандартпен алынған осьаралық қашықтықты сақтап қалу үшін $\cos \beta = \frac{z_{\Sigma \min}}{2a_{\omega}}$ өрнегін қолдануға болады.

Тістегеріш пен тісті дөңгелектердің тіс сандары:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u \pm 1} \geq z_{\min} . \quad (5.23)$$

Табылған тістер саны бүтін сан ретінде z_{\min} шамасынан артық қабылданады. Тік тісті берілістер үшін $z_{\min} = 17$, қиғаш және айқас тісті дөңгелектер үшін $z_{\min} = 17 \cos^3 \beta$. Тістегеріш тістер санын 17-ден аз қабылдауға да болады, бұл жағдайда бұрыштық түзету енгізу қажет (кескіш құралды жылжыту), жылжыту коэффициенттерінің шамасы былай анықталады:

$$x_1 = \frac{17 - z_1}{17} \leq 0,6, \quad (5.24)$$

осыған орай сыртқы іліністер үшін $x_2 = -x_1$.

Сондай-ақ: $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$ - сыртқы іліністер үшін , (5.25)

$$z_2 = z_{\Sigma} + z_1 \text{ - ішкі іліністер үшін} \quad (5.26)$$

Тістер саны нақты қабылданған соң беріліс саны түпкілікті анықталады $u = z_2/z_1$. Бұрынғы қабылданған беріліс санынан түпкілікті анықталған шаманың ауытқуы 4%-тен аспауы қажет.

Тісті дөңгелектердің негізгі геометриялық өлшемдері (5.14-кестеде) келтірілген өрнектермен анықталады.

Бұл өрнектерде x_1 және x_2 - тістерді түзетуде (кескіш құралды жылжыту) қабылданған жылжыту коэффициенті:

$$y = \frac{a_{\omega} - a}{m} . \quad (5.27)$$

у - теңестіргіш жылжыту шамасы; $a = 0,5m(z_1+z_2)$.

5.14–кесте

Тісті дөңгелектің негізгі геометриялық өлшемдері

Өлшем аттары	Түзетілмеген беріліс	Түзетілген беріліс
Бөлгіш шеңберінің диаметрі	$d_1 = \frac{mz}{\cos \beta}$ $d_2 = 2a_{\omega} - d_1 \text{ немесе } d_2 = mz_2 / \cos \beta$	
Дөңестер шеңберінің диаметрі	$d_{a1} = d_1 + 2m;$ $d_{a2} = d_2 + 2m;$	$d_{a1} = d_1 + 2(1+x_1-y)m;$ $d_{a2} = d_2 + 2(1+x_2-y)m$
Ойықтар шеңберінің диаметрі	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$ $d_{f1} = d_1 - 2,5m$	$d_{f1} = d_1 - (2,5-2x_1)m$ $d_{f2} = d_2 - (2,5-2x_2)m$

5.7. Тісті берілістердегі әсер ететін күштер

Тісті дөңгелектердің ілінісуінде пайда болатын күш шамалары айналу моментіне байланысты анықталады. Тік тісті дөңгелектердің ілінісуінде шеңберлік күш F_t және радиальдық күш F_r әсер етеді.

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (5.28)$$

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \quad (5.29)$$

T - тісті дөңгелекке әсер ететін айналу күш моментінің шамасы, ал α - ілінісу бұрышы, оның стандартталған шамасы $\alpha = 20^\circ$ және $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,364$.

Қиғаш тісті берілістер үшін қосымша осьтік күш пайда болады және оның шамасы: $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$. Бұл өрнектерде β - қиғаш тістің еністік (көлбеулік) бұрышы.

5.8. Тістердің беріктігін нақты анықтап тексеру

Тісті берілістердің өлшемдері бекітілгеннен кейін, онда пайда болатын жанасу және иілу кернеулерінің нақты шамалары анықталады.

$$\text{Жанасу кернеуі: } \sigma_H = 315 \frac{u \pm 1}{au} \sqrt{\frac{u \pm 1}{b_2} T_2 K_H} . \quad (5.30)$$

Бұл өрнектегі коэффициенттер мен өлшемдерді қалай анықтау жолдары мен олардың шамалары, жоғарыда айтылған әдістермен нақты шеңберлік жылдамдыққа байланысты анықталады.

Шеңберлік жылдамдықтың шамасы м/с өлшемінде:

$$v = \frac{\pi d_a n}{60} \quad \text{өрнегімен анықталады, } n\text{-мин}^{-1} .$$

Табылған жанасу кернеудің шамасы, мүмкіндік кернеу шамасынан 5% -дан аспауы қажет. Егер олардың ара қатынасы $\sigma_H \leq 0,9\sigma$ болса, онда Ψ_a коэффициентінің шамасы азайтылады, ал $\sigma_H \leq 0,85\sigma$ болса, онда осьаралық қашықтық кемітіледі.

Тісті берілістерге аз уақыт болса да, жоғары шамалы жүк түссе, онда тіс бетінде пайда болатын жанасу кернеуінің ең жоғарғы шамасы анықталады:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \frac{T_{\text{жог}}}{T_{\max} K_H} \leq [\sigma]_{H \max} . \quad (5.31)$$

мүмкіндік кернеудің ең жоғарғы мәні (6.7–кестесінен) қабылданады.

Сондай-ақ нақты иілу моментінің шамасы, анықталған шеңберлік күшке сәйкес табылады: тік тісті берілістер үшін:

$$\sigma_{F_2} = \frac{Y_F K_F}{b m} F_t K_{FL} . \quad (5.32)$$

Қиғаш тісті берілістер үшін:

$$\sigma_F = \frac{Y_F Y_\beta K_F}{b m} F_t K_{FL} . \quad (5.33)$$

Бұл өрнектерде Y_F - тіс пішінін есепке алатын коэффициент, оның шамасы тік тісті берілістер (5.10), қиғаш тісті берілістер үшін (5.15) -

кестеден анықталады және қиғаш тістер үшін тіс саны келтірілген

$$\text{шамамен алынады: } z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} . \quad (5.34)$$

Тістегеріш тістерінде пайда болатын иілу кернеу шамасы

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1} . \quad (5.35)$$

Анықталған кернеу шамасы мүмкіндік кернеу шамасынан 10%-ға артық болса, тісті дөңгелектер модуль шамасын өсіреді. Ішкі іліністі тісті дөңгелектердің беріктік коэффициенті Y_F мен қиғаш тісті цилиндрлі берілістер коэффициенті K_{Fa} шамалары (5.15,5.16) – кестелерінде берілген.

5.15-кесте

Ішкі іліністі дөңгелектердің беріктік коэффициенті Y_F

z_2 немесе z_{v2}	40	50	63	71
Y_F	4,02	3,88	3,80	3,75

5.16-кесте

Қиғаш тісті берілістер коэффициенті K_{Fa} $\beta > 0$ (ГОСТ 21354-75)

Дәлдік дәрежесі	6	7	8
K_{Fa}	0,72	0,81	0,91

5.9. Тісті берілістерді беріктікке есептеп өлшемдерін анықтау

бағдарламаларының алгоритмі

Жетектің кинематикалық есебінің нәтижесіне сүйене отырып, тісті берілістерді беріктікке есептеп өлшемдері анықталады.

Бұл жұмыс ЭЕМ-де төменде көрсетілген бағдарламалар көмегімен орындалады.

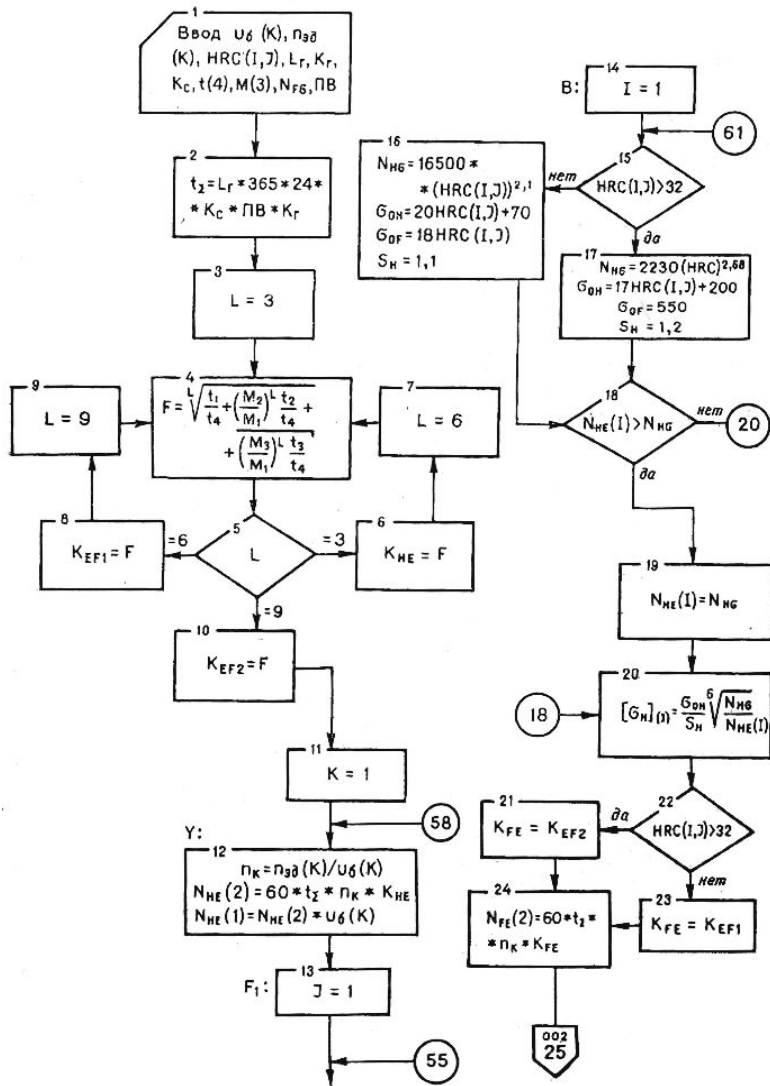
1. Мүмкіндік кернеулерді анықтау бағдарламасы (ODN-определение допустимых напряжений). Мұнда тісті берілістердің жұмыс істеу тәртібіне және қабылданған материалдарға байланысты түйісу мен иілу беріктігіне есептеуге қажетті мүмкіндік кернеулер анықталады. Бағдарламаның алгоритмі (5.4-суретінде) көрсетілген.

2. Жүктеу коэффициенттерін анықтау бағдарламасы (KNZP-коэффициент нагрузки зубчатых передач). Тісті берілістердің айналу жылдамдығы алдын ала есептелініп жүктеу коэффициенттерінің шамасы анықталады. Бағдарлама алгоритмі (5.5-суретінде) берілген.

3. Өсаралық қашықтықты анықтау бағдарламасы (MRZP-межосевое расстояние зубчатых передач). Бұл бағдарламада тісті берілістің өсаралық қашықтығы түйісу беріктігіне есептеліп анықталады және тісті дөңгелектердің басқа геометриялық өлшемдері анықталады. Бағдарлама алгоритмі (5.6) және (5.7-суреттерінде) көрсетілген.

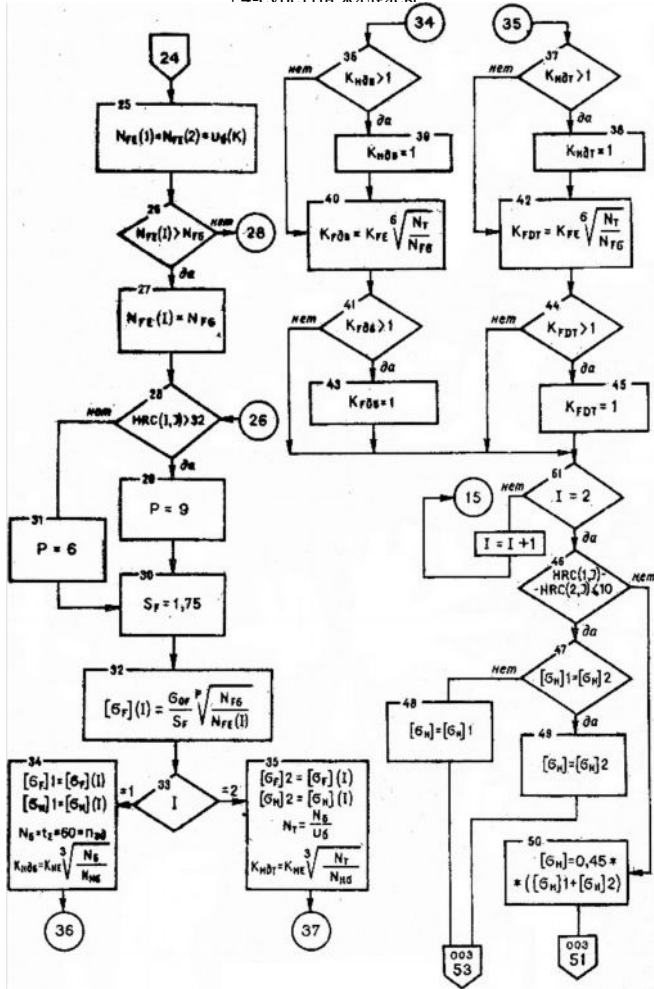
4. Тістердің жанау және иілу беріктігін тексеру бағдарламасы (PZPH, PZPF – проверка зубьев на контактную, изгибную прочность). Бұл бағдарламаның алгоритмі (5.8) және (5.9-суреттерінде) берілген.

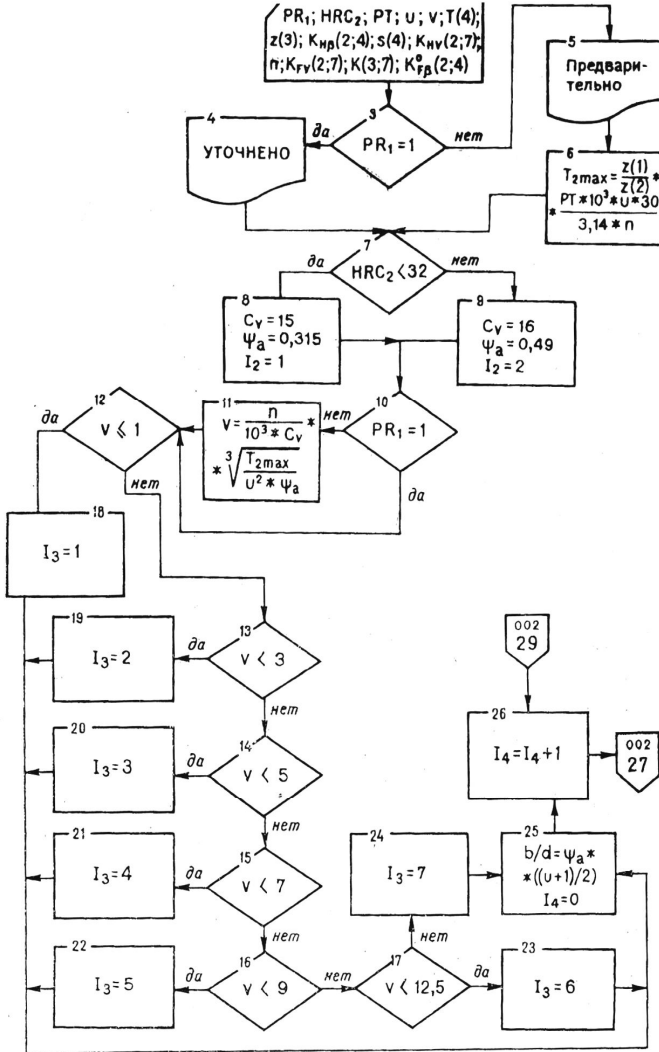
Осы бағдарламаларда қабылданған өлшемдердің идентификаторлары (5.17-кестесінде) көрсетілген.



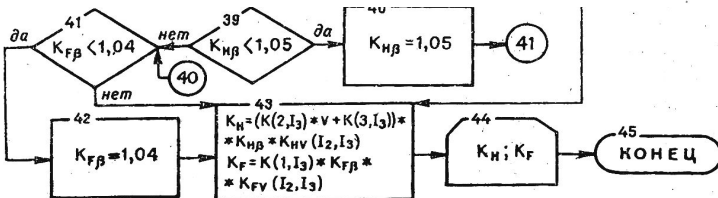
5.4-сурет. Мүмкіндік кернеуді анықтау бағдарламасының алгоритмі

5.4-суреттің жаңпасы



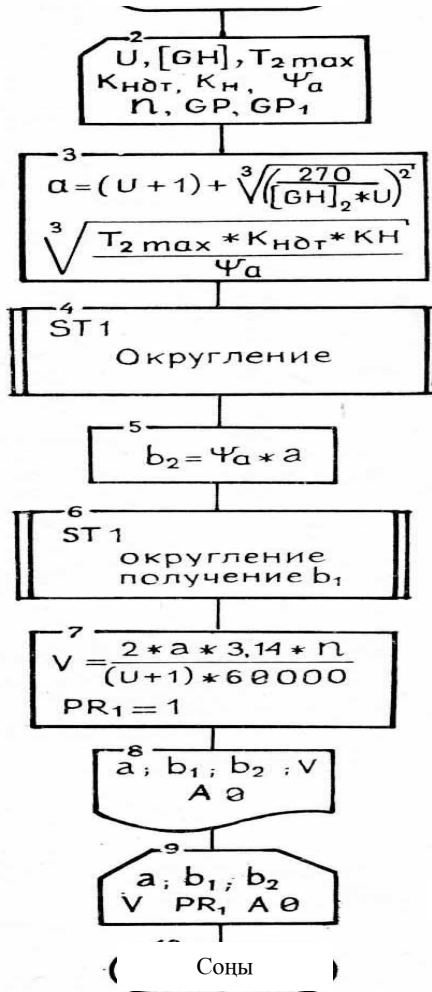


5.5-сурет. Жүктеме коэффициенттерін анықтау алгоритмі



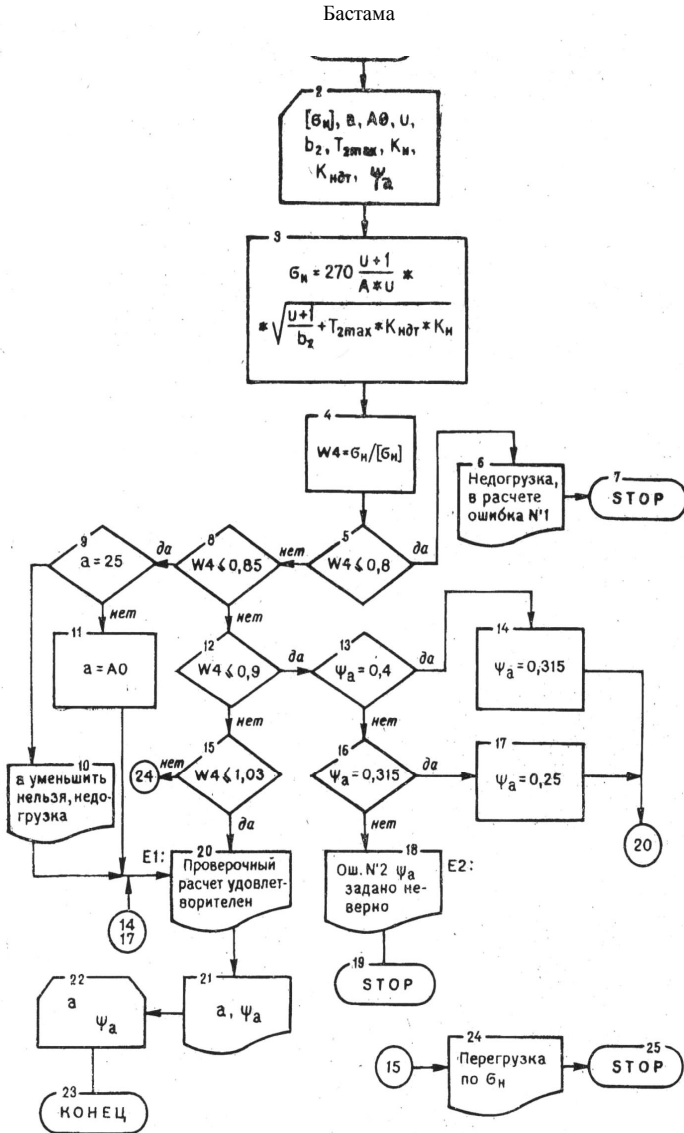
5.5-суретінің жалғасы

Бастама



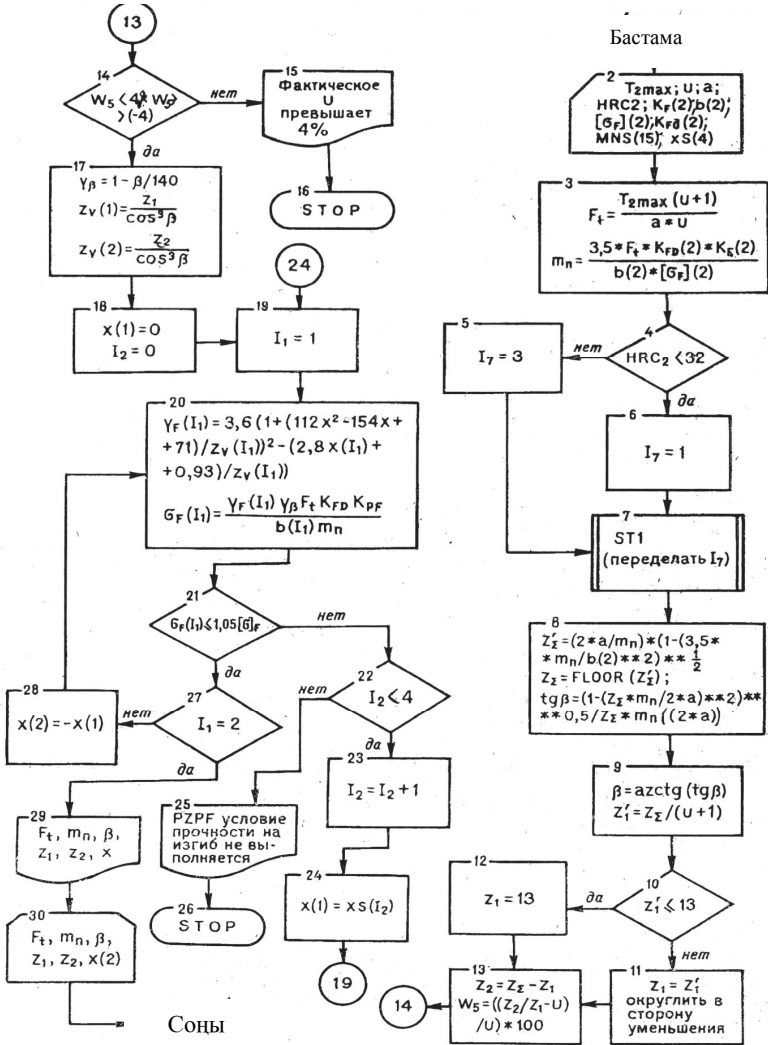
Соңы

5.6-сурет. Өсаралық қашықтықты анықтау алгоритмі

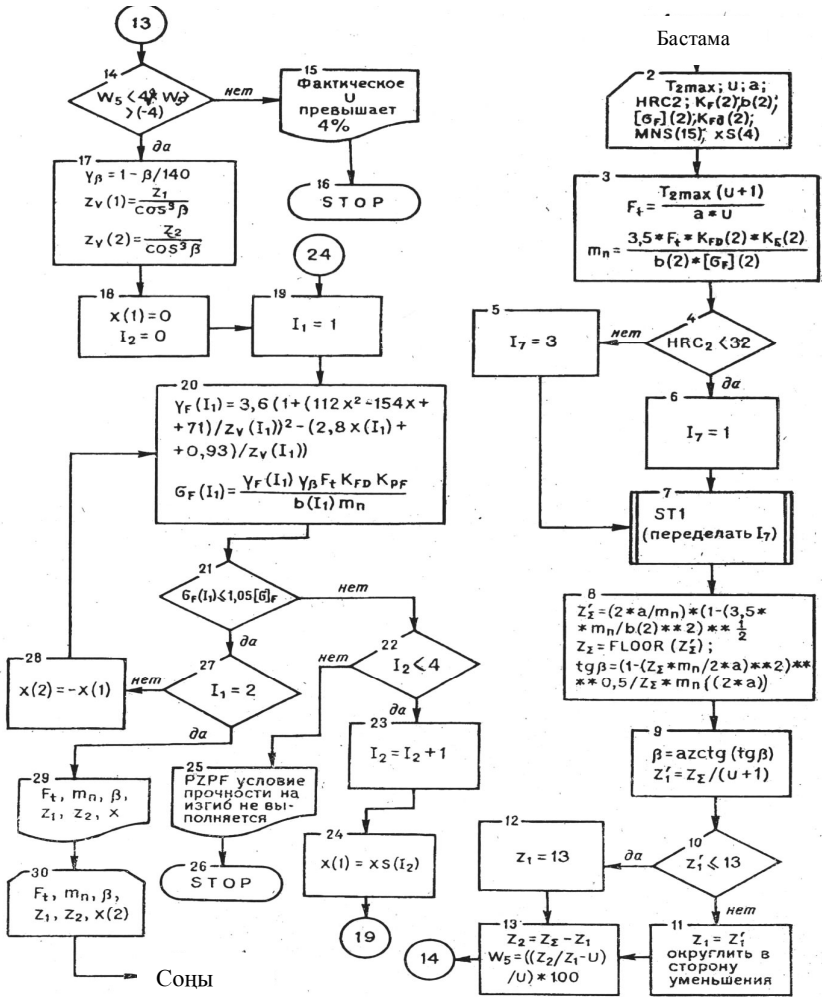


Соңы

5.7-суретті симметриялық өлшемдері мен күштерді анықтау алгоритмі



5.8 – сурет.Тістер санын анықтау алгоритмі



5.9-сурет. Ілді беріктігіне тексеру алгоритмі

Идентификатор тізімі

Өлшемдер идентификаторы	Белгілері	Атауы
HRC	HRC	Тістер қаттылығы
T	t	Уақыт
N	n	Момент шамасы
LG	u _b	Электрқозғалтқыштың айналу жылдамдығы
KG		
KS	L _{жыл.}	Тез айналатын сатының беріліс саны
TS	K _{жыл.}	Жұмыс уақыты, жыл
KFE1, KFE2	K _{төул.}	Жылдық пайдалану коэффициенті
KNE1, KNE2	t _ε	Жылдық тәулік коэффициенті
	K _{FE}	Жалпы жұмыс істеу уақыты
NK	K _{HE}	Иілу жиілігінің коэффициенті
	n _K	Жанасу жиілігінің коэффициенті
NHE1, NHE2	N _{HE}	Дөңгелектің айналу саны
	N _{HG}	Жанасу кернеуінің циклдер саны
NHG	G _{OH} , G _{OF}	Жанасу кернеуінің базалық саны
	S _H	Төзімділік шегі
GOH, GOF		Қор коэффициенті
SH, SF	[σ] _H , [σ] _F	Жанасу және иілу кернеуінің мүмкіндік кернеуі
CHD, CFD	N _{FE}	Иілу кернеуінің жиілігі
NFE1, NFE2	N _{FG}	Иілу кернеуінің базалық шамасы
	K _{Fα} , K _{Hα}	Дәлдік дәрежесінің коэффициенті
KFA, KHA	K _{HV} , K _{FV}	Динамикалық коэффициент
KHV, KFV		

6. КОНУСТЫҚ ТІСТІ БЕРІЛІСТІ ЕСЕПТЕУДІҢ

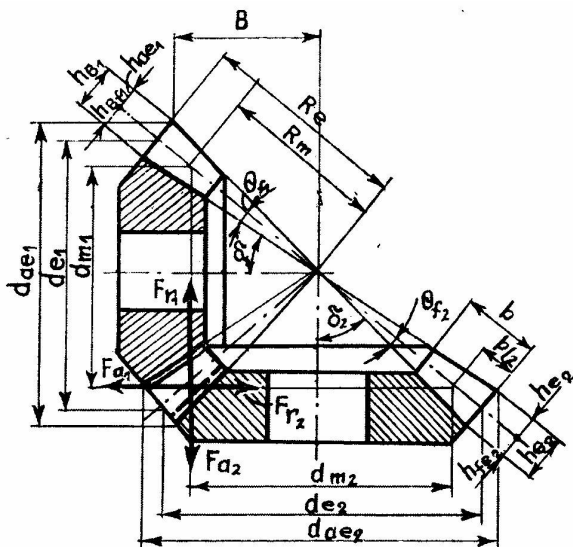
ЕРЕКШЕЛІКТЕРІ

6.1. Жалпы мәліметтер мен негізгі өлшемдер

Конусты тісті берілістер, осьтері өзара қиылысқан біліктер арасында, айналу қозғалысының күш қуатын беру үшін қолданылады. Конусты берілістер үшін тіс бағытына байланысты түзу тісті, қисық (тангенсиалды) және дөңгелек тісті болып бөлінеді. Тіс пішініне байланысты, қалыпты төмендейтін, биіктігі бірқалыпты және ені бірдей болып бөлінеді.

Біз қарастырып отырған конустық тісті берілістердің осьтері тік бұрышпен (ортогональды) түзу тісті биіктігі қалыпты төмендейтін пішіні стандартталған, ілінісу бұрышы 20° -қа тең.

Түзу тісті конустық берілістердің негізгі өлшемдері: (6.1– сурет).



6.1 – сурет. Конустық тісті беріліс

1. Сыртқы бөлгіш диаметрге байланысты анықталатын іліністің сыртқы шеңберлік модуль m_{te} , оның шамасын ГОСТ 9563-60 (6.1-кесте) бойынша қабылданған, қатардан таңдап алады.

6.1–кесте

Іліністің шеңберлік модулінің шамасы

m_{te}	1 қатар	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
мм	2 қатар	1,375	1,25	2,75	2,75	3,5	4,5	5,5	7

2. Тістегеріш пен дөңгелек тістерінің саны z_1, z_2 . Тістегеріш тістерінің ең аз саны беріліс қатынасына байланысты таңдап алынады (6.2–кесте). Тістегеріш пен дөңгелек тістерінің жиынтық саны 70...90-нан аспауы керек.

6.2 – кесте

u	1	1,6	2	3,15
z_1	17	15	13	12

Конустық берілістер тістегерішінің тістер саны ең аз мәні.

3. $u = n_1/n_2 = z_1/z_2 = \text{tg } \delta_2 = \text{ctg } \delta_1$ - беріліс қатынасы;

δ_1, δ_2 - тістегеріш пен дөңгелектің бөлгіш конустарының диаметрі.

Тік тісті; конустық берілістерде (бәсендеткіштер үшін) $u < 3$, ал беріліс қораптарында $u < 2$ деп алу ұсынылады. Олардың дәлдік дәрежесі шеңберлік жылдамдыққа байланысты 6.3–кестесінен қабылданады.

6.3–кесте

Конустық берілістердің дәлдік дәрежесі

Дәлдік дәрежесі	6	7	8	9
Шеңберлік жылдамдық	12	8	4	1,5

ПӘК-і	0,98	0,97	0,95	0,92
-------	------	------	------	------

Беріліс санының мәні біртұтас қатармен салыстырғанда 4% -ға ауытқуы керек.

4. Тістегеріш пен дөңгелектің сыртқы бөлгіш диаметрлері - d_{e1}

5. Сыртқы конустық ара қашықтық - R_c

6. $K_b = b/R_c$ - тісті дөңгелектің ені b -ның сыртқы конустық қашықтыққа қатысы 0,25...0,3 аралығында қабылданады және кіші мәнделері $u > 3$ болғанда алынады. v_1 , d_c - шамаларын біртұтас қатардан алады (R40).

7. Жалпы мақсаттағы бәсендеткіштердің, металл кескіш станоктардың және жетек тетіктерінің жабық берілістерінде әдетте 6,7,8 (6.3–кесте) дәлдік дәрежелері қолданылады.

6.2. Материалдар және мүмкін кернеулерді таңдау

Конустық тісті дөңгелектер дайындау үшін көміртекті және легирленген болаттар, кейде шойын қолданылады. Тістер беттерін ажарлау керек болған жағдайларда жақсартылған (HB<350) болаттар қолданылады.

Конусты тісті берілістердің мөлшерін, тұлғасын азайту керек болса, онда оларды жоғары жиілікті тоқты пайдаланып, тістер бетін қыздырып шынықтырады немесе азотпен қанықтырады.

Азотталған қабат тереңдігі 0,015...0,02мм, қаттылығы HRC=50...60. Дайындаманың диаметрі ұлғайған сайын материалдың механикалық қасиеттері төмендеуіне байланысты бірдей термиялық өңдеуден өткен болаттар қолданылуы әбден мүмкін, онда дөңгелекке қарағанда тістегеріштің механикалық қасиеттері жоғары болады. Азоттау және ТВЧ беттік шынықтыру кезінде тістегеріш пен дөңгелек қаттылығы бірдей материалдан жасалады.

Мүмкіндік жанау кернеуі көбінесе цилиндрлік тісті дөңгелектерге байланысты анықталады.

6.3. Конустық тік тісті берілісті есептеудің реттілігі

1. Жетек тетіктерінің кинематикалық есептеуінен беріліс қатынасы, қуат және күш моменті.
2. Тісті дөңгелектердің ең коэффициенті $K_{вс}$ белгіленеді. Алдын ала дәлдік дәрежесі және тазалық класы анықталады.
3. Тістегеріш пен дөңгелек материалы таңдап алынады және күш циклдарының эквивалент санына сәйкес мүмкіндік жанасу мен иілу кернеулері анықталады.
4. Берілістің жобада есептері орындалады және оның нәтижесінде $d_{из}, m_{т}, d_1, z_{1/2}$, b шамалары анықталады $d_{н}, m_{н}, b$ шамалары ГОСТ-қа байланысты қабылданады.
- Шеңберлік жылдамдық анықталады және дәлдік дәрежесі мен тазалық класы біржола қабылданады.
5. Жанасу және иілу төзімділігіне тексеру есебі, қысқа мерзімді жүк түскенде берікке тексеру есебі жүргізіледі. Материалдың маркасы мен термиялық өңдеу әдістері де тексеріледі.
6. Берілістің негізгі геометриялық өлшемдері анықталады.
7. Берілісте әсер ететін күштер шамасы анықталады.

6.4. Конусты тісті берілістерді есептеу

1. Дөңгелектің сыртқы бөлгіш диаметрінің мәні жанасу төзімділігін есептеуден анықталады:

$$d_c = 165 \sqrt[3]{\frac{K_H T_2 u}{[\sigma]^2 \theta_H}} \quad (6.1)$$

Бұған кіретін коэффициенттер цилиндрлік тісті берілістерді есептеу әдістермен анықталады. θ - конустық беріліс түрін ескеретін коэффициент: тік тісті дөңгелектер үшін $\theta=0,85$, ал дөңгелек тісті конустық берілістер үшін – 6.4 – кестесі бойынша тістегеріш пен дөңгелектің тістерін қыздырып, өңдеуіне байланысты анықтайды.

6.4–кесте

Дөңгелек тісті конустық берілістерді есептеуде алынатын θ
коэффициентінің мәні

	Әдістері
θ	Ж ₁ +Ж ₂ ; ЖЖТ ₁ +Ж ₂ ; ЖЖТ ₁ +ЖЖТ ₂ ; Ш ₁ +Ж ₂ ; Ш ₁ +Ш ₂ ; Ц ₁ +Ж ₂ ; Ц ₁ +Ц ₂

θ_H	1,22+0,21u	1,13+0,12u	0,81+0,15u
θ_F	0,94+0,08u	0,85+0,043u	0,65+0,11u

Ж - жақсарту, Ш – көлемді шынықтыру, ЖЖТ – беттік шынықтыру, Ц – цементтеу, көмертекпен қанықтыру.

Сондай-ақ жұмыр тісті (круговые зубы) дөңгелек диаметрін төменгі өрнекті де пайдаланып анықтауға болады.

$$d_c = mz . \quad (6.2)$$

Анықталған d_c шамасын стандарт шамаға сәйкестейді ГОСТ 12289-76: (6066),63(71),80,(90),100(112),126,(140),160,(180),200,226,260,280,

316,366,400,460,660, 630.

2. Дөңгелектің тістер санын жуықтап есептейді,

$$z_2 = \frac{z_{\Sigma u}}{u + 1} . \quad (6.3)$$

3. Іліністің сыртқы шеңберлік модулі анықталады,

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} . \quad (6.4)$$

d_{e2} шамасын стандартты мөнге жуықтап дөңгелектейді, бұл жағдайда z_2 шамасы өзгеруі мүмкін.

4. Тістегеріштің тістер саны анықталады. Мұнда u стандарттық мәнінен +3% ауытқуы мүмкін.

5. Тістегеріштің сыртқы бөлгіш диаметрі анықталады:

$$d_{c1} = m_{te}z_1 . \quad (6.5)$$

6. Бөлгіш конустар бұрышы анықталады:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u, \quad \delta_2 = \operatorname{arctg} u, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (6.6)$$

7. Сыртқы конустық қашықтық анықталады:

$$R_e = d_{e1} / 2 \sin \delta, \text{ мм} \quad (6.7)$$

немесе

$$R_e = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (6.8)$$

8. Тісті дөңгелектің ені анықталады:

$$K_{be} = \frac{b}{R_e}; \quad b = 0,285 R_e. \quad (6.9)$$

9. Тістегеріштің орташа бөлгіш диаметрін және орташа ілінісу модулін анықтайды:

$$d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}) \text{ мм} \quad (6.10)$$

$$m_{m1} = m_{e1}(1 - 0,5K_{be}) \text{ мм}. \quad (6.11)$$

10. Тістегеріштің орташа диаметріне байланысты шеңберлік жылдамдық анықталады,

$$v_m = \frac{\theta d m n}{60 \cdot 10^3}, \text{ м/с} \text{ немесе } v_m = \frac{0,857 d_{t2} \pi n}{60 u}. \quad (6.12)$$

Шеңберлік жылдамдыққа байланысты берілістің дәлдік дәрежесі белгіленеді.

6.5. Тексеріп есептеу жолдары

1. Жанау кернеуі:
$$\sigma_H = \frac{2120}{d_{e2}} \sqrt{\frac{u T_2 K}{d_{e2} \theta_H}}. \quad (6.13)$$

2. Иілу кернеу шамасы:

$$\sigma_F = 1,17 K_F Y_F F_t / b m_{te} \theta_F \leq [\sigma]_F. \quad (6.14)$$

3. Модуль шамасы:

$$m_c (m_{te}) \geq \frac{14 K_F T_2}{\theta_F d_{e2} b [\sigma]_F}. \quad (6.15)$$

6.6. Конустық тісті дөңгелектердің негізгі геометриялық өлшемдері

Негізгі өлшемдерін (6.5-кестеде) берілген өрнектермен анықтауға болады.

6.5-кесте

Геометриялық өлшемдерін анықтау

Негізгі өлшемдер	Белгілері	Өрнектер
Тісті дөңгелектердің сыртқы бөлгіш диаметрі	d_{e1}, d_{e2}	дөңгелек тісті $d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2$
Тістердің орташа қалыптық модулі	m_{nm}	$m_{nm} = \frac{2 R_m \cos \beta}{z_\Sigma}$
Бөлгіш конустың бұрышы	δ_1, δ_2	$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2}$
Сыртқы конустық кашықтық	R_c	$R_c = 0,5 m_{te} z_\Sigma$
Тістер ені	b	$b = K_{be} R_c = 0,285 R_c$
Тістер биіктігі	h_a, h_f	$h_a = m_{nm}; h_f = 1,25 m_{nm}$

Тіс дөңестерінің сыртқы диаметрі	d_{ac1}, d_{ac2}	$d_{ac1} = d_{ac1} + 2h_{ac1} \cos \delta_1$ $d_{ac2} = d_{ac2} + 2h_{ac2} \cos \delta_2$
Тіс табанының бұрышы	θ_f	$\theta_f = \frac{\arctg h_f}{R_e}$
Тіс төбелерінің конустық бұрышы	δ_{a1}, δ_{a2}	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}$ $\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}$
Тіс ойықтарының конустық бұрышы	δ_{f1}, δ_{f2}	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}$ $\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}$

6.7. Конустық тісті берілістердегі әсер ететін күштер

1. Шеңберлік күш, тісті дөңгелектердің орташа диаметріне байланысты анықталады:

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{m2}} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{0,857d_{e2}} \quad (6.16)$$

2. Тістегеріште әсер ететін осьтік күш:

$$F_{At} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 - \text{тік тісті конустық берілістер үшін} \quad (6.17)$$

$$F_{At} = F_t \lambda_A - \text{дөңгелек тісті конустық берілістер үшін} \quad (6.18)$$

3. Тістегеріште әсер ететін радиальдық күштер:

$$F_{R1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 - \text{тік тісті,} \quad (6.19)$$

$$F_R = F_t \lambda_R - \text{дөңгелек тісті конустық берілістер үшін.} \quad (6.20)$$

4. Дөңгелекке әсер ететін осьтік күш:

$$F_{A2} = - F_{R1}. \quad (6.21)$$

5. Дөңгелекке әсер ететін радиальдық күш:

$$F_{R2} = - F_{A1}. \quad (6.22)$$

6.21 және 6.22 өрнектерінде теріс таңба, екі күштің карамақарсы бағытталғанын белгілейді.

Дөңгелек тісті конустық берілістерде $\beta_m = 35^0$ жағдайда λ_A және λ_R коэффициенттер шамасы төменгі өрнектермен анықталады.

$$\lambda_A = 0,44 \sin \delta_1 \pm 0,7 \cos \delta_1 \quad (6.23)$$

$$\lambda_R = 0,44 \cos \delta_1 \pm 0,7 \cos \delta_1. \quad (6.24)$$

Бұл өрнектердегі қосу немесе алу таңбасы тіс қисығы мен дөңгелектердің айналу бағытына байланысты қабылданады.

6.8. Конустық тісті берілістерді есептеу бағдарламасы

Конустық тісті берілістерді жанасу кернеу беріктігіне есептеп өлшемдерін анықтау бағдарламасының алгоритмі (6.2– суретінде) көрсетілген.

6.6–кесте

Идентификатор тізімі

Өлшемдер идентификаторы	Белгілері	Атауы
-------------------------	-----------	-------

GB	σ_{HO}	Жанасу кернеуінің төзімділік шегі
GD	$[\sigma]_H$	Мүмкінді кернеу
KHL	K_{HL}	Жұмыс мерзімінің коэффициенті
DE ₂	d_{e2}	Сыртқы бөлгіш диаметрлер
NH	$[n]$	Қор коэффициенті
KHB	K_{HB}	Жүктеме коэффициенті
BR	ψ_{Bre}	Ендік коэффициент
ME	m_e	Сыртқы шеңберлік модуль
V1, V2	$\delta_1 \quad \delta_2$	Бөлгіш конус бұрышы
R	R_e	Сыртқы конустық қашықтық
B	B	Тіс ұзындығы
DA1, DA2	d_{ae1}, d_{ae2}	Сыртқы диаметрлер
M	m	Орташа шеңберлік модуль
BD	b_d	Орташа диаметрлік ендік коэффициент

6.9. Конустық бәсендеткіштерді ЭВМ-да есептеу

Берілгендері:

Қозғалтқыштың айналу саны- 930;

Беріліс саны-1,8;

Бірінші біліктің қуаты- 1кВт.

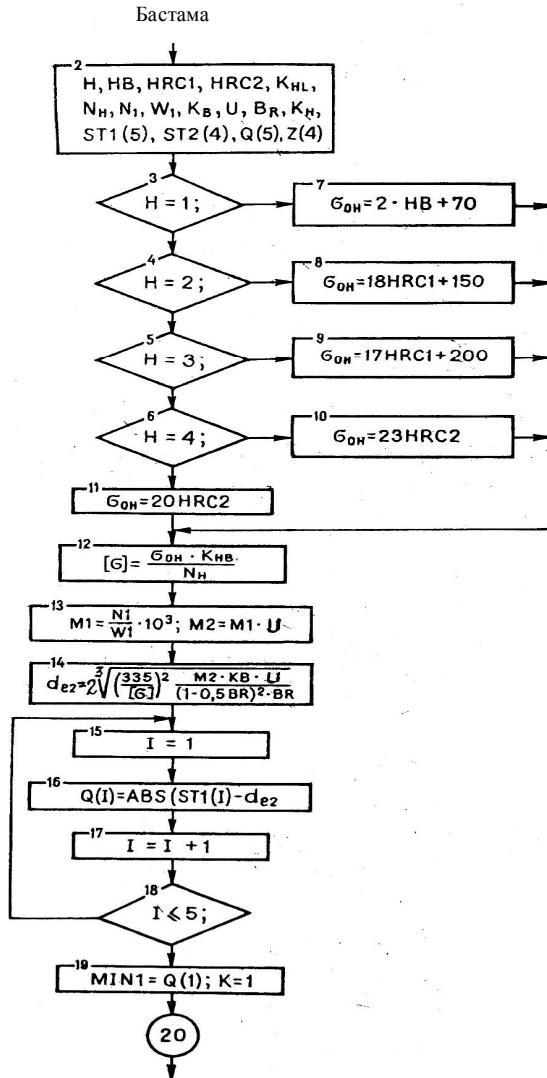
Бағдарлама орыс тілінде жазылғандықтан ары қарай ЭЕМ-ның сұрағына сай шамалар енгізіледі.

Енгізіңіз L жыл – 7

Енгізіңіз K жыл – 0.3

Енгізіңіз K тәу– 0.7

Жүктеме графигі берілген бе? (Y/N) – n



6.2-сурет.Конустык тісті берілісті есептеу алгоритмі

Келтірілген коэффициент Ке

Уақыт	Khe		Kfe	
	M=3	m=6	m=6	m=9
0	1.0	1.0	1.0	1.0
1-ауыр	0.5	0.27	0.3	0.2
2-орташа	0.25	0.143	0.14	0.1
3-орташа (қалыпты)	0.18	0.072	0.06	0.04
4- жеңіл	0.125	0.03	0.038	0.016
5-өте жеңіл	0.063	0.02	0.013	0.004

Енгізіңіз Khe : 0.072

Енгізіңіз Kfe : 0.06

0- өте ауыр

1- ауыр

2- орташа

3- орташа (қалыпты)

4- жеңіл

5- өте жеңіл

Уақытты таңдаңыз : 3

Термоөңдеу уақыты:

1 – Қалыптандыру, жетілдіру

2 – Көлемді шынықтыру

3 – ЖЖТ-пен беттік шынықтыру

4 – ЖЖТ-пен түгелдей шынықтыру

5 – Азотпен қанықтыру

6 – Шынықтыру және көміртекпен қанықтыру

7 – Шынықтыру және нитрокөміртектеу

Термоөңдеуді қабылдаңыз: 3

Тістердің қаттылығын таңдаңыз HRC = 56...63 : 60

Тісті дөңгелектер: 1 – түзу тісті,

2 – қиғаш тісті.

Ендік коэффициенттер шамасы

Берілістердің орналасуы	Қаттылығы	PSIa
Симметрия емес	HВ <= 350 HRC > 40	0.315...0.4 0.25...0.315
Симметриялық	әр түрлі	0.315...0.5
Консолды	әр түрлі	0.2...0.25
Айқайқан тістер	әр түрлі	0.63...1.25

Ендік коэффициенттер шамасын енгізіңіз: 0.4
 Шама PSId = 5.6000000000E-01

PSId	HB	Коэффициент Khb0 сұлба 4,5,6		
		4	5	6
0,4	<=350	1,36	1,2	1,12
	>350	1,18	1,1	1,06
0,6	<=350	1,6	1,34	1,24
	>350	1,3	1,17	1,12
0,8	<=350	1,86	1,54	1,4
	>350	1,43	1,27	1,2
1,0	<=350	2,15	1,8	1,6
	>350	1,56	1,4	1,3
1,2	<=350	2,4	2,1	1,8
	>350	1,7	1,5	1,4
1,4	<=350	2,8	2,4	2,0
	>350	1,9	1,7	1,5
1,6	<=350	---	2,8	2,4
	>350	---	1,9	1,7

Енгізіңіз Khb0 : 1.34
 Шама PSId = 5.6000000000E-01

PSId	HB	Коэффициент Kfb0 сұлба 4,5,6		
		4	5	6
0,4	<=350	1,27	1,16	1,09
	>350	1,13	1,08	1,05
0,6	<=350	1,46	1,26	1,16
	>350	1,23	1,14	1,08
0,8	<=350	1,62	1,41	1,31
	>350	1,32	1,21	1,16
1,0	<=350	1,82	1,6	1,46
	>350	1,42	1,31	1,23
1,2	<=350	2,04	1,8	1,6
	>350	1,53	1,42	1,31
1,4	<=350	2,28	2,01	1,74
	>350	1,67	1,53	1,4
1,6	<=350		2,23	2,01

	>350		1,67	1,53
--	------	--	------	------

Енгізіңіз Kfb0 : 1.26

Жаттықтырылған дөңгелектер (Y/N)

Коэффициентті енгізіңіз – Khv : 1.19

Коэффициентті енгізіңіз –Kfv : 1.17

Конустық беріліс: 1– тік тісті,
2– дөңгелек тісті.

Дөңгелек түрін қабылданыз: 1

De2 = 6.0384682893E+01

Стандартка келтіріңіз ГОСТ 12289-76 :

50,(56),63,(71),80,(90),100,(112),125,(140),160,(180),200,225,
250,280,315,355,400,450,500,560,630, 90.

Жалпы тістер санын енгізіңіз: 64.

6.10. Машина тораптарын есептеу және олардың құрылымын құруға арналған масалдар.

1-мысал. Берілген екі сатылы бөсендеткіштен және белдікті берілістен тұратын жылжымалы жүк тасушы машинаның (конвейердің) жетегін есептеп және оның құрылымын жасау қажет. Жетектің жұмысшы бөлшегі ретінде, диаметрі белгілі барабан мен үйкеліс күші арқылы жылжымалы қозғалысқа ие болатын таспа жатады. Таспаға әсер ететін пайдалы күштің шамасы $F = 12$ кН; жылдамдығы 1 м/с; барабан диаметрі $D_d=500$ мм. Жүк шамасының өзгеруі арнаулы графикпен көрсетілген жетектің жылдық және тәулік пайдалану коэффициенттерінің шамасы $K_{тәу.} = 0,6$ және $K_{жыл} = 0,8$; ал жұмыс істеу мерзімі 7 жыл.

6.10.1. Жетектің қозғалтқышын таңдау

1.1. Пайдалы жұмыс атқаратын барабанның күш қуаты анықталады, оны шыға берістегі қуат деп атайды:

$$P_{\text{оығ}} = FV = 12 \times 1 = 12 \text{ кВт.}$$

1.2. Жетектің жалпы пайдалы әсер коэффициенті:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1^2 \eta_2 \eta_n^4 = 0,98^2 \times 0,95 \times 0,99^4 = 0,88$$

мұнда: $\eta_1 = 0,98$ – дәлдік дәрежесі 7-ге тең тісті берілістің пайдалы әсер коэффициенті;

$\eta_2 = 0,95$ – белдікті берілістің ПӘК-і және $\eta_n = 0,99$ – домалау подшипниктерінің ПӘК-і.

1.3. Электрқозғалтқыш таңдау үшін қажетті қуат,

$$P_{эл} = \frac{P_{шық}}{\eta_{\Sigma}} = \frac{12}{0,88} = 13,7 \text{ кВт}.$$

Стандарт бойынша қуат шамасына байланысты 4А 160 М643 және 4А160 2 электрқозғалтқыштарды қабылдауға болады. Бұл қозғалтқыштардың қуаты $P_{э}=15$ кВт,

$$P = \frac{P - P_{шық}}{P} = \frac{15 - 13,7}{15} = \frac{1,3}{15} = 0,09.$$

Электрқозғалтқыштың қуаты пайдалы қуаттан 9% артық.

6.10.2. Жетектің жалпы беріліс санын анықтау және оларды сатыларға бөлу

2.1. Шығаберіс біліктің, біздің мысалымызда барабан орналасқан білік айналым саны оның бұрыштық жылдамдығы арқылы анықталады:

$$\omega_{\delta} = \nu_T \frac{2}{D_{\delta}} = 1 \frac{2}{0,5} = 4 \text{ рад/с};$$

$$n_{\delta} = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi} = \frac{30 \cdot 4}{3,14} = 38,2 \text{ мин}^{-1}.$$

2.2. Жетектің жалпы беріліс саны:

$$u_{жал1} = \frac{2938}{38,2} = 76,8; \quad u_{жал2} = \frac{1460}{38,2} = 38,4;$$

$$u_{\text{жал3}} = \frac{974}{38,2} = 25,5.$$

2.3. Беріліс санын сатыларға бөлгенде, алдымен бәсендеткішдің беріліс саны анықталады:

$$u_{\text{ред1}} = \frac{u_{\text{жал}}}{u_{\text{бел}}} = \frac{76,8}{2} = 38,4;$$

$$u_{\text{ред2}} = \frac{38,4}{2} = 19,2;$$

$$u_{\text{ред3}} = \frac{25,5}{2} = 12,75.$$

2.4. Екі сатылы жайма бәсендеткіштердің беріліс сандары 12,5...25 (3.2 - кесте) аралығында болғандықтан, ременді берілістің беріліс саны = 2 деп алғанда, бәсендеткіштер үшін $u_{\text{ред.}} = 19,18$ деп, алғанымыз тиімді (тұлға мөлшерін кесте бойынша салыстырсақ). Енді осы жағдайға сәйкес келетін 4А 160 S4 электроқозғалтқышын таңдап аламыз.

Бәсендеткішдің екі сатысына беріліс санын бөлу, берілген график бойынша (3.2-сурет) немесе тиімді өлшемдерін анықтау арқылы жүргізіледі. График бойынша жіктесек $u_2 = 3,8$; $u_1 = u_1/u_2 = 18,7/3,8 = 5$.

Егер бәсендеткішдің дайындалу саны көп болса (серийное производство), оның сатыларының беріліс сандарын ГОСТ 8020-5А бойынша қабылдаймыз, онда $u_1 = 3,55$; $u_2 = 4,5$ қабылданады. Бұл жағдайда $u_{\text{бәс.}} = 16$, олай болса $u_{\text{рем}} = u_{\text{жал}}/u_{\text{бәс.}} = 2,24$.

2.5. Барлық біліктердің айналым сандары мен әсер етуші қуат пен күш моменттерінің шамалары анықталады:

$$n_1 = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{бел}}} = \frac{1460}{2,24} = 652 \text{ мин}^{-1} \text{ немесе}$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 652}{30} = 68,2 \text{ рад/с ;}$$

$$P_1 = P \eta T_{\text{бел}} = 13,7 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 12,87 \text{ кВт};$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{12,87}{68,2} = 0,1884 \text{ кНм}.$$

Екінші білік үшін,

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{652}{3,55} = 184 \text{ мин}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 184}{30} = 19,2 \text{ рад/с};$$

$$P_2 = P_1 \eta \eta_n = 12,9 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 12,5 \text{ кВт};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{12,5}{19,2} = 0,65 \text{ кНм}.$$

Үшінші білік үшін,

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{184}{4,5} = 40,8 \text{ мин}^{-1}; \quad \omega = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 40,8}{30} = 4,3 \text{ рад/с}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n = 12,5 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 12,12 \text{ кВт}; \quad T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{12,12}{4,3} = 2,82 \text{ кНм}$$

Төртінші білік үшін,

$$n_4 = n_3 = 40,8 \text{ мин}^{-1}; \omega_4 = \omega_3 = 4,3 \text{ рад/с.}$$

$$P_4 = P_3 \eta_n = 12,12 \cdot 0,99 = 12 \text{ кВт}; T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{12}{4,3} = 2,8 \text{ кНм.}$$

Есептеу нәтижелерін кесте түрінде көрсетеміз (6.7– кесте).

6.7–кесте

Есептеу нәтижелері

Біліктер	Бірінші	Екінші	Үшінші	Төртінші
Көрсеткіштер				
Қуат, квт	P ₁ =12,87	P ₃ =12,5	P ₃ =12,12	P ₄ =12
Айналым саны, мин ⁻¹	n ₁ =652	n ₂ =184	n ₃ =40,8	n ₄ =40,8
Бұрыштық жылдамдық	w ₁ =153	w ₂ =76,5	w ₃ =15,3	w ₄ = 4
Күш моменті Нм	T ₁ =84	T ₂ =650	T ₃ =2820	T ₄ =2800

6.10.3. Тісті дөңгелектердің материалдарын дайындап олардың мүмкіндік кернеуін анықтау.

3.1.Бәсендеткішдің тиімді өлшемдерін анықтау үшін тісті дөңгелектердің материалдарын беттік қаттылығы үш түрлі шамада болатын жағдайларды қарастырып есептеген жөн. Осы мақсатпен

тістегеріштің материалына тісті дөңгелекті 2 деген кіші белгімен белгілеп, үш түрлі вариантты салыстырып қатар есептейміз:

$$\begin{array}{ll} 1.HRC_1 = 28,5 & HRC_2 = 24,8 \\ 2.HRC_1 = 47,5 & HRC_2 = 24,8 \\ 3.HRC_1 = 53 & HRC_2 = 47,5. \end{array}$$

Беттік қаттылығы $HRC \leq 32$ ден аспаған жағдайда жақсартылған 40Х болатын қабылдаймыз. Олардың беттік қаттылығы 269...302 НВ аралығында болады. Ал $HRC > 32$ болған жағдайда, 40 ХН болатын алып, оларды жоғары жиілікті ток (ЖЖТ) көзімен қыздырып шынықтырып аламыз, сонда олардың беттік қаттылығы $HRC = 48...53$ аралығында болады. Демек, осы екі материалды негізге алып, оларға әртүрлі әдіспен қыздырып өңдеу арқылы, көрсетілген үш түрлі беттік қаттылықты алуға болады.

3.2. Жетектің жалпы жұмыс іздеу мерзімі сағат өлшемінде анықталады,

$$t_{\Sigma} = L_{\text{жыл}} 365 K_{\text{жыл}} 24K_{\text{тәу}} = 7365 \cdot 0,8 \cdot 24 \cdot 0,6 = 29434 \text{сағ.}$$

3.3. Жанасу кернеулерінің келтірілген (эквиваленттік) циклдер саны анықталады:

Тістегеріш үшін,

$$\begin{aligned} N_{HE1} &= 60t_{\Sigma} n_{\Sigma} \left(\frac{T_i}{T} \right)^3 \frac{t_i}{t_{\Sigma}} = \\ &= 60 \cdot 652 \cdot 29434 (0,8^3 \cdot 0,5 + 0,4^3 \cdot 0,3 + 0,1^3 \cdot 0,2) = 3,2 \cdot 10^8. \end{aligned}$$

Тісті дөңгелек үшін,

$$N_{HE2} = N_{HE1}/u_1 = 3,2 \cdot 10^8 / 3,55 = 90 \cdot 10^6 .$$

Бәсендеткіштердің екінші сатысы – шабан айналатын соңғы сатысындағы тісті дөңгелектер үшін.

Тістегеріштің айналу санын бірінші сатыдағы тісті дөңгелекпен бірге бір білікте орналасуына байланысты $N_{HE1}=N_{HE2} = 90 \times 10^6$ деп қабылдауға болады.

Тісті дөңгелек үшін, $N_{HE3}=N_{HE2}/u_2 = 90 \times 10^6/4,5=20 \times 10^6$.

3.4. Иілу кернеулерінің келтірілген (эквиваленттік) циклдар саны анықталады.

Бәсеңдеткішдің бастапқы сатысының тістегеріші үшін,

$$N_{FE1} = 60nt_{\Sigma} = \Sigma \left(\frac{Ti}{T} \right)^6 \frac{t_i}{t_{\Sigma}} =$$

$$60 \times 652 \times 29434 / 0,8^6 \times 0,5 + 0,4^6 \times 0,3 + 0,16 \times 0,2 / = 1,7 \times 10^8.$$

Тісті дөңгелек үшін,

$$N_{FE2} = \frac{N_{F1}}{u_1} = \frac{1,7 \cdot 10^8}{3,55} = 47,9 \cdot 10^6.$$

Соңғы сатының тісті дөңгелегі үшін,

$$N_{FE4} = \frac{N_{F1}}{u_c} = \frac{34 \cdot 10^6}{3,8} = 8,9 \cdot 10^6.$$

3.5. Материалдардың төзімділік шегіне сәйкес келетін базалық циклдар саны график (сурет) бойынша анықталады:

$$N_{HB1} = 20 \times 10^6$$

$$N_{HG2} = 12,5 \times 10^6$$

$$N_{HB1} = 80 \times 10^6$$

$$N_{HG2} = 12,5 \times 10^6$$

$$N_{FG} = 4 \times 10^6.$$

$$N_{HB1} = 125 \times 10^6$$

$$N_{HG2} = 80 \times 10^6$$

3.6. Материалдардың жанасу және иілу кернеулерінің төзімділік шегі (қажу шегі), оларды қыздырып немесе химиялық әдіспен өңделуіне байланысты табылады:

$$\sigma_{H \lim 1} = 20 \text{ HRC} + 70 = 20 \times 28,5 + 70 = 640 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \text{ lim } 1} = 18 \text{ HRC} = 18 \times 28,5 = 513 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \text{ lim } 2} = 20 \text{ HRC} + 70 = 20 \times 24,8 + 70 = 566 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \text{ lim } 2} = 18 \text{ HRC} = 19 \times 24,8 = 446 \text{ МПа.}$$

Тістер беті жоғары жиілікті токпен қыздырылып, шынықтырылған жағдайда,

$$\sigma_{H \text{ lim } 3} = 17 \text{ HRC} + 200 = 17 \times 47,5 + 200 = 10007,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F \text{ lim } 3} = 550 \text{ МПа} = \sigma_{F \text{ lim } 4}$$

$$\sigma_{H \text{ lim } 4} = 17 \text{ HRC} + 200 = 17 \times 53 + 200 = 1101 \text{ МПа.}$$

3.7. Мүмкіндік кернеулердің шамасын анықтаймыз,

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_n} \sqrt[6]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} \quad [\sigma]_F = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_n} \sqrt[m]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}}$$

m = 6 - жақсарту

m = 9 - басқа өндеу әдістерінде

6.8–кесте

Есептеу нәтижелері

Тіс беттерінің қаттылығы мен қақу шегі	Бастапқы саты		Соңғы саты	
	Тістегеріш	Тісті дөңгелек	Тістегеріш	Тісті дөңгелек
HRC ₁ =28,5 HRC ₂ =24,8 $\sigma_{H \text{ lim}}$ МПа	N _{HE1} =3,2·10 ⁸ N _{FG1} =1,7·10 ⁸ N _{HG1} =30·10 ⁶	N _{HE2} =7,0·10 ⁷ N _{FE2} =4,8·10 ⁷ N _{HG2} =24·10 ⁶	N _{HE3} =9,0·10 ⁷ N _{FE3} =4,8·10 ⁷ N _{HG3} =30·10 ⁶	N _{HE4} =2·10 ⁷ N _{FE4} =1,6·10 ⁷ N _{HF4} =24·10 ⁶
	560	480	560	480

HRC ₁ =53; HRC ₂ =47,5 $\sigma_{H \text{ lim}}$ $\sigma_{H \text{ lim}}$	N _{HG1} =5,4,10 ⁷ 1101 550	N _{HG2} =5,10 ⁷ 1007,5 550	N _{HG3} =5,4,10 ⁷ 1101 550	N _{HG4} =5,10 ⁷ 1007,5 550
HGC ₁ =47 HRC ₂ =24,8 $\sigma_{H \text{ lim}}$ $\sigma_{H \text{ lim}}$	N _{HG1} =8,10 ⁷ 1007,5 550	N _{HG2} =1,25,10 ⁷ 566 446	N _{HG3} =8,10 ⁷ N _{FG} =4,10 ⁶ 1007,5 550	N _{HG4} =1,25,10 ⁷ 566 446

ЕСКЕРТУ. Барлық жағдайда N_{FG}=4x10⁶

6.9–кесте

Мүмкіндік кернеу шамалары

Кернеу	Беттік қаттылығы	Бастапқы саты		Соңғы саты	
		Тістегеріш	Тісті дөңгел.	Тістегеріш	Тісті дөңгел.
Жанасу	HRC ₁ =28,5 HRC ₂ =24,8	385	361	481	471
	HRC ₁ =47,5 HRC ₂ =24,8	565,65	385	856,5	481
	HRC ₁ =53 HRC ₂ =47,5	772,8	856,4	1003	1069,7

S_H= 1,1-жақсартылған болаттар үшін алынатын қор коэффициенті, басқа өңдеу әдістерін пайдаланғанда S_H = 1,2.

Егер N_{HF} > N_{HG} болса, онда N_{HE} = N_{HG} қабылданады.

Осы өрнектермен есептеу жүргізіп, қорытындысын кестеде көрсетеміз.

3.8. Бәсеңдеткішдің бастапқы сатысы қисық тісті болғандықтан, есептеу өрнегіне қойылатын мүмкіндік жанасу кернеуінің шамасы анықталады:

$$[\sigma]_{H1} = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 / 361 + 385 / = 335,7 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = 0,45 / 565 + 385 / = 427 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H3} = 0,45 / 772,8 + 856,4 / = 735 \text{ МПа}.$$

3.9. Сыртқы күштің ең жоғарғы шамасы түскен жағдайда, есептеуде алынатын мүмкіндік кернеу шамасы:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_{\Lambda 2} = 1932 - \text{жақсартылған болаттар үшін,}$$

$$[\sigma]_{F \max} = 27,4 HRC = 679,5 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H \max} = 40 HRC_2 : [\sigma]_{F \max} = 31 HRC_{1/2} - \text{жоғарғы}$$

$$\backslash \backslash$$

$$1900 \text{ МПа}$$

$$\backslash$$

$$1260 \text{ МПа}$$

жиілікті токпен
қыздырып
өндеу.

6.10.4. Күш коэффициенттер мәнін анықтау

4.1. Жанасу және иілу беріктігін есептеуде қабылданатын жүк коэффициенттерінің мәні:

$$K_H = K_{H2} K_{H\beta} K_{H\psi};$$

$$K_F = K_{F2} K_{F\beta} K_{F\psi}.$$

$$K_{Ha} = K_{Fa} = 1 - \text{тік тісті берілістер үшін,}$$

$$K_{H\beta} = K_H^{\circ} \beta / 1-x / +x = 1,73 / 1-0,54 / +0,54 = 1,3$$

$$x = \sum \frac{T}{T_{\max}} \frac{t}{t_{\Sigma}} = / 0,8 \times 0,5 + 0,4 \times 0,3 + 0,1 \times 0,2 / = 0,54.$$

$$K_{H\beta}^{\circ} - \text{коэффициентінің мәнін кестеден анықтау үшін } v/d_1 = 0,5$$

Ψ_a ($u+1$) қатынасы табылады.

$\Psi_a = 0,315$ – тісті берілістер симметриясыз орналасқан жағдай,

$$v/d_1 = 0,5 \times 0,315 / 3,8 + 1 / = 0,75 - \text{соңғы саты үшін,}$$

$$v/d_1 = 0,5 \times 0,315 / 4,7 + 1 / = 0,85 - \text{бастапқы саты үшін.}$$

$$\text{Кесте бойынша } K_{H\beta}^{\circ} = 1,73; K_{H\beta}^{\circ 2} = 1,15,$$

$$K_{F\beta}^{\circ} = 1,22; K_{F\beta}^{\circ 2} = 1,38$$

$$K_{F\beta}^{\circ 1} = 1,22 / 1-0,54 / +0,54 = 1,1$$

$$K_{H\beta}^{\circ 2} = 1,15 / 1-0,54 / / 0,54 = 1,07$$

$$K_{H\beta}^o = 1,38 / 1 - 0,54 / 0,54 = 1,16$$

6.10–кесте

Есептеу нәтижелері

Коэффициенттер	Бастапқы саты	Соңғы саты
$K_{H\beta}^o$	1,05	1,07
$K_{F\beta}^o$	1,11	1,16

4.2. Динамикалық күштерді есепке алатын коэффициент K_v жылдамдық шамасына байланысты анықталады, бастапқы саты үшін,

$$v_{B1} = \frac{n_2}{c_v} \sqrt[3]{\frac{T_3}{u^2}} = \frac{184}{1300} \sqrt[3]{\frac{650}{3,55^2}} = 5,2 \text{ м/с}.$$

C_v – мәні 5.7– кестеден алынады,

$$v_{c1} = \frac{n_3}{c_v} \sqrt[3]{\frac{T_u}{u^2}} = \frac{155,3}{1300} \sqrt[3]{\frac{2820}{4,5^2}} = 1,58 \text{ м/с}.$$

Ал енді екінші және үшінші варианттар мен қабылданған материалдар үшін,

$$C_{v2} = 140,$$

$$C_{v3} = 175, \text{ ал } v_{B2} = 4,8 \text{ м/с } v_{B3} = 1,17 \text{ м/с}.$$

Берілістердің шеңберлік жылдамдығына байланысты, олардың дәлдік дәрежесін 5-9– кесте бойынша 9-деп белгілеп, динамикалық коэффициенттер мәні нақты анықталады (6.11. 6.12 – кестелері).

6.11 – кесте

Есептеу нәтижелері

	Бастапқы саты			Соңғы саты		
	1 вар.	2 вар.	3 вар.	1 вар.	2 вар.	3 вар.
K_{HV}	1,15	1,12	1,12	1,05	1,04	1,03
K_{FV}	1,4	1,35	1,33	1,13	1,12	1,1
K_H	1,6	1,5	1,45	1,2	1,15	1,12

6.10.5. Тісті берілістердің өлшемдерін анықтау

Жабық қорабтың ішінде істейтін тісті берілістердің өлшемдерін, жанасу беріктігіне есептеу арқылы табылады. Алдымен тісті берілістердің осьаралық қашықтығы одан соң модуль шамасы және тісті дөңгелектердің диаметрлері мен ені анықталады.

5.1. Осьаралық қашықтық белгілі өрнекпен анықталады:

$$a_{\omega 1} = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H u_1}\right)^2 \frac{T_2 K_H K_{H2}}{\varphi_a}} = (3,55 + 1)$$

$$\sqrt[3]{\left(\frac{270}{336 \cdot 3,55}\right)^2 \cdot \frac{650000 \cdot 1,6 \cdot 1,15}{0,315}} = 250,25 \text{ мм.}$$

$$a_{\omega 2} = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{315}{[\sigma]_H u_2}\right)^2 \frac{T_3 K_H}{\varphi_a}} = (4,5 + 1)$$

$$\sqrt[3]{\left(\frac{315}{336 \cdot 4,5}\right)^2 \frac{2820000 \cdot 1,15}{0,315}} = 431,75 \text{ мм.}$$

Осьаралық қашықтық мүмкіндік кернеуге, байланысады: $a_{\omega} = \frac{C_1}{[\sigma]_k^{2/3}}$,

олай болса мүмкіндік кернеудің басқа варианттардағы шамасын осы қатынасты пайдаланып анықтаймыз:

$$a_{\omega 2} = a_{\omega 1} \frac{\sqrt[3]{[\sigma]_{H1}^2}}{\sqrt[3]{[\sigma]_{H2}^2}} = 250 \frac{\sqrt[3]{336^2}}{\sqrt[3]{427^2}} = 230 \text{ мм};$$
$$a_{\omega 3} = a_{\omega 1} \frac{\sqrt[3]{[\sigma]_{H1}^2}}{\sqrt[3]{[\sigma]_{H2}^2}} = 432 \frac{\sqrt[4]{336}}{\sqrt[3]{735^2}} = 332 \text{ мм}.$$

Осылай есептеп, осьаралық қашықтықтың тиімді оптималдық мәнін анықтап, оны стандартқа келтіріп, тісті дөңгелектердің геометриялық өлшемдері анықталады.

Тісті берілістердің есептеуге нұсқаулар.

Тісті берілістердің электронды есептеуіш машинаның көмегімен есептеуде төменгі ерекшеліктерді ескеру қажет.

1. Берілістерді, білікті, мойынтіректі алдымен жай калькулятордың көмегімен есептеп шығу қажет және де бірінші компоновканы, тісті дөңгелектердің, біліктің эскиздік жобасын қолмен сызып алған жөн.

2. Тісті дөңгелектердің материалын тандағанда қыздырып өңдеу әдісінің бес түрлі әдісін пайдалану қажет: жақсарту (улучшение); ЖЖТ-пен қыздырып шынықтыру (закалка ТВЧ); көміртекпен қанықтырып шынықтыру (цементация и закалка); азотпен қанықтыру және нитрокоміртекпен қанықтыру (нитроцементация).

3. Жүк коэффициент шамасын 1,1...1,6 аралығында үш вариантын есепке алу қажет, немесе бағдарлама арқылы есептеген жөн.

4. Жүк өзгеру коэффициентін әр түрлі стандарттық режимнің біріне сәйкестендіріп немесе беріліген циклограмма арқылы есептеу қажет.

6.10.6. Тісті дөңгелектердің геометриялық өлшемдерін анықтауға арналған мысалдар.

Ось аралық қашықтығы 140 мм, беріліс саны 4-ке тең, 4,5 кВт қуат беретін тісте берілістің геометриялық өлшемдерін анықтау қажет. Бірінші біліктің айналу саны 960 мин^{-1} , ЖЖ токпен шынықтырып, жақсартудан өткіземіз $[\sigma]_H = 640 \text{ МПа}$, $[\sigma]_F = 293 \text{ МПа}$.

1. Тісті дөңгелектердің, тістер модулі төменгі шама аралығында стандарт бойынша қабылданады

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = 1,4 \dots 2,8 \text{ мм}$$

Стандартқа сүйеніп $m = 2 \text{ мм}$

2. Дөңгелектердің тістер санын анықтау

2.1. Жалпы тістер саны

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 140}{2} = 140.$$

2.2. Кіші тісті дөңгелектің тістер саны

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{140}{4+1} = 28.$$

2.3. Үлкен тісті дөңгелектің тістер саны

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 140 - 28 = 112.$$

3. Тісті дөңгелектердің бөлгіш диаметрі

$$d_1 = mz_1 = 2 \cdot 28 = 56 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \cdot 112 = 224 \text{ мм}.$$

4. Нақты ось аралық қашықтығын анықтаймыз

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{56 + 224}{2} = 140 \text{ мм}.$$

Тісті дөңгелектерді түзетудің (коррегирование) қажет жоқ

5. Тіс төбесі мен табаның көмкеретін шеңберлер диаметрі

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 56 + 2 \cdot 2 = 60 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 224 + 2 \cdot 2 = 228 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 56 - 5 = 51 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 224 - 5 = 219 \text{ мм}.$$

6. Тісті дөңгелектердің ені: $b = \psi_a \cdot a_w = 0,315 \cdot 140 \approx 44$

Тісті дөңгелектердің басқа өлшемдерін анықтау кітаптың тарауында айтылған.

7. Біліктерге әсер ететін күш моменттері мен шеңберлік күш

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{30P_1}{\pi n_1} = \frac{30 \cdot 4500}{3,14 \cdot 960} = 44,8 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 u \eta_{\text{тис}} \eta_{\text{мәйн}} = 44,8 \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 173,9 \text{ Нм};$$

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 44,8 \cdot 10^3}{56} = 1600 \text{ Нм}.$$

8. Тістердің беріктігін тексеру.

8.1. Жанасу беттік беріктігі

$$\sigma_H = C \frac{u+1}{a_w u} \sqrt{\frac{u+1}{b_2} T_2 K_H} = 315 \frac{4+1}{140 \cdot 4} \sqrt{\frac{4+1}{44} 173,9 \cdot 10^3 \cdot 1,6} = 474 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 474 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 640 \text{ МПа}.$$

8.2. Тіс табанв ауданының иілугі беріктігі

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F}{b m} = \frac{1600 \cdot 3,78 \cdot 1,6}{44 \cdot 2} = 110 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 110 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F = 293 \text{ МПа}.$$

Тіс пішінін есепке алатын коэффициент Y_F кестеден пістер санына байланысты қабылданады. Кіші дөңгелек тістер санына байланыста $Y_F = 3,78$. K_F - жүк коэффициентінің иілу беріктігіне есептеудегі ең жоғарғы мәні.

9. Тік тісті дөңгелектер ілінісуіндегі күштер.

9.1. Шеңберлік күш $F_t = 1600 \text{ Н}$.

9.2. Радиалдық күш $F_2 = F_t \operatorname{tg} \alpha = 1600 \text{ Н} \cdot 0,364 = 407,7 \text{ Н}$

Қиғаш тісті дөңгелектердің геометриялық өлшемдерін анықтаудағы ерекшеліктер. Жоғарыда берілген шамаларға байланысты есептеу жүргіземіз.

1. Осбаралық қашықтығын анықталған соң, тістер модулы

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w;$$

$$m_n = \frac{3,5 F_t K_{FL}}{b [\sigma]_F} \quad \text{немесе}$$

өрнектерімен анықталады

$$m_n = \frac{3,5 \cdot 1600 \cdot 1,6}{63 \cdot 290} = 0,5.$$

Екінші өрнек бойынша $m = 2 \dots 4$, осыған орай стандарт бойынша $m_n = 2$ қабылдаймыз.

2. Тістердің қиғаштық бұрышын жуықтап анықтамаймыз

$$\beta^1 = \arcsin \frac{3,5 m_n}{b_2} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 2}{48} = \arcsin 0,1409 = 8^\circ 6' 34''$$

$b_2 = b_1 + 5 \text{ мм} = 44 + 4 = 48 \text{ мм}$ - жақсартылған дөңгелектер үшін.

3. Тістердің жалпы саны

$$z_\Sigma = \frac{2a}{m_n} \cos \beta^1 = \frac{2 \cdot 140}{2} 0,99 = 138$$

3.1. Үлкен тісті дөңгелектерің тістер саны

3.2. $z_2 = z_\Sigma - z_1 = 138 - 28 = 110$

3.3. Тістердің қиғаштық бұрышының минималдық шамасы

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m_n}{b_2} \arcsin \frac{4 \cdot 2}{49} = \arcsin 0,1632 = 9^\circ 24'$$

$$\cos \beta_{\min} = 0,9866$$

3.4. Тістердің жалпы саны

$$z_\Sigma^1 = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 0,9866}{2} = 138,24$$

$$z_\Sigma^1 = 138 - \text{деп қабылдаймыз}$$

3.5. Қиғаштық бұрыштың нақты шамасы

$$\cos \beta = \frac{z_\Sigma^1 m}{2a} = \frac{138 \cdot 2}{2 \cdot 140} = 0,9857$$

$$\beta = 9^\circ 42' > \beta_{\min} = 9^\circ 24'$$

3.6. Дөңгелек тістер саны

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{138}{4+1} = 27,6;$$

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 138 - 27 = 111.$$

3.7. Нақты беріліс саны $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{111}{27} = 4,11$.

Ауытқу шамасы $\frac{4,11 - 4}{4} \cdot 100 = 1,1\% < 4\%$.

4. Дөңгелектердің өлшемдерін анықтау.

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 28}{0,9866} = 54,74 \text{ мм.}$$

4.1. Бөлгіш диаметрлер

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 111}{0,9866} = 225,26 \text{ мм.}$$

4.2. Тіс төбесі мен табанын көмкеретін шеңберлер диаметрі

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 54,74 + 2 \cdot 2 = 58,74 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 225,26 + 2 \cdot 2 = 229,26 \text{ мм;}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 54,74 - 2,5 \cdot 2 = 49,74 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 225,26 - 2,5 \cdot 2 = 220,26 \text{ мм.}$$

4.3. Осьаралық қашықтығын тесеру

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{54,74 + 225,26}{2} = 140 \text{ мм.}$$

5. Тістердің беріктігін тексеру

5.1. Тіс беттерінің беріктігі

$$\sigma_H = C \frac{u+1}{a_w u} \sqrt{\frac{u+1}{b_2} T_2 K_{HL}} = 270 \frac{4+1}{140 \cdot 4} \sqrt{\frac{4+1}{49} 173,9 \cdot 10^3 \cdot 1,6} = 406 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_H = 406 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H.$$

5.2. Тіс табанының иілуге беріктігі

5.2.1. Шеңберлік күш $F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 173900}{225,26} = 1544 \text{ Н.}$

5.2.2. Тіс пішінін есепке алатын Y_F коэффициентінің шамасы

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{111}{0,9857^3} = \frac{111}{0,9577} = 115,9 \approx 116;$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{27}{0,9857^3} = \frac{27}{0,9577} = 28,2 \approx 28.$$

Кестеден $Y_{F1}=3,85$; $Y_{F2}=3,61$

5.2.3. Тіс табан ауданының иілуге беріктігі

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F}{b_2 m_n} = \frac{1544 \cdot 3,85 \cdot 1,6}{49 \cdot 2} = 97 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F = 91 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F = 273,9 \text{ МПа}.$$

5.3. Кернеулердің максимальдық шамалары

5.3.1. Беттік кернеу

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{нук}}}{T_{\max} K_{HL}}} = 406 \sqrt{\frac{2,4 T_{\max}}{T_{\max} 1,6}} = 496 \text{ МПа}$$

5.3.2. Иілу кернеуі

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\text{нук}}}{T_{\max} K_{HL}} = 91 \frac{2,4 T_{\max}}{T_{\max} 1,6} = 136 \text{ МПа}$$

Жетекке түсетін азғана уақыт әсер ететін ең жоғарғы күш моменті ($T_{\text{нук}}$), жүк графигінде беріледі немесе электроқозғалтқыштың қосу кезіндегі моменті ($T_{\text{пуск}}$) қабылданады, олар қозғалтқыштың паспортында көрсетіледі.

6. Білікке әсер ететін күштер

6.1. Шенберлік күш $F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 173900}{225,26} = 1544 \text{ Н}.$

6.2. Радиалдық күш $F_2 = F_t \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} = 1544 \frac{0,364}{0,9866} = 569,65 \text{ Н}.$

6.3. Осьтік күш

$$F_a = F_t \text{tg} \beta = 1544 \cdot \text{tg} 9^{\circ} 42' = 1544 \cdot 0,1709 = 263,87 \text{ Н}.$$

Конустық тісті дөңгелектердің геометриялық өлшемдерін анықтауға арналған мысал.

Қазіргі кезде техникада, машинажасау өнеркәсібінде дөңгелек тісті конустық берілістер кеңінен қолданылады, олардың тістер қиғаштығы орта шамамен $\beta_m = 35^{\circ}$ құрайды.

Жоғары мысаларда қабылданған шамаларды қабылдап, беріліс санын $u=3,55$ деп алсақ кітапта берілген өрнекпен есептен үлкен конусты дөңгелектің диаметрін $d_{e2}=270$ ке тең деп аламыз.

1. Кіші тісті дөңгелектің диаметрін жобалап анықтаймыз

$$d_{e1}^1 = \frac{d_{e2}}{u} = \frac{280}{3,55} = 78,87 \text{ мм}.$$

2. Кіші тісті дөңгелектің тістер санын арнайы графиктермен немесе $z_{\min}=17$ деген нұсқаумен сәйкестендірің $z_1=18$.

3. Үлкен дөңгелектің тістер саны $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 3,55 = 63,9$. $z_2 = 64$ деп қабылдаймыз.

4. Нақты беріліс саны $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{64}{18} = 3,555$.

5. Бөлгіш конустардың бұрыштары

5.1. Үлкен дөңгелек үшін $\delta_2 = \arctgu = \text{arcng}3,555 = 74^{\circ}17'29''$.

5.2. Кіші дөңгелек үшін $\delta_1 = 90^{\circ} - 74^{\circ}29'' = 15^{\circ}42'31''$.

6. Сыртқы шеңберліс модуль m_{te} $m_{te} = \frac{d_{e2}}{z} = \frac{280}{64} = 4,375 \text{ мм}$.

7. Сыртқы конустық қашықтық

$$R_e = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{z_1 + z_2} = \frac{4,375}{2} \sqrt{18^2 + 64^2} = 145,4 \text{ мм}.$$

8. Тісті дөңгелектердің ені

$$b = b_1 = b_2 = K_{be} R_e = 0,285 \cdot 145,4 = 41,44 \text{ мм}; b = 42 \text{ мм} - \text{деп қабылдаймыз.}$$

9. Тістерді иілу беріктігіне тексеру

$$\sigma_F = \frac{2,72 K_F T_2 10^3 Y_{F2}}{d_{e2} b m_{te} \theta} \leq [\sigma]_{F2}.$$

9.1. Жүк шоғырлану коэффициентінің шамасын кестеден қабылдап

$$K_{F\beta}^0 = 2,01, \text{ оның нақты мәнін анықтаймыз}$$

$$K_{F\beta} \sqrt{K_{F\beta}^0} = \sqrt{2,01} = 1,42.$$

9.2. Динамикалық жүк коэффициенті де кестеден жылдамдыққа байланысты қабылданады немесе жоғарыдағы мысалдағыдай

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv} = 1,6\text{-ға тең деп қабылдаса болады } K_{F \max} = 2,2.$$

9.3. Биэквиваленттік тістер саны

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta \cos \delta_2} = \frac{64}{\cos^3 35^0 \cos 74^0 17'} = \frac{64}{0,55 \cdot 0,271} = 430;$$

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta \cos \delta_2} = \frac{18}{\cos^3 35^0 \cos 15^0 42'} = \frac{18}{0,55 \cdot 0,9951} = 33.$$

9.4. Тіс пішінін есепке алатын $Y_{F2} = 3,63$.

9.5. Коңустық берілістердің түрін есепке алатын

$$\theta_F = 0,85 + 0,0434 = 0,85 + 0,043 \cdot 3,55 = 1,00.$$

9.6. Тістер табанындағы иілу кернеу шамасы

$$\sigma_{F2} = \frac{2,72 \cdot 2,2 \cdot 216 \cdot 10^3 \cdot 3,63}{280 \cdot 42 \cdot 4,375} = 91,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 91,2 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F2} = 290 \text{ МПа}.$$

9.7. Тіс пішінін есепке алатын коэффициент шамасы $Y_{F2} = 3,53$.

9.8. Кіші тісті дөңгелектің табан қимасындағы кернеу

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 91,2 \frac{3,53}{3,63} = 88,7 \text{ МПа}$$

10. Тістер төбесініен өтетін сыртқы шеңбердің диаметрлері

$$d_{ae1} = d_{ae1} + 1,64 m_{te} \cos \delta_1;$$

$$d_{ae2} = d_{ae2} + 1,64 m_{te} \cos \delta_1 - \text{өрнектерімен анықталады.}$$

11. Орта нормалдық модуль шамасы

$$m_n = m_{te} 0,857 \cos \beta_m = 4,375 \cdot 0,857 \cos 35^0 = 3,75 \cdot 0,8192 = 3,07 \text{ мм.}$$

12. Тістер ілінісуінде пайда болатын күштер.

12.1. Шеңберлік күш

$$F_t = \frac{2T_2 10^3}{d_{m2}} = \frac{2T_2 10^3}{0,857 d_{e2}} = \frac{2 \cdot 1544}{0,857 \cdot 280} = 1324 \text{ Н.}$$

12.2. Осьтік күш $F_{A1} = F_t \gamma_A = F_t \frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 + \sin \beta_m \cos \delta_1)$;

$$\text{егер } \beta_m = 35^0 \text{ болса, } F_{A1} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1).$$

12.3. Радиалдық күш

$$F_R = F_t \gamma_Z = F_t \frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 + \sin \beta_m \sin \delta_1);$$

егер $\beta_m = 35^\circ$ болса, $F_{Z1} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1)$.

6.10.7. Тісті берілістерді ЭВМ-да есептеу

Таспалы конвейердің жетегі екі сатылы цилиндрлік тісті берілісті бөсендеткішідан тұрады. Жайма түрде орналасқан осы берілістердің кинематикалық есебін жүргізу қажет.

Берілгендері:

шығаберістегі күш- $F = 12$ кН;

таспа жылдамдығы- $V = 1$ м/с;

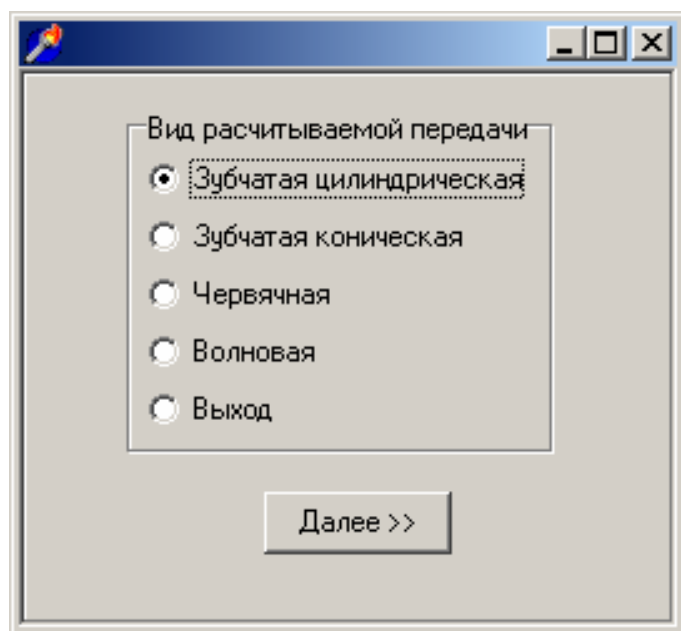
атанақ (барабан) диаметрі- $D = 0,5$ (м);

жұмыс істеу тәртібі– орташа;

жұмыс істеу мерзімі–8 жыл;

жылдық пайдалану коэффициенті- 0,8;

тәулік пайдалану коэффициенті-0,25.



Лгод.	8
Кгод.	0,8
Ксут.	0,25

График нагрузки задан?

Коэффициенты праведения K_e	K_{he}		K_{fe}	
	$m=3$	$m=6$	$m=6$	$m=9$
Режим				
0	1.0	1.0	1.0	1.0
1-тяжелый	0.5	0.27	0.3	0.2
2-средний	0.25	0.143	0.14	0.1
3-средний (норм. распределение)	0.18	0.072	0.06	0.04
4-легкий	0.125	0.03	0.038	0.016
5-особо легкий	0.063	0.02	0.013	0.004

Введите коэф. K_{he}

Введите коэф. K_{fe}

0-особо тяжелый
1-тяжелый
2-средний
3-средний (норм. распределение)
4-легкий
5-особо легкий

Выберите режим

Выберите коэффициент долговечности K_{Hl} (1...1.63)

Выберите коэффициент долговечности K_{fl} (1...2.2)

зависимости от HRC шестерни и колеса

HRC1 \leq 38, HRC2 \leq 38

HRC1 $>$ 38, HRC2 \leq 38

HRC1 $>$ 38, HRC2 $>$ 38

$a=207,004608812795$

Значение межосевого расстояния по СТ СЭВ 229-75
Ряд 1: 40;50;63;80;100;125;160;200;225;315;400;500;630;800;1000;
Ряд 2: 71;90;112;140;180;225;280;355;450;560;610;900;

Выберите ближайшее стандартное значение a

$m=3$

Значение модуля по СТ СЭВ 310-76
Ряд 1: 1; 1.25; 1.5; 2; 2.5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25;
Ряд 2: 1.25; 1.375; 2.25; 2.75; 3.5; 4.5; 5.5; 7.9; 11; 14; 18; 22;

Выберите ближайшее стандартное значение m

ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

Межосевое расстояние	a (мм)	200
Модуль	m	3
Число зубьев шестерни	Z_1	21
Число зубьев колеса	Z_2	103
Передаточное отношение	U	4,97713653572787
Ширина зуб.венца шестерни	B_1 (мм)	70,56
Ширина зуб.венца колеса	B_2 (мм)	63
Диаметр делит. окружности	D_1 (мм)	67,741935483871
Диаметр делит. окружности	D_2 (мм)	332,258064516129
Диаметр окружности впадин	Df_1 (мм)	58,8301707779886
Диаметр окружности впадин	Df_2 (мм)	326,169829222011
Диаметр вершин	Da_1 (мм)	73,741935483871
Диаметр вершин	Da_2 (мм)	338,258064516129
Окружная сила	F_t (кН)	18,1920025063556
Осевая сила	F_a (кН)	3,86034293184866
Радиальная сила	F_r (кН)	6,76742493236429

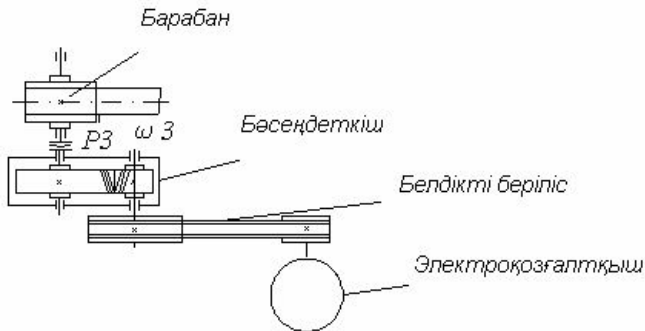
Далее >>

1-МЫСАЛ

Берілген сулба бойынша таспалы конвейердің жетегін жобалау.

Берілгені; $P_3 = 4,5 \text{ кВт}$;

$\omega = 2,8 \pi \text{ рад/с}$.



1. Электродвигательді таңдау және жетектің кинематикалық есебі.

Берілгені: $P_3 = 4,5 \text{ кВт}$;

$\omega = 2,8 \pi \text{ рад/с}$.

1.1 Жетекке кіретін бөлшектің ПӘК-і:

$\eta_{\text{бел}} = 0,96$;

$\eta_{\text{тис}} = 0,97$;

$\eta_{\text{под}} = 0,99$;

1.2 Жалпы жетектің ПӘК-і:

$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{бел}} * \eta_{\text{тис}} * \eta_{\text{под}}^2 = 0,96 * 0,97 * 0,99^2 = 0,9127 \approx 0,913$;

1.3 Электродвигательдің қажетті қуаты

$$P_{\text{каж}} = \frac{P_3}{\eta_{\Sigma}} = \frac{4,5 * 10^3}{0,913} = 4928,806 \text{Вт}$$

Р кВт	2880	1445	965	720
5,5	100L2/2880	112M4/1445	132S6/965	132M8/720

1.4 Жалпы беріліс санын анықтау және саты-сатыға бөлу:

$$U = \frac{n_{эл}}{n_{шыг}}; \quad n_{шыг} = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 * 2,8 * \pi}{\pi} = 84;$$

$$U_{\Sigma 1} = \frac{2880}{84} \approx 34,29;$$

$$U_{\Sigma 2} = \frac{1445}{84} \approx 17,2;$$

$$U_{\Sigma 3} = \frac{965}{84} \approx 11,49;$$

$$U_{\Sigma 4} = \frac{720}{84} \approx 8,57$$

$$U_{\text{бел}} = 3;$$

$$U_m = 5;$$

$$U_{\text{бел}} * U_m = 3 * 5 = 15 \text{ болғандықтан,}$$

4А сериясының 112М4 типті, айналу жылдамдығы 1445 айн/мин жабық қозғалтқышты таңдаймыз.

$$\text{Ал } U_{\Sigma 2} = \frac{1445}{84} \approx 17,2 \text{ болғандықтан,}$$

$$U_{\text{бел}} \frac{17,2}{5} = 3,44 \text{ болады.}$$

1.5 Біліктердегі әсер ететін қуатты анықтау.

$$P_1 = P_{\text{каж}} * \eta_{\text{бел}} * \eta_{\text{под}} = 5 * 10^3 * 0,96 * 0,99 = 4752 \text{Вт} = 4,752 \text{кВт};$$

$$P_2 = P_1 * \eta_{\text{тис}} * \eta_{\text{под}} = 4752 * 0,97 * 0,99 = 4563 \text{Вт} = 4,563 \text{кВт.}$$

1.6 Редуктордың әр білігінің айналу жиілігі:

$$n_1 = \frac{n_k}{U_{\text{бел}}} = \frac{1445}{3,44} = 420 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{mic}} = \frac{420}{5} = 84 \text{ мин}^{-1};$$

1.7 Редуктордың әр білігінің бұрыштық жылдамдығы:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3.14 * 420}{30} = 43,96 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3.14 * 84}{30} = 8,79 \text{ с}^{-1}.$$

1.8 Редуктордың әр білігінің бұраушы моменті:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{4,752 * 10^3}{43,96} = 108,098 \text{ Нм} = 108,098 * 10^3 \text{ Нмм}$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{4,563 * 10^3}{8,792} = 518,99 \text{ Нм} = 518,99 * 10^3 \text{ Нмм}$$

Көрсеткіштер	Біліктер	
	бірінші	екінші
Қуат P кВт	4,752	4,563
Айн. жиілігі. мин ⁻¹	420	84
Бұр. жылд. с ⁻¹ .	43,96	8,79
Момент Нм	108,098	518,99

2. Редуктор берілісін есептеу

2. Мүмкіндік кернеуін анықтау

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 500 \text{ МПа};$$

$$S_F = 1.75$$

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{FO} * \sqrt[9]{\frac{4 * 10^6}{N_{FE}}};$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{4 * 10^6}{N_{FE}}} = 1...1,63;$$

$$[\sigma]_{FO} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} = \frac{500 * 10^3}{1.75} = 285,714 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_F = 285.714 * 10^6 * 1.4 = 400 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 17 \text{ HRC} + 150;$$

$$S_H = 1.1$$

$K_{HL} = 1.2 \dots 1.6$ - ұзақтық коэффициенті;

$$[\sigma]_{HO} = \frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H} = \frac{1000 * 10^3}{1.1} = 909.09 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim}} = 17 * 50 + 150 = 1000 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_H = 909.09 * 10^6 * 1.4 = 1272.727 \text{ МПа}.$$

2.2 Ось аралық қашықтықты анықтау

$$a_{\omega} = (U+1) \sqrt[3]{\left(\frac{\tilde{N}}{[\sigma_I]U}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{\Psi_a}} = (5+1)$$
$$\sqrt[3]{\left(\frac{315}{1272,727 * 5}\right)^2 \frac{518,99 * 10^3}{0,4}} = 106$$

МЕСТ бойынша $a_{\omega} = 125$ деп аламыз

2.3 Тістер санын анықтау

$$z_{\Sigma} = \frac{2a}{m} = \frac{2 * 125}{2.5} = 100$$

$$m = (0.01 \dots 0.02) * a_{\omega};$$

$$m_1 = 0.01 * 125 = 1.25$$

$$m_2 = 0.02 * 125 = 2.5$$

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{U+1} = \frac{100}{6} = 16.67 \approx 17;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 100 - 17 = 83.$$

2.4 Тісті дөңгелектің диаметрлерін анықтау:

Тісті дөңгелектің бөлгіш диаметрі:

$$d = mz$$

$$d_1 = 2.5 * 17 = 42.5 \text{ мм}$$

$$d_2 = 2.5 * 83 = 207.5 \text{ мм}$$

$$\text{Тексеру: } a \omega = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{42,5 + 207,5}{2} = 125 \text{ мм}$$

Дөңгелектің төбе тістерінің диаметрі:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 42.5 + 2 * 2.5 = 47.5 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 207.5 + 2 * 2.5 = 212.5 \text{ мм}$$

Дөңгелектің ішкі тістерінің диаметрі:

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 42.5 - 2.5 * 2.5 = 36.25 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 207.5 - 2.5 * 2.5 = 201.25 \text{ мм}$$

2.5 Кернеуді тексеру есебі:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= C \frac{U+1}{a * U} \sqrt{\frac{U+1}{b_2}} * T_2 * K_{Ha} * K_y = \\ &= 315 \frac{5+1}{125 * 5} \sqrt{\frac{5+1}{50}} * 518,99 * 10^3 * 1,04 * 1,4 = \\ &= 3.78 * 336.67 = 1272.62 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H \end{aligned}$$

$$K_{Ha} = 1.04;$$

$$v = \frac{2a\pi n}{(U+1) * 60} = \frac{2 * 0.1 * 3.14}{6 * 60} = 0.73 \approx 1;$$

$$\begin{aligned} \sigma_F &= \frac{Y_F * T_2 * 10^3 * K_F * (U+1)}{b_2 * m * a * U} = \\ &= \frac{4.28 * 518.99 * 10^3 * 1.04 * 6}{50 * 2.5 * 125 * 5} = 177.4 \text{ МПа} \leq [\sigma]_F \end{aligned}$$

$$K_F = 1.04$$

$$Y_F = 4.28$$

3. Біліктерді алдын ала есептеу

$$[\tau] = 15 \dots 25 \text{ мПа.}$$

$$d_b = \sqrt[3]{\frac{16T_{r1}}{\pi[\tau]}}$$

$$d_{b1} = \sqrt[3]{\frac{16 * 518.99 * 10^3}{3.14 * 20}} = 28.03 \text{ мм;}$$

$$d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{16 * 518.99 * 10^3}{3.14 * 25}} = 50.95 \text{ мм;}$$

5. Белдікті берілістің есебі

Алынған беріліс қатынасы $i_p = 3,44$

Айналу моменті $T = 108,1 \text{ кН мм}$

Үлкен шкивтің бұрыштық жылдамдығы $\omega_2 = 8,792 \text{ рад/с}$

Кіші шкивтің бұрыштық жылдамдығы $\omega_1 = 43,96 \text{ рад/с}$

Белдіктің сырғанау коэффициенті $\epsilon = 0,015$

Кіші шкивтің диаметрі

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T} = 180 \text{ мм}$$

Үлкен шкивтің диаметрі

анықталған беріліс қатынасы

$$d = i_p d_1 (1 - \epsilon) = 560,0 \text{ мм}$$

$$i_p = \frac{d_2}{d_1(1 - \epsilon)} = 3.16$$

Үлкен шкивтің бұрыштық жылдамдығы

$$\omega_2 = \omega_1 / i_p = 13.92$$

Белдіктің қимасың ұзындығы

$$T_0 = 10,50 \text{ мм}$$

Есептелінген ось аралық қашықтық

$$a_{\max} = d_1 + d_2$$

$$= 740\text{мм}$$

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0 = 417.50\text{мм}$$

алынған ось аралық қашықтық

$$a_p = 800,00 \text{ мм}$$

белдіктің ұзындығы

$$L = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p} = 2800 \text{ мм}$$

Ось аралық қашықтықты есептеу үшін алынған аралық мән:

$$w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 1162.39 \text{ мм}$$

$$y = (d_2 - d_1)^2 = 144400$$

$$L - w = 1637,61\text{мм}$$

Анықталған Ось аралық қашықтық

$$a_p = 0,25[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}] = 796.13$$

Кіші шкивтің қамту бұрышы

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_p} = 152.79^\circ$$

Белдік саны

C _p		1
C _L		1,05
C _a		0,93
C _z		0,9
P _o	кВт	3,9
P	кВт	12,35

$$z = \frac{P C_p}{P_o C_L C_a C_z} = 3.6 = 4$$

Жылдамдық

$$v = 0,5\omega_1 d_1 = 3.956 \text{ м/с}$$

Қысым

$$F_o = \frac{850 P C_p C_L}{z v C_a} + \rho v^2 = 751.73 \text{ Н}$$

$$F_B = 2 F_o z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 5845.15 \text{ Н}$$

e=19

f=12.5

шкивтің ені

$$B_{ш} = (z - 1)e + 2f = 82 \text{ мм}$$

6. Тісті іліністер мен мойынтіректердің майлануы

Тісті іліністер ішінде құйылған сұйық маймен майланады. Құйылған майдың биіктігі тісті дөңгелектің тістерінің биіктігіне дейін камтамасыз етуі қажет. Майдың көлемі 2,75 литр. Қолданылатын май маркасы И-100А.

Мойынтіректер қақпақты ашу арқылы жеке майланады.

Есептеуді «EXCEL» бағдарламасымен тексеру

Жетектің сипаты мен ПӘК-ті бағалау

	белгіленуі	Тип	ПӘК min	ПӘК max	Алынған ПӘК
Беріліс "қозғалтқыш - редуктор"	η_1	белдікті	0,95	0,99	0,9600
редуктор	η_2	цилиндрлік	0,97	0,98	0,9700
Беріліс "редуктор - жұмыс органы"	η_3	жоқ	1,00	1,00	1,0000

Білік тірегі үйкелу кезіндегі шығын коэффициенті (0.99 - 0.995 интервал арасында)

1 вал редуктора	η_4	0,9900
2 вал редуктора	η_5	0,9900
Жұмыс органының білігі	η_6	1,0000

Жетектің жалпы ПӘК-і	$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4 \eta_5 \eta_6 =$ $0,96 * 0,97 * 1 * 0,99 * 0,99 * 1 = \mathbf{0,9127}$
----------------------	--

Электрқозғалтқыштағы қажетті қуатты есептеу

Жұмыс органы білігіндегі есептелінетін қажетті қуат, Вт	4500,000
Жетектің есептелінетін ПӘК-і	0,913

$$P_{\text{тп}} = P / \eta$$

$$4500 / 0,913 =$$

$$= 4928,806 \quad \text{Вт}$$

Есеп Цилиндрлік тік тісті редуктордың тісті дөңгелегінің параметрлері

Ось аралық қашықтық

Мүмкіндік кернеуі	$[\sigma_H]$	Мпа	1272,7
Қабылданған беріліс қатынасы	u		5
Тістегергіш білігіндегі айн. моменті	T_1	кН мм	108,1
Дөңгелек білігіндегі айн. моменті	T_2	кН мм	518,99
Козфф-т	$K_{H\beta}$		1,25
Ось аралық қашықтық бойынша төж енінің коэфф-ті	Ψ_{ba}		0,25

Есептелінетін ось аралық қашықтық 118,85 мм

$$a_w = K_a (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}$$

Ось аралық қашықтықтың ең жақын мәні
(ГОСТ бойынша, аынғаны)

$$125 \text{ мм}$$

Фрагмент Стандартты модуль, мм

$$m_t = (0,01 \div 0,02)a_w$$

Мәндері

Мүмкіндік тіп	1,25
Мүмкіндік тах	2,5
ГОСТ бойынша алынғаны	2,5

Тістер саны

Қабылданған беріліс қатынасы	u		5
Алынған ось аралық қашықтық	a _w	мм	125
Алынған ілінісу модулі	m _t		2,5

$$z_\Sigma = 2a_w/m_t$$

Жалпы тістер саны

100

Тістегеріштің тістер саны

$$z_1 = z_\Sigma / (u + 1)$$

Дөңгелектің тістер саны

$$z_2 = z_\Sigma - z_1$$

Есептелінгені	16,67
Алынғаны	17

Есептелінгені	83
Алынғаны	83

Анықталынған беріліс қатынасы

$$u = z_2/z_1 \quad 4,882$$

Диаметрлері

Белгіш диаметрлер

Тістегеріш	42,5 мм	$d_1 = m_t z_1$
Дөңгелек	207,5 мм	$d_2 = m_t z_2$
Тексеру	125 мм	$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$

Тіс төбесінің диаметрлері

тістегеріш	47,5 мм	$d_{a1} = d_1 + 2m_t$
Дөңгелек	212,5 мм	$d_{a2} = d_2 + 2m_t$

Басқа да параметрлері

Ені

тістегергіш	36,25 мм	$b_1 = b_2 + 5$
Дөңгелек	31,25 мм	$b_2 = \psi_{ba} a_w$

Козфф-т ширины шестерни диаметр бойынша тістегергіш енінің коэфф-ті

0,853 мм $\psi_{bd} = b_1/d_1$

Тістегергіштің бұрыштық жылдамдығы

$101,5$ рад/с

Тістігергіштің айн. жылдамдығы

$2,16$ м/с
 $v = \omega_1 d_1 / 2$

Кернеуді тексеру

Козфф-т	$K_{H\beta}$	1,155
Козфф-т	$K_{H\alpha}$	1,06
Козфф-т	K_{Hv}	1

Жүктеме коэффиценті $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}$ 1,224
Кернеу 1039,46 Мпа

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}}$$

Мүмкіндік кернеу

[σ_H] 1273 Мпа

шарт $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ орындалды
=< 1272,73

Іліністері күш

күштер		
Жан-жақтағы	$F_t = 2T_1 / d_1$	5086,96 Н
Радиалды	$F_r = F_t \cdot \text{tg}20^\circ$	1851,50 Н

Эквивалентті тістер саны

тістегергіш	$Z_{u1} = Z_1$	17
Дөңгелек	$Z_{u2} = Z_2$	83

Тіс формасының алынған коэффицентінің мәні

Y_{F1}	3,00
Y_{F2}	3,60

Иілудің мүмкіндік кернеуі

Төзімділік шегі, тістегергіш пен дөңгелек материалдарының қауіпсіздік коэфф-ті

		Тістегергіш (1)	Дөңгелек (2)	
шегі	σ_{Flimb}^0	500	500	Мпа
Козфф-т	$[S_F]'$	1,5	1,1	
Козфф-т	$[S_F]''$	1	1	
Козфф-т	$[S_F]=[S_F]''[S_F]'$	1,5	1,1	
Козфф-т	$[Y_F]$	3,00	3,60	

Мүмкіндік кернеуі

		тістегергіш (1)	Дөңгелек (2)
$[\sigma_r] = \sigma_{Flimb}^0 / [S_F]$		333,33	454,55
Қатынасы	$[\sigma_F]/Y_F$	111,11	126,26

Иілу кернеуін тексеру

$K_{F\beta}$	1,33
$K_{F\alpha}$	1,3
$K_F=K_{F\beta}K_{F\alpha}$	1,73

$$\sigma_F = \frac{F_t Y_F K_F}{b m_t} \leq [\sigma_F]$$

Есеп σ_F
 тістегергіш 291,16 Мпа
 шарт 291,16 =< 333,33
 Дөңгелек 405,29 Мпа

$$\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$$

405,29 =< 454,55
 орындалды

Есеп Белдікті берілістің параметрі
 Негізгі параметрлер

Алынған беріліс қатынасы	i_p		3,44
Айналу моменті	T	кН мм	108,1
Үлкен шкивтің бұрыштық жылдамдығы	ω_2	рад/с	8,792
Кіші шкивтің бұрыштық жылдамдығы	ω_1	рад/с	43,96
Белдіктің сырғанау коэффиценті	ϵ		0,015

Кіші шкивтің диаметрі

мін	max	алынғаны
142,91	190,55	180,0

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T}$$

мм

Анықталған беріліс қатынасы 3,16

$$i_p = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$$

Үлкен шкивтің диаметрі

есептелінгені	609,912
алынғаны	560,0

$$d_2 = i_p d_1 (1 - \epsilon)$$

мм

Анықталған бұрыштық жылдамдық

Үлкен шкивтің бұрыштық жылдамдығы

$$\omega_2 = \omega_1 / i_p \quad 13,92 \text{ рад/с}$$

Ауытқуы $58,30 \%$

Ось аралық қашықтық пен белдіктің ұзындығы

Белдік қимасының биіктігі	T_0	10,50	мм
---------------------------	-------	-------	----

Есептелінген ось аралық қашықтық

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0 \quad 417 \text{ мм}$$

$$a_{\max} = d_1 + d_2 \quad 740 \text{ мм}$$

Алынған ось аралық қашықтық	a_p	800,00	мм
-----------------------------	-------	--------	----

Белдіктің ұз-ғы	L	
Есептелінген	2807,51	мм
Стандартты	2800	мм

$$L = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p}$$

Анықталған ось аралық қашықтық және кіші шкивтің қамту бұрышы

Ось аралық қашықтықтың аралық мәні

$$w = 0,5\pi(d_1 + d_2) \quad 1162,39 \text{ мм}$$

$$y = (d_2 - d_1)^2 \quad 144400$$

$$L - w = \quad 1637,61 \text{ мм}$$

Анықталған ось аралық қашықтық	a_p	796,13	мм
--------------------------------	-------	--------	----

$$a_p = 0,25[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}]$$

Кіші шкивтің қамту бұрышы

$152,79^\circ$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_p}$$

Белдік бұрағының керілуі, білікке түсетін қысым

Центрлік күшті ескеретін коэфф-т	θ	0,18
----------------------------------	----------	------

жылдамдық $v = 0,5\omega_1 d_1$ 3,956 м/с

керілу 751,73 Н

Қысым

5845,15 Н

$$F_o = \frac{850P_p C_L}{z v C_a} + \theta v^2$$

$$F_B = 2F_o z \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Канавка өлшемі

e	19	мм
f	12,5	мм

Шкивтің ені

82 мм

$$B_{ш} = (z - 1)e + 2f$$

Білікті алдын ала есептеу

Параметр			білік	
			жетекші (1)	жетектегі (2)
Айн. моменті	кН•мм	Т	108,099	518,99
Мүмкіндік кернеуі	МПа	[τ_K]	25,00	20,00

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{16T_{K1}}{\pi[\tau_K]}}$$

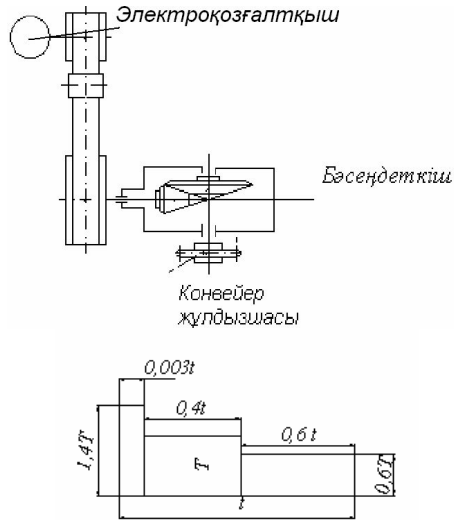
28,03 мм

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{16T_{K2}}{\pi[\tau_K]}}$$

50,94 мм

2-МЫСАЛ

Берілген сулба бойынша шынжырлы конвейердің жетегін жобалау.



I Жетектің кинематикалық есебі

1.1 Электроқозғалтқышты таңдау

1.1.1 Жалпы ПӘК табу

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n \quad (1)$$

Мұндағы, $\eta_1 \eta_2 \eta_3$ берілістер мен қондырғылардың жалпы саны.

Анықтама кестесі бойынша берілген жетекте:

$$\eta_{\text{белд}} = 0.95$$

$$\eta_{\text{мойын т.}} = 0.99$$

$$\eta_{\text{кон.т.б.}} = 0.96$$

(1) формулаға сүйене отырып, келесі нәтижелерді аламыз:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{белд}} * \eta_{\text{мойын т.}}^2 * \eta_{\text{кон.т.б.}} = 0,95 * 0,99^2 * 0,96 = 0.894$$

1.1.2 Электроқозғалтқыштың қуаты

$$\begin{aligned} P_{\text{эл.к}} &= P_{\text{шығ.}} / \eta_{\Sigma} \\ P_{\text{шығ.}} &= 7,5 \text{ кВт} \end{aligned} \quad (2)$$

(2) формула бойынша:

$$P_{\text{эл.к}} = 7,5 \text{ кВт} / 0,894 = 8,39 \text{ кВт}$$

$P = 11 \text{ кВт}$ -қа тең электроқозғалтқыш таңдалды.

1.2 Жалпы беріліс санын анықтау

$$P = 11 \text{ кВт}$$

3000	1500	1000	75
132M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160M8/730

$$\begin{aligned} \omega &= \pi n / 30 \\ \omega &= 4\pi \end{aligned} \quad (3)$$

(3) формуладан

$$n = \omega 30 / \pi$$

$$n = 4\pi * 30 / \pi = 120 \text{ мин}^{-1}$$

$$U_{\Sigma} = n_{\text{эл.к}} / n_{\text{шығ}} \quad (4)$$

$$U_{\Sigma 1} = 2900 / 120 = 24.2$$

$$U_{\Sigma 2} = 1460 / 120 = 12.16$$

$$U_{\Sigma 3} = 975 / 120 = 8.125$$

$$U_{\Sigma 4} = 730 / 120 = 6.083$$

$$U_{\text{белд}} = 3$$

$$U_{\text{конт.б}} = 4$$

$$U_{\Sigma} = U_{\text{белд}} * U_{\text{конт.б}} = 3 * 4 = 12$$

$$U_{\text{белд}} = 12.16 / 4 = 3.04$$

$$n_{\text{эл.к}} = 1460 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_{\text{шығ}} = 120 \text{ мин}^{-1}$$

1.3 Біліктердегі әсер ететін қуатты, айналу жылдамдықтарын және күш моменттерін анықтау.

1.3.1 Қуатты анықтау

$$P_1 = P_{эл.к} * \eta_{белд.} * \eta_{мойын т.} = 8.39 * 0.95 * 0.99 = 7.891 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 * \eta_{кон.т.б.} * \eta_{мойын т.} = 7.891 * 0.96 * 0.99 = 7,5 \text{ кВт}$$

1.3.2 Айналу жиілігі мен бұрыштық жылдамдықтарын анықтау

$$n_{эл.к} = 1460 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_1 = n_{эл.к} / U_{белд.} = 1460 / 3.04 = 480.263 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_2 = n_1 / U_{кон.т.б.} = 480.263 / 4 = 120 \text{ мин}^{-1}$$

$$\omega_{эл.к} = \pi n_{эл.к} / 30 = 3.14 * 1460 / 30 = 152.813 \text{ рад/с}$$

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30 = 3.14 * 480.263 / 30 = 50.267 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \pi n_2 / 30 = 3.14 * 120 / 30 = 12.56 \text{ рад/с}$$

1.3.3 Біліктердегі әсер ететін күш моменттерін анықтау

$$T = P / \omega_{эл.к} = P_{эл.к} / \omega_{эл.к} = 8.39 * 1000 / 152.813 = 54.904 \text{ Н*м}$$

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 7.891 * 1000 / 50.267 = 156.979 \text{ Н*м}$$

$$T_2 = P_2 / \omega_2 = 7.5 * 1000 / 12.56 = 597.134 \text{ Н*м}$$

Көрсеткіштер	Біліктер		
	Эл.коэф.білігі	1	2
Қуат,кВт	8,39	7,891	7,5
Бұрыштық жылдамдық,мин ⁻¹	152,813	50,267	12,56
Күш мо-менті,Нм	54,904	156,979	597,134

II Тісті берілістерді есептеу

2.1 Тісті берілістер туралы жалпы мәлімет.

Тісті беріліс өзара ілінсетін екі тісті дөңгелектен тұрады. Кіші тісті дөңгелекті тістегеріш деп, ал үлкен дөңгелекті дөңгелек деп атайды. Тісті берілістердің басқа берілістерден артықшылықтары келесілер:

- жоғары жүктемелі қабілет және соған сәйкес аз габарит;
- жұмыстың үлкен ұзақтұрақтылығы және жұмыс кепілдігі;
- жоғары пайдалы әсер коэффициенті;

- беріліс қатынасының тұрақтылығы-сырғанаудың жоқтығы;
- кеңауқымды жылдамдықтар, қуаттар(мыңдаған кВт) мен беріліс саны(бірнеше жүз) диапазонында қолдану мүмкіндігі;

Тісті берілістердің кемшіліктеріне дайындалу дәлдігіне қойылатын талаптар, үлкен жылдамдықта пайда болатын шу, динамкалық жүктемені реттеуге мүмкіндік бермейтін жоғарғы қатандық. Бірақ бұл кемшіліктер тісті берілістің жақсы жақтарын басқа берілістерден түсірмейді, сондықтан тісті берілістер машинажасау мен приборжасаудың барлық салаларында кеңауқымды өріс алып отыр.

2.2 Мүмкіндік кернеуді есептеу.

$$\sigma_{H \lim} = 17 \text{ HRC} + 200 \text{ МПа}$$

HRC 45...55

$S_H = 1.2$

$$\sigma_{F \lim} = 550 \text{ МПа}$$

$S_F = 1.75$

$$|\sigma|_{H \max} = 40 \text{ HRC МПа}$$

$$|\sigma|_{F \max} = 1260 \text{ МПа}$$

2.2.1 Жанасу беріктігіне есептеу

$$[\sigma]_H = \sigma_{H \lim} * K_{HL} / S_H \quad (5)$$

(5) формула бойынша:

$$[\sigma]_H = 965 * 1 / 1.2 = 804.167 \text{ МПа}$$

Мұндағы $\sigma_{H \lim} = 17 \text{ HRC} + 200 = 17 * 45 + 200 = 965 \text{ МПа}$.

Ұзақ пайдалану кезінде ұзақ тұрақтылық коэффициенті

$$K_{HL} = 6 \sqrt{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} = 1$$

2.2.2 Майысу беріктігіне есептеу

$$[\sigma]_F = \sigma_{F \text{ lim}} * K_{FL} / S_F$$

$$K_{FL} = 9 \sqrt{\frac{4 * 10^6}{N_{FE}}} = 1$$

$$[\sigma]_F = 550 * 1 / 1.75 = 314.286 \text{ МПа}$$

2.3 Бір сатылы конусты тісті берілістің негізгі параметрлерін анықтау.

2.3.1 Дөңгелектің сыртқы бөлгіш диаметрін табу

Дөңгелектің сыртқы бөлгіш диаметрі:

$$d_{e2} = 165 * 3 \sqrt{\frac{u * T_2 * K_H}{\theta_H [\sigma_H]^2}} \quad (6)$$

мұндағы $T_2 = H * \text{мм}$; $K_H = 1$ – тік тісті дөңгелектер үшін; $\theta_H = 0.85$.

(6) формула бойынша:

$$d_{e2} = 165 * 3 \sqrt{\frac{4 * 597134 * 1}{0.85 * (804.167)^2}} = 165 * 1.632 = 269.28 \text{ мм.}$$

МЕСТ 12289-76 бойынша жақын стандартты мән $d_{e2} = 280 \text{ мм}$.

2.3.2 Дөңгелектің сыртқы бөлгіш модулін анықтау

Сыртқы шеңберлік модуль:

$$m_e = d_{e2} / z_2 = 280 / 100 = 2.8 \text{ мм}$$

2.3.3 Тісті дөңгелектің тістер санын анықтау

Тістегеріштің тістер саны $z_1 = 25$ қабылдаймыз.

Дөңгелектің тістер саны:

$$z_2 = z_1 * u = 25 * 4 = 100.$$

2.3.4 Тістегеріш пен дөңгелектің геометриялық өлшемдері

$$\text{Беріліс саны : } u = z_2 / z_1 = 100 / 25 = 4$$

Бөлгіш конус бұрыштары:

$$\delta_2 = \arctg 4 = \arctg 4 = 75.964^\circ$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 75.96^\circ = 14.036^\circ$$

Сыртқы конусты ара қашықтық R_e және тіс ұзындығы b :

$$R_e = 0.5 * m_e * \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

$$R_e = 0.5 * 2.8 * 103.078 = 144.31 \text{ мм.}$$

$$K_{be} = b / R_e \quad b = K_{be} * R_e = 0.285 * 144.31 = 41.128 \text{ мм}$$

$$b = 42 \text{ мм қабылдаймыз.}$$

Тістегеріштің сыртқы бөлгіш диаметрі:

$$d_{e1} = m_e * z_1 = 2.8 * 25 = 70 \text{ мм.}$$

Тістегеріш пен дөңгелектің сыртқы диаметрлері (тіс төбелері бойынша):

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 70 + 2 * 2.8 * \cos 14.036^\circ = 75.43 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 280 + 2 * 2.8 * \cos 75.964^\circ = 281.36 \text{ мм}$$

Тіс ойымдары бойынша:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2.4 m_e \cos \delta_1 = 70 - 2.4 * 2.8 * \cos 14.036^\circ = 63.481 \text{ мм}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2.4 m_e \cos \delta_2 = 280 - 2.4 * 2.8 * \cos 75.964^\circ = 278.37 \text{ мм}$$

Орта конусты ара қашықтық :

$$R = R_e - 0.5 b = 144.31 - 0.5 * 42 = 123.31 \text{ мм}$$

Орта шенберлік модуль:

$$m = m_e R / R_e = 2.8 * 123.31 / 144.31 = 2.393 \text{ мм}$$

Тістегеріш пен дөңгелектің орта бөлгіш диаметрі:

$$d_{m1} = m * z_1 = 2.393 * 25 = 59.825 \text{ мм}$$

$$d_{m2} = m * z_2 = 2.393 * 100 = 239.3 \text{ мм}$$

Тістің ішкі биіктігі:

$$h_e = 2.25 m_e = 2.25 * 2.8 = 6.3$$

Тіс басының ішкі биіктігі:

$$h_{ae} = m_e = 2.8$$

Тіс аяғының ішкі биіктігі:

$$h_{fe} = 1.25 * m_e = 1.25 * 2.8 = 3.5$$

Тіс аяғының бұрышы:

$$\theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e} = \arctg 3.36 / 144.31 = 1.31757$$

2.3.5 Ілінісудегі күйтерді анықтау

Шеңберлік күш:

$$F_t = 2T_2 * 1000 / d_{m2} = 2 * 597.134 * 1000 / 239.3 = 4991 \text{ Н}$$

Тістегеріш үшін осьтік күш – дөңгелек үшін радиалды күшке тең:

$$F_{A1} = -F_{R2} = F_t * \text{tg} \alpha * \sin \delta_1 = 4991 * \text{tg} 20^\circ * \sin 14.036^\circ = 4991 * 0.36397 * 0.24253 = 440.57 \text{ Н}$$

Тістегеріш үшін радиалды күш – дөңгелек үшін осьтік күшке тең:

$$F_{R1} = -F_{A2} = F_t * \text{tg} \alpha * \cos \delta_1 = 4991 * \text{tg} 20^\circ * \cos 14.036^\circ = 4991 * 0.36397 * 0.97014 = 1762 \text{ Н}$$

2.4.Тексеру есебі.

1. Дөңгелек дайындамасының жарамдылығын тексеру:

$$D_{\text{шекті}} \geq D_{\text{дай}} \quad S_{\text{шекті}} \geq S_{\text{дай}}$$

40X болат үшін:

$$D_{\text{шекті}} = 125 \text{ мм}; \quad S_{\text{шекті}} = 80 \text{ мм.}$$

$$D_{\text{дай}} = d_{e1} + 2m_e + 6\text{мм} = 70 + 2 * 2,8 + 6 = 81.6 \text{ мм}$$

$$S_{\text{дай}} = 8 * m_e = 8 * 2,8 = 22.4 \text{ мм.}$$

2. Жанасу кернеуін тексеру:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{K_H * u * T_2}{d_{e2} * \theta_H}} * \frac{2120}{d_{e2}} = \sqrt{\frac{1 * 4 * 597.13428}{280 * 0.85}} * \frac{2120}{280} = 758.499$$

МПа

$$[\sigma]_H \geq \sigma_H \quad 804.167 \geq 758.499$$

3. Тістегеріш пен дөңгелектің майысу кернеуін тексеру:

Эквивалентті тістер саны:

$$Z_{U1} = z_1 / \cos \delta_1 = 25 / 0.97014 = 25.769$$

$$Z_{U2} = z_2 / \cos \delta_2 = 100 / 0.24253 = 412.32$$

$$Y_{F1} = 3.6; \quad Y_{F2} = 3.9$$

Тістегеріш үшін:

$$[\sigma]_F / Y_{F1} = 314.286 / 3.9 = 80.856$$

Дөңгелек үшін:

$$[\sigma]_F / Y_{F2} = 314.286 / 3.6 = 87.302$$

Ендеше тексеруді тістегеріш үшін жүргіземіз:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t * K_F * Y_F}{0.85 * b * m_e} \leq [\sigma]_F$$

$$\sigma_{F2} = \frac{4991 * 1.4 * 3.9}{0.85 * 42 * 2.8} = 272,618 \text{ МПа}$$

Шарт орындалды.

III Жетек біліктерінің негізгі геометриялық параметрлері

3.1 Тістегеріш үшін:

$$d \geq 5\sqrt{T}, \text{ и и}$$

$$d = 5 * \sqrt{156.979} = 28 \text{ мм}$$

$$t = 2.2$$

$$d_1 = d + 2t = 28 + 2 * 2.2 = 32 \text{ мм}$$

$$d_2 = d_1 + (2 \dots 4) = 32 + 3 = 34 \text{ мм}$$

$$d_n \geq d_2$$

$$d_n = 35 \text{ мм (мойынтірек астындағы диаметр)}$$

$$d_{on} = d_n + 3.2r = 35 + 3.2 * 2.5 = 45 \text{ мм}$$

3.2 Дөңгелек үшін:

$$d_1 = 3\sqrt{\frac{T_2 * 10^3}{0.2 * \tau_k}}$$

$$d_1 = 3\sqrt{\frac{597.134 * 10^3}{0.2 * 20}} = 55 \text{ мм}$$

$$t = 3$$

$$d_2 = d_1 + 2t = 55 + 2 * 3 = 60 \text{ (мойынтірек астындағы диаметр)}$$

$$r = 3$$

$$d_3 = d_2 + 3.2r = 60 + 3.2 * 3 = 70$$

$$d_4 = d_2$$

$$f=2$$

$$d_5 = d_3 + 3f = 70 + 3 \cdot 2 = 75$$

$$l_1 = 1.3 \cdot d_1 = 1.3 \cdot 55 = 71$$

$$l_2 = 1.25 \cdot d_2 = 1.25 \cdot 60 = 75$$

$$l_4 = T$$

Есептеу барысында алынған өлшемдер стандартты қатарға дейін дөңгелектелген.

Роликті конусты мойынтіректер: тістегеріш білігі үшін 7206, дөңгелек білігі үшін 7212 таңдалынды.

Тістегеріш білігіне орнатылатын мойынтірек					
Өлшемдері, мм				Жүккөтергіштілігі, кН	
d	D	T	r	C _r	C _{ор}
35	72	18,5	2	35,2	26,3
Дөңгелек білігіне орнатылатын мойынтірек					
60	110	24	2,2	72,2	58,4

IV .Мойынтіректің төсемін анықтау.

Төсем

$$D=72\text{мм}$$

$$\delta=7\text{мм}$$

$$\delta_1=\delta=7\text{мм}$$

$$\delta_2=1.2 \cdot 7=8,4\text{мм}$$

$$t=3$$

Бұранда саны=4

$$D_a = D + \delta = 72 + 7 = 79 \text{ мм}$$

$$D_1 = 110\text{мм}$$

$$D_2 = 90\text{мм}$$

V. Тұрықтың негізгі өлшемдері

Тұрқының негізі мен қақпақшаның қабырғаларының қалыңдығы

$$\delta = 0,025R_c + 4 = 0,025 \cdot 144.31 + 4 = 7.608 \text{ мм}$$

$$\delta_0 = 9 \text{ мм деп қабылдаймыз.}$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 144.31 + 4 = 6.886 \text{ мм}$$

$$\delta_1 = 7 \text{ мм деп қабылдаймыз.}$$

Тұрқы негізі мен қақпағының белдемелерінің қалыңдығы:

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1 = 1,5 \cdot 7 = 10.5\text{мм}$$

$$b_1 = b_2 = 11 \text{ мм деп қабылдаймыз.}$$

Бұрандама диаметрі: фундаменттік бұрандама

$$d_1 = (0,03 \div 0,036) \cdot 144.31 + 12 = (4.329 \div 5,195) + 12 = 18 \div 19,2 \text{ мм}$$

$d_1 = 20$ мм деп қабылдап, М20 бұрандалы бұрандаманы қабылдаймыз.

Қақпағы мен негізін мойынтіректер жанында қосатын

$$d_2 = (0,7 \div 0,75) d_1 = (0,7 \div 0,75) \cdot 20 = 14 \div 15 \text{ мм.}$$

М16 бұрандалы бұрандаманы қабылдаймыз.

Қақпағы мен негізін қалған жерлеріне қосатын

$$d_3 = (0,5 \div 0,6) d_1 = (0,5 \div 0,6) \cdot 20 = 10 \div 12 \text{ мм}$$

М12 бұрандалы бұрандаманы қабылдаймыз.

VI. Excel-де тексеру

Методика Чернавского
 Расчет Параметры клиноременной передачи
 Фрагмент Основные параметры

Принятое передаточное отношение	i_p		3,04
Вращающий момент	T	кН мм	55
Угловая скорость большого шкива	ω_2	рад/с	50,27
Угловая скорость малого шкива	ω_1	рад/с	152,8
Коэф-т скольжения ремня	ϵ		0,015

Диаметр малого шкива

min	max	принят	$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T}$	мм
114,02	152,03	150,0		

Уточненное передаточное отношение 3,05

$$i_p = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)}$$

Диаметр большого шкива

расчетный	449,16	$d_2 = i_p d_1(1-\epsilon)$	мм
принят	450,0		

Методика Чернавского
 Расчет Параметры клиноременной передачи
 Фрагмент Угловая скорость уточненная

Угловая скорость большого шкива

$\omega_2 = \omega_1 / i_p$	50,17 рад/с
-----------------------------	-------------

Отклонение 0,19 %

Методика Чернавского
 Расчет Параметры клиноременной передачи
 Фрагмент Межосевое расстояние и длина ремня

Высота сечения ремня	T_0	10,50	мм
----------------------	-------	-------	----

Расчетное межосевое расстояние	$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + T_0$	340,50	мм
	$a_{\max} = d_1 + d_2$	600	мм

Принятое межосевое расстояние	a_p	600,00	мм
-------------------------------	-------	--------	----

Длина ремня L	$L = 2a_p + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_p}$		
Расчетная	2179,98	мм	
Стандартная	2240	мм	

$$2E11 + 0,5 * \text{Пи}() * H9 + ((\text{ОсиПараметрыС17} - \text{ОсиПараметрыС13})^2) / (4 * E11)$$

Длина ремня L		
Расчетная	2179,978	мм
Стандартная	2240	мм

$$2E11 + \text{МежосРасст_УголС6} + (\text{МежосРасст_УголН6}) / (4 * E11)$$

Методика Чернавского
 Расчет Параметры клиноременной передачи
 Фрагмент Уточненное межосевое расстояние и угол обхвата малого шкива

Промежуточные значения для расчета межосевого расстояния

$w = 0,5\pi(d_1 + d_2)$	942,48	мм	$y = (d_2 - d_1)^2$	90000
-------------------------	--------	----	---------------------	-------

$L - w =$	1297,52	мм
-----------	---------	----

Уточненное межосевое расстояние	a_p	630,93	мм
---------------------------------	-------	--------	----

$$a_p = 0,25 [(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 2y}]$$

Угол обхвата малого шкива	152,9	°
$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a_p}$		

Методика Чернавского
 Расчет Параметры клиноремненной передачи
 Фрагмент Число ремней

Кэфф-т, учит. условия эксплуатации	C_p		1
Кэфф-т, учит. влияние длины ремня	C_L		1
Кэфф-т, учит. влияние угла обхвата	C_a		0,93
Кэфф-т, учит. число ремней	C_z		0,9
Мощность, передаваемая одним ремнем	P_0	кВт	3,9
Мощность, передаваемая передачей	P	кВт	12,35

Кесте бойынша $L=2240$ Бқимасы
ушін

Количество
ремней

расчетное	3,78
принято	4

$$z = \frac{PC_p}{P_0 C_L C_a C_z}$$

Методика Чернавского
 Расчет Параметры клиноремненной передачи
 Фрагмент Натяжение ветви клинового ремня, давление на валы и ширина шкивов

Кэфф-т, учит. влияние центробежн. сил	<input type="checkbox"/>	0,18
---------------------------------------	--------------------------	------

$$v = 0,5\omega_1 d_1$$

Скорость 11,461 м/с

Натяжение 269,86 Н

Давление 2098,80 Н

$$F_0 = \frac{850PC_p C_L}{z v C_a} + \rho v^2$$

$$F_B = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Размеры канавок

e	19	мм
f	12,5	мм

Ширина шкивов 82 мм

$$B_{ш} = (z - 1)e + 2f$$

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Межосевое расстояние

Допускаемое контактное напряжение	[σ_H]	Мпа	804,17
Принятое передаточное отношение	u		4
Вращающий момент на валу шестерни	T_1	кН мм	156,98
Вращающий момент на валу колеса	T_2	кН мм	597,13
Кoeff-т	$K_{H\beta}$		1
Кoeff-т	V_H		0,85

Внешний
 делительный
 диаметр
 колеса

$$d_{e2} = 165_3 \sqrt{\frac{K_{H\beta} u T_2}{V_H [\sigma]_H}}$$

269,25 мм

Ближайшее значение внешнего
 делительного диаметра колеса
 (по ГОСТ, принято)

280 мм

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Углы делительных конусов

Исходное передаточное отношение

u

4

$$\delta_2 = \arctgu$$

75,964

75,00 °

58 мин

$$\delta_1 = 90^\circ - \sigma_2$$

14,036

14,00 °

2 мин

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Внешнее конусное расстояние R_e и длина зуба b

Внешнее конусное расстояние

$$R_e = d_{e2} / (2 \sin \delta_2)$$

138,769 мм

Длина зуба

$$b = 0,285 R_e$$

39,55 мм

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Модуль передачи

Допускаемое напряжение изгиба для материала колеса	$[\sigma]_F$	МПа	314,29
Кэфф-т	K_{FD}		1
Кэфф-т	V_F		0,85

Модуль передачи

$$m_e \geq \frac{14K_{F\beta}T_2}{V_F d_{e2} b [\sigma]_F}$$

Расчетный	2,939	мм
Принимаемый	3	мм

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Количество зубьев колеса и шестерни

Количество зубьев колеса

$$z_2 = d_{e2} / m_e$$

расчетное	89,75
принимаемое	90

Количество зубьев шестерни

$$z_1 = z_2 / u$$

расчетное	22,50
принимаемое	23

Исходное передаточное отношение u	4
-------------------------------------	---

Фактическое передаточное отношение

$$u = z_2 / z_1 \quad 3,913$$

Отклонение от заданного, %
 2,17

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Углы делительных конусов

Фактическое передаточное отношение u 3,913

$$\delta_2 = \arctgu$$

75,66456
 75,00 ° 40 мин

$$\delta_1 = 90^\circ - \sigma_2$$

14,33544
 14,00 ° 20 мин

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Диаметры

Диаметры делительные

Шестерня	69,00 мм	$d_{e1} = m_e z_1$
Колеса	270,00 мм	$d_{e2} = m_e z_2$

Диаметры вершин зубьев (внешние диаметры)

Шестерня	77,05 мм	$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1$
Колесо	270,91 мм	$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2$

Кэфф-ты смещения

$x_{e1} = 2,6u^{0,14} z_1^{-0,67}$ 0,385095

$x_{e2} = -x_{e1}$ -0,38509

Пригодность заготовок колес

$D_{заг} = d_{e1} + 2m_e + 6mm$ 81 мм

$S_{заг} = 8m_e$ 24 мм

Средний диаметр колеса 231,39 мм

$d_{m2} = 0,857d_{e2}$

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Силы, действующие в зацеплении

Окружная $F_t = 2T_2/d_{m2}$ 5161,28 Н

Осевая для шестерни, равная радиальной для колеса

$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$ 465,13 Н

Радиальная для шестерни, равная осевой для колеса

$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$ 1820,06 Н

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Силы, действующие в зацеплении

Эквивалентное число зубьев

Шестерни $z_{u1} = z_1 / \cos \delta_1$ 23,74

Колеса $z_{u2} = z_2 / \cos \delta_2$ 363,49

Принятые значения коэф-тов формы зуба (зависят от экв. числа зубьев)

Y _{F1}	3,57
Y _{F2}	3,65

Методика Дунаева
 Расчет Параметры зубчатых колес конического прямозубого редуктора
 Фрагмент Коэффициенты расчета допустимых напряжений изгиба

Коэф-т	K _{Fβ}	1
Коэф-т	K _{Fα}	1,4

Коэф-т K_F = K_{Fβ} K_{Fα} 1,40

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F}{0,85 b m_e}$$

Для колеса и шестерни все коэф-ты одинаковы, кроме Y_F

Расчет σ_F

Колесо 261,52 Мпа

Шестерня 255,79 Мпа

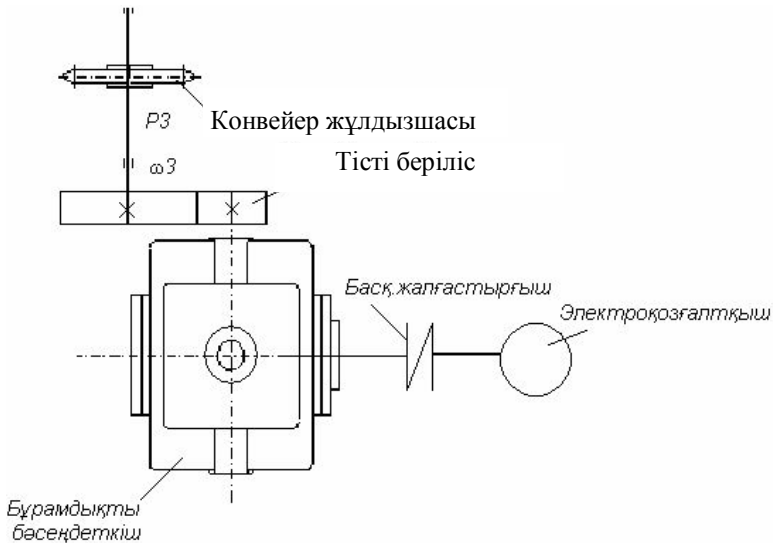
$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{F1} / Y_{F2}$$

3-МЫСАЛ

Берілген сулба бойынша таспалы конвейердің жетегін жобалау.

Берілгені: $P_3 = 8 \text{ кВт}$

$$\omega_3 = 1.5 \text{ рад/с}$$



1. Жетектің кинематикалық есебі

1.1. Электрқозғалтқышты таңдау

1.1.1. Жалпы пайдалы әсер коэффициентін анықтау

$$\eta = 0,94; 0,82; 0,98$$

$$\eta_{\Sigma} = 0,82 * 0,94 * 0,98 = 0,75$$

1.1.2. Шыға берістегі қуатты таңдау

$$D = \frac{D}{\eta_i} = \frac{8000}{0,75} = 10666,67 \text{ А} \cdot \text{с}$$

$$i = 32$$

1.2. Жалпы беріліс санын анықтау және саты сатыға бөлу

$$u_{\Sigma} = \frac{n_k}{n_{шығ}} = \frac{30 \omega}{\pi} = 45$$

$$u_{1,2} = \frac{2930}{45} = 65$$

$$u_{1,3} = \frac{1460}{45} = 32$$

$$u_{1,4} = \frac{960}{45} = 21$$

$$u_{1,5} = \frac{730}{45} = 16$$

$$u_{чер} = \frac{u_{чер}}{n_{чер}} = \frac{65}{32} = 2,1$$

1.3. Қозғалтқыш түрін анықтау

Р қоз.	n, қоз	J max/Т ном	J $\epsilon \epsilon^2 i^2$	Масса, кг	Түрі
11	2930	2.0	0.318	100	4A132M2Y3
11	1490	2.0	1.80	105	4A132M4Y3
11	960	1.8	7.56	125	4A160S6Y3
11	730	1.7	15.5	165	4A160M8Y3

1.4. Біліктерде әсер ететін қуатты бұрыштық жылдамдықтарды, айналу моментін анықтау

1.4.1. Біліктердің қуаттары

$$D = D_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 10 \cdot 0,82 \cdot 0,94 \cdot 0,98 = 7554 \text{ \AA} \approx 7,5 \text{ \AA}$$

$$D = 7554 \cdot 0,82 \cdot 0,94 \cdot 0,98 = 5,7 \text{ \AA}$$

$$D = 8 \text{ \AA}$$

1.4.2. Айналу жылдамдықтарын анықтау

$$n_1 = \frac{n_{\text{КОЗ}}}{u_{\text{ЧЕРР}}} \quad n_1 = n_{\text{КОЗ}} = 2930$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{ЧЕР}}} = \frac{2930}{32} = 92$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{ЧЕР}}} = \frac{92}{32} = 3$$

1.4.3. Бұрыштық жылдамдықтарды анықтау

$$\omega = \frac{\pi \cdot i}{30} = \frac{3,14 \cdot 2930}{30} = 307 \text{ \AA} / \text{ñ}$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 92}{30} = 10 \text{ \AA} / \text{ñ}$$

$$\omega = 4,7 \text{ \AA} / \text{ñ}$$

1.4.4. Моменттерді анықтау

$$\dot{O} = \frac{D}{\omega} = \frac{7550}{307} = 24,59 \approx 25 \text{ \AA} \cdot \text{ñ}$$

$$\dot{O} = \frac{5706}{10} = 570 \text{ \AA} \cdot \text{ñ}$$

$$\dot{O} = \frac{8000}{4,7} = 1702 \text{ \AA} \cdot \text{ñ}$$

Көрсеткіштер	Біліктер		
	1-ші	2-ші	3-ші
Қуат, Р к Вт	7554	5706	8000
Айн. Жылд. мин.	2930	92	3
ω , с-1	307	10	4,7
Момент,Н	25	570	1702

2.1. Материалдар және мүмкіндік кернеу

2.1.1. Сырғанау жылдамдығын анықтау

$$v_s \approx \frac{4,5 \cdot i}{10} \sqrt{D}$$

$$v_s \approx \frac{4,5 \cdot 2930}{10} \sqrt{570} = 10,5i / \tilde{n}$$

Материалдар группасы	Сырғанау жылдамдығы	Материалдар	Отливка тәсілі	Механикалық қасиеттері	
				σ_B	σ_T
I	$v_{СК} > 6$ $10.5 м/с$	Бр010Ф $v_S < 12$	К	275	200

2.1.2. Рұқсат етілетін кернеулер

Группа	Сырғанау жылдамдығы	$[\sigma]_H$		$[\sigma]_F$	$[\sigma]_{H \max}$	$\sigma_{F \max}$
		Цемент-телген бұрамдық	Бұрамдық ТВЧ			
I	$v_{СК} > 6$ $10.5 м/с$	$C_v 0.9 \sigma_B$	$C_v 0.75 \sigma_B$	$0,25 \sigma_T + 0,08 \sigma_{вн}$	$4 \sigma_T$	$0,86 \sigma_T$

Цементтелген:

$$[\sigma]_H = C_v 0.9 \sigma_B = 0.8 * 0.9 * 275 * 10^6 = 198 МПа$$

Бұрамдық шынықтырылған:

$$[\sigma]_H = C_V \cdot 0.75 \sigma_B = 0.8 \cdot 0.75 \cdot 275 \cdot 10^6 = 165 \text{ МПа}$$

$$[\sigma] = 0.25 \cdot 200 + 0.08 \sigma_{\dots} = 50 + 16 = 66 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{\dots} = 4 \sigma_{\dots} = 4 \cdot 200 = 800 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\dots} = 0.86 \cdot 200 = 172 \text{ МПа}$$

2.2. Жұмыс режимі және жүктеме коэффициенті

$$N_{HE} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma} \qquad N_{FE} = K_{FE}$$

$$K_{HL} = 0.8$$

$$[\sigma]_H = 0.9 \cdot 0.8 \cdot 275 = 198 \text{ МПа}$$

$$K_{FE} = 25 \cdot 10^6 \qquad K_B = 1.1 \qquad K_{\beta}^{\circ} = 1.1$$

$$K_{FL} = 1 \qquad K_V = 1$$

$$K_H = K_{\beta} \cdot K_V = 1 \cdot 1 = 1$$

$$K_{\beta}' = 0.5(K_{\beta} + 1) = 0.5(1.1 + 1) = 1.05 \approx 1$$

$$q = 8 \qquad \gamma = 7^{\circ}7' \qquad \theta = 72^{\circ}$$

2.3. Бұрамдық берілістің негізгі параметрлерін беру

$$q = 0.25 * z_2 = 0.25 * 32 = 8$$

$$d_1 = 0.4a_\omega$$

$$a = 613 \sqrt{\frac{T_2 K_H}{[\sigma]_H}} = 61 \sqrt{\frac{570 * 1}{(198 * 10^6)^2}} = 148.88 \quad a_\omega \approx 160$$

$$m = 8 \quad q = 8 \quad z_1 = 1 \quad z_2 = 32$$

$$z_2 = z_1 u = 1 * 32 = 32$$

2.4 Бұрамдық диаметрінің коэффициенті

$$q' = \frac{2a}{m} - z'_2 \quad q' = (0.212 \dots 0.25) z_2 = 8$$

$$x = \frac{1}{m} \left[a - \frac{m}{2} (z'_2 + q') \right] = \frac{1}{8} \left[149 - \frac{8}{2} (32 + 8) \right] = 0$$

$$x = \pm 1 \quad x = 0$$

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{1}{8} = 7.12$$

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} = \arctg \frac{1}{8} = 7.12$$

$$\epsilon_1 = \epsilon_0 + 4m \quad \epsilon_2 = (0,358 \dots 0,315)a$$

$$\epsilon_1 = 4 * 8 = 32 \quad \epsilon_2 = 0,35 * 15 = 5,25$$

2.5. Бұрамдық берілістің тексеріс есебі

$$[\sigma] = \frac{480}{d} \sqrt{\frac{TK}{dw}}$$

$$\sigma = \frac{Y \cos \gamma F t K K}{1.3 m q}$$

$$d = m z_2 = 8 * 32 = 256$$

$$dw = m (q + 2x)$$

$$dw = d - 2m = 256 - 160 = 96$$

$$[\sigma] = \frac{480}{256} \sqrt{\frac{507}{96}} = 1.87 * 8$$

$$Y = 1.71$$

$$\sigma = \frac{1.71 * \cos 7.12^\circ * 507 * 1.1}{1.3 * 8 * 8} = 10.31 \text{ Н/мм}^2$$

2.6. Накты сырғанау жылдамдығы мен көтерілу бұрышы

$$v_{CK} \geq \frac{\pi d w_1 n_1}{60 * 1000 * \cos 7.12^\circ} = \frac{3.14 * 256 * 2930}{60 * 1000 * 0.99} = 40 \text{ м/с}$$

$$\text{tg} \gamma = \frac{S}{\pi d w_1} = \frac{m z_1}{d w_1} = \frac{z_1}{q} = 0.125 \quad t = 0.002$$

2.7. Бұрамдық жұбының геометриялық өлшемдерін анықтау

Лініс элементтері	Бұрамдық	Бұрамдық дөңгелегі
Бұрамдық пен дөңгелектің бөлігіш диаметрі	$D_1 = m q = 64$	$d_2 = m z_2 = 256$
Бұрамдық орамның төбелерінің диаметрі	$d_{a1} = d_1 + 2m = m q + 2m = 80$	

Бұрамдық орамның төменгі диаметрі	$d_{f1} = d_1 - 2.4m = m(q - 2.4) = 48$	$d_{f2} = d_2 - 2m = 240$
Ось аралық қашықтық	$a = \frac{m}{2}(q + z_2) = 160$	
Бұрамдық дөңгелектің ең үлкен диаметрі	$d_{aM2} < d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 288$	
Бұрамдық дөңгелегінің тәжісінің диаметрі	$z_1 = 1$	$b < 0.75d_{a1} = 60$
Дөңгелектің дөңгелену радиусы	$Ra = 0.5d_1 - m = 0.5 * 64 - 8 = 24$	
Іліністің шарты бұрышы	$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1}} - 0.5m = -3.94^\circ$ $-\sin 3.94^\circ = -0.07$	

Ығысу коэффициенті :

$$x = 0 \quad z_1 = 1$$

$$(11 + 0.06z_2)m = (11 + 0.06 * 32)8 = 103.36$$

2.8. ПӘК және бұрамдық ерілістің қызуы

$$1. \quad v_{CK} = \frac{4.5n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4.5 * 2930}{10^4} \sqrt[3]{507} = 10.5 \text{ м/с}$$

$$2. \quad f = 0.2 \quad \rho = 0.8$$

$$3. \quad \text{ПӘК} =$$

$$\eta = 0.96 \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)} = 0.96 \frac{0.002}{0.002 + 0.014} = 0.12 \quad \eta = 0.12 = 12\%$$

2.9. Бұрамдық берілісінде ілінісіне әсер ететін күштер

Бұрамдық дөңгелегіндегі шеңберлік күші:

$$F_{t2} = F_{A1} = \frac{2T_2}{dw_2} = \frac{2 * 507}{256} = 3.96 = 4H$$

Радиалдық күштер:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} * tg\alpha = 4 * 0.37 = 1.48H$$

Дөңгелектегі осьтік күшке тең шеңберлік күші:

$$F_{t1} = F_{A2} = \frac{2T_2}{dw_1 4\eta} = \frac{2 * 507}{64 * 0.12 * 2.1} = 63H$$

3. Бәсеңдеткішті құрастыру кезеңдері

3.1.Бәсеңдеткішті құрастырудың бірінші кезеңі

Құрастыруды екі кезеңде жүргіземіз:

1 бұрамдықтың, бұрамдық дөңгелегінің және жұлдызшаның тіректерге қатысты орналасуын анықтау үшін жасалады, ал олар кйінгі тіректерге әсерлерін анықтау және мойынтіректерді таңдау қолданылады.

Құрамдастыру сызбасын екі көріністе жасаймыз: дөңгелек өсі бойынша және бұрамдық өсі бойынша кесінді: мүмкіндігінше масштабы 1:1 жіңішке сызықтармен сызу.

Жуанша парактың ортасында оның ұзын жағына параллель осьтік сызық жүргіземіз. Оған параллель екінші осьтік сызықта $a_w = 140mm$ қашықтықта жүргіземіз. Содан соң екі тік осьтік сызық жүргіземіз, біріншісін бас көрініс үшін екіншісін жанжау көрініс үшін.

Екі көріністе бұрамдық пен бұрамдық дөңгелегін анықтаймыз. Қабырға мен бұрамдық дөңгелегінің және қабырға бұрамдық дөңгелегі күпшегінің арасында 15мм саңылау қалдырып редуктордың ішкі қабырғасын айналдырып сызамыз. Бір-біріне $l_1 = d_{M2} = 2218mm$ кашықтықта, оларды бұрамдықтың орта сызығына симметриялы орналастырып мойынтіректерін сызамыз.

Сондай-ақ бұрамдық дөңгелегі білігінің мойынтіректерін де симметриялы орналастырамыз.

Олардың арақашықтығын сызбадан өлшеп аламыз $l_2 = 114mm$.

Бұрамдықты ілінісуде маңызды күштер пайда болатынына байланысты радиалды сүйеніш мойынтіректерді қабылдаймыз. Бұрамдық үшін шарикті орта сериялы және бұрамдық дөңгелегінің білігі үшін аунақшыл конусты жеңіл сериялы.

Бұрамдық ілінісудегі күштер мен тірек әсерлері күштердің бағыттары : сыртқы осьтік күштерді қабылдайтын тіректер бар.

Тірек арақашықтығы $l_1 = 218mm$. Бұрамдықтың бөлгіш диаметрі $d_1 = 80mm$. Тірек әсері xz жазықтығында:

$$R_{x_1} = R_{y_2} = F_{t2} / 2 = 618 / 2 = 309H$$

уз жазықтықта:

$$-R * 1 + Fr * l / 2 - Fa * d / 2 = 0$$

$$R = 1400 * 109 - 3850 * 40 / 218 = 6.42H$$

$$R * l - Fr * 1 / 2 - Fa * d / 2 = 0$$

$$R = 1400 * 109 + 3850 * 40 / 218 = 1406H$$

Тексеру: $Ry_1 + Ry_2 - F_{21} = -6.42 - 1400 + 1406.42 = 0$

Қосынды әсерлері :

$$Fr_1 = R_1 = \sqrt{Rx_1^2 + Ry_1^2} = \sqrt{309^2 + 6^2} = 309H$$

$$Fr_2 = R_2 = \sqrt{Rx_2^2 + Ry_2^2} = \sqrt{309^2 + 1406^2} = 1440H$$

Шарикті радиал сүйеніш мойынтіректерді радиал әсерлерінің өстік құраушылары:

$$S_1 = eFr_1 = 0.68 * 309 = 210.12 = 210H$$

$$S_2 = eFr_2 = 0.68 * 1440 = 979.02 = 979H$$

Мойынтіректердің өстік әсерлері. Біздің жағдайда:

$$S_1 < S_2; FF = Fa \geq S_2 - S_1, Fa = S_1 = 210H, Fa_2 = S_1 + Fa = 210 + 385 = 406H$$

Сол жақ мойынтіректерді қарастырамыз:

$$Fa / Fr_1 = 210 / 309 = 0.68e$$

Эквиваленттік жүк:

$$Fa = Fr * V * K \quad 309 * 1.3 \approx 401.7$$

Мойынтіректің мерзімділігін ауырлау жүктелгеніне қарай анықтаймыз.

Оң жақ (екінші) мойынтіректі қарастырамыз:

$Fa_2 / Fr_2 = 4160 / 1440 = 2.89 > e$ сондықтан эквивалентті жүкті анықтауды өстік есепке алмаймыз.

$$Fr_2 = (xFr_2 * V + yFa) * K_T * K_o = (0.4 * 1440 * 1 + 0.87 * 4160) * 1.3 = 5454H = 5.5kH$$

Есепті мерзімділік айн.доор. бойынша:

$$L = (c / Ft_2)^3 = (47.2 / 5.3)^3 = 706 \text{ млн. айн.}$$

Сағат бойынша мерзімділігі:

$$Lh = L * 10^6 / 60 * n_1 = 706 * 10^6 / 60 * 750 = 15688 \text{ сағ.}$$

Мұндағы $n=750$ айн/н бұрамдықтың айналу жиілігі.

3.1.1. Жетектегі білік

Тіректердің арақашықтық $l_2 = 144$ бөлгіш шеңбер диаметрі $d_2 = 256mm$.

Тірек әсерлері сыртқы өстік күшті қабылдайтын сол тіректі белгілейміз және өстік жүктемелеуді анықтау кезінде оны екінші деп санаймыз.

ХЗ жазықтықта:

$$R_z = R_z \quad F / 23850 / 2 \quad 1952H =$$

УЗ жазықтығында:

$$R_y L + Fr * 1/2 - Fa * d / 2 = 0$$

$$R_y = -1400 * 57 + 618 * 200 / 114 = 384H$$

$$R_y * l - Fr * 1/2 - Fa * d / 2 = 0$$

$$R_y = 1400 * 57 + 618 * 200 / 114 = 1784H$$

Тексеру: $R_{y3} - R_{y4} + Fr_2 = 384 - 1789 + 1400 = 0$

Қосынды әсерлері:

$$Fr_3 = R_3 = \sqrt{Rz_3^2 + Ry_3^2} = \sqrt{1925^2 + 1784^2} = 2625H$$

$$Fr_4 = R_4 = \sqrt{Rz_4^2 + Ry_4^2} = \sqrt{1925^2 + 1784^2} = 2625H$$

Конусты мойынтіректі тірек әсерлерінің өстік құраушылары формула бойынша:

$$S_3 = 0.83 * eFr_3 \Rightarrow 83 * 0.411 * 19633 = 670H$$

$$S_4 = 0.83 * 0.411 * 2625 = 895H$$

Біздің жағдайда мойынтіректің өстік жүктері:

$$S_3 < S_4; Fa > Fa_2 < S_4 - S_3, Fa_3 = S_3 = 670H$$

$$Fa_4 = S_3 + Fa = 670 + 618 = 1288H$$

Оң жақ мойынтірек үшін:

$$Fa / Fr = 1288 / 2625 \quad 0.490 > e$$

$V=1$ $K=1.3$ $K=1$ деп қабылдаймыз

$$Fa_4 = V * Fr_4 * K_b * K_t = 1 * 2625 * 1.3 * 1 = 3412H = 3.412kH$$

Есептегі мерзімділік млн.айн

$$L = (C / F_4)^{10/3} (56.8 / 3.412)^{10/3} = (56.8 / 3.412)^3 * \sqrt[3]{56.8 / 3.412} = 532 \text{ mm}$$

Сағат бойынша мерзімділігі:

$$L_n = L * 10^6 / 60 * n = 532 * 10^6 / 60 * 30.38 = 0.29 * 10^6$$

3.2. Бәсеңдеткішті құрастырудың екінші кезеңі

Құрастырудың бірінші кезеңінің сызбаларын пайдаланамыз. Екінші кезеңнің мақсаты: негізгі бөлшектерді бұрамдық бөлігін, бұрамдық дөңгелегінің бөлігін, бұрамдық дөңгелегін, мойынтірек тораптарын т.б. құрылымын жасау.

Ілініс пен мойынтіректің майлану –бұрамдық маймен аса танудан кететіндей етіп тұрқы ішіне бұранда деңгейінен төмен құйылған сұйық майдың шашыратылуымен. Бұрамдық білігіне қалаушылар қондырамыз, редуктор жұмыс істегенде опор майды шашыратады және оны дөңгелектер мен мойынтіректерге кигізеді.

Біліктердің резеңкелі манжеттермен қамтамасыз етіледі. Тұрқының төменгі жағында май ағызатын тығын сызамыз және органикалық шыныдан жасалған құбырмасы бар мойынкөрсеткіш қолданамыз. Олардың өлшемдері өткен тарауда анықталған. Белдемелермен төменгі белдемені сызамыз, көтеру ілмектерін құрастырамыз.

Подшибник қақпақтарын тұйық және монжеталы қымтағыш үшін тесік қондырамыз. Реттеу үшін астына металды төсегіштерін орнатамыз. Бұрамдық дөңгелегінің құрылымын шойын ортасына СТСЭВ бойынша керіліс пен қола тәжісін кигізе жасаймыз.

4 Бәсеңдеткішті қызуга есебтеу

Жобаланып жатқан бәсеңдеткіш үшін жылу шығару бетінің ауданы $A=3\text{mm}$ тіреуіш табандарының құрылымы түбінің астында ауа жүруін қамтамасыз ететін болғандықтан түбінің ауданы деп есепке алынады.

Формула бойынша ұзақ уақыт жұмыс істегенде сызбай істеу шарты:

$$\Delta t = t_n - t_b = Nq(1 - n) / RtF \leq [\Delta t]$$

Мұндағы $Nq=1.53kVt=1530Vt$ - бұрамдықтағы қажетті қуат үшін жақсы ауа жүруі қамтамасыз етеді деп санаймыз және жылу беру коэффициенті:

$$Rt = 17Vt / (m^2 * c) \quad \Delta t = 1530 * (1 - n) / 17 * 3 = 6$$

Бұрамдықтың төменде орналасқан кезде мүмкіндігін температура ауытқуы $[\Delta t] = 60^\circ$ Δt тақтасын азайту үшін жылу бері бетін қосымша қабырғалы етіп көбейту қажет емес.

5. Кілтекті қосылысты беріктікке тексеру

Мұнда бір ғана, яғни бұрамдық дөңгелегі білігі мен жетекші жұлдызшаға бұраушы моменті беретін қосылысты есептеу.

Бұл жердегі білік $db=45mm$ қимасы мен ұзындығы $b*h*l=20*10*60$ өстік теңдігі.

Жанасу кернеуі:

$$\sigma_{CM} = 2 * T_2 / db_2 (n - t_1) (l - b) = 2 * 385 * 10^3 / 45 (10 - 5.5) (60 - 20) = 956 H / mm$$

Болат моментері үшін мүмкіндік кернеуі $[\sigma]_{CM} = 100 / 170 H / mm^2$

Қалған қосылыстарды тексеруге болады, сесебі олар қарастырған беріктілеу.

6. Біліктерді анықтап есептеу

Бұрамдық білігін беріктікке тексермеуге де болады, себебі: оның көлденең қима өлшемдері бұралуға есептеуден шыққан шамалардан әлдеқайда жоғары. Есепте шыға беріс ұшының диаметрі 17,03 шықты, ал біз құрылым жасау жағына қарай оны $db1=32mm$ деп қабылдаймыз, бұрамдық білігін қатаңдыққа тексереміз.

7. Бәсеңдеткіш бөлшектерінің қондырылуы және сызбаны рәсімдеу

Редуктор екі проекцияда 1:1 масштабпен форматы 24(594*841мм) парақты масштабпен және спецификациямен сызылады. Қондырылуды нұсқаларға сай жариялаймыз. Бұрамдық дөңгелегінің білікке қондырылуы Н7/р6 шынжырлы берісіс жұлдызшасының

редуктор білігіне қондырылуы Н8/h8. Біліктер мойынтірек астындағы мойынешаларын А6 білік ауытқуымен орындаймыз. Тұрқыдағы сыртқы сақиналарға арналған тесіктің ауытқуларнын Н7 бойынша орындаймыз.

8. Май түрін таңдау

Ілінісу мен мойынтіректердің майлануы сұйық майдың шашырандыларымен қамтамасыз етіледі. Кесте бойынша май тұтқырлығын анықтаймыз. Сырғанау жылдамығы $V=10.5$, $V_s=40$ с бойынша U-50A маркалы индустриялы май МЕСТ20799-75 бойынша таңдаймыз.

9. Бәсеңдеткішті жинау

Бәсеңдеткішті жинастырудың алдында тұрқының ішкі қуысын мұқият тазартып майда тұрақты бояумен жабады. Редуктордың жалпы көрініс сызбасына сай жиналады. Алдымен бұрамдық білігін алдынала май ішінде 80-100С°ға дейін қыздырып алып қалаушаларды және шарикті радиал-сүйеніш мойынтіректерді кигізеді. Жиналған бұрамдық білігін тұрқыға қояды.

Бұрамдық дөңгелегі білігін жинаудың алдында кілтектің орнына салып дөңгелекті білік белдеуіне тіркегенше аресстеп қояды. Содан соң тірейтін төлкелерді және аунақшалы конусты мойынтіректерді қондырады. Жиналған білікті тұрқы негізінде салады да белдеменің спирт майын жағып алып тұрқы қақпағын жабады.

Тесік мойынтірек қақпағына резеңкелі манжеттерді салады және қақпақтарды төсеніштермен қондырады. Май ағызатын тесіктің тығынын, төсенішін және көрсеткішті бұрайды. Редукторға май құяды да қарайтын тесікті демалу қақпағымен жабады. Жиналған редукторды техникалық шартына сәйкес стандарттарға қалыптастырады және сынайды.

Есептелуі Бұрамдық дөңгелегінің параметрлері
Басты параметрлері

Дөңгелек материалының рұқсат етілген жанасу кернеуі	[σН]	Мпа	198
Қабылданған беріліс қатынасы	u		32
Бұрамдық білігіндегі айналу моменті	T1	кН мм	25
Бұрамдық дөңгелегінің білігіндегі айналу моменті	T2	кН мм	570
Көэфф-т	K		1
Бұрамдық диаметрінің коэффициенті	q		8
Бұрамдықтың тарамдарының саны	z1		1

Бұрамдықтың дөңгелегінің саны z2=z1u

есептелетін	32
қабылданған	40,0

Анықталған беріліс қатынасы 40 Берілгендерден ауытқуы 25

Расчет Бұрамдық және бұрамдық дөңгелегінің параметрлері
Ось аралық қашықтық

Есептелетін ось аралық қашықтық

153,69 мм Модуль 6,40 мм

$$a_w = \left(\frac{z_2 + 1}{q} \right) \left\{ \left(\frac{170}{z_2} [\sigma_{H,1}] \right)^2 T_2 K \right.$$

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q}$$

ГОСТ 2144-76 бойынша қолданылатын стандартты мөндер

m	мм	8
q	мм	8

m и q стандартты мөндері кезіндегі ось аралық қашықтық

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2} \quad 192 \text{ мм}$$

Есептелуі	Бұрамдық және бұрамдық дөңгелегінің параметрлері Бұрамдықтың геометриялық өлшемдері	
Бұрамдықтың бөлгіш диаметрі	$d_1 = qm$	64 мм
Бұрамдық орамның төбелерінің диаметрі	$d_{a1} = d_1 + 2m$	мм
Бұрамдық орамның төменгі диаметрі	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$	48 мм
Бұрамдықтың L-ға кесілген бөлігінің ұлғаю ұзындығы		35 мм
Шлифталған червяқтың кесілген бөлігінің ұзындығы	$b_1 > (11 + 0,06z_1)m + L$	
		Есептелетін Қолданылатын
$z_1=1$ немесе $z_1=2$	$b_1 > (12,5 + 0,09z_1)m + L$	103,4 мм 170 мм
$z_1=3$ немесе $z_1=4$		

Есептелуі	Бұрамдық және бұрамдық дөңгелегінің параметрлері Дөңгелектердің геометриялық өлшемдері		
Дөңгелектің белгіш диаметрі	$d_2 = z_2 m$	256	мм
Бұрамдық орамның дөңгелегінің төбелерінің диаметрі	$d_{a2} = d_2 + 2m$	272	мм
Бұрамдық орамның дөңгелегінің төменгі диаметрі	$d_{f2} = d_2 - 2,4m$	240	мм
Дөңгелектің ең үлкен диаметрі	$d_{am2} = d_{a2} + 6m(z_1 + 2)$	288	мм
Бұрамдық дөңгелегінің тәжісінің диаметрі	при $z_1 < 4$ $b_2 = 0,75d_{a1}$ при $z_1 = 4$ $b_2 = 0,67d_{a1}$	60	мм

Есептелуі Бұрамдық және бұрамдық дөңгелегінің параметрлері
 Фрагмент Жанасу кернеуінің тексеру есебі

Рұқсат етілген анықталған жанасу кернеуі	[σ _H]	Мпа	198
Динамика коэффициенті	K _D		1
Червяқтың деформация коэффициенті	ϑ		72
Жүктеменің тербелісін ескеретін коэффициент	x		0

Жүктемені дұрыс бөлмеу коэффициенті $1,00$ Жүктеме коэффициенті 1

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\vartheta} \right)^3 (1 - x)$$

$$K = K_{\beta} K_{\nu}$$

Жанасу кернеуі $165,00$ Мпа Шарт $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\frac{T_2 K (z_2/q + 1)^3}{a_w^3}}$$

7 $165,00 \leq 198$
Орындалды

Есептелуі Бұрамдық және бұрамдық дөңгелегінің параметрлері
 Рұқсат етілген иілу кернеуі

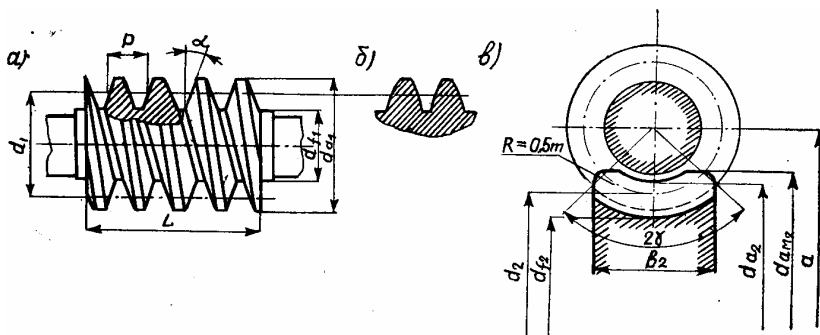
Иілу кернеуі	[σ _{0F}] [*]	Мпа	66	$[\sigma_{0F}] = K_{FL} [\sigma_{0F}]^*$
Кэфф-т	KFL		1	

Рұқсат етілген иілу кернеуі 66 Мпа

7. БҰРАМДЫҚТЫ (ЧЕРВЯКТИ) БЕРІЛІСТЕРДІ ЖОБАЛАУ

7.1. Жалпы түсініктер мен негізгі белгілеулер

Тістері өзара айқасатын біліктер арасында айналу моменттерін және қозғалысты беруге бұрамдықты берілістер қолданылады. Олар пішініне байланысты цилиндрлік және глобoidты болып, екі түрге бөлінеді. Сонымен қатар цилиндрлік бұрамдықтар орам түріне қарай архимедті (ZA), эвольвентті (ZJ) және конвюнтті (ZN) болып үшке бөлінеді (7.1-сурет).



7.1-сурет.

Бұрамдықтың негізгі өлшемдеріне жататындар: модуль $m=p/\pi$, мұнда p - кадам (екі сыбайлас тістердің бөлгіш шеңбермен алынған ара қашықтығы).

Орамдар саны $-z_1$, бұрамдықты диаметр коэффициенті $-q$, осьаралық қашықтық $-a_w$ және беріліс саны $-u$; бұл өлшемдер СТ СЭВ 267-76 бойынша, ал модуль m, q және a_w 2144-76 ГОСТ бойынша стандартталған (7.1-кестесі).

Бұрамдықты берілістің беріліс саны:

$$u = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (7.1)$$

Табылған беріліс санын стандарт (7.2-кесте) бойынша алу қажет.

Өлшемдері стандартталмаған бұрамдықтың орам саны беріліс санына байланысты 7.3 – кестесінен алынады.

7.1–кесте

Бұрамдықты берілістердің өлшемдері

m , мм		Q	U = z ₂ /z ₁		
2		3	4		
50	2,5	8	32:4	32:2	32:1
	2	10	40:4	40:2	40:1
63	3,15	8	32:4	32:2	32:1
80	4	8	32:4	32:2	32:1
100	5	10	32:4	32:2	32:1
	4	12,5	40:4	40:2	40:1
125	4	12,5	50:4	50:2	50:1
	5	10	40:4	40:2	40:1
140	5	16	40:4	40:2	40:1
		16	46:4	46:2	46:1
160	8	8	36:4	36:2	36:1
	10	10	32:4	32:2	32:1
200	10	8	32:4	32:2	32:1
250	12,5	8	32:4	32:2	32:1
	10	10	40:4	40:2	40:1
250	8	12,5	50:4	50:2	50:1
315	10	16	40:4	40:2	40:1
		10	46:4	46:2	46:1

Жиі қолданылатын бұрамдықты берілістердің өлшемдері (7.2 – кестеде) келтірілген.

7.2-кесте

Жиі қолданылатын бұрамдықты берілістердің өлшемдері (ГОСТ-2144-76)

u 1	z ₁ 2	z ₂ 3	q 4
8	4	32	8
10	4	40	10
12,4	4	50	12,5
16	2	32	8
20	2	50	10
31,5	1	32	8
40	1	40	10
50	1	50	12,5
63	1	63	16
25	2	50	12,5

7.3–кесте

Бұрамдық орамдарының кіреберіс саны

Беріліс саны	Бұрамдық орамының кіру саны	Бұрамдық дөңгелегінің тістер саны
u=31,5...80	z ₁ = 1	z ₂ > 32
u=16...31,5	z ₁ = 2	32...63
u=8...16	z ₁ = 4	32...64

Егер $z_1 > 1$ болса, бұрамдық дөңгелегінің тістер саны $z_2 = z_1 \cdot u$; осы өрнекпен анықталған z_2 – мәнін - 32, 36, 40, 45, 63 және 80 сандарына тең етіп алады.

7.2. Материалдар мен мүмкіндік кернеулер

Бұрамдық берілістің пайдалану жағдайы мен сырғанау жылдамдығына байланысты бұрамдық пен бұрамдық дөңгелегінің материалдары (7.4 және 7.5 – кестелерден) алынады.

Сырғанау жылдамдығы төменгі формуламен анықталады:

$$v_s = \frac{4,5n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2} \quad (7.2)$$

мұнда: T_2 -бұрамдық дөңгелегіндегі әсер ететін моменттің ең үлкен шамасы Нмм, n_1 -бұрамдықтың бұрыштық жылдамдығы. Ілінісу аймағы жақсы майланады деп қабылдап, жанау және иілу мүмкіндік кернеулерінің мөнін 7.6-кестеден анықтайды.

Егер бұл шарт орындалмаса, онда мүмкіндік кернеу мөнін 15%-ға төмендету керек.

7.4 – кесте

Бұрамдық үшін ұсынылатын материалдар

Қолдануы	Материалдар маркасы	Термиялық өңдеу
Белгілі қуат пен күш моментін беруге арналған берілістер	Болаттар 45,40Х,40ХН 15Х,20Х,12ХН3,18ХГТ және т.б. болаттар	Беттік және көлемді шынықтырылған HRC-45...50 көміртекпен қандырылған HRC-55...63
Көмекші және баяу жүрісті берілістер	45,40Х және т.б. болаттар	Жақсартылған Қалыптандарылған

7.5–кесте

Бұрамдық дөңгелектері үшін ұсынылатын материалдар

Сырғанау Жылдамдығы, м/с	Материал	Құю әдісі	Механикалық σ _б	Қасиеттері, МПа σ _д
I топ $v_s > 6$	Бр010Н1Ф1 Бр010Ф1 Бр05Ц5С5	Ц	285	165
		К	275	200
		К	200	90
		Ж	230	80
I I т о	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460
		К	650	430
	БрА10ЖМц15	К	550	360
		Ж	450	300

II $V_s = 4...6$ $V_s = 4...6$ $V_s = 2...4$	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245
		К	500	230
III топ $V_s < 2$	СЧ18 СЧ15	Ж	355	-
		Ж	315	-

Алынған таңбалар : Ц - центрден тепкіш әдісімен, К - металдан жасаған қалыпқа, Ж-жерге, топыраққа құйылған, σ_B , σ_A - беріктік және ағу шегі.

7.6 - кесте

Сырғанау жылдамдығы м/с	[σ] _H		[σ] _F	[σ] _{Hmax}	[σ] _{Fmax}
	Цементтеген бұрамдық	ЖЖЖ- пен шыныққан			
1-топ $v_s > 6$	$C_v 0,9 \sigma_B$	$C_v 0,75 \sigma_B$	$0,25 \sigma_A + 0,08 \sigma_B$	$4 \sigma_A$	$0,86 \sigma_A$
11-топ $v_s = 4...6$ $v_s = 2...4$	$300-25 v_s$ $275-25 v_s$	$275-25 v_s$ $250-25 v_s$		$2 \sigma_A$	$0,8 \sigma_B$
111-топ $v_s < 2$		$200-35 v_s$	$0,22 \sigma_B$	$1,65 \sigma_B$	$0,7 \sigma_B$

Тозу шамасын ескеретін C_v коэффициенті сырғанау жылдамдығына байланысты (7.7– кестеден) анықталады.

7.7–кесте

Тозу шамасын ескеретін C_v коэффициентін мәндері

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

7.3 Жұмыс істеу мерзімі мен күштердің өзгеруін есепке алу

Бұрамдық берілістерде жұмыс істеу тәртібі мен мерзімі, күштердің өзгеруі тісті берілістерге ұқсас арнаулы коэффициенттер арқылы есепке алынады. Айнымалы үш кернеулері өзгеруінің эквивалентті циклдары олардың жалпы санына байланысты анықталады:

$$N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}; \quad N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}; \quad (7.3)$$

Егер $N_{HE} > N_{HG}$ болса онда, $N_{HE} = N_{HG}$.

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \quad (7.4)$$

Егер $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ онда $K_{HL} = 0,67 \dots 1,15$;

$$[\sigma]_H = 0,9 \sigma_B K_{HL}. \quad (7.5)$$

Дөңгелектің тістерінде пайда болатын айнымалы жанасу кернеудің эквивалентті циклдар саны,

$$N_{HE} = \sum_{i=1}^n [(T_{2i} / T_{2\max})^4 N_{\Sigma}] \cdot \quad (7.6)$$

Иілудегі төзімділік коэффициенті мынаған тең:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} \cdot \quad (7.7)$$

$N_{FE} = 10^6 \dots 25 \cdot 10^7$, болғандықтан $K_{FL} = 0,543 \dots 1$ аралығында болады. Жездер мен шойындар үшін $K_{HL} = 1,0$.

Күштердің бірқалыпты таралуын ескеретін күш коэффициенті:

$$K_H = K_{\beta} K_v \cdot \quad (7.8)$$

Мұнда K_{β} — күштердің шоғырлану коэффициенті, күш тұрақты болғанда $K_{\beta} = 1$.

Күштің шоғырлану коэффициентін есептеу үшін мына тендеуді қолдануға болады,

$$K_{\beta}' = 0,5 (K_{\beta}^0 + 1). \quad (7.9)$$

Мұнда K_{β} - бұрамдық орамының кіріс саны мен беріліс қатынасына байланысты алынады (7.8-кесте).

7.8–кесте

K_{β}^0 –коэффициентінің мәндері

z_1	1				2		3			
u	30	40	50	60	15	20	30	8	10	15
K_{β}	1,1	1,05	1,02	1,01	1,2	1,1	1,05	1,3	1,2	1,1

Тексеру есебін жүргізу үшін күш шоғырлану коэффициенті мына теңдеумен есептеледі:

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x). \quad (7.10)$$

$x = K_{HE}$ — күш уақытының коэффициенті; θ — бұрамдық майысу коэффициенті, ол бұрамдық орамының кіріс саны z_1 пен диаметр коэффициенті q шамасына байланысты 7.9 – кестеден анықталады.

7.9-кесте

θ, γ - коэффициенттерінің мәндері

z_1		Бұрамдық диаметрінің коэффициенті					
		8	10	12,5	14	16	20
1	γ	7°7'	5°43'	4°35'	4°05'	3°35'	2°52'
	θ	72	108	154	176	225	248
2	γ	14°2'	11°19'	9°6'	8°8'	7°7'	5°43'
	θ	57	86	121	140	171	197'
4	γ	26°34'	21°48'	17°45'	15°57'	14°2'	11°19'
	θ	47	70	98	122	137	157

Алдын ала есептеу жүргізу үшін, күштің динамикалық коэффициентін $K_v = 1$ деп алу қажет.

7.4. Бұрамдықты берілістің негізгі өлшемдерін анықтау

Осыаралық қашықтық былай табылады,

$$a = 61_3 \sqrt{\frac{T_2 K_H}{[\sigma]_H^2}} . \quad (7.11)$$

Бұл өрнекті шығаруда $q = 0,25 z_2$ ($d_1 = 0,4 a_{\omega}$), деп қабылданған, мұнда T_2 -бұрамдық дөңгелегіне әсер ететін күш моментінің ең жоғарғы мәні Нмм; K_H -күш коэффициенті; $[\sigma]_H$ - мүмкіндік кернеу.

Табылған a -ның мәнін стандартқа байланысты қабылдап-бұрамдық орамының кіріс саны таңдап алынады (7.3 – кесте.).

Бұрамдық дөңгелегінің тістер саны анықталып 7.2-кестеден алынады:

$$z_2' = z_1 u . \quad (7.12)$$

Модульдің алғашқы мәні төменгі өрнекпен анықталады:

$$m = (1,4 \dots 1,7) \frac{a}{z_2} . \quad (7.13)$$

Табылған мәнін стандартқа сәйкестендіріп аламыз.

Бұрамдық диаметрінің коэффициенті:

$$q' = \frac{2a}{m} - z_2' .$$

Бұрамдық диаметр коэффициенті: $q' = (0,212 \dots 0,25) z_2$ (7.14)

Табылған мәнді Ra 10 қатары бойынша жуықтап,ығысу коэффициентін анықтаймыз,

$$x = \frac{1}{m} \left[a - \frac{m}{2} (z_2' + q') \right] \quad (7.15)$$

Ығысу коэффициентінің мәні ± 1 аралығында болуы керек, егер бұл шарт орындалмаса, онда q мен мәндерін өзгерту қажет. Белгіш цилиндрдегі бұрамдық орамының көтерілу бұрышы мынадай формуламен есептеледі,

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} \quad (7.16)$$

Негізгі қатардағы q үшін γ -ның мәні 7.9-кестеде келтірілген.

Түзетілген берілістерде бұрамдық орамының көтерілу бұрышы былай есептеледі:

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q + 2x}$$

Бұрамдық кесілу бөлігінің ұзындығы $\rho_o \geq (11 + 0,06z_2)m$ өрнегімен анықталады, егер бұрамдық ажарланған болса, онда олардың ұзындығы 4m-ге ұзартылады: $b_1=b_0+4m$, ал бұрамдық дөңгелегінің ені: $b_2=(12,5+0,09)m$, $b_2=(0,355\dots 0,315)a$ немесе $(0,67\dots 0,75)d_{a1}$.

Бұл формуланың үлкен мәнін орам, кіріс саны 1 немесе 2, ал кіші мәнін $z=4$ болған кезде алады.

7.5. Бұрамдықты берілістің тексеру есебі

Стандарт бойынша қабылданған, есептеуден анықталған бұрамдық негізгі өлшемдері, беріктікке мынадай формуламен тексеріліп есептелінеді:

$$\sigma_F = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_2 K_{FL}}{d_{\omega 1}}}; \sigma_F = \frac{Y_F \cos \gamma F_{t2} K_{FL}}{1,3mq_1} \quad (7.19)$$

Мұнда $d_2=mz_2$ – дөңгелектің бөлгіш диаметрі; T_2 - бұрамдық дөңгелегіне әсер ететін күш моментінің ең үлкен мәні; K_H, K_F - жүк коэффициенті; $d_{\omega 1}=m(q+2x)$ -бұрамдық бастапқы диаметрі. Ал түзетілмеген берілістер үшін:

$$d_{\omega 1} = d_1 = mq.$$

Нақты сырғанау жылдамдығы былай есептелінеді:

$$v_{ск} = \frac{\pi d_{\omega 1} n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma} \quad (7.20)$$

Мұнда γ — бөлгіш шенбермен алынған бұрамдық көтерілу бұрышы:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{S}{\pi d_{\omega 1}} = \frac{mz_1}{d_{\omega 1}} = \frac{z_1}{q} \quad (7.21)$$

$S=z_1 p$ — бұрамдық жүрісі; p — бұрамдық орамдарының адымы. Тексеру есебінен шыққан кернеу шамасы мүмкіндік кернеуден 3 %-дан аспауы керек. Егер $\sigma_H < 0,8 [\sigma]_H$ болса, онда осьаралық қашықтық қысқарады.

Тіс пішінін есепке алатын Y_F коэффициенті келтірілген тістер

санына байланысты анықталады $z_{v2}=z_2/\cos^3\gamma$ (7.10–кесте).

7.10–кесте

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F	1.98	1.88	1.85	1.8	1.76	1.71	1.64	1.61
z_{v2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1.55	1.48	1.45	1.4	1.34	1.30	1.27	1.24

7.6. Бұрамдық жұптардың геометриялық өлшемдерін анықтау

Бұрамдық және бұрамдық дөңгелегінің геометриялық өлшемдерін анықтау үшін қолданылатын формулалар 7.11– кестеде келтірілген.

7.11– кесте

Ілінісу элементі	Бұрамдық		Бұрамдық дөңгелегі
Бөлгіш диаметрлері	$d_1=mq$		$d_2=mz_2$
Ойық дөңестерінің диаметрлері	$d_{a1} = d_1 + 2m = mq+2m$		$d_{a2} = d_2 + 2m$
Ойық табанының диаметрі	$d_{f1} = d_1 - 2,4m = m(q-2,4)$		$d_{f2} = d_2 - 2m$
Өсаралық қашықтық	$a = \frac{m}{2}(q + z_2)$		
Дөңгелектің сыртқы диаметрі	$d_{am2} < d_{a2} + 6m / (z_1+2)$		
Дөңгелектер ені	$z_1 = 1...2$	$b_2 < 0,75 d_{a1}$	
	$z_1 = 4$	$b_2 < 0,67 d_{a1}$	
Дөңгелектің шеңберлік радиусы	$Ra = 0,5d_1 - m$		
Қамту бұрышы	$\sin \delta = b_2 / d_{a1} - 0,5m$		

7.12–кесте

Бұрамдық кесілген бөлігінің ұзындығын анықтау (ГОСТ 19650–74)

Ығысу коэффициенті x	$z_1=1, z_2=2$	$z_1=4$
- 1,0	$(10,5+0,06 z_2) m$	$(10,5+0,09 z_1) m$
- 0,5	$(8 +0,06 z_2) r$	$(9,5+0,09 z_2) m$
0	$(11+0,06 z_2) m$	$(12,5 + 0,09 z_2) m$
+0,5	$(11+0,1 z_2) m$	$(12,5+0,1 z_2) m$
+1,0	$(12+0,1 z_2) m$	$(12+0,1 z_2) m$

Бұрамдықтың кесілген бөлігінің ұзындығын 7.12–кесте (ГОСТ 19650—74) бойынша алу керек.

Кестеден алынған бұрамдық ұзындығы фрезмен кескенде және ажарланған кезде, егер $m < 10$ мм болса 25 мм-ге, $m > 16$ мм болған кезде 50мм-ге үлкейту керек.

7.7. Берілістердің пайдалы әсер коэффициенті және олардың қызуын есептеу

1.Бастапқыда бұрамдық берілістің сырғанау жылдамдығы анықталады:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad (7.22)$$

$$v_s = \frac{4,5n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2} \cdot \quad (7.23)$$

2. 7.13 – кестедегі $\rho = \arctg f$ формуласы бойынша, үйкеліс коэффициенті $-f$ және үйкеліс бұрышы - ρ анықталады.

7.13–кесте

Үйкеліс бұрышының үйкеліс коэффициентіне байланыстылығы

$v_s, m/c$	F	ρ
0,10	0,11... 0,12	5°40' ... 6°50'
0,01	0,08 ... 0,09	4°30' ... 5°09'
0,25	0,055 ... 0,075	3°40' ... 4° 17'
0,50	0,055 ... 0,065	3° 10' ... 3°43'

1,00	0,045 ... 0,055	2°20' ... 3°09'
1,5	0,040 ... 0,050	2°20' ... 2°52'
2,0	0,035 ... 0,045	2°00' ... 2°35'
2,5	0,030 ... 0,040	1°40' ... 2°17'
3,0	0,028 ... 0,035	1°30' ... 2°00'
4,0	0,023 ... 0,030	1°20' ... 1°40'
7,0	0,018 ... 0,026	1°00' ... 1°30'
10,0	0,016 ... 0,024	0°55' ... 1°20'

3.Бәсеңдеткіштің пайдалы әсер коэффициенті төменгі формуламен табылады,

$$k\eta = \eta = (0.95 \dots 0.96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} \quad (7.24)$$

7.14–кестеде z_1 мен q өлшемдері стандартталған бұрамдық орамдарының көтерілу γ бұрышы.

7.14–кесте

z_1	q -ға байланысты γ -ның мәні					
	16	14	13	12	11	10
1	3° 34' 36" 7°	4° 23' 09"	4° 23'55" 8°	4° 45'49" 9°	5° 11' 40" 10°	5° 42'38"
2	07' 30" 14°	8°07' 48" 15°	44'46"	27'44" 18°	18'17" 19°	11°18'36"
4	02'10"	56'43"	17°06'10"	25'06"	58'59"	21° 48'05"

7.8. Бұрамдық ілінісіне әсер ететін күштер

$$F_{t2} = F_{A1} = \frac{2T_2}{d_{\omega 2}} \quad (7.25)$$

Радиальдық күштер былай табылады (7.2–сурет):

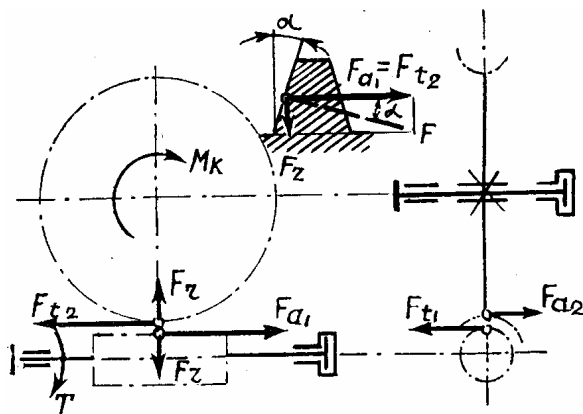
$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \cdot 0,364 \approx 0,37 F_{t2} \quad (7.26)$$

Дөңгелектегі осьтік күшке тең бұрамдық шеңберлік күші:

$$F_{r1} = F_{A2} = \frac{2T_2}{d_{\omega 1} u \eta}$$

(7.27)

η — пайдалы әсер коэффициенті, ілінісүдегі және мойынтіректегі үйкелісті есептейді.



7.2–сурет. Іліністе әсер ететін күштер

8. ПЛАНЕТАРЛЫҚ БЕРІЛІСТЕР

8.1. Берілістер туралы жалпы түсінік

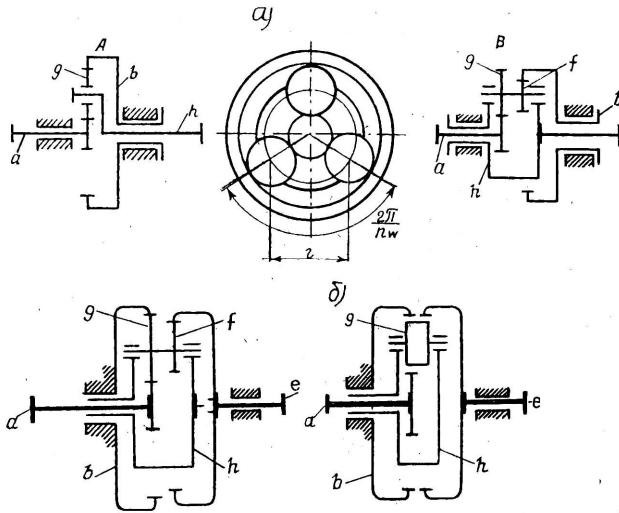
1. Планетарлық берілістердің құрылымы мен түрлері. Планетарлық беріліс – деп құрамына кем дегенде бір жылжымалы геометриялық осі бар тісті дөңгелек енетін тісті берілістер жиынтығын айтады.

Қарапайым планетарлық беріліс, орталық тісті дөңгелек сателлит деп аталатын үш тісті дөңгелек g және ішкі тісті дөңгелек b -дан (8.1–сурет) тұрады.

Егер ішкі тісті дөңгелегін b -ны қозғалтпай қойсақ, орталық дөңгелегінің айналу қозғалысы сателлиттер арқылы жетекші (води́ло) бөлшекке беріледі. Бұл жағдайда, сателлиттер өз осімен қатар, орталық тісті дөңгелекті айналып қозғалады.

Осыған орай, сателлиттердің қозғалысы, планеталар қозғалыстарына ұқсас, сондықтан да олар планетарлық берілістер деп аталады. Сателлиттер айналмалы жетекшіге бекітілген. Егер тісті дөңгелектердің осьтері негізгі осьпен бір түзуде орналасса, онда ол орталық тісті дөңгелектер болады

Планетарлық берілістер негізінен қарапайым, дифференциалды және көп сатылы болып үш түрге бөлінеді.



8.1– сурет. Планетарлық беріліс

Егер барлық негізгі звенолар еркін қозғалыста болса, онда беріліс дифференциалды деп аталады.

Қарапайым планетарлық берілістердің пайдалы әсер коэффициенті жоғары болғандықтан, көп күш әсер ететін механизмдерде қолданылады.

Олардың беріліс саны $u=3,2...8$ аралығында және сателлиттер саны 3-тен 6-ға дейін болады. Олар бәсеңдеткіштер мен мультипликаторларда (жылдамдықты жоғарлатуға арналған тетік) кездеседі. Дифференциалды берілістердің еркіндік дәреже саны екіге тең. Оларды қозғалысты бір қозғалтқыштан жетектегі екі білікке немесе екі қозғалтқыштан жетектегі бір білікке қозғалысты бергенде қолданады.

Дифференциалды берілістер, автомобиль, трактор және т.б. жолаушы машиналарында кеңінен пайдаланылады. Олар жетекші дөңгелектерге айналу қозғалысын беріп, олардың кедергі күшіне байланысты айналу жылдамдығын өзгертіп отыруын қамтамасыз етеді.

Қарапайым планетарлық берілістерді тізбектеп жалғау жолымен көп сатылы берілістерді алып, беріліс санын $u=9...150$ -ге дейін көтеруге болады.

Планетарлық берілістер, орталық тісті дөңгелектер санымен жетекші звеноның (води́ло) белгісімен белгіленеді. Мысалы, 2К-һ беріліс екі орталық дөңгелектен, ал 3К- һ -үш орталық дөңгелектен құралады, һ-белгісі жетекші звеноның (водилоның) белгісі.

Планетарлық берілістерді қолдану.

Артықшылықтары:

Планетарлық берілістерді, тісті берілістермен салыстырғанда салмағы аз, көлемі ықшамды келеді, себебі жалпы күш шамасы азаяды;

Оларды көпсатылы етіп жасап, беріліс санын көбейтіп, жылдам жүрісті аз көлемді жеңіл қозғылтқыш ретінде қолдануға болады;

Майлану шарттары жақсарып, шу азаяды;

Планетарлық берілістердің кинематикалық мүмкіншілігі жоғары.

Кемшіліктері:

Дайындауда және құрастыруда күрделі жұмыстарды қажет етеді;

Сателлиттерге түскен күштер біркелкі таралмайды.

8.2. Өндірісте кеңінен таралған планетарлық берілістер

1-сұлба $A_{на}^b$. Өндірісте кеңінен таралған берілістер. (8.1-суретінде) көрсетілген бір сатылы және негізгі үш звеносы бар беріліс (2к-һ екі орталық дөңгелек және жетекші), пайдалы әсер коэффициенті жоғары және конструкциясы қарапайым болғандықтан кеңінен тараған беріліс. Бір сатысының ең үлкен беріліс қатынасы - $u - 8 -$ ге тең. Беріліс қатынасын көбейту үшін екі немесе одан да көп берілістерді тізбектеп жалғайды. Сонда бәсеңдеткіштің жалпы беріліс қатынасы тізбектеп жалғанған берілістердің қатынасының көбейтіндісіне тең, яғни:

$$u_p = u_1 u_2 \dots u_n,$$

беріліс қатынасын сатыларға жіктегеннен кейін әр сатыны жеке есептейді. Екі сатылы берілістер былай белгіленеді: $Ab_1 Ab_2$. Мұнда b_1 және b_2 - қозғалмайтын дөңгелекті $h_1 a_1, h_2 a_2$ көрсетсе, h_1, h_2 - күш

моменті көп әсер ететін шығаберіс звено (жетекші водило) да, a_1 a_2 кіреберіс звено (орталық дөңгелектер).

2-сұлба: V_{ha}^b - үш негізгі (2К- h) звеносы бар беріліс. Олар A_{ha}^b берілістерімен салыстырғанда ПӘК-ті жоғары, бірақ жетекші (водило) конструкциясы күрделі, себебі сателлиттегі екі тісті тәжінің диаметрлерінде үлкен айырмашылық бар. Беріліс қатынастары $u=9...17$ аралығында болады. Бұл жағдай да бәсеңдеткіштің массасы екі сатылы планетарлық берілістерге қарағанда аз болады, себебі дөңгелектер саны аз. Кинематикалық берілістер үшін беріліс қатынасын 40-қа дейін көтеруге болады.

3-сұлба: 3к- негізгі звенолар: үш орталық дөңгелектер: Z_a, Z_c, Z_b құралған. Жетекші (водило) тек қана сателлиттердің осьтерін ұстап тұру қызметін атқарады, ал кейбір жағдайларда ($Z_f = Z_g$) оларды алып тастайды. Бұл жағдайда іліністің жұмыс істеу шарты, аздап нашарлайды, бірақ сателлиттер мойынтірексіз жұмыс істейді, демек бәсеңдеткіштер конструкциясы қарапайымдалып, оларды топ-тобымен (сериялық түрде) жасауға болады.

1 - сұлбадағы екі немесе үш сатылы бәсеңдеткіштерға салыстырғанда, бұл берілістің беріліс қатынастары бірдей болғанымен, пайдалы әсер коэффициенті төмен, бірақ тісті дөңгелектер мен мойынтіректердің саны аз болады.

Осыған орай, бұл бәсеңдеткіштердің массасы аз болғанымен көлемдері бірдей. Бәсеңдеткіштің қолайлы беріліс қатынасы $u=50...250$ аралығы.

8.3. Планетарлық берілістердің беріліс қатынасы

Планетарлық берілістерде беріліс қатынасы Виллис әдісі бойынша анықталады, қозғалыс a дөңгелегінен b -ға h дөңгелегін тоқтатып берілсе (1- сұлба):

$$u_{ab}^h = 1 + \frac{Z_b}{Z_a} . \quad (8.1)$$

Планетарлық беріліс қатынасының төменгі белгісі (индексі)-қозғалыстың берілу, ал жоғарғысы-тоқтатылған звеноларын көрсетеді. Егер a звеносын тоқтатсақ ($w_a = 0$), онда:

$$u_{bh}^a = 1 + \frac{Z_a}{Z_b} . \quad (8.2)$$

Іліністі беріктілікке есептеуде, мойынтіректерді тандауда звенолар жылдамдығы жетекке (водилоға) байланысты алынады.

Қозғалыс жетектен а дөңгелегіне b-ны тоқтатып берілсе, онда $u > 1$ және:

$$u_{ha}^b = \frac{1}{1 + z_b/z_a} \quad (8.3)$$

Басқа сұлбалар үшін беріліс қатынасы 8.1–кестесінде көрсетілген.

8.4. Планетарлы берілістерді жинау шарттары

Дөңгелектердің тістер санын белгілеген кезде планетарлы, өзге планетарлы механизмді құрастырудың үш кезеңі орындалуы тиіс.

1. Іліністердегі бір осьтік шарт. Планетарлық берілістердің кіреберіс және шығаберіс біліктерінің осьтік сызықтары бір түзу бойында жатуы қажет. Бұл шарт орындалуы үшін дөңгелек тістер сандары төменгі шартқа сай қабылданады:

$$z_a + 2z_g = z_b \text{ немесе } z_g = \frac{z_b - z_a}{2} \quad (8.4)$$

z_g - бүтін сан болуы үшін z_a мен z_b не жұп, не тақ сан алу қажет.

2. Сателлиттерді симметриялы орналастыру шарты. Бұл шарт екі тісті дөңгелектердің тістер санының қосындысы, сателлиттер санына қалдықсыз бөлінген жағдайда ғана орындалады:

$$(z_a + z_b) / n_w - \text{бүтін сан.} \quad (8.5)$$

8.1–кесте

N	белгіленуі	Негізгі звенолар	Беріліс қатынасы	Негізгі звенодағы айналу моменттері	Беріліс сипаттамасы
I	A_{ha}^b	a,b-екі орталық дөңгелек (2) h-жетекші (2k-h)	$u_{ah} = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}$ u = 3...8 кинemat-12 ОПТИМ-4...6	$T_a + T_h + T_b = 0$ T_a - белгілі $T_h = -T_a u_{ah}^b \eta_{ah}^b$ $T_b = T_h - T_a =$ $= T_a (u_{ah}^b \eta_{ah}^b - 1)$	Жоғары қуатты берілістер. Сателлиттер саны 3...5 Көп сатылы бәсеңдеткіштерд а $u_p = u_1 u_2$

II	B_{ha}^b	a,b-екі орталық дөңгелек (2) h-жетекші (2k-h)	$u_{ah}^b = \frac{n_a}{n_h} = 1 + \frac{z_b z_g}{z_a z_f}$ $u = 3...19$	$T_a + T_h + T_b = 0$ T_a - белгілі $T_h = T_{ah} \eta$ $T = T_h - T_a =$ $= T_a (u_{ah} \eta - 1)$	Қозғалтқышқа біртұтас жасалған мотор-редуктор ретінде құрамы мен құрылымы күрделі
III ---	$3k_{ca}^b$	a,b,c -үш орталық дөңгелек (3к)	$u_{ae}^b = \frac{n_a}{n_e} = \frac{1 + \frac{z_b}{z_a}}{1 + \frac{z_b z_f}{z_g z_e}}$ $u = 15...30$	$T_a + T_c + T_b = 0$ T - белгілі $T_c = -T_a u_{ae}^b$ $ T_b = T_c - T_a =$ $= T_a (u_{ab} \eta_{ac} - 1)$	Жоғары қуатты берілістер (100кВт-ка дейін)

3. Көршілестік шарт бойынша сателлиттер арасында міндетті түрде саңылау қалдырылуы қажет, яғни:

$$n_w (z_a + z_g) \sin \frac{\pi}{n_w} > (z_g + 2). \quad (8.6)$$

8.5. Планетарлы берілістердегі әсер етуші күштер

Беріліс қалыпты қозғалыста болған жағдайда олардың негізгі бөлшектеріне әсер ететін күш моменттері мен қуат теңдігін төмендегідей жазуға болады:

$$T_a + T_h + T_{b_b} = 0, \quad (8.7)$$

$$T_a w_a + T_h w_h + T_b w_b = 0. \quad (8.8)$$

Біріншісі статикалық теңдік жағдайды білдірсе, екіншісі- энергия сақталу заңына негізделген. Қарапайым планетарлық берілістер үшін, екінші теңдеуді b дөңгелегінің қозғалмайтындығын еске алып былай жазамыз:

$$T_a w_a + T_h w_h + 0 = 0,$$

$$T_h = - T_a \frac{w_a}{w_h} = - T_a u_{ah}^b \quad (8.9)$$

Іліністегі кедергі күшін есепке алсақ:

$$T_a w_a \eta_{ah}^b + T_h w_h = 0; \quad T_h = -T_a u_{ah}^b \eta_{ah}^b. \quad (8.1)$$

Мұнда: η_{ah}^b - берілістің пайдалы әсер коэффициенті. Осы әдіспен негізгі бөлшектерге әсер ететін күш моменттерін анықтауға болады

(8.1–кесте). Тендіктегі теріс таңба, күш моменттерінің бағыттары әр түрлі екенін көрсетеді. b – дөңгелегі әсер ететін момент:

$$|T_b| = |T_h| - |T_a| \text{ және } T_b = T_a(u^{b_{ah}} \eta^{b_{ah}} - 1). \quad (8.11)$$

Сателлиттермен орталық дөңгелек ілініскенде әсер ететін күштерді мына өрнектен анықтайды:

$$F_t = \frac{2TK}{d_a n_w} \quad \text{және} \quad F_R = F_t \operatorname{tg} \alpha_w.$$

Радиальдық күштер барлық звеноларда бірімен - бірі теңесіп кетеді, сондықтан олар есепке алынбайды.

Мұнда: F_t – шеңберлік күш, F_R – радиальды күш.

T_a – орталық дөңгелектің білігіне әсер ететін айналдырушы момент;

d_a – орталық дөңгелектің бөлгіш шеңберінің диаметрі;

K — сателлиттерге күштің біркелкі таралмайтынын есепке алатын коэффициент; $K = 1,1 \dots 1,2$ - орталық дөңгелек осьтік бағытта жылжымалы етіп жасалынса (күштер бірқалыпты түседі). $K = 1,5 \dots 2$ - егер күштерді бірқалыптандыратын жағдай болмаса:

$\alpha_w = 20^\circ$ – ілініс бұрышы; n_w – сателлиттер саны.

Сателлиттердің тепе-тендік шартынан:

$$F_{ta} = F_b \text{ және } F_{th} = -2F_{ta}. \quad (8.13)$$

Жылдам айналатын планетарлық берілістер үшін центрден тепкіш күшті де анықтаған жөн:

$$F_y = 1,1 \cdot 10^{-5} V_g \rho_m n^2 h r_h, \quad (8.14)$$

мұнда: V_g – сателлиттер мен соған байланысты жетекті (водилоны) айналатын бөлшектер көлемі; $\rho = 7,8 \cdot 10^{-6}$ кг/мм³;

η_h - жетектің айналу саны, мин⁻¹; r_h – ауырлық центрдің осьтен қашықтығы, мм.

8.6. Пайдалы әсер коэффициенті

$$\text{Бәсеңдеткіштер үшін, } \eta_b = \eta_n \eta_{\Gamma} \quad (8.15)$$

мұнда: η_n – мойынтіректер пайдалы әсер коэффициенті;

η_{Γ} – гидравликалық (май) пайдалы әсер коэффициенті;

$\eta_{\Gamma} = 0,99$ бір жұп мойынтіректер үшін, $\eta_{\Gamma} = 0,97 \dots 0,98$.

Пайдалы әсер коэффициенттерді нақты анықтау үшін есептеуде шығын коэффициентін енгізу қажет,

$$\text{Оның шамасы: } \psi = \sum \psi_{\text{ил}}^h + \psi_n^h \quad (8.16)$$

мұнда: $\psi_{\text{ил}}^h$ – іліністің шығын коэффициенті ,
 ψ_n^h – сателлит мойынтіректігінің шығын коэффициенті.

$$\Psi = 2,3 f_{\text{ил}} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \quad (8.17)$$

Мұнда алу таңбасы ішкі іліністер үшін қабылданады, $z_1 z_2$ – тісті дөңгелектер саны, $f_{\text{ил}}$ – ілінісудегі үйкеліс коэффициенті.

$f_{\text{ил}} = 0,06 \dots 0,08$ – А және В сұлбалары үшін

$f_{\text{ил}} = 0,1 - 3\text{К}$ сұлбасы үшін.

$$\psi_{\varphi}^h = \sum \frac{T_i(\omega_i - \omega_h)}{T_i \omega_T} \quad (8.18)$$

мұнда T_i - i - м мойынтіректеріндегі үйкеліс күшінің моменті ,

$T_{\text{ш}}, \omega_{\text{ш}}$ – шабан айналатын біліктің бұрыштық жылдамдығы.

Мойынтіректердегі үйкеліс күш моменттері, шамамен төмендегіше анықталады:

$$T_i = 0,5 d_{\text{II}} F f_n, \quad (8.19)$$

мұнда: d_n – мойынтірек тесігінің диаметрі; F – тіректегі реакция күші; f_n – мойынтіректердің үйкеліс коэффициенті.

8.7. Беріктікке есептеу

Планетарлық берілістерді беріктікке есептеу цилиндрлі тісті берілістерді есептеу тәсілдерімен жүргізіледі:

$$a_{\omega} = K_a (u \pm 1)^3 \sqrt{\frac{T_2 K_h \beta K_{H\psi}}{(u[\sigma]_H)^2 \psi_{ba}}}$$

$$d_{\omega 1} = 716^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{HE} K_{HV} (u \pm 1)}{(\psi_{bd})_1 u [\sigma]_H^2}} \quad (8.20)$$

мұнда: $\psi_{bd} = \frac{b}{d_{\omega}}$ (9.1 – кестесінен) анықталады;

$K_a = 430$ - қиғаш тісті; $K_a = 495$ – тік тісті берілістер үшін,

$$\psi_{ba} = \frac{b_a}{a_n};$$

$$\psi_{ba} = 0,4 \quad \text{және}$$

$$HRC < 35; \quad \psi_{ba} = 0,315 \quad \text{және}$$

$$HRC < 50.$$

8.2 – кесте

Механизм түрлері	ψ_{bd}	Ескерту
2к - h ,вар А	$(\psi_{bd})_a < 0,75$ онда $p = z_b / z_a > 3$	$(\psi_{bd})_b < 0,12 \dots 0,18$
2к - h ,вар В	$(\psi_{bd})_a < 0,75$	$(\psi_{bd})_b < 0,12 \dots 0,18$
3к	$(\psi_{bd})_f = 0,30 \dots 0,35$	

Табылған шама иілу беріктігінде тексеріледі:

$$\sigma_F = 2 \cdot 10^3 T_F K_{Fa} K_{F\Sigma} K_{Fv} Y_F / (b_\omega d_l m) \leq [\sigma]_F. \quad (8.21)$$

Бұл өрнекке енетін коэффициенттердің барлығы цилиндрлі тісті ілініске сәйкес алынады.

8.8. Планетарлық берілістердің есептеу алгоритмі

Негізгі бағдарлама төменгі шағын бағдарламалардың жыйынтығы ретінде қарастырылады. Бағдарлама орыс тілінде жазылғандықтан оның белгілері мен түсініктемесін сол күйінше қалдыруды жөн көрдік.

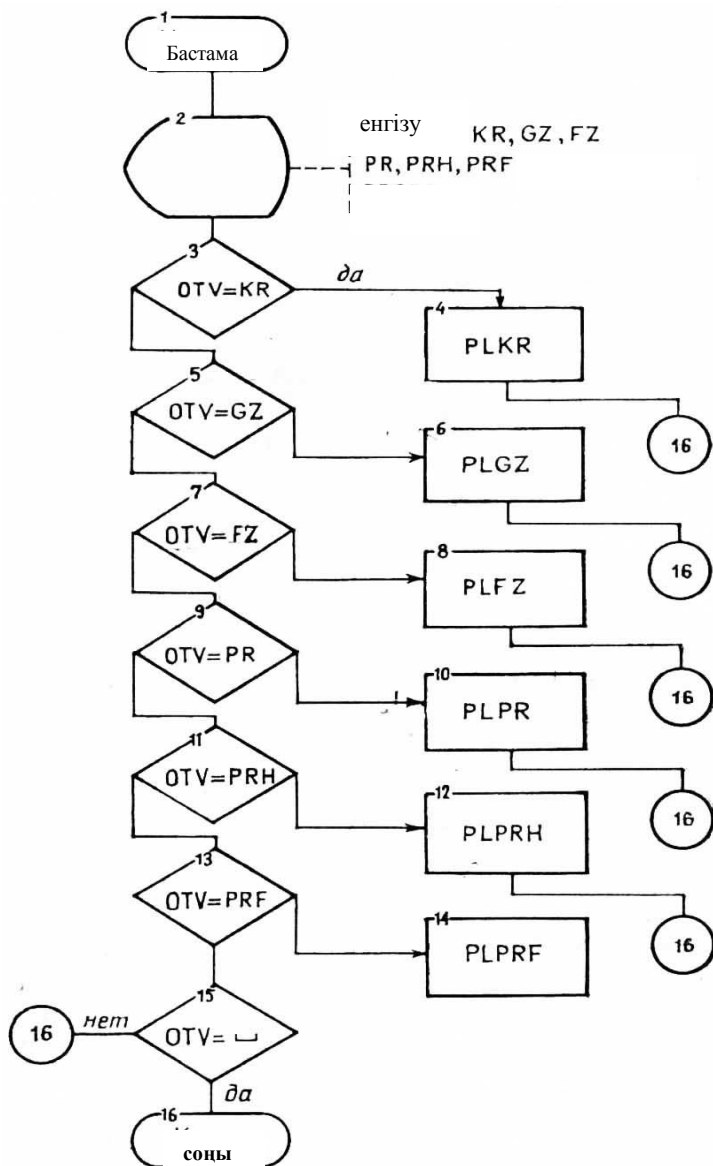
Олар:

1. *PLKR* –кинематикалық есеп;

2. *PLZG* – тісті дөңгелектің геометриялық өлшемдері;
3. *PLU* – іліністегі күштер;
4. *PLPR* – беріктікке жобалап есептеу;
5. *PLPRH* – жанасу кернеуін тексеру;
6. *PLPRF* – иілу кернеуін тексеру.

Берілген шамалар :

- орталық дөңгелектің айналу жылдамдығы
- беріліс қатынасы
- біліктегі қуат
- берілістің жұмыс істеу режімі



8.2-сурет. Алгоритм сұлбасы

8.9. Планетарлық берілістерді ЭЕМ-де есептеу мысалы

Қуаты 2,5 кВт беріліс қатынасы 5,5; жұмыс істелетін планетарлық берілісті беріктікке есептеп өлшемін анықтау қажет. $K_{жыл.} = 0,82$, $K_{тәу.} = 0,33$, қозғалтқыш жылдамдығы 960 мин .

Сатылық нөмірін енгізіңіз – 1

Қозғалтқыштың айналу жылдамдығын енгізіңіз – 960

Тез айналатын сатының беріліс санын енгізіңіз – 5.5

Жай айналатын сатының беріліс санын енгізіңіз – 1

Санауға алынатын беріліс санды енгізіңіз – 5.5

1- біліктің қуатын енгізіңіз P1 (кВт) – 25

Енгізіңіз $L_{жыл.}$ – 10

Енгізіңіз $K_{жыл.}$ – 0.82

Енгізіңіз $K_{тәу.}$ – 0.33

Енгізіңіз K_{he} – 0.16

Енгізіңіз K_{fe} – 0.16

0- өте ауыр

1- ауыр

2- орташа

3- орташа (қалыпты)

4- жеңіл

5-өте жеңіл

Уақытты таңдаңыз – 3

8.3-кесте

Келтіру коэффициенті K_e

Уақыт	K_{he}		K_{fe}	
	M=3	M=6	M=6	m=9

0	1.0	1.0	1.0	1.0
1-ауыр	0.5	0.27	0.3	0.2
2-орташа	0.25	0.143	0.14	0.1
3-орташа (қалыпты)	0.18	0.072	0.06	0.04
	0.125	0.03	0.038	0.016
4-жеңіл	0.063	0.02	0.013	0.004
5-өте жеңіл				

Термоөңдеу уақыты:

- 1 – Қалыптандыру, жетілдіру;
- 2 – Көлемді шынықтыру;
- 3 – ЖЖТ-пен бетін шынықтыру;
- 4 – ЖЖТ-пен барлық көлемін шынықтыру;
- 5 – Азотпен қанықтыру;
- 6 – Шынықтыру және көміртеппен қанықтыру;
- 7 – Шынықтыру және нитроцементтеу.

Термоөңдеу түрін таңдаңыз – 1

Тістердің қаттылығын таңдаңыз HB = 180...350 : 250

8.4-кесте

Циклдар санының шамасы N_{hg}

Тістер бетінің орташа қаттылығы	HB	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC	----	25	32	38	43	47	52	56	60
N _{hg} (*10 ⁶)		10	16.5	25	36.4	50	58	87	114	143

Шаманы енгізіңіз N_{hg} – 16.5

Коэффициентті енгізіңіз K_{hv} – 1.17

Коэффициентті енгізіңіз K_{fv} – 1.38

Планетарлық берілістің сұлбасын таңдаңыз (1 немесе 2) – 1

Енгізіңіз HRC дөңгелек – 35

Кедір - бұдыр шамасы [0.63 .. 2.5] — 1.6

Дөңгелек (1) түзу тісті және (2) қиғаш тісті – 1
Тістің қиғаш бұрышы Beta – 15
Ілінісу бұрышын енгізіңіз ALFAtw – 20
Негізгі контурдың бұрышын енгізіңіз ALFAt – 10
Модуль Mг - T 2.3669432251E+00
Жуықтау ГОСТ: 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 3.5, 4.5 ... – 2.5
Пуассон коэффициентін енгізіңіз (0,25..0,35) – 0.25

8.5-кесте

Планетарлық берілістер

Осьаралық қашықтық	Aw(мм):	9.7648229621E+01
	M	2.5000000000E+00
	Za	2.4000000000E+01
Модуль	Zb	1.2000000000E+02
	Zg	4.8000000000E+01
	Da	6.0000000000E+01
	Db	3.0000000000E+02
Тістер саны	Dg	1.2000000000E+02
	U	5.5000000000E+00
	V (м/с)	3.2722235820E+00
	Sigma α	5.2329401873E+02
	Sigma β	4.9682819623E+01
Дөңгелек диаметрлері		
Беріліс саны		
Шеңберлік жылдамдық		
Жанасу кернеуі		
Иілу кернеуі		

9. ТОРАПТАРДЫ ҚҰРАСТЫРУ ЖӘНЕ ЭСКИЗДІК ЖОБАЛАУ

9.1. Жетек сұлбасын құрастыру

Берілген кинематикалық сұлба бойынша, есептелген тораптарды өз өлшемдерімен жуықтап құрастырып, тиімді өлшемдерді қалап алуымыз қажет. Ол үшін электрқозғалтқыш пен бәсеңдеткішді және

соларға жалғасқан тораптарды өз өлшемдерімен, белгілі масштабпен қағаз бетіне бейнелейміз (миллиметровка жасаған жөн). Бәсеңдеткіштің сыртқы тұлғасының мөлшері олардың тісті дөңгелектерінің табылған өлшемдеріне байланысты анықталады (9.1–сурет).

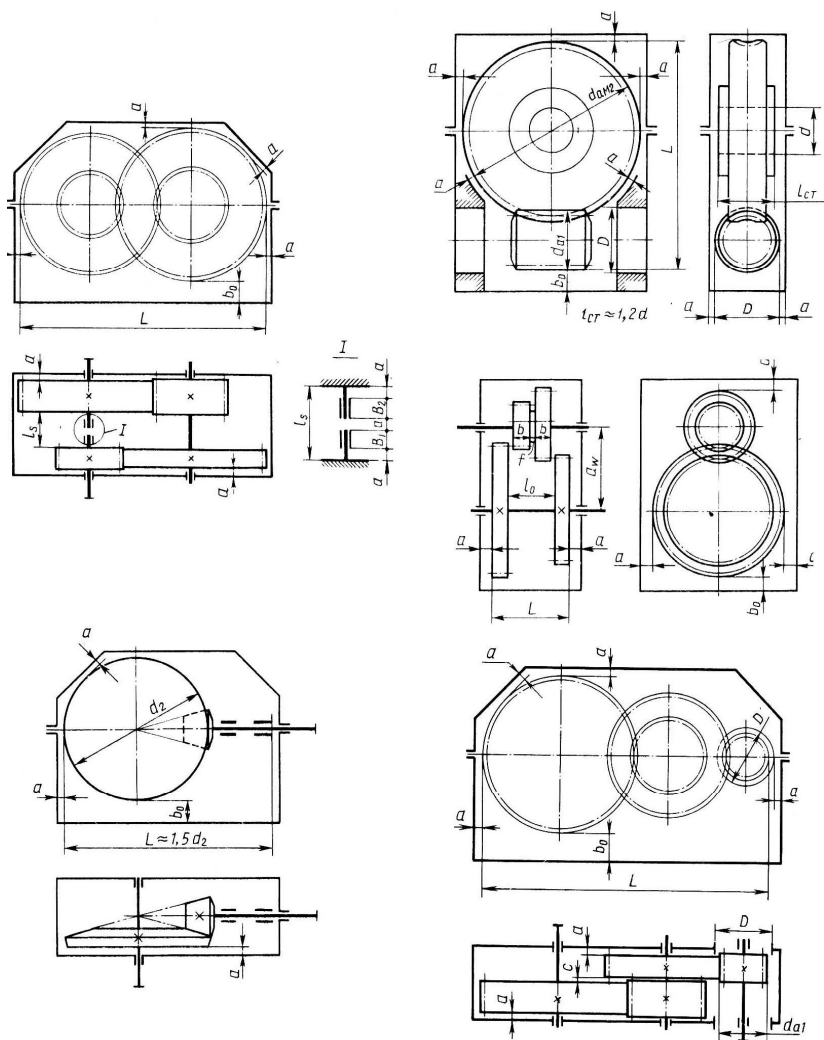
Ол үшін L – өлшемін анықтап, a_1V_0 және c -ның мәндерін табамыз:

$a = \sqrt[3]{L} + 4$ мм; $v_0 \geq 4a$ (6.1) және $c = (0,3...0,5)a$ (9.2). Екі сатылы сәйкес осьті бәсеңдеткіштер үшін қатар орналасқан екі тісті дөңгелек арақашықтығы: $I_s = 3a + V_1 + V_2$. Бұл өрнекте V_1 мен V_2 - мойынтіректер ені. Осылай бәсеңдеткіш мөлшері анықталған соң, оларды миллиметровкаға 1:2 немесе 1:2,5 масштабқа сызып, басқа тораптарды: электрқозғалтқыш, муфта және т.а. бөлшектерді құрастырып жинақтаймыз. Есептеу бойынша бәсеңдеткіш тұлғасының үш түрлі мөлшері анықталғаны жөн. Осы үш мөлшерлі бәсеңдеткіштерді электрқозғалтқышпен тұлға жағынан салыстырып біреуін қалап алу қажет. Электроқозғалтқыш пен бәсеңдеткіш тұлғаларының өлшемдері шамалас болғаны дұрыс, себебі олар орналасатын тұрғының (плитаның) құрылымы қарапайымдалып өңдеуі оңайланады.

9.2. Бәсеңдеткіштің эскиздік жобасын жасау

Тісті дөңгелектердің өлшемдері тегіс анықталған соң бәсеңдеткіштердің немесе беріліс қораптарының құрылымы жасалынады. Ол эскиздік жобалау әдісімен жүргізіледі, мұнда беріліс бөлшектерінің өз ара орналасуы мен арақашықтықтары, жуықтап анықталған біліктер диаметрі мен мойынтіректерінің түрі және орналасу жағдайлары қабылданады. Біліктердің құрылымы анықталып, олардың негізгі өлшемдері табылып, мойынтіректердің арақашықтығы белгіленеді. Бұл мойынтіректерді есептеп біржола қабылдау үшін қажет.

Эскиздік жобаны миллиметрмен бөлінген арнаулы қағазға (миллиметровкаға) 1:1 масштабымен жүргізілгені жөн.

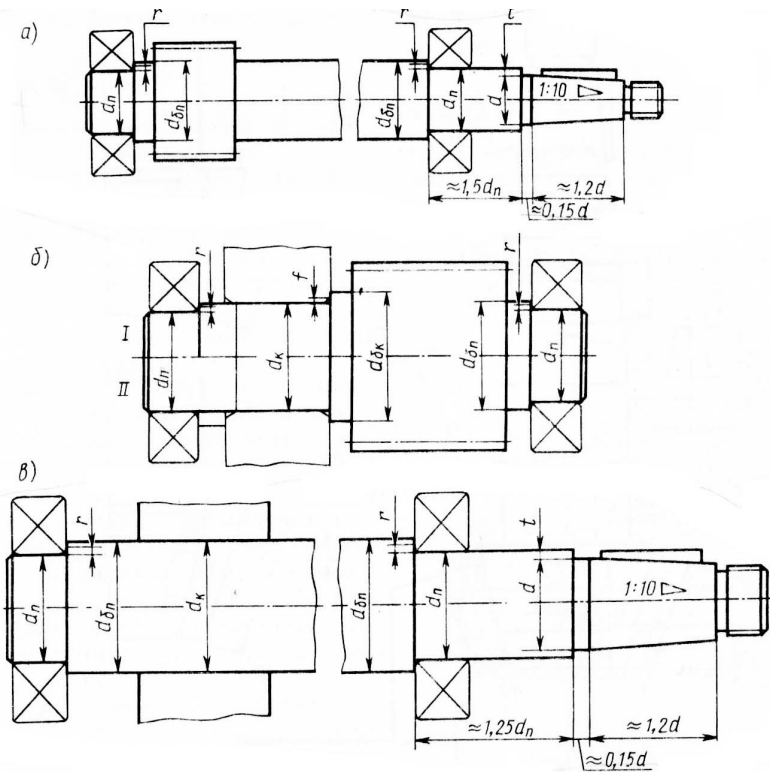


9.1-сурет. Бәсеңдеткіштердің сыртқы өлшемін анықтау

Бұл жұмыс бірінші білікті сыздан басталады, сондықтан олардың өлшемдерін білу қажет.

9.3. Біліктер диаметрін жуықтап анықтау

Бөсендеткіштердің бірінші білігін, жылдам айналатын білік деп те атайды, көбінесе электрқозғалтқыш білігімен муфта байланысады. Бұл жағдайда бірінші білік ұшының диаметрі $d=0,8...1,2/d_{эл}$: шамасында алынады немесе жуықтап $d \geq 17...8/\sqrt[3]{T_1}$ өрнегімен анықталады. Бұл жағдайларда біліктердің мойынтіректер қондырылатын білігінің диаметрі $d_n=d+2t$, ал олар тірелетін білік жиегінің диаметрі $d_{пж}=d_n+3t$ қабылданады (9.2 – сурет).



9.2- сурет. Біліктердің диаметрін жуықтап анықтау

Екінші немесе аралық біліктер үшін тісті дөңгелектер орналасатын білігінің диаметрі $d_2 = 16...7/\sqrt[3]{T_2}$; ал олар тірелетін білік

жигінің диаметрі $d_{g.э} = d_n + 3f$ және біліктің мойынтірек орналасатын білігінің диаметрі $d_n = d_g - 3t$ шамаларында қабылданады. Ал енді ең соңғы шабан айналатын беріліс білігі ұшының диаметрі:

$$d \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_{ш}}; \quad d_n = d + 2t; \quad d_{п.ж} = d_n + 3r$$

және $d_g \geq d_{п.ж}$ - шамаларында алынады.

Көрсетілген ft және r шамалары білік диаметріне байланысты төменгі 9.1 - кестеден қабылданады.

Мойынтіректер арақашықтығын табу үшін олардың түрлері мен орналасу жағдайын анықтап алу қажет. Тік және қиғаш тісті берілістер үшін жеңіл сериялы шарикті радиалдық, ал конусты және бұрамдық берілістерде, жеңіл сериялы конус роликті мойынтіректер қабылданады. Кейбір жағдайларда, бұрамдық пен конустық тісті беріліс тегерішінің айналым саны жоғары болса $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$, жеңіл сериялы шарикті радиальды тіреуіш мойынтіректері пайдаланылады.

9.1– кесте

Білік жиектерінің қабылданатын шамасы

Атаулар	Біліктің диаметрі, мм						
	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Айқас тісті берілістердің бір білігі осьтік бағытта жылжымалы жасалынуы қажет, ол үшін тірек ретінде жеңіл сериялы қысқа цилиндр мойынтіректер қабылданады.

Барлық көрсетілген жағдайларда алдымен жеңіл сериялы мойынтіректер қабылданып, кейін нақты есептеу кезінде керекті жағдайда оларды орта сериялы мойынтіректермен ауыстыруға болады. Ауыр сериялы мойынтіректерді қабылдамаған жөн. Мойынтіректер дәлдік дәрежесінің ұлғаюына байланысты 0,6,5,4 және 2 болып белгіленеді. Көбінесе дәлдік дәрежелі қалыпты - 0 дәрежелі мойынтіректер қабылданады. Басқа жоғары дәлдік дәрежелерімен дайындалған мойынтіректер, тез айналатын біліктерге қойылады.

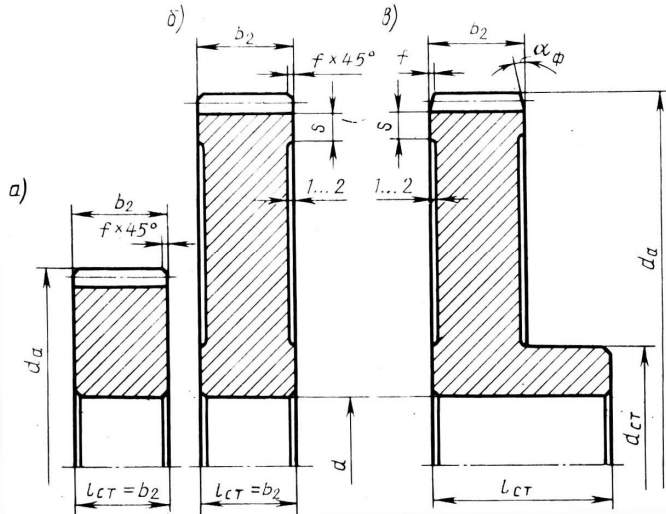
Енді осы білікке қабылданған мойынтіректер өлшемдері, стандартталған кестеден алынады. Өлшемдері белгілі тісті дөңгелектерді орналастыру жұмысы орындалады да, барлық белгісіз өлшемдер анықталады. Мойынтірек центрлерінің арақашықтығы табылған соң, оларды біржола төзімділікке және біліктерді беріктікке есептеуге болады.

9.4. Тісті дөңгелектердің құрылымын жасау

Енді тісті дөңгелектерді қандай дайындамадан жасау керектігі мәселесін анықтап алу қажет, себебі олардың өлшемдері, қабылданған өңдеуге сәйкес болуы керек. Сондықтан анықталған өлшемдерге белгілі шамада кесу кезінде алынатын қабат (припуск) қалдырылып, олар кестеде көрсетілген шекті өлшемдермен салыстырылады және төменгі жағдай орындалуы қажет (9.3-сурет).

$$D_{\text{дайын}} \leq D_{\text{шек}} ; S_{\text{дайын}} \leq S_{\text{шек}} . \quad (9.3)$$

Бұл жерде : $D_{\text{дайын}} = d_a + 6\text{мм}$; $S_{\text{дайын}} = 8\text{ т}$ және шабақсыз тісті



9.3 - сурет. Тісті дөңгелектердің құрылымы дөңгелектер үшін $S_{\text{дайын}} = b_2 + 4\text{мм}$; $S_{\text{дайын}} = 0,5b_2$ шамаларында қабылданады.

Егер осы теңсіздіктер орындалмаса, материал мен қыздырып өңдеу әдістерін қайтадан белгілеу қажет, ол 4.1-кестеге сәйкес жүргізіледі.

Тісті дөңгелек сомдалған, арнаулы станоктарда қысыммен өңделген (штамповка) және құйылған дайындамалардан жасалынады. Осы көрсетілген дайындамалардың қайсы бірін қабылдау тісті дөңгелектердің өлшемдері мен жасалыну санына байланысты жүргізіледі.

Егер өлшемдері кіші $d_a \leq 150$ немесе $d_a \leq 200$, дайындалу саны аз болса (даралап дайындау немесе аз сериялы - жылдық саны 50 данадан аспаған жағдай), онда сомдалған (поковка) немесе тапталған (прокат) болаттар қабылданады. Бұл жағдайларда дөңгелектерге арнаулы шабақ жасалмайды (9.3-сурет). $I_{куп} = (0,8...1,5) d$ және $I_{куп} > v$; $d_{куп} = 1,5 d + 10\text{мм}$; $S = 2,5m + 2\text{мм}$ шамасында қабылданады. Жиектеу шамасы $f = (0,5...0,7)m$.

Тісті дөңгелектердің жылдық дайындау саны 50 данадан көп болса (сериялық өндіріс, онда оларды біржақты қалыпқа сомдап (таптап) жасайды.

Егер тісті дөңгелектердің дайындау саны көп болса (крупносерийное, массовое производство), жылдық дайындау саны $n > 100$ және оның өлшемдері $d_a \leq 800$ мм- ден аспаса, онда екі жағы тапталған (штамповка) дайындамалар алу қажет.

Бұл жағдайда $S = (2,5...3)m^0$; $c = (0,2...0,3)b$ таптауда алынатын еңістік (көлбеулік) $\gamma = 7^0$, $R > 5m$ $d_{куп} = (1,6...1,7)d_{біл}$; $I_{куп} = (0,8...1,5)d_{біл}$ немесе $I_{куп} = b$. Кейінгі кезде тербеліс пен соққы күштерді жақсы қабылдайтын тісті дөңгелектер құрылымын пайдалана бастады (9.4-сурет), бірақ бұлардың салмағы ауырлау келеді ($R \geq 20$ мм; $\gamma \geq 120$; $C \approx 0,5b$).

Ал енді тісті дөңгелектердің өлшемдері үлкен болса $d_a 500...700$ мм, онда құйма дайындамалар қабылданады. Онда оларға құйма бөлшекке арналған талаптар қойылады.

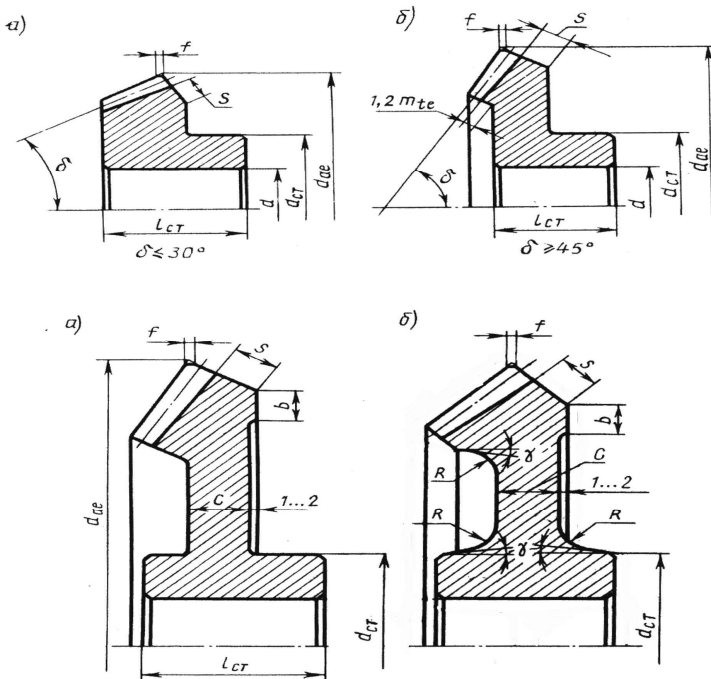
Егер тісті дөңгелектердің өлшемдері $d_a < (2...2,5) d_{біл}$ болса, онда олар білікпен біртұтас жасалынады.

Бөлек жасалынған жағдайда, тісті дөңгелектің білікке отырғызылған бетінің қалыңдығы $t = 2,5m_n + 2$ шамасынан кем болмауы қажет.

Конусты тісті дөңгелектердің сыртқы өлшемі $d_{ал} \leq 120$ мм болса, олардың пішіні екі түрлі жасалынады (9.4 – сурет).

Егер бөлгіш конус бұрышы $\delta \leq 30^\circ$ болса, онда, 9,3а ал $\delta \leq 45^\circ$ болса 9.3б –суретінде көрсетілген пішіндес жасалынады. $\delta = 30^\circ \dots 45^\circ$ аралығында жатса, онда конусты дөңгелектің пішінін көрсетілген пішіннің қайсы біріне сәйкес алсақ та болады. Күштің өлшемдері цилиндрлі тісті берілістердің өлшемдеріне сәйкес анықталады.

Егер $d_{al} \geq 120$ мм болған жағдайда, даралап немесе аз сериялы дайындалғанда (9.4а - сурет) ал көпсериялы дайындауда 9.4-суретінде көрсетілген пішінде дайындалуы қажет. Барлық жағдайда $f \approx 0,5 m$, ал конусты тісті дөңгелектің бет қалыңдығы (базалық бет), $b = (10 \dots 1,1)$ және $s = 2,5m_{te} + 2$ мм қабылданады.



9.4 – сурет.Конустық тісті дөңгелектердің құрылымы

Бұрамдық дөңгелектерінің тәждері қолдан жасалады. Егер олардың дайындалу саны жылына 50 данадан аспаса (мелкосерийное производство) және $d_{ам2} < 400$ мм болса, олардың тәжі бөлек

жасалынып, дөңгелек шабағына керіп қосылу арқылы (қондыру белгісі $\frac{H7}{n6}$), ал $a_{ам2} > 400$ болса, қосымша бұрандамен бекітіледі.

Оларды дайындау саны жылына 100 данадан артық болса (көпсериялы өндіріс), онда дөңгелек тәжі құйма ретінде дайындалады. Шойын немесе болаттан жасалған негізін (күншек пен шабақ) 700...800⁰С-қа дейін қыздырып, оларды арнаулы болат қалыпқа енгізіп балқыған қоламен айналасын толық құйып шығады. Пайда болған дөңгелек тәжі суығанда өздігінен негізге керіліп, бекітіліп қалады.

9.5. Тісті дөңгелектерді біліктерге орналастыру

Тісті дөңгелектер біліктерге кілтек немесе шлиц арқылы қосылып берік қондырылады. Айналысушы күш моментінің шамасы жоғары болған жағдайда, атап айтқанда есептеу кезінде кілтек ұзындығы біліктер диаметрінің шамасынан 1,5 есе асып кеткен жағдайларда шлицті қосылыс пайдаланылады. Тісті дөңгелектер кілтек арқылы білікке бекітілгенде, негізінен керілісті қондыру қолданылады, ал беріліс қораптарында ауыспалы қондыру пайдаланылады. Іс жүзінде төменде көрсетілген қондыру әдістері кеңінен таралған:

тік тісті дөңгелектер үшін $\frac{H7}{P6} \left(\frac{H7}{r6} \right)$, қиғаш тісті дөңгелектер мен

бұрамдық берілістерде $\frac{H7}{z6} \left(\frac{H}{S6} \right)$, конустық берілістерде $\frac{H7}{S6} \left(\frac{H7}{t6} \right)$

және беріліс қораптары мен тісті дөңгелектер ішінде жиналатын бөсендеткіштер үшін ауыспалы қондыру $\frac{H7}{к6}$ немесе $\frac{H7}{m6}$ қабылданғаны жөн.

Тісті дөңгелектерді қондыратын біліктің бөлегі ажарлап өндеуді (шлифование) қажет етеді және бұл жағдайда білікке ажарлағыш тіс шығатын арнаулы ойма жасалынады.

Біліктің кілтек орналасатын оймасының ені - P9, күпшек тесігі оймасының ені немесе қондыру белгісіне сәйкес жасалынады, ал егер дөңгелек білік бойымен жылжуы қажет болса онда D10 қондыру белгісі қабылданады. Кілтек ені - h9, биіктігі - h11, ұзындығы - h14-ке сәйкес өңделеді.

10. БІЛІКТЕРДІҢ ҚҰРЫЛЫМЫН ҚҰРУ ЖӘНЕ БЕРІКТІГІН АНЫҚТАУ

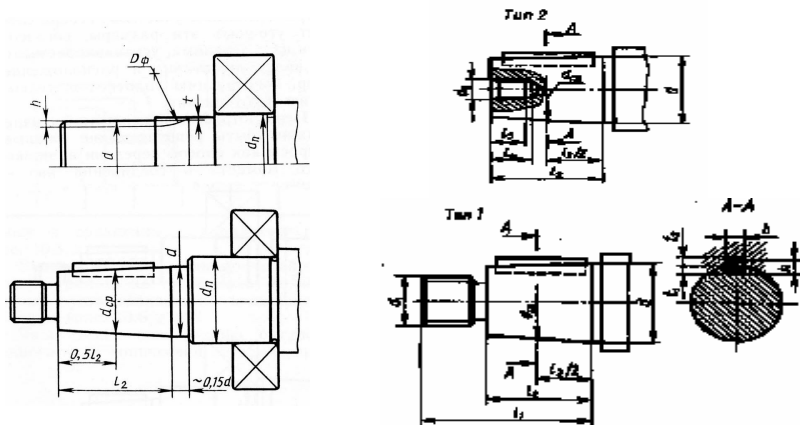
10.1. Біліктердің негізгі құрылымы

Бәсеңдеткіштердің эскиздік жобасын жасауда біліктердің диаметрі жуықтап анықталып, олардың жалпы өлшемдері белгіленген (9.2 - сурет).

Енді сол өлшемдерді нақты анықтап, олардың әрбір бөлігінің құрылымын жасап, беріктігін нақты білуіміз қажет.

Бәсеңдеткіштердің кіреберіс және шығаберісіндегі біліктердің құрылысы ұқсас келеді, себебі әлбетте олардың ұшына не муфтаның бір шығыры (полумуфта) немесе шкив, тісті дөңгелек, жұлдызша орналасады. Осыған орай олардың ұшы не конус тәрізді цилиндрлі өңделеді де, кейбір жағдайларда оларға орнатылған бөлшектер қосымша бұранда арқылы бекітіледі (10.1- сурет).

Білік ұшы конус тәрізді жасалынатын болса, оның өлшемі ГОСТ 12081-72 (10.1- кесте), ал цилиндрлі жасалынса ГОСТ- 12080-66 (10.2 - кесте) бойынша алынуы қажет.



10.1-сурет. Біліктердің ұшы

10.1-кесте

Конус тәрізді біліктер ұшының өлшемдері ГОСТ 12081-72

Номинал диаметрі	l_1	l_2	d_{op}	b	h	t_1	t_2
20;22	50	36	18,2;20,2	4	4	2,5	1,8
25;28	60	42	22,9;25,9	5	5	3,0	2,3
32;36	80	58	29,1;33,1	6	6	3,5	2,8
40;45	110	82	35,9;40,9	10;12	8	5,0	3,3
50;56	110	82	45,9;51,9	12;14	8;9	5,0;5,5	3,3;3,8
63;71	140	105	58;66	16;18	10;11	6,0;7,0	4,3
80;90	170	130	74;84	20;22	12;14	7,5;9	5,4

Конус тәрізді біліктер ұшының өлшемдері ГОСТ 12081-72

Ном.диам	d_1	d_2	l_3	l_4
20;22	M12x1,25	M6	9,0	11,3
25;28	M16x1,5	M8	14,0	15,7
32;36	M20x1,5	M10;M12	17;20	19,0;22,3
40;45	M24x2	M12	20;26	22,3;25,8
50;56	M36x3	M16;M20	26;32	28,5;35
63;71	M42x3	M24	32;36	35;39
80;90	M56x4	M30	44	47,9

10.2 - кесте

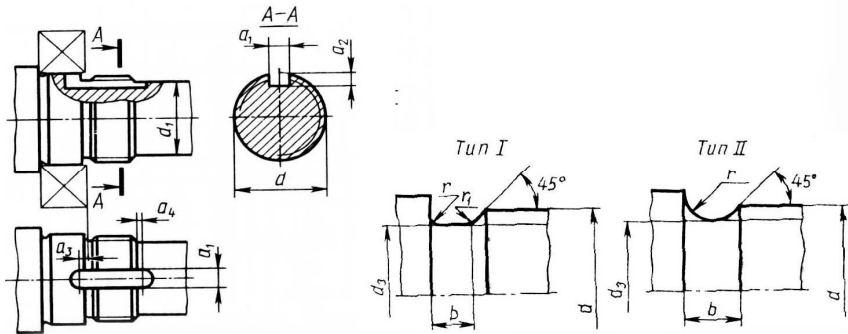
Біліктер ұшы цилиндрлі жасалғанда алынады.

ГОСТ 12080-66

d	l	r	c	d	l	r	c
20;22	36	1,6	1,0	50;55	82	2,5	2,0
25;28	42	1,6	1,0	60;70	105	2,5	2,0
32;36	58	2,0	1,6	80	130	3,0	2,5
40;45	182	2,0	1,6	90	130	3,0	2,5

Біліктерге орналасқан бөлшектерді қосымша бекіту қажет болса, онда олардың денесіне бұранда кесіледі (10.2 - сурет).

Бұранда кескіштің шығуы үшін (технология шарты), гайканы қозғалтпай ұстап тұратын шайбаларға арнайы ойықтар жасалынады және олардың пішіні мен өлшемдері, төменгі: 10.3, 10.5 - кестелеріндегідей алынуы қажет. (10.3 - суретінде) сыбайлас білік сатыларының бірімен-бірі қосылуы көрсетілген, қондыру бөлшектері жақсы орналасуы үшін, олар арнайы ойықтар немесе белгілі радиус шектелген қисық арқылы жалғасады.



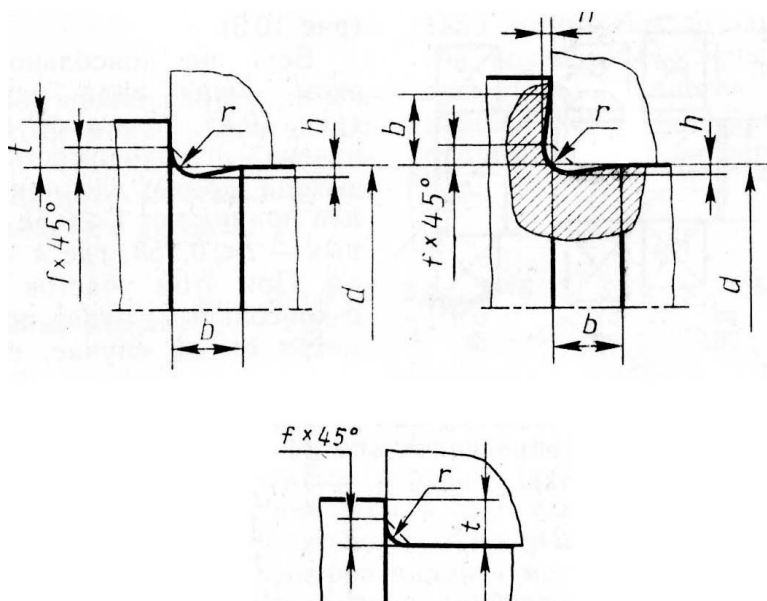
10.2 - сурет. Білістер сатыларының құрылым

10.3 - кесте

Ойықтар	Бұранда қадамы				
	1	1,25	1,5	1,75	2
b	3	4	4	4	5
r	0,1	1	1	1	1,5
r ₁	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
d ₃	d-1,5	d-1,8	d-2,2	d-2,5	d-3,0

10.4 - кесте

d	20...28	32...45	50...70	80...90	100= ден жоғары
r	1,6	2,0	2,5	3,0	
f	2,0	2,5	3,0	4,0	
b	3	3	5	5	8
h	0,25	0,5	0,5	0,5	0,5
r	1,0	1,6	1,6	1,6	2,0



10.3 - сурет. Сыбайлас білік сатыларының бір-бірімен қосылуы

Осы бұрандаларға кигізілетін шайба мен гайкалардың құрылымы мен өлшемдері 10.6, 10.7, 10.8 – кестелерінде берілген.

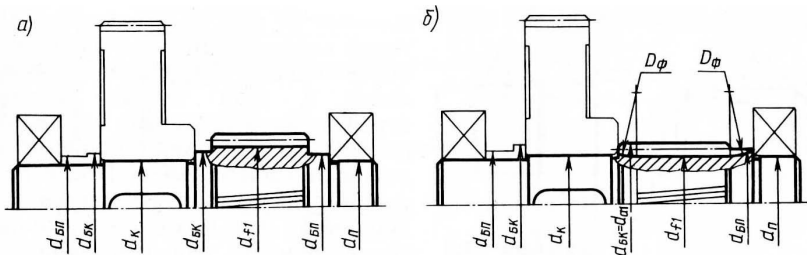
10.5 - кесте

Бұранда гайкасын бекітуге арналған ойықтар өлшемі (10.2-сурет)

Бұранда d	A	a ₂	a ₃	A ₄	d ₁	Бұранда d	A ₁	A ₂	a ₃	a ₄	d ₁
M20x1,5	6	2	3,5	1,0	16,5	M48x1,5	8	3	5,0	1,5	44,5
M22x1,5	6	2	3,5	1,0	18,5	M52x1,5	8	3	5,0	1,5	48,0
M24x1,5	6	2	3,5	1,0	20,5	M56x2,0	8	3	5,0	1,5	52,0
M27x1,5	6	3	4,0	1,5	23,5	M60x2,0	8	3	6,0	1,5	56,0
M30x1,5	6	3	4,0	1,5	26,5	M68x2,0	8	3	6,0	1,5	64,0
M36x1,5	6	3	4,0	1,5	32,5	M72x2,0	10	5	6,0	1,5	68,0
M39x1,5	6	3	4,0	1,5	35,5	M80x2,0	10	5	6,0	2,0	75,0
M42x1,5	8	3	5,0	1,5	38,5	M85x2,0	10	5	6,0	2,0	80,5
M45x1,5	8	3	5,0	1,5	41,5						

Егер біліктерге отырғызылатын тісті дөңгелектің тіс табанынан кілтек ойығына дейінгі қашықтық аз болған жағдайда: цилиндрлі - тісті дөңгелектер үшін - $x < 2,5 m$, конус тәрізділер үшін - $x < 1,6 m$, тісті дөңгелектер білікпен біртұтас жасалынады. Тісті дөңгелектер, мойынтіректер және т.б. бөлшектер білікке орналасқанда, оларды осьтік бағытта ұстап тұратын белдеме және оған тірелетін бөлшектердің жақсы орналасуы үшін арнайы ойықтар немесе екі диаметрдің түйісуі белгілі радиуспен жасалынуы қажет (10.4 - кесте).

Аралық біліктер. Берілістер сатысының аралық біліктерінің шығатын ұшы болмайды, оларға бірінғай айналу бөлшектері орналастырылады (10.4 - сурет), тісті дөңгелек пен мойынтірек аралығында көбінесе Г-әріпі тәріздес төлке орналастырылады.



10.4 - сурет. Аралық біліктер

Соңғы шығаберіс біліктер. Шығаберіс біліктердің ерекшеліктері, олардың айналым саны аз болады да күш моментінің шамасы жоғары болады, осыған орай диаметр өлшемі де жоғары. Біліктердегі белдемелермен түйісу ойықтарының өлшемдері жоғарыда көрсетілген өлшемдермен қабылданады.

10.6 - кесте

Оймалы дөңгелек сомын (гайка), 15.12– сурет

Бұранда, d	D	D ₁	h	b	s
16	30	22	8	5	2,5
18	32	24		5	2,5
20	34	27		5	2,5
22	38	30	10	5	2,5
24	42	34			
27	45	34			
30	48	39			
33	52	42	10	6	3
36	55	48			
39	60	48			
42	65	56			
45	70	56	10	6	3
48	75	64	12	8	4
52	80	64	12	8	4
56	85	72	12	8	4

60	90	72	12	8	4
64	95	80	12	8	4
68	100	80	15	10	5
72	105	90	15	10	5
76	110	90	15	10	5
80	115	100	15	10	5

Ескерту: Егер $d = 16 : 52$ мм болса, бұранда қадамы-1,5 мм; $d > 56$ мм, 2 мм; $c = 1,6$ мм; $p = 2$ мм; калыпты дәлдікпен жасалған диаметрі- $d = 64$ мм, қадамы-2 мм, дәлдік шегі 6H,35X болатын жасалған гайканың белгісі M64x2.6H.35X.ГОСТ 11871-73

10.7 - кесте

Бекіту шайбасы (ГОСТ 11872-80) өлшемдер, мм (15.12–сурет)

Бұранда, d	d_1	D	D_1	b	h	l	s
16	16,5	32	22	4,8	3	13	1
20	18,5 20,5 22,5 24,5 27,5	34	24	4,8	4	15	
22		37	27	4,8	4	17	
24		40	30	4,8	4	19	
27		44	33	4,8	4	21	
	47	36	4,8	5	24		
30	30,5	50	39	4,8	5	27	1 1,6 1,6 1,6
33	33,5	54	42	5,8		30	
36	36,5	58	45	5,8		33	
39	39,5	62	48	5,8		36	
42	42,5	67	52	5,8		39	
45	45,5	72	56	5,8		42	
48	48,5	77	60	7,8		45	
52	52,5	82	65	7,8		49	
56	57	87	70	7,8		53	
60	61	92	75	7,8		57	
64	65	97	80	7,8	61		
68	69	102	85		65		
72	105	107	90		7	69	
76	110	112	95			73	
80	115	117	100			76	

Ескерту: Бұрандасы М64х2 гайкаға арналған шайбалардың белгісі "Шайба 64 ГОСТ 11872-80"

10.2. Біліктерге айналу бөлшектерін қондыру

Тісті дөңгелектер немесе басқа күш моментін беретін айналу бөлшектері: шкив, жұлдызшалар білікке саңылаусыз, тығыздалып орналастырылады. Осьтік бағытта жылжымайтындай, қондыру жа-зықтығының дәлдік шегі жоғары (база) болып, белгілі күш моментін сенімді беру мәселелері шешімін табуы қажет.

Осыған орай тісті дөңгелектер біліктерге көбінесе призма немесе сегмент тәрізді кілтек (шпонка) арқылы қондырылады және керіліспен қондыру пайдаланылады (10.5 - сурет). Әртүрлі тісті дөңгелектер үшін қондыру әдістері 10.8 - кестеде келтірілген. Тісті және бұрамдық дөңгелектер қондыратын біліктің бөлігі ажарлау өңдеуінен өтеді, осыған орай ажарлау тасы шығатын ойық (олардың өлшемі жоғарыда көрсетілген) жасалынады. Кілтектердың қондыруы да стандартпен қабылданады, олардың негізгі түрлері 10.9 - кестесінде көрсетілген.

10.8 - кесте

Тісті дөңгелектерді қондыру

Тісті дөңгелектер	Қондыру
Тік тісті цилиндрлі	H7/p6 (H7/r6) H7/r6 (H7/s6)
Қиғаш тісті цилиндрлі, бұрамдық	H7/s6 (H7/t6)
Конустық тісті	H7/k6 (H7/m6)
Беріліс қораптары	

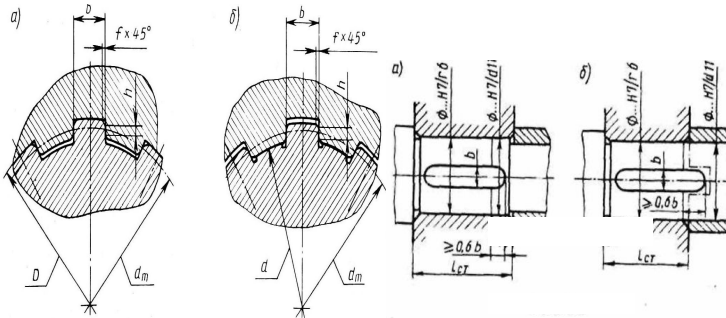
10.9 - кесте

Кілтекті қондыру

Кілтек қондырылатын беттердің өлшемі	Қондыру

Білік ойығының ені	призмалы кілтектер үшін сегментті кілтектер үшін	P9 N9
Дөнгелек ойығының ені	Бір бағытта айналатын берілістер үшін, қозғалмайтын қондыру, Екі бағытта айналатын қозғалмайтын қондыру Призмалы кілтектер қозғалмалы қондыру	9 P9 D9

Шлицпен қондыру әдісі қозғалмалы да, қозғалмайтын жағдайларда да пайдаланылады. Олар күш моментінің шамасы жоғары болған жағдайда және беріліс қораптарында қолданылады. Төртбұрыш пішінді шлицтер кеңінен таралған, оларда базалық негіз ретінде сыртқы диаметрі- D немесе ішкі өлшемі- d қабылданады (10.5.- сурет).



10.5 – сурет.

Базалық негіз ретінде қабылданған шлиц беті жоғары дәлдікпен шартты түрде ажарлап өңделеді, себебі осы беттер арқылы білікпен тісті дөнгелек түйісіп, олардың өзара орналасу дәлдігі, атап айтқанда, өстерінің біріне=бірі сәйкес келуі анықталады (центрирование). Осыған орай, беттердің түйісу жағдайы арнайы СТ СЭВ 259-76 стандартымен белгіленген.

Төрт бұрышты пішіндес шлицтердің түйіскен беттерін қондыру (10.10 - кестесінде) көрсетілген. Сызбада олар ГОСТ-1139-80 бойынша былай белгіленеді: D8x36x40 H7/g6, мұнда шлицтер D бетімен түйісіп, центрленеді, тістер саны $z=8$; $d=36$ және $D=40$ мм.

Сондай-ақ, айналу бөлшектері білікке керіліспен де қондырылады. Бұл жағдайда олармен білік арасында пайда болатын күш моменті сыртқы күш моментінен бірнеше есе көп болғаны жөн, атап айтқанда: муфталар үшін-3 есе, шынжырлы берілістің жұлдызшалары үшін-3,5 есе, белдікті берілістің шкивтері үшін-4 есе, тісті дөңгелектер үшін- 4,5 есе.

Ал, керіліспен қондырудың беріктігін есептеу жолдары С.Тәжібаевтің "Қолданбалы механика" оқулығында (28.2- тарауында) берілген.

10.10-кесте

Базалық негізгі беттер	Қосылыс түрі	Беріліс	Қондыру беттері	
			Базалық негізгі бетті	Бүйірлік бетті
D	Қозғалмайтын	Бір бағытта айналатын Екі бағытта айналатын	H7/js6 H7/n6	D9/e8 F8/js7
	Қозғалмалы	Бір бағытта айналатын Екі бағытта айналатын	H7/f7 H7/h6	D9/e8 F8/js7
d	Қозғалмалы	Бір бағытта Екі бағытта	H7/f7 H7/h6	D9/e8 H8/js7

10.3. Біліктердің беріктігін анықтау

Біліктер көбінесе қыздырып және химиялық өндеуден өткен 45,40X болаттарынан, ал егер өте көп күш моменті түскен жауапты

жағдайларда 40ХН, 20Х, 12ХНЗА болаттарынан жасалынады Бұл болаттардың механикалық көрсеткіштері 10.11 – кестесінде берілген.

Біліктердің конструкциясы толық анықталған соң, олардың беріктік қор коэффициенті анықталады,

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}.$$

S_{σ} , S_{τ} - қалыпты және жанама кернеу бойынша алынған қор коэффициенттер:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma L} \sigma_a + \Psi \sigma_m}; \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau L} \tau_{\sigma} + \Psi \tau_m};$$

σ_a, τ_a - кернеу циклдарының амплитудасы;

σ_m, τ_m - кернеу циклдарының орташа алынған мәні.

Қалыпты кернеу, симметриялы жанама кернеу нөлдік циклмен өзгеруіне байланысты $\sigma_a = \sigma_{\max}$, $\sigma_m = 0$ және $\tau_a = \tau_m = \tau_{\max} / 2$,

σ_{-1}, τ_{-1} - білік материалдарының төзімділік шегі (10.11 - кесте),

$K_{\sigma L}, K_{\tau L}$ - материалдардың төзімділік шегінің өзгеруіне әсер ететін барлық жағдайларды есепке алатын жалпы коэффициент.

$$K_{\sigma L} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} + K_F.$$

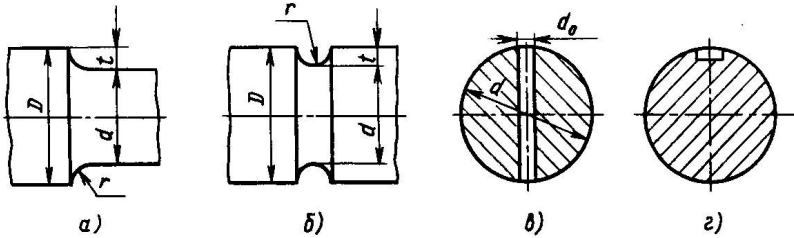
K_{σ} - білік қимасының пішініне байланысты (10.6 - сурет) қабылданатын кернеулердің тиімді шоғырлану коэффициенті, олардың мәні төменгі берілген кестелерден алынады (10.12...10.15 - кесте):

10.11- кесте

Білік дайындалатын болаттардың механикалық көрсеткіштері

Болаттар	Дайындама диаметрі, мм	Қаттылығы, НВ	Механикалық көрсеткіштер; Мпа					
			σ	σ_A	τ_A	σ_{-1}	τ_{-1}	Ψ_{τ}
45	Кез келген өлшем < 80	200	560	280	150	250	150	0
		270	910	650	390	380	230	0,05
40X	Кез келген өлшем < 120	200	730	510	280	320	210	0,05
		270	900	750	450	410	240	0,05

20X	< 120	197	650	400	240	310	160	0
12ХН3А	< 120	260	950	700	490	420	21	0,05



10.6 – сурет. Білік қимасының пішіні

ε – білік қимасының өлшемін есепке алатын коэффициент (10.16- кесте);

K_F – білік бетінің өндеуден кейін қалған кедір-бұдырын есепке алатын коэффициент (10.17- кесте);

K_v – білік беттерін қыздырып немесе химиялық әдістермен өндеуіне байланысты алынатын коэффициент;

Ψ_σ, Ψ_τ – кернеу цикларының материалға әсерін есепке алатын коэффициент.

Болаттар үшін: $\Psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B$ (σ_B – беріктік шек, МПа),

$$\Psi_\sigma = 0,5 \Psi_{\sigma_0}$$

Цементтелген болаттар үшін: $\Psi_\sigma = 0,5 \dots 0,6$.

1 0.12 – кесте

Біліктердің диаметрі сатылай өзгеруіне байланысты пайда болатын тиімді кернеудің шоғырлану коэффициенті

t/r	r/d	егер σ_B , МПа				K τ	егер σ_B , Мпа		
		500	700	900	1200		500	700	900

1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3 1,35 1,451,45 1,4	1,31,4 1,451,5 1,45	1,3		
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35			1,4	1,4	
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4					1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,95	1,45					1,5
	0,10	1,45	1,5	1,65	1,85	1,4					1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45		
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7		
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,2	1,55	1,6	1,65	1,7		
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75		
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6 1,7	1,65	1,75		
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85		
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65		1,75	1,9		
4	0,01	2,1	2,25	2,35	2,50	2,2	2,3	2,4	2,6		
	0,02	2,15	2,3	2,3	2,65	2,15	2,15	2,25	2,4		

10.13 - кесте

Білік оймаларына байланысты кернеу шоғырлануы
коэффициентінің мәні

Кернеу түрі	σ_B МПа	r/d									
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03	0,05	
Иілу ($K\sigma$)	$t/r = 0,5$					$t/r = 1$					
	500	1,95	1,85	1,75	1,65	1,5	2,15	2,05	1,95	1,85	
	700	2,05	1,95	1,85	1,75	1,55	2,25	2,15	2,1	1,95	
	900	2,15	2,05	1,95	1,9	1,6	2,4	2,3	2,2	2,1	
	1200	2,3	2,2	2,1	2,05	1,75	2,6	2,5	2,35	2,25	

Иілу	t/r = 2						t/r=5	
	500	2,35						2,45
700	2,5		2,25	2,15	2,4	-	2,65	2,5
900	2,65		2,3	- 2,65	2,4	-	2,8	2,65
1200	2,85		- 2,85	2,6	-	-	2,05	2,85
Бұралу (Кτ)	500	1,7	1,6	1,5	1,4	1,2		
	700	1,9	1,75	1,65	1,5	1,25		
	900	2,1	1,95	1,8	1,65	1,3		
	1200	2,4	2,2	2,0	1,8	1,4		

10.14- кесте

Кілтек, шлиц, бұранда ойықтарына байланыстыкернеу шоғырлану коэффициенті.

σ _б МПа	Кσ, шлицтер үшін	Кτ төртбұрышты шлицтер	Кσ-кілтктер	Кτ-кілтктер	Кσ-бұранда
500	1,45	2,25	1,43	1,6	1,8
600	1,55	2,36	1,46	1,75	1,95
700	1,60	2,45	1,49	1,9	2,2
800	1,65	2,55	1,52	2,05	2,3
900	1,70	2,65	1,55	2,2	2,45
1000	1,72	2,70	1,58	2,3	2,6

10.15- кесте

Біліктегі тесіктерге байланысты кернеу шоғырлану коэффициенті

МПа	Кσ,ерep d ₀ /d		Кτ,ерep d ₀ /d=0,05...0,25
	0,05...1	0,15...0,25	

700	2,0	1,8	1,75
900.	2,15	1,9	1,9
1000	2,3	2,1	2,0

10.16- кесте

Білік қималарының өлшемін есепке алатын ε - коэффициентінің мәні.

Кернеулік жағдай	Материал	ε - мәні біліктер диаметріне байланысты, мм							
		15	20	30	40	50	70	100	200
Иілу	Көміртекті болат	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Иілу, бұралу барлық болаттар үшін	Беріктігі жоғары легирленген болаттар	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

10.17- кесте

Білік бетінің кедір-бұдырына байланысты қабылданатын K_F - коэффициентінің мәні

Білік беттерінің өңделуі	Бет бедерлері өлшемінің орташа арифметикалық ауытқуы, R_a мкм	K_F - коэффициентінің σ_b -ға байланысты мәні		
		400	600	1200
Ажарланған	0,32...0,08	1	1	1
Кесіп өңделген	02,5...0,32	1,05	1,10	1,25
Шала өңделген	20...5	1,20	1,25	1,50
Өңделмеген		1,35	0,35	2

11. ДОМАЛАУ МОЙЫНТІРЕГІ БАР МАШИНА ТОРАПТАРЫН ЖОБАЛАУ

Машина құрылымында домалау мойынтіректері кеңінен қолданылады. Оларға домалау бөлшегі бар және теңселу немесе домалау үйкелісіне негізделген мойынтіректер жатады (11.1– сурет).

Домалау мойынтіректерінің артықшылықтарын атап өтсек, олар мыналар: машинаны іске қосқанда (пуск) көп күш моментін керек етпейді, үйкеліс коэффициентінің шамасы аз, пайдалы әсер коэффициенті жоғары, майлау және күту жұмыстары жеңіл және майды аз

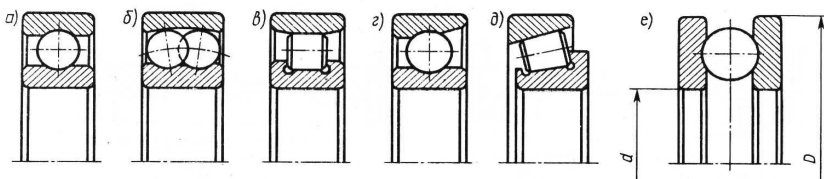
қажет етеді, оларды топтап, көптеп шығарылатындытан (массовое производство), бағасы төмен.

Кемшіліктері. Шариктер мен роликтер шығырларымен аз ауданмен жанасқандықтан, олардың қатандығы жоғары, шамадан асқан жүк түссе немесе айналу жылдамдығы өте жоғары болса, төзімділігі күрт төмен түсіп кетеді, жұмыс істеу мерзімі азаяды және тұлға мөлшері үлкендеу келеді.

11.1. Домалау мойынтіректерінің түрлері

Домалау бөлшектерінің пішініне байланысты шарикті және роликті болып, ал күш қабылдау қабілеттілігіне байланысты радиалдық, радиалдық-сүйеніш мойынтіректері болып бөлінеді. Сүйеніш мойынтіректері тек қана білік осі бағытында әсер ететін осьтік күшті ғана қабылдай алады, ал радиалдық - сүйеніш подшипнигі осьтік күшпен қатар радиалдық күшті де қабылдайды.

Сондай-ақ, домалау бөлшектерінің қатарына сәйкес бір, екі және төрт қатарлы, ал тұлға мөлшеріне байланысты (габаритіне) – өте жеңіл, орташа және ауыр сериялы, еніне байланысты еңсіз, (узкие), енді (широкие), орташа енді болып бөлінеді. Енді осы өндірісте кеңінен пайдаланылатын негізгі домалау мойынтіректерін түрлеріне тоқталайық (11.1-сурет).



11.1-сурет. Домалау мойынтіректерінің түрлері

1. Бір қатар шарикті-радиалдық мойынтіректер (11.1a – сурет). Машина жасау өнеркәсібінде кеңінен таралған, бағасы арзан мойынтірек, олар радиалдық және шамасы көп емес күшті де қабылдай алады. Бір біліктің тірегі ретінде пайдаланған екі радиалдық мойынтіректердің орналасу ауытқуы (перекос) $15' \dots 30'$, шамасында жатады және олардың қатандығы роликті мойынтірекке қарағанда аздау. Көп жағдайларда, олар біліктің осітік бағытта созылмалы болуын қамтамасыз ету үшін жылжымалы (плавающий) етіп жасалынады.

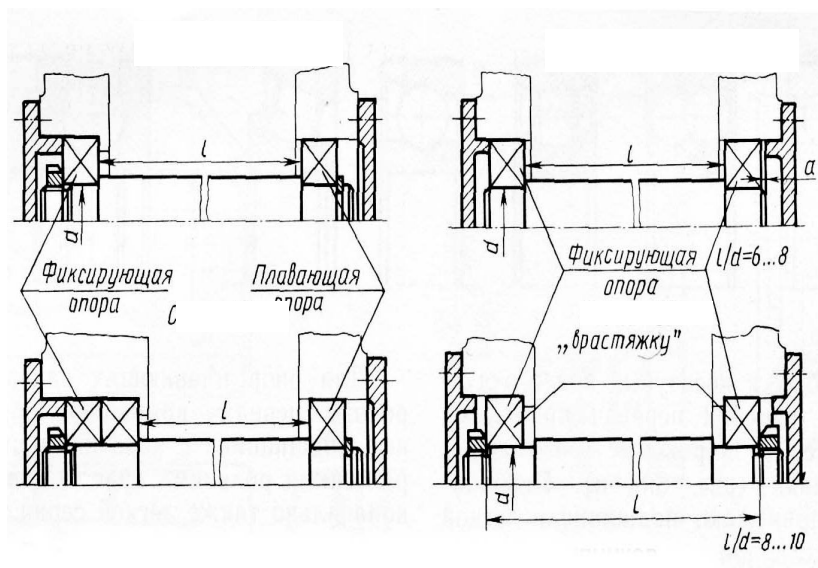
2. Екі қатар шарикті немесе роликті сфералық радиалдық

мойынтіректер (11.1.б – сурет) негізінен радиалдық күшті қабылдау үшін пайдаланылады, осьтік бағытта біліктерді жылжытпай бекітеді және тіректердің ауытқуы (перекос) жоғары, $2^0...3^0$ -қа дейін мүмкіндік береді, осыған орай тіректер сыртқы күштің әсерінен біршама иілетін жағдайда пайдалануға беріледі. Роликті мойынтіректер шариктіге қарағанда жүк көтеру қабілеті жоғары, динамикалық күштерді жақсы қабылдайды, бірақ олар жоғары жылдамдықта, шарикті мойынтіректерден нашар жұмыс істейді.

3. Қысқа роликті цилиндр пішінді радиалдық мойынтіректер (11.1.г – сурет) тек радиалдық күшті қабылдай алады, олар қатандығы жоғары біліктерде осьтік бағытта біліктің жылжымалы болуын (плавающая опора) қамтамасыз етеді. Көбінесе айкас тісті (шевронные) берілістерде пайдаланылады. **4.**

Шарикті және конустық роликті радиалдық-сүйеніш мойынтіректері (11.1.г-д — сурет) осьтік және радиалдық күштер бірдей әсер еткен жағдайларда пайдаланылады, мысалы конустық немесе бұрамдық берілістерде. Бірінші біліктің айналу жылдамдығы жоғары болса ($n > 1000$ мин-1) шарикті радиалдық-сүйеніш мойынтірек қолданған жөн. Бұл мойынтіректер тек қана қосарланып жұмыс атқарады. Егер тіректер арасы алшақ болмаса ($l < 350$ мм — тісті берілістер үшін, $l < 250$ мм — бұрамдық берілістер үшін) онда оларды біріне = бірін қарсы бағытта /распор/ орналастыруға болады (11.2 — сурет), ал егер тіректер ара қашықтығы одан алшақ болса, онда бір тірекке екеуін қосарландырып, екінші тіректі жылжымалы етіп (плавающая опора) жасайды. (11.2 — сурет) жылжымалы тіреkte радиалдық мойынтірек қойылады және ол сыртқы күш аз түсетін тірекке орналастырылады. **5.**

Сүйеніш мойынтіректері тек бір бағытта әсер ететін осьтік күшті қабылдайды. Оларды осьтік күштің шамасы жоғары болғанда ғана қолданады.



11.2-сурет. Мойнтіректерді орналастыр

11.2. Мойнтіректерді орналастыру

Мойнтіректерді тірекке орналастыру өте жауапты жұмыс, себебі олардың жұмыс істеу қабілеттілігі оған тікелей байланысты. Мойнтіректерді орналастыру олардың түріне, құрылым ерекшеліктеріне, тіректердің ара қашықтығына, олардың қызуына (температурасына) және технологиялық шарттарға байланысты жүргізіледі. Іс жүзінде мойнтіректердің тірекке орналасуы біріншіден, біліктің тірекке байланыстылығына қарай жүргізіледі. Біліктер тірекке жылжымайтын немесе жылжымалы болып байланысады.

Егер білік жылжымайтын болса, онда мойынтіректердің сыртқы және ішкі шығырлары бекітіледі, бұл жағдайда олар тек қана айнала алады (11.2.а – сурет).

Жылжымалы тіректерде (плавающая опора) мойынтіректер айналумен қатар осьтік бағытта жылжып қозғалуға мүмкіншілігі бар (11.2.б – сурет).

Білікті жылжымайтын етіп жасау екі түрлі әдіспен іске асырылады (10.2- сурет). Екі жағдайда да олардың құрылымы қарапайым, жиналуы оңай және тіректердегі саңылауды реттеуі (регулирование) жеңіл. Бірақ олар үйкеліс күштерінің әсерінен қызатын болса, домалау денелері қысылып қалуы мүмкін. Сондықтан бұл жағдайда біліктің ұзындық өлшемдерінің ауытқу шегі (допуск) есептелініп, олар белгілі шамада алынады және қызу кезіндегі осьтік бағытта біліктің жылжуына мүмкіншілік туғызу үшін аздаған саңылау қалдырылады $a > \delta_l$ бұл өрнекте: $\delta_l = \alpha (t_l - t_0) l$,

l – білік ұзындығы; α – болаттың қызғандағы ұлғаю коэффициенті,

$\alpha = 1,13 \times 10^{-5}$;

t_l, t_0 – мойынтіректің жұмыс істеу және бастапқы температурасы.

Іс жүзінде $a = 0,2...0,5$ мм, бұндай орналастыру тек қысқа біліктер үшін қабылданады, радиалдық-сүйеніш мойынтіректері үшін $l/d=6...8$ дейін (роликтер үшін -6, шариктер үшін -8, радиалдық мойынтіректер үшін >10). Жалпы тісті берілістер үшін $K(250...300)$ мм болғаны жөн.

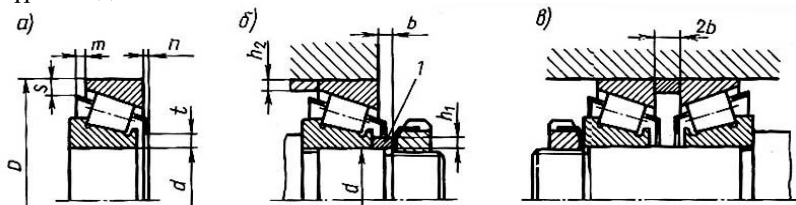
Ал енді басқа жағдайларда, беріліс қорабтарында бір тіректе білік жылжымайтын етіп орналасады да екінші тірек жылжымалы жасалынады. Жылжымалы етіп радиалдық күш аз түсетін тіректі алады.

Бұл жағдайда ескеретін жай, радиалдық-сүйеніш мойынтіректері сынар жұмыс істемейді, былайша айтқанда бір біліктің бойында олар жұп санды болуы қажет (екеу болуы), сондықтан жылжымайтын тірекке орналасқанда, олар қосарланып отырғызылады. Екінші бір ерекшелігі, радиалдық-сүйеніш мойынтіректеріндегі осьтік саңылау шамасы реттелуі (регулирование) қажет, олай болса қажетті реттеу әдістерін ойластыру керек.

Реттеу көбінесе мойынтіректердің сыртқы сақинасын осьтік бағытта жылжыту арқылы іске асырылады, ол үшін қақпақ пен қораб арасына төсем (прокладка) салынады, олардың қалыңдығын әр түрлі жасайды: 005 , 0,1, 0,2, 0,4, 0,8 мм.

11.3. Мойынтіректерді бекіту

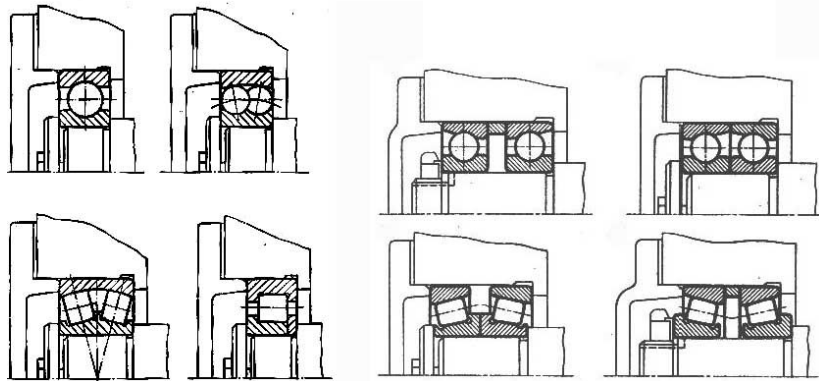
Мойнтіректерді бекіту олардың орналасу түріне, осьтік күштің шамасына, бағытына және жұмыс істеу ерекшеліктеріне байланысты жүргізіледі.



11.3 – сурет. Конустық мойнтіректерді бекіту

1. Жылжымайтын тіректерде мойнтіректерді білікке және тұрғыға (корпус) бекітеді. Ал осьтік күштің шамасы жоғары болса мойнтіректерді білікке бекіту арнаулы гайкамен немесе бүйірлік тығырық (шайба) арқылы бекітіледі (11.3.а – сурет). Осьтік күш аз болған жағдайларда, мойнтіректерді арнаулы сақина арқылы білікке де тұрғыға да бекітуге болады (11.3.б – сурет).

Мойнтіректерді тұрғыға бекіту, тұрғының бедері және қақпақтың бүйір беті арқылы іске асырылады (11.4.а - сурет). Тұрғыда бедер (бурт) қалдыру өндеуді қиындатады, онда арнаулы стакан пайдалануға болады (11.4.б – сурет). Сондай-ақ, мойнтіректер тұрғыға арнаулы сақина көмегімен бекітіледі (11.4.г – сурет).



11.4 – сурет. Сыртқы сақинаны бекіту.

11.4. Мойнтіректердің түрлерін таңдап алу

Іс жүзінде мойынтіректің түрін таңдап алу үшін, олардың қандай берілісте пайдаланғанын білу қажет. Тік немесе қиғаш тісті цилиндрлік берілістерде көбінесе шарикті радиалдық мойынтіректер қабылданады. Алдымен жеңіл сериялы мойынтіректерді алып есептеп байқаймыз, егер ол келмесе орташа сериясы қабылданады. Сыртқы күштің шамасы өте жоғары болған жағдайда, роликті мойынтірекпен ауыстыруға болады.

Конустық және бұрамдық берілістерде, шарикті немесе конусты роликті радиалдық-сүйеніш мойынтіректерін пайдаланады, себебі олардың осьтік қатандығы жоғары және осьтік күштерді жақсы қабылдайды. Егер біліктің айналым саны - $n > 1500 \text{ мин}^{-1}$ болса, онда шарикті, ал басқа жағдайларда конусты роликті радиалдық-сүйеніш мойынтіректерін пайдаланған жөн.

Айқас тісті берілістерде (шевронная передача) қысқа роликті-радиалдық мойынтіректер қабылданады.

Барлық жағдайда есептеу жеңіл сериялы түрінен басталады. Мойынтіректердің дәлдік дәрежесі былай белгіленеді.

0,6,5,4 және 2. Бұл белгілер: 0-қалыпты, 6-жоғарылаған, 5-жоғары, 4-өте жоғары және 2-тым жоғары дәлдікпен жасалған деген ұғымды береді. Жалпы машина тораптарында қалыпты класты дәлдікпен- 0-дайындалған мойынтіректер пайдаланылады, себебі дәлдігі жоғарылаған сайын олардың бағасы өседі (11.1– кестеде көрсетілген).

11.1 - кесте

Мойынтіректердің түрлері мен дәлдік дәрежесіне
бағасының байланыстылығы

Мойынтірек түрі	Радиалдық	Радиалдық сүйеніш	Роликті-радиалдық	Конусты роликті	Ине тәрізді роликті
Салыстырмалы бағасы	1	1,4	1,5	2,2	2,5
Дәлдік дәрежесі	0	6	5	4	2

Салыстырмалы бағасы	1	1,3	2	4	10
---------------------	---	-----	---	---	----

11.5. Мойынтіректерді іс жүзінде есептеу

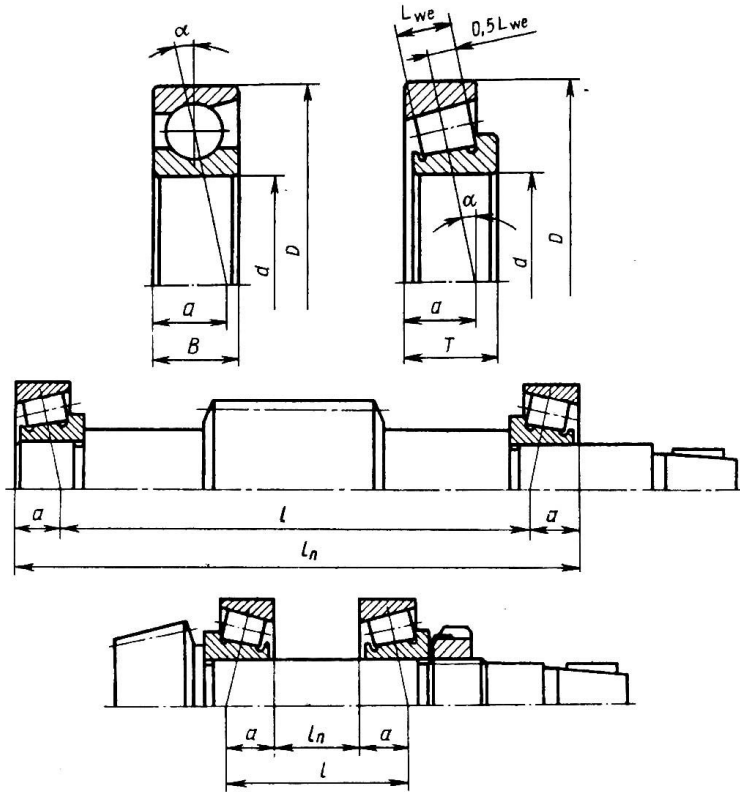
Мойынтіректердің түрлері тандалып алынған соң, оларды есептеу қажет, ол тіректегі реакциялық күштердің шамасын анықтаудан басталады. Тіректер ара қашықтығы бірінші эскиздік жобалаудан табылады, онда радиалдық-сүйеніш мойынтіректерінің тұрғыға күшті белгілі бұрышпен беретінін ескеру қажет (11.5 – сурет).

Тірек ара қашықтығы домалау дөңгелектерінің орталығымен емес, a - өлшемін ескеріп анықталады. Бұл жағдайда, шарикті радиалдық-сүйеніш мойынтіректері үшін:

$$a = 0,5 \left[B + \frac{d+D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right], \quad (11.1)$$

ал конусты роликті мойынтіректер үшін: $a = 0,5 \left[T + \frac{d+D}{3} e \right]. \quad (11.2)$

Мойынтіректердің сыртқы бүйірлерінің ара қашықтығын l_p -деп белгілесек, тіректердің есептеу ара қашықтығы: $l = l_p - 2a$ - мойынтіректер қарама-қарсы бағытта орналасқан жағдайда (в распор) және $l = l_p + 2a$ - егер олар теріс қарап орналасқан жағдайда (в растяжку).

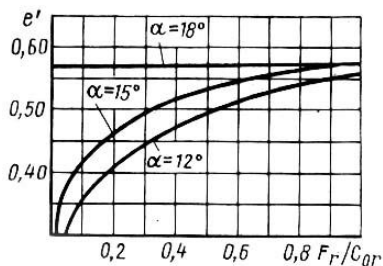


11.5 – сурет. Тірек қашықтығын анықтау

Мойынтіректің радиалдық күштері анықталған соң оларға әсер ететін осьтік күшті табу қажет. Радиалдық күш тұрғыға бұрышымен берілетін болғандықтан, сол күштерден осьтік қосымша күштер пайда болады (11.5 - сурет). Ол қосымша осьтік күштердің шамасы: 1) шарикті радиалдық-сүйеніш мойынтіректер үшін,

$$\text{егер } \alpha < 18^{\circ} \text{ болса,} \quad \text{онда } S = eF.$$

Бұл жерде: e - осьтік күштің ең аз шамасымен анықталатын коэффициент, оның шамасы F_r/C_{or} - қатынасы арқылы (11.6 – суретте) көрсетілген график бойынша анықталады, C_{or} -мойынтіректің статикалық жүк көтергіш қабілеттілігі (каталогтан алынады); F_r - мойынтірекке әсер ететін радиалдық күш шамасы.



11.6 – сурет. Осьтік күш коэффициентінің анықтау

Бұл мойынтіректер түріне 3600 маркалы $a = 12^0$ - қа тең радиалды сүйеніш подшипнигі жатады. Ескере кететін жайт, егер $e, 0,3$ болса, онда $e - 0,3$ деп қабылданады;

2) $a > 18$ шарикті радиалдық-сүйеніш мойынтіректері үшін, бұл жағдайда, e -коэффициентінің шамасы кестеден алынады (11.2- кесте);

3) конус роликті мойынтіректер үшін $S = 0,83eFr$, мұнда e - конус роликті мойынтіректердің тізбегінде (каталогта) көрсетілген (11.1 - кесте).

Ал енді осы радиалдық-сүйеніш мойынтіректері сенімді жұмыс істеу жағдайына келетін болсақ, онда екі шарт орындалуы қажет.

1. Әрбір мойынтірекке әсер еткен осьтік күш, пайда болған қосымша осьтік күштерден кем болмауы керек.

$$F_{a1} > S_1 \text{ және } F_{a2} > S_2 \quad (11.3)$$

2. Біліктің тепе-теңдік қалыпы сақталуы қажет, былайша айтқанда:

$$F_{a1} + F_A - F_{a2} = 0. \quad (11.4)$$

F_A - іліністе әсер ететін сыртқы осьтік күш, оның бағытын F_a күшімен бағытлас етіп алады. Егер бағыты сәйкес келмесе, онда тіректердің белгіленуін сәйкестендіру қажет.

Егер тепе-теңдік өрнегінде F_{a1} күшін S_1 , F_{a2} күшін S_2 мен алмастырып, үш түрлі жағдайды болжауға болады:

$$S_1 + F_A - S_2 = 0.$$

$$1. \begin{cases} F_{\Sigma} = S_1 + F_A - S_2 > 0; \\ S_1 < S_2 \end{cases} \quad \begin{cases} S_1 > S_2 \\ F_A > S_2 - S_1. \end{cases} \quad F_A > 0 \quad (11.5)$$

Бұл жағдайда білік F күшінің әсерімен бірінші тіректен екінші тірекке ығысуға тырысады, олай болса

$$F_{a1} = S_1; \quad F_{a2} = F_{a1} + F_A. \quad (11.6)$$

$$2.F\Sigma = S_1 + F_A - S_2 < 0; \quad S_1, S_2 \quad S F_A < S_2 - S_1,$$

бұл жағдайда: $F_{a2} = S_2; \quad F_{a1} = F_{a2} - F_A. \quad (11.7)$

$$3.F\Sigma = 0 \quad F_{a1} = S_1 \quad \text{және} \quad F_{a2} = S_2 \quad (11.8)$$

Домалау мойынтіректеріне түсетін күштер анықталған соң, оларды нақты есептеу қажет. Есептеу олардың жүк көтергіш қабілеттілігіне байланысты жүргізіледі. Егер мойынтіректердің айналу саны 10 мин⁻¹ аспама, онда статикалық, ал одан жоғары болса динамикалық жүк көтергіш қабілеттілігі анықталып, олар қабылданған мойынтіректің тізбектегі (каталог) берілген көрсеткіштерімен салыстырылады. Іс жүзінде көбінесе мойынтіректердің айналым саны 10 мин- 1 артық онда негізгі есептеу, динамикалық жүк көтергіш қабілеттілігі арқылы жүргізіледі.

Мойынтіректердің динамикалық жүк көтергіш қабілеттілігі деп оларды бұзылмай, жұмыс істеу ықтималдылығы 90%-ға тең болып, 1 млн айналым жасап қабылдай алатын радиалдық немесе өстік күш (сүйеніш мойынтіректер) шамасын айтады.

Тәжірибе жұмыстарын жүргізу арқылы мойынтірекке түскен күшпен, олардың айналым санымен белгіленген жұмыс істеу мерзімінің ара қатынасы анықталған (11.7 - сурет).

Осы суреттегі мойынтіректің төзімділік шегін анықтайтын қисық сызыққа байланысты төменгі теңдеуді жазамыз:

$$P^m L = C^m. \quad (11.9)$$

Бұл өрнекте: C - мойынтіректің динамикалық жүк көтергіш қабілеттілігі, P – мойынтірекке түсетін (эквивалентті) күш, L - мойынтіректердің 1 млн айналым санымен анықталған жұмыс істеу мерзімі; m - қисық сызықтың пішініне байланысты алынатын дәреже көрсеткіш, m=3 - шарикті мойынтіректер үшін, m=3,3 -

роликті мойынтіректер үшін: $C_r = P \sqrt[m]{L} = P \sqrt{\frac{60nL_h}{10^6}}, \quad (11.10)$

L_h – мойынтіректердің сағатпен алынған жұмыс істеу мерзімі.

$$L = 60nL_h / 10^6.$$

Мойынтіректердің келтірілген күші:

$$P = (XVF_R + YF_A) K_t K_x . \quad (11.11)$$

V – мойынтіректің ішкі немесе сыртқы сақинасының айналуына байланысты қабылданатын коэффициент, егер сыртқы сақина айналаса- $V=1,2$, ал ішкі сақина айналғанда- $V=1$;

K_t - температуралық коэффициент: егер $t < 100^0$ C болса, $K_t=1$, одан жоғары болса: $t=125^0$ C, $K_t=1.05$, $t=150^0$ C, $K_t=1.1$, $t=200^0$ C, $K_t=1.25$;

K_x – қауіпсіздік коэффициенті, арнаулы кестеден алынады.

Бесендеткіштер мен беріліс қорабтары үшін $K_x=1,3...1,5$ аралығында алынады; X және Y радиалдық осьтік күштер коэффициенті, оның шамасы осьтік күштің радиалдық күшке қатынасы арқылы табылады.

Егер F_a/VF_r қатынасы осьтік күш әсерін есепке алатын е-коэффициентінің шамасынан кіші немесе тең болса , онда $X=1$ және $Y=0$, былайша айтқанда осьтік күштің әсері есепке алынбайды.

e – коэффициентінің шамасы конус роликті мойынтіректер үшін кестеде (каталог) көрсетілген, ал радиалдық және шарикті радиалдық-сүйеніш мойынтіректері үшін F_a/C_{or} - қатынасына байланысты алынады. C_{or} – мойынтіректердің кестеде (каталог) көрсетілген статикалық жүк көтергіш қабілеттілігі.

Бір қатарлы конус роликті мойынтіректер үшін $e = 1,5 \text{tg } \alpha$ (кестеде берілген) және егер:

$$F_a / VF_r , e \text{ болса, онда } X = 1, Y = 0; \quad (11.12)$$

$$\text{Егер } F_a / VF_r > e \text{ болса, онда } X = 0,4; Y = 0,4 . \quad (11.13)$$

Екі қатарлы конус роликті мойынтіректер үшін $e=1,5 \text{ tga}$ және егер: $F_a / VF_r , e$, болса, онда $X = 1; Y = 0$, (11.14)

$$F_a / VF_r > e , \text{ болса, онда } X = 0,67; Y = 0,67. \quad (11.15)$$

Іс жүзінде мойынтіректерді есептеу төменгі жолмен жүргізіледі:

1. Жоғарыда (11.4) айтылғандай алдын-ала мойынтіректердің түрлері мен орналасуы (11.3) қабылданады.

2. Мойынтірек тізбегінен (каталог), олардың түрі мен жанасу бұрышына байланысты мына көрсеткіштері алынады: шарикті радиалдық және жанасу бұрышының шамасы- $\alpha > 18^0$ радиалдық-сүйеніш мойынтіректер үшін - статикалық және динамикалық жүк көтергіш қабілеттілігі C_{or}, C_r (тізбектен каталогтан), ал е-коэф-

$$F_a / V F > e \quad \dots \dots \dots = 1,5 \operatorname{tg} \alpha \quad \dots \dots$$

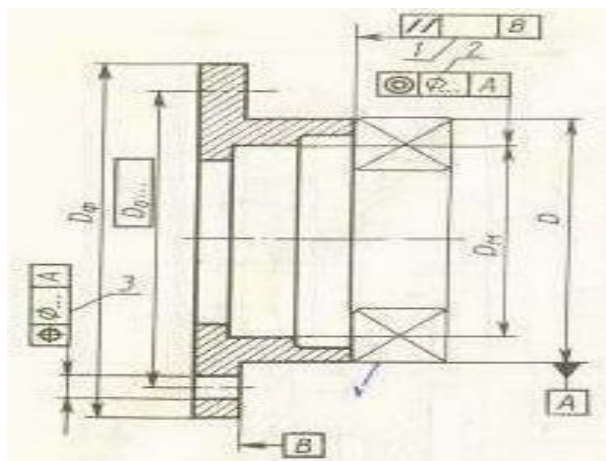
$$= 1, \quad = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha, \quad \dots \dots \dots F_a / V F^2 > e \quad \dots \dots \dots = 0,67,$$

$$= 0,67. \quad \dots \dots \dots$$

$$\dots \dots \dots 11.7 \dots \dots \dots$$

11.6. Мойынтірек қақпағы мен төсемдерінің құрылымын жасау. Мойынтірек қақпақтары

Мойынтіректерге арнайы қақпақтар мен төсемдер (стакандар) жасалынады. Олар домалау мойынтіректерін дұрыс орналастырып, сапалы жұмыс істеуін қамтамасыз етеді.



11.8 – сурет. Мойынтірек қақпағы

Қақпақтарды СЧ21 шойынынан жасайды, олар қолдану орынына байланысты жабық немесе білік өтетін тесігі бар болып бөлінеді (11.8 - сурет). Олардың пішіні мойынтірек орналасқан қорабтың орнына байланысты анықталады, ал өлшемдерін 11.2 - кестеден алуға болады. (10.5- суретінде) көрсетілген басқа өлшемі: жерде – D - винт басының өлшемі.

Бәсеңдеткіштің ашылу жазықтығы горизонталь орналасқан жағдайда қақпақтарды қораб ішіне кіргізіп жіберетін етіп жасау тиімді келеді (11.8 - сурет). Мұндай іштен орналасқан қақпақтардың өлшемі былай алынады:

b - ойманың ені, барлық жерде (қорапта, қақпақта және т.б.) олардың өлшемі білікке жасаған ойманың өлшемімен бірдей (11.3 - кесте).

1.2 - кесте

Мойынтірек қақпақтарының өлшемі

D, мм	50...62	63...95	100...145	150...220
d, мм	5	6	7	8
d, мм	6	8	10	12

Мойынтірек төсемдері (стакандар)

Төсемдердің құрылымы мойынтіректердің орналасу тәсілдеріне байланысты жасалынады. Олар СЧ15 шойынынан төменгі өлшемдерге сәйкес орындалады: (1.9-сурет):

D,мм	...< 52	52...80	80...120	120...170
d,мм	... 4...5	6...8	8...10	10...12,5

Басқа өлшемдер: $h \sim 0,1D$; $f = (1...1,2)d$. Мойынтірек тірелетін белдемнің өлшемі, олардың сыртқы сақинасының қалдығына сәйкес алынады.

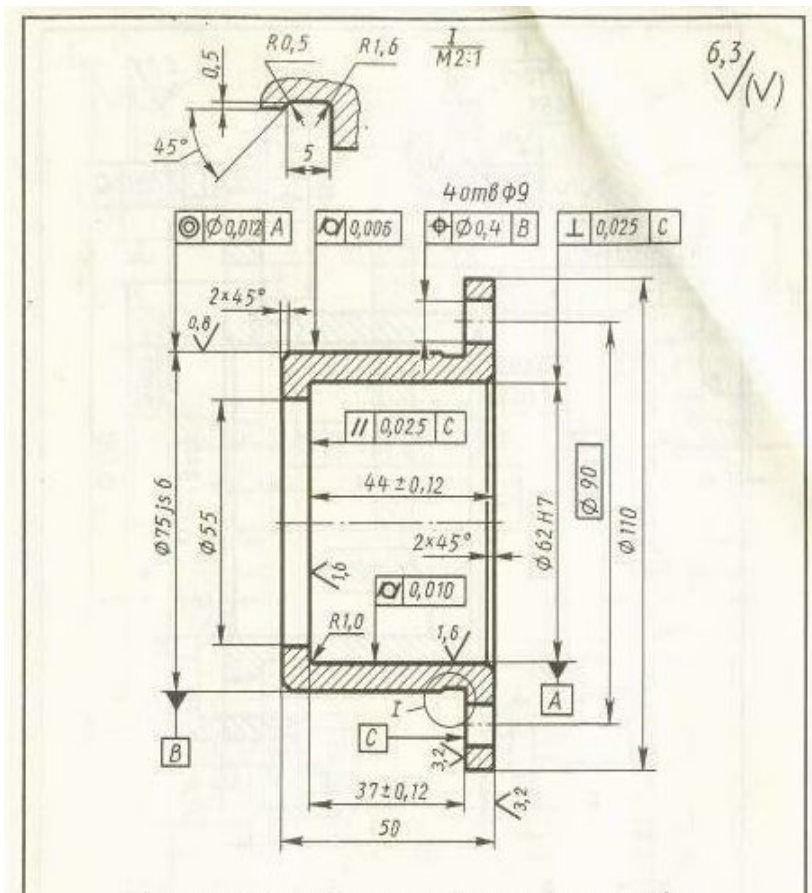
D,мм....	40...62	63...95	100...145	150...220
d,мм....	6	8	10	12
Винттер саны:	4	4	6	6

Мойынтірек төсемдерінің сыртқы диаметрі: $D_{\phi} = D + (4...4,4) d$ шамасында қабылданады.

Төсемдердің басқа бөлшектермен жақсы жанасуы үшін оларға суретте көрсетілген оймалар жасалынады, ал оймалардың өлшемі біліктегідей қабылданады.

Конусты тісті берілістерде жинау кезінде кіші тісті дөңгелекті осьтік бағытта жылжытып, конустар төбесін бір нүктеге түйістіреді, сондықтан төсемелер жылжымалы жасалынады: оларды H7/j6 - пен

қондырады. Ал егер төсеме жылжымайтын болған жағдайда Н7/к6 немесе Н7/т6 қондырды пайдаланады.



11.9 – сурет. Мойынтіректер төсемі

12. БӘСЕНДЕТКІШ ҚОРАБТАРЫ МЕН ТҰРЫҚТАРДЫҢ ҚҰРЫЛЫМЫН ҚҰРУ

12.1. Жалпы мәлімет

Бәсендеткіш қорабтарында (корпус) тісті берілістер, біліктер, мойынтіректер орналасады, олардың бірімен-бірінің ілінісіп, жанасып, сапалы жұмыс істеуін қамтамасыз етеді және бәсендеткішқа әсер ететін күштерді қабылдайды.

Осыған орай, олардың құрылымы күрделі болады, сондықтан көбінесе СЧ15 шойынынан құю арқылы дайындалады. Кейбір кездерде, даралап дайындауда ғана пісіріп жасалынады.

Қюға қойылған талаптарды орындаған жөн, олар: қабырға қалыңдығы мүмкіншілігінше бірдей болуы жөн және бәсендеткіш мөлшері, көлемі өскен сайын қабырға қалыңдығы да өсіп отырады. Оны қорабтың өлшеміне байланысты төменгіше 12.1- кесте бойынша қабылдауға болады.

12.1 кесте

V, м ³	0,4	0,75	1,0	1,5	1,8
δ, мм	8	10	12	13	14

Мұнда $V = (2L + B + H)/4$;

L, B және H - қорабтың ұзындығы, ені және биіктігі, м.

Немесе $\delta = 1,12 \sqrt[3]{T_{\text{увр}}}$ > 6 мм. (12.1)

T - шығаберіс біліктегі әсер ететін күш моментінің шамасы, Нм.

Егер қорабтар болаттан пісіріп қосу арқылы жасалса, олардың қалыңдығын 20...30%- ке кемітуге болады.

Қораб қабырғалары әртүрлі жазықтықта түйіседі. Сүйір бұрышпен түйіскен жағдайда оларды тік қабырғамен жалғастырған (12.16 -

сурет) тиімді. Барлық жағдайда қабырғалар бірімен-бірі белгілі r және R радиусымен қосылуы қажет: $r = 0,5d$; $R = 1,5d$.

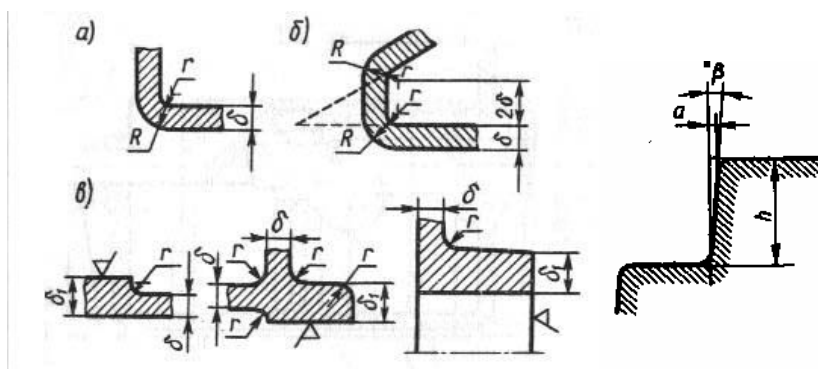
Қалыңдығы әртүрлі қабырғалардың бірімен-бірін қосу әдістері 12.1 - суретінде көрсетілген.

Егер қабырға қалыңдықтарының қатынасы $\delta_1/\delta \leq 2$ болса:
 $r \sim 0,5\delta$, егер $\delta_1/\delta > 2$ болса $h \sim (\delta_1 - \delta)$; $\delta_2 = 1,5\delta$; $r \sim 0,5\delta$.

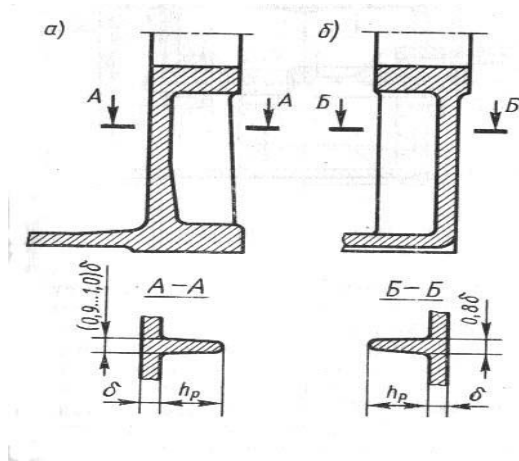
Радиус шамалары стандартты R40 ретіндегі сандарға жуықталып алынады. Құю кезіндегі қабырға көлбеулігінің шамасы 12.2 - кестеде берілген.

12.2- кесте

Н, мм	a/h	β , град		a/h	β ,град
25-ке дейін	1/10	6	100...200	1/20	3
25...50	1/12	5	200...500	1/30	2
50...100	1/15	4	500	1/50	1



12.1 – сурет. Құйылған бөлшектің қабырғаларын қосу тәсілдері



12.2 – сурет. Жанама қабырғалар

Қорабтардың басқа бөлшектермен жанасатан бөлегі өңделуі қажет, сондықтан ол беттер өңделмейтін беттерден h биіктігіне шығарып жасалынуы қажет, $h = (0,4...0,5) \delta$. Қораб қабырғаларының қатаңдығын көтеру үшін қосымша жанама қабырғалар жасалынса, олардың биіктігі – $h > 5\delta$, қалыңдығы $t = (0,8...1,0)\delta$, (16.2 - сурет).

12.2. Бәсеңдеткіш қорабтары

Бәсеңдеткіш қорабтарының жалпы өлшемдері шамамен эскиздік жоба сызбасынан айқындалады, ал енді соларды нақты анықтау қажет.

Қазіргі кезде қорабтардың сыртқы пішіні тік жазықтықтармен шектеліп, шығыңқы элементтері іштей жасалынады. Мысалы, мойынтірек қондыратын ұясы (бобышки) және қосымша қатаңдық қабырғалар (12.3- сурет).

Сондай-ақ, тұрыққа бекітуге арналған табан беттері де шығыңқы жасалмайды. Көтеруге арналған болттардың орнына құю кезінде арнайы тесіктер қалдырылады. Осыған орай қорабтардың салмағы ауырлағанымен, олардың беріктігі мен қатаңдығы көтеріледі, сыртқы беттері оңай өңделеді, дірілге және соққы ксіштерге төзімді келеді және сыртқы эстетикалық көрінісі жақсарады.

Бір сатылы цилиндрлі бәсеңдеткіштің қорабы 12.3 – суретте көрсетілген. Олар екі бөліктен құралады: қораб және қорабтың қақпағы. Ашылатын жері көбінесе горизонталь жазықтықта қабылда-

нады, себебі олардың беттері станокта ыңғайлы өңделеді және біліктер торабы оңай орналастырылады. Қорабтың ішкі беттерінің пішіні мен өлшемі тісті дөңгелектердің өлшеміне байланысты алынады. Қорабтың ішкі беті мен тісті дөңгелек аралығы - a белгілі (эскиздік жобалаудан), осыған орай:

$$R_2=0,5d_{a2}+a \text{ ж, не } R_f=0,5d_{a1}+a. \quad (12.2)$$

Мұнда: d_1, d_2 -тістің дөңгелектердің сыртқы диаметрі, қораб қақпағының қалыңдығы $\delta_1 = 0,9d$, оның қораппен қосылатын жері жалпақ жасалынады (фланец, 12.4- сурет).

$$\begin{aligned} \text{Өлшемдер: } f &= (0,4\dots 0,5) \delta_1, & b_0 &= 4a, & b &= 1,5\delta, \\ & & b_1 &= 1,5 \delta_1, & l &= (2\dots 2,2) \delta. \end{aligned} \quad (12.3)$$

Тісті дөңгелектердің жұмысын бақылау үшін және май құю үшін төбесінде арнайы төртбұрышты немесе дөңгелек тесік қалдырылады

Олардың өлшемі мен құрылымы 12.5- сурет пен 12.3- кестеде берілген. Тесік қақпақшағына ұстағыш ретінде арнайы ішкі қысымды теңгеруші тығындар орналастырады (12.6 - сурет.). Қорабтың жалпақтанған бөлегі (фланец)-іштей, қақпактікі-сырттай жасалынады (12.4- сурет) және олар мойынтірек ұяларымен (бобышка) жалғасып қосылып кетеді. Мойынтірек ұяларының өлшемдері: $D_p = 1,250D + 10\text{мм}$ немесе мойынтіректер қақпағы бекітілетін жағдайда: $D_p = D_c + (4\dots 5)$ мм, D_c - мойынтірек қақпағының сыртқы диаметрі, олардың конструкциясы мен өлшемдері 14 - тарауда берілген. Мойынтірек ұяларының ұзындығы мойынтіректің енімен, майлану әдісіне байланысты майұстағыш, майқайтарғыш сақиналардың бар немесе жоқтығынан (12.6 - сурет) және қақпақтың құрылымымен анықталады. Қорабтардың сыртқы бетінің өңдеуі ыңғайлы болу үшін, олардың шығынқы беттерінің биіктігі бірдей алынады.

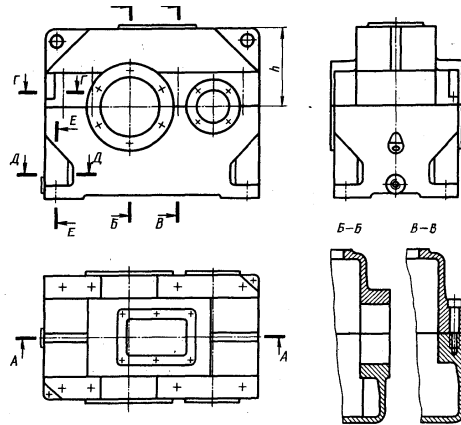


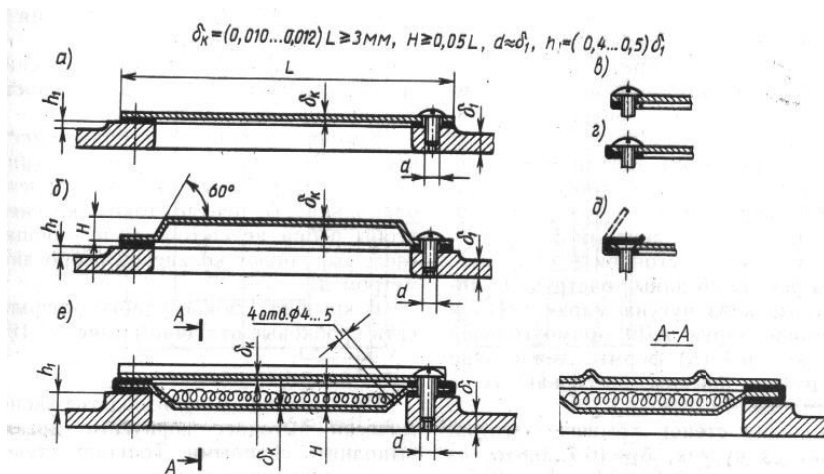
Рис. 17.8

12.3 – сурет. Цилиндрлі бәсендеткіштердің қорабы

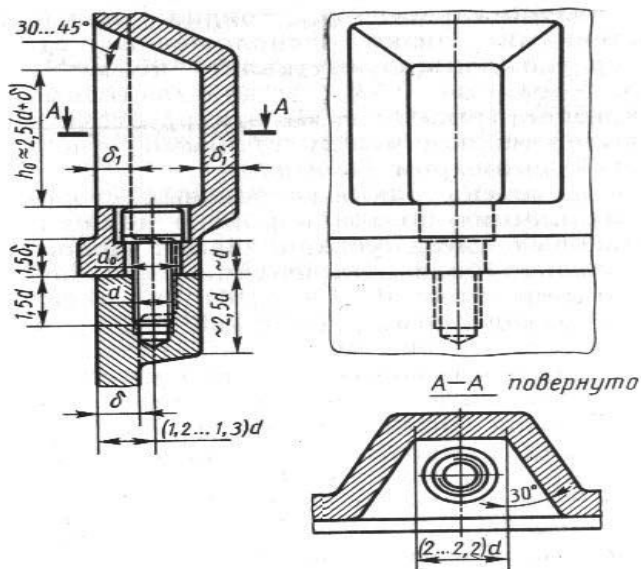
Қораб қақпағы қорабқа бұрандалы болттармен бекітіледі. Қосылу беттері белгілі биіктікпен жалпақтанып жасалынады, оларды фланец деп атайды. Олардың биіктігі мойынтірек ұясының құрылымына және өлшеміне байланысты қабылданады. Қораб пен оның қақпақшасының қосатын болттардың тесігі, подшеник қақпағы орналасатын дөңгелек белдемеге мейлінше жақын орналасады, бірақ қалпағшаны бекітетін болт тесіктерінен 3...5 мм қашықтықта орналасуы қажет (12.4- сурет).

Болттардың ұзындығы осы h өлшеміне байланысты, ал болттар мен тесік диаметрлері (12.6- сурет) шабан айналатын (тихоходный) тісті берілістің өсаралық қашықтығына байланысты 12.4- кестесінен қабылданады.

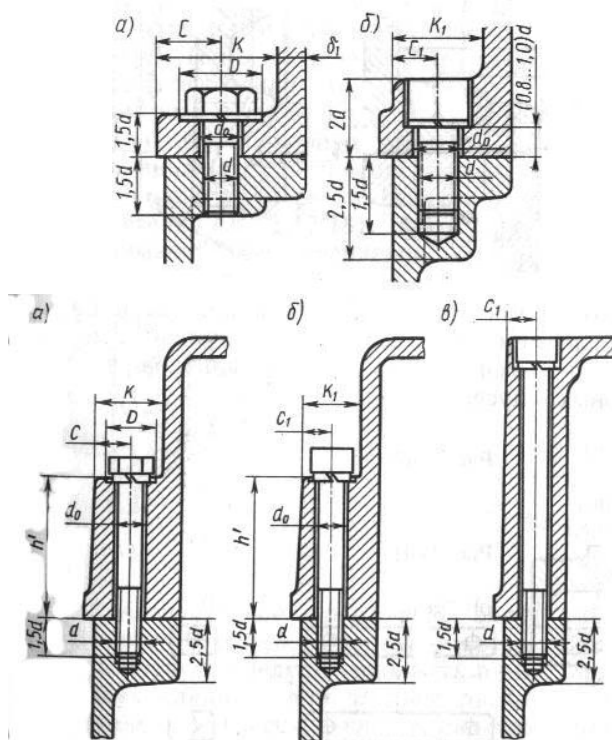
12.4 – сурет. Қорабтың ішкі құрылымы



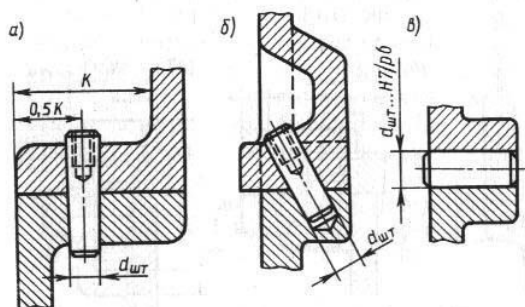
12.5 – сурет. Май құю және бақылау тесігі



12.6 – сурет. Қораб қақпағын бекіту



12.6 – сурет. Қораб қаппағын бекіту



12.7 – сурет. Қораб қаппағын бекіту

Болттар мен тесік диаметрі

<i>a</i>	160 дейін	160...220	220...280	280...350
d	M 1 2	M14	M16	M18
d ₀	13	13	15	18

Қораб және қораб қақпағының жалпақтанған бөлегінің (фланецтің) басқа өлшемдері төмендегідей қабылданады (12.6-сурет).

$$K = 2,7 d; \quad C = 0,5 K;$$

$$K = 2,2 d; \quad C_1 = 0,5 K; \quad D = 2d. \quad (12.4)$$

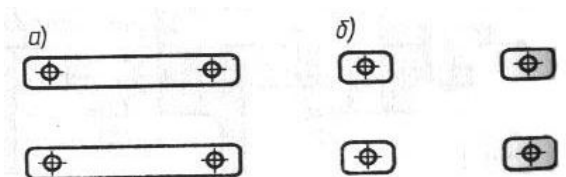
Қораб қақпағы қорабқа алдын-ала екі конустық не месе цилиндрлік штифтер арқылы бекітіледі (12.7-сурет):

$$d_{шт} = (0,7...0,8) d, \quad (12.5)$$

$d_{шт}$ - бұрандалы болт диаметрі.

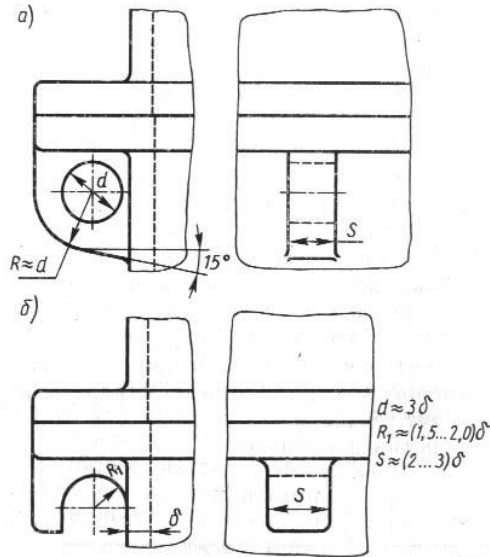
Түйісетін беттер мұқият өңделеді, герметик майымен майланып бекітіледі.

Бөсеңдеткіштер тұрғыға (плита, фундамент) қойылады, түйісу беті ені шамалы екі ұзына келген төртбұрыш немесе бөсеңдеткіш бұрыштарына жасалған төртбұрышты төрт табан (платик) ретінде жасалынады (12.8-сурет).



12.8 – сурет. Бөсеңдеткіш табандарының пішімі мен өлшемі

Бәсеңдеткішді тұрғыға бекітетін. Бөлігінің конструкциясы мен өлшемдері 12.9-суретінде берілген.



12.9 –сурет. Қораб табаның орындалу ерекшелігі

Тұрғыға бекітетін винттер арнайы жасалған ойықтарға ($h_0 = 2,5d$) орналасады, олардан өлшемі мен саны өсаралық қашықтыққа, ал көпсатылы бәсеңдеткіштер үшін өсаралық қашықтықтардың қосындысына байланысты (12.5-кестесінен) алынады

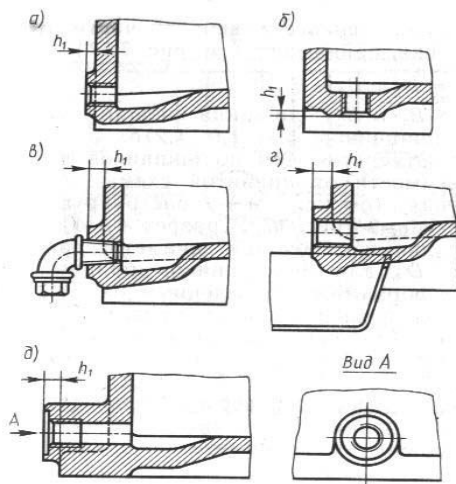
12. 5-кесте

Б ә с е н д е т к і ш т е р

Бір сатылы			Екі сатылы			Үш сатылы		
a	d	n	Σa	d	n	Σa	d	n
100...150	M14	4	250...350	M 16	4	400...500	M 20	6
200...250	M 16		400	M 20	6	600	M 24	8

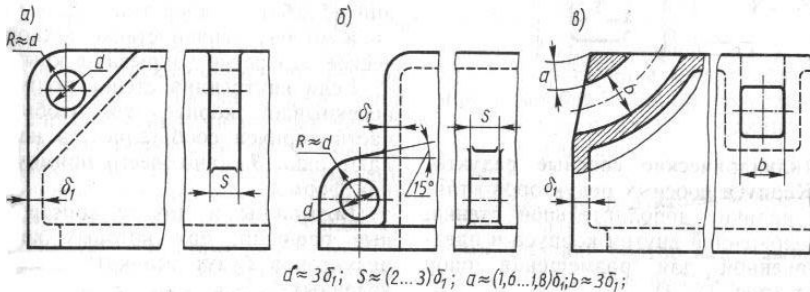
Мүмкіншілік болса бәсеңдеткішді тұрыққа төменгі жағынан, табанының астынан бекітеді.

Бәсеңдеткіштердің майын ауыстыру үшін арнайы бұрандасы бар тығынға арналған тесік жасалынады (12.10-сурет), май толығынан ағып шығуы үшін бәсеңдеткіш табанын аздаған көлбеулікпен жасаған жөн (10..20) және шығыңқы жерінің өлшемі: $h_1 = 0,5 d$ шамасында қабылданады. Тесікті бекітетін тығындардың конструкциясы (11.5-суретінде) берілген. Бұл тығындардың ішінде қолайлысы конус тәрізді тығындар, олар қосымша нығыздағышты керек етпейді.



12.10 – сурет. Май ағызатын тесіктердің орналасуы

Бәсеңдеткіштерді көтеруге арналған арнайы ілмекке тесігі бар құймалар қалдырылады. Олардың конструкциясы мен өлшемдері (12.11-суретінде) көрсетілген.



12.11 – сурет. Көтеруге арналған ілмектер

Цилиндрлі сәйкес өсті (соосные) бәсеңдеткіштер қорабы. Сәйкес өсті бәсеңдеткіштердің кіреберіс және шығаберіс біліктерінің өстері бір түзуде орналасады.

Цилиндрлі бірөстік бәсеңдеткіштер қорабындағы ерекшелік, олардың ішінде мойынтірек орнатылатын арнайы тірек жасалынады (12.12-сурет), оның жоғарғы ені $b = B_1 + B_2 + (1,1 \dots 1,2)\delta$.

Тірек өлшемдері мойынтірек ұясының өлшеміне сәйкес жасалынады (жоғарыда көрсетілген). Тірек қорабтың қосымша қабырғалары арқылы ұсталынады және олар ажырау жазықтығынан $h = (0,4 \dots 0,5)\delta$ қашықтықта орналастырылады (12.12-сурет).

Бұл тіректерге орналасқан мойынтіректердің қақпағы жоғары жағынан болтпен немесе шпилкамен бекітіліп, екі конусты штифпен центрленеді. Мойынтіректің сыртқы сақинасы орналасатын дөңгелектің шеңберінің центрі, мойынтірек центрімен сәйкестендіріледі, себебі шеңбер екі жарты шеңберден құралған.

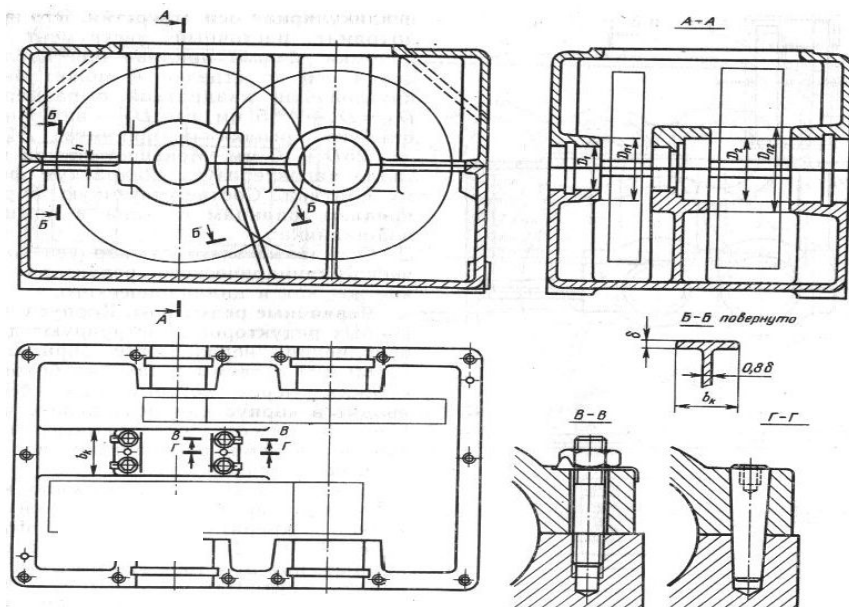
Қуаты үш арнамен берілетін сәйкес өсті бәсеңдеткіштер үш бөлшектен құралады. Жинау, құрастыру жұмыстарының талабына сай қорабқа екі жақ бүйірінен қақпақтар кигізіледі (12.13-сурет), винт диаметрі өсаралық қашықтыққа байланысты, егер $a_w - 80\text{мм}$ -ге дейін болса $d = 8\text{мм}$, ал одан жоғары болса $d = 10\text{мм}$ алынады. Винттер ара қашықтығы $lv = 10d$. Штифтер диаметрі $d = (0,7 \dots 0,8)\delta$. Мойынтірек ұяларының және басқа өлшемдері жоғарыда көрсетілгендей белгіленеді.

12.3. Конустық және конусты-цилиндрлі бәсеңдеткіштердің қорабы

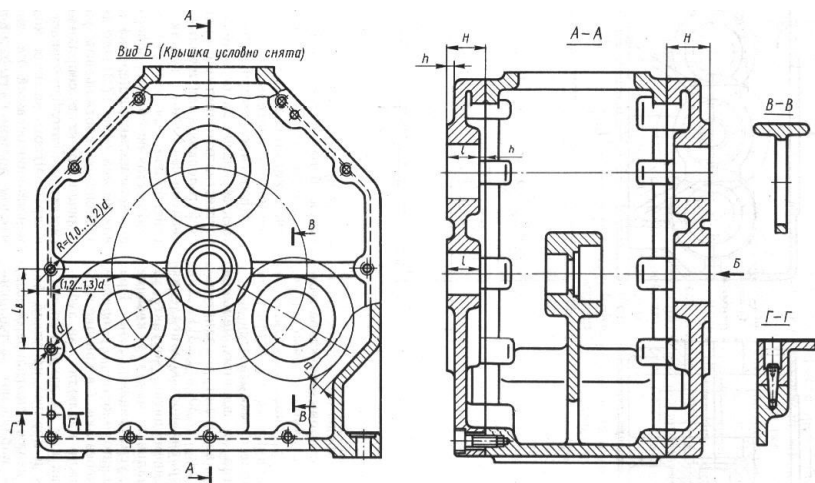
Бұл қорабтардың ерекшеліктері кіші конусты тісті дөңгелек пен мойынтіректер, оны ұстап тұратын төсем (стакан) орналасатын арнайы бөлек (прилив) жасалынуы қажет (12.14-сурет). Суретте көрсетілген фланецтер өлшемі:

$$Dф = Dс + (4...5) \text{ мм} \quad Dф = 1,25 D + 10 \text{ мм.}$$

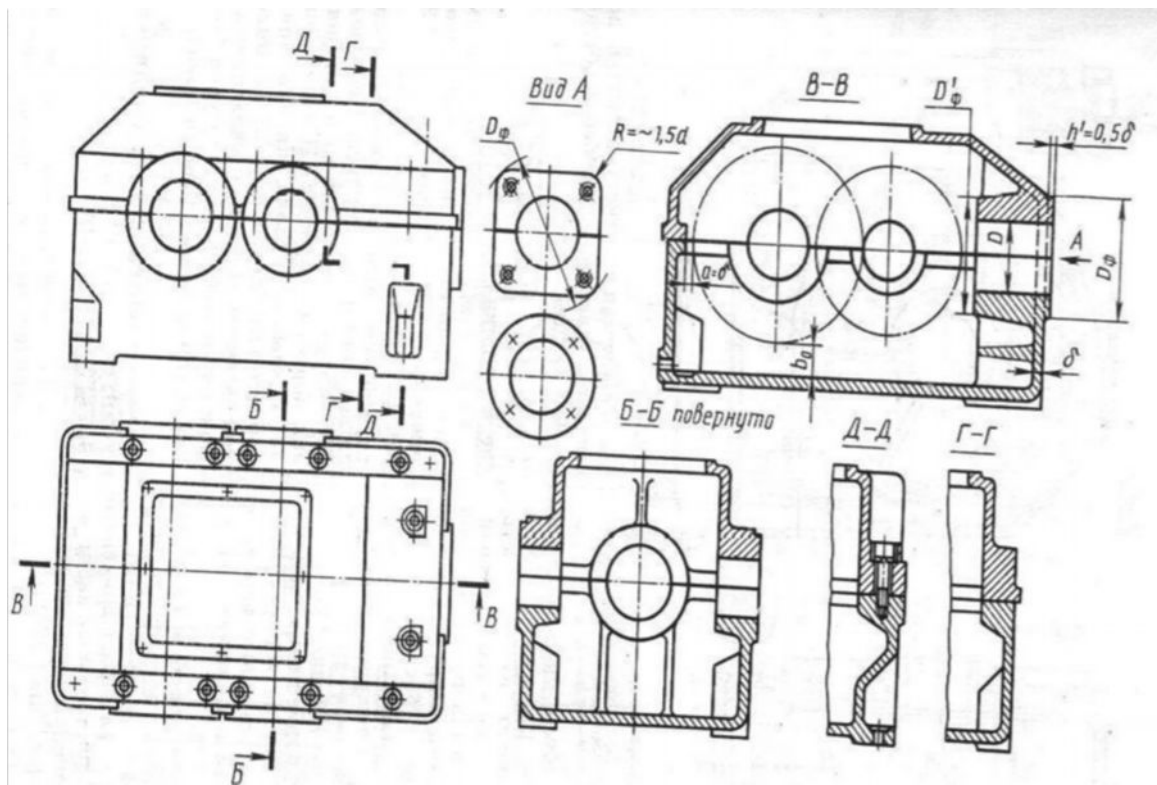
Конустық немесе конусты-цилиндрлі бәсендеткіштердің қораптарының басқа өлшемдері цилиндрлі бәсендеткіштердің қораптарына сәйкес алынады.



12.12 – сурет. Сәйкес осьті бәсендеткіш қорабы



12.13 – сурет. Үш арналы сәйкес осьті бәсеңдеткіш қорабы



12.14 – сурет. Конустық бәсеңдеткіш қорабы

12.4. Бұрамдық бәсеңдеткіштердің қорабы

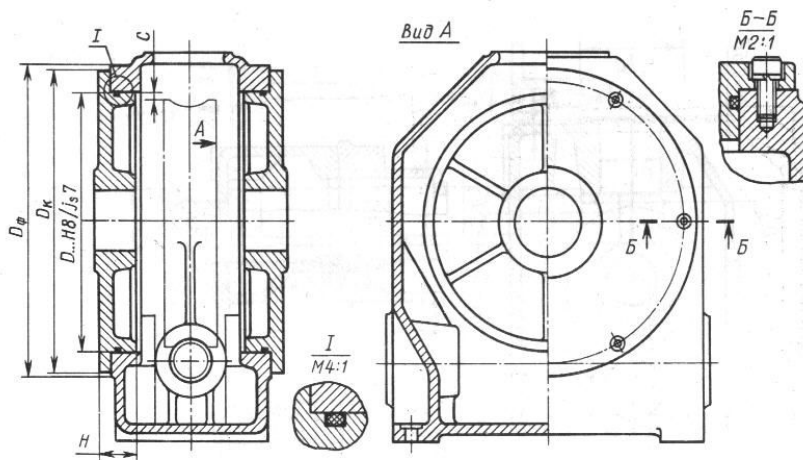
Бұрамдық берілістерінің өсаралық қашықтығы 160 мм-ден аз болса (a_w , 160 мм), олардың көлемі ықшамды келеді, бұл жағдайда қорабтың екі жақ бүйірінен қақпақ жасалынып, мойынтіректер (12.15-сурет) сонда орналастырылады. Қақпақ диаметрі ауыспалы қондыру тәсілімен қондырылады: H8/js7. Оларды қорпусқа бекітетін винттер диаметрі жоғарыда көрсетілген үш ағымды бірөстік бәсеңдеткішіне сәйкес алынады:

$$a_w = 100...125; d = 8 \text{ мм}; a_w = 140...160; d = 10 \text{ мм}.$$

Винттер арақашықтығы: $l_B \sim 10d$. Мойынтіректің сыртқы сақинасы отыратын тесік диаметрі: $D = d_{am2} + (2...5) \text{ мм}$.

Басқа өлшемдері құрылымдық үйлесімге сай алынады:

$$H \geq 0,1 D_k; \quad D_f = D_c + 4...5 \text{ мм}; \quad D_k = D + (4...4,4) d.$$



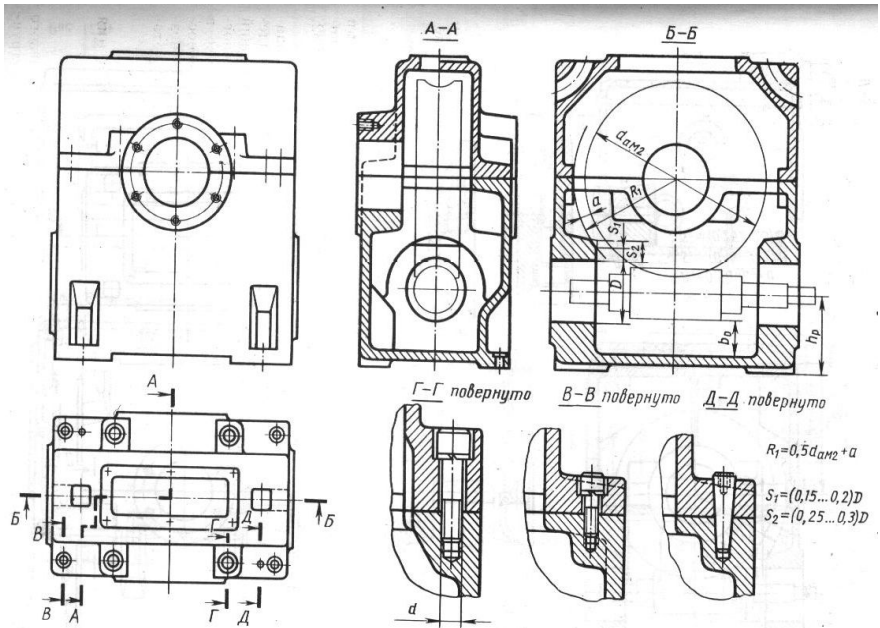
12.15 – сурет. Бұрамдықты бәсеңдеткіш қорабы

Бұрамдық дөңгелегінің астында және үстінде орналасқан бұрамдық бәсеңдеткіш қорабының құрылымы (12.16 және 12.17)-суреттерінде көрсетілген. Олар негізінде қорабтан және қораб қақпағынан тұрады.

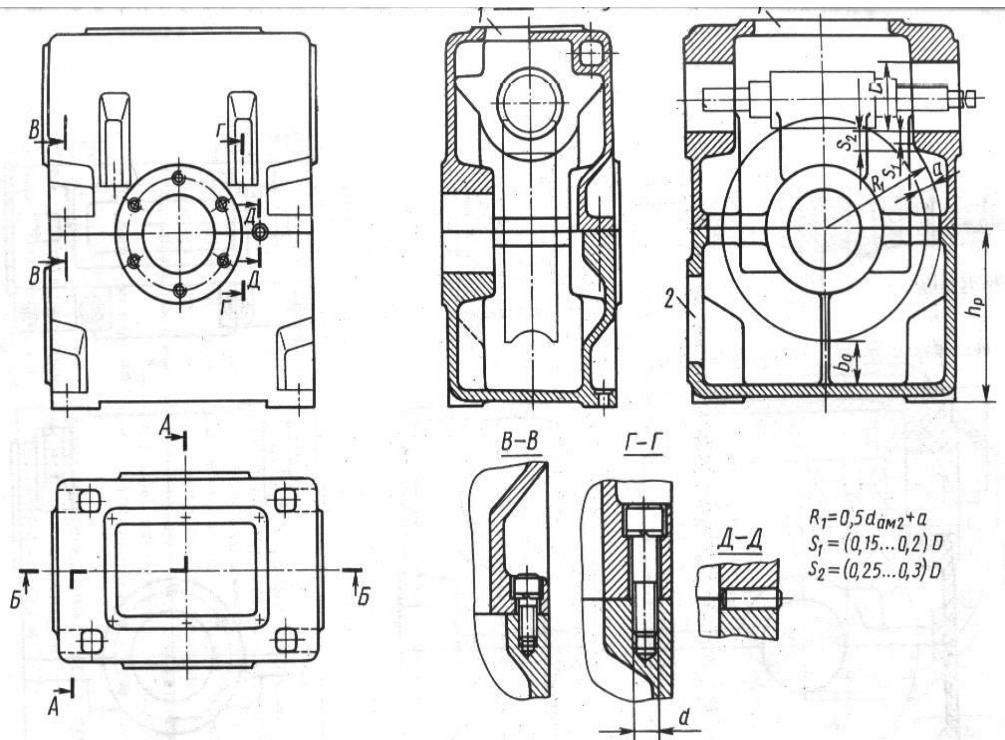
Дөңгелек пен қораб аралығы эскиздік компоновкада алынған мөлшерде белгіленеді (a , b_o), дегенмен $b_o \geq 6m$ болуы қажет.

Мойынтірек ұясының қалыңдығы: $S_1 = (0,15...0,2) D$ және $S_2 = (0,25...0,3)D$. Бұрамдық неғұрлым қатаң болу үшін, оларға орнатылған мойынтіректер арақашықтығы мейлінше аз болғаны жөн.

Бұрамдық төмен орналасқан бәсеңдеткіштердің, олардың орнатылу жазықтығынан бұрамдық өсіне дейінгі қашықтық бәсеңдеткішқа қосылатын механизмдердің (электроқозғалтқыш, муфта, және т.б.) өлшемдерімен үйлесімді белгіленеді.



12.16 – сурет. Бұрамдықғы төмен орналасқан бәсеңдеткіш қорабы



12.17 – сурет. Бұрамдықғы жоғары орналасқан бәсеңдеткіш қорабы

13. МАЙЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫ МЕН НЫҒЫЗДАУЫШТАР

13.1. Тісті және бұрамдық берілістерді майлау

Майлаудың неге қажет екені белгілі, олар кедергі күшін азайтып, жанасатын беттердің тозуын кемітеді. Сондай-ақ, майлар беттердің бір-біріне жабысып қалмауын камтамасыз етеді, оларды тот басудан қорғайды және үйкелістен пайда болғанқызуды кемітеді. Жабық тісті берілістер қорабқа құйылған сұйықмайға малыну арқылы майланады. Бұл әдісті тісті дөңгелектердің шеңберлік жылдамдығы: 0,3...12,5 м/с аралығындыболған жағдайда қолдануға болады. Майдың тұтқырлығын тісті дөңгелектің жылдамдығы жоғарылаған сайын азайтып, ал жанасу кернеуін өскен сайын көбейткен жөн, осыған орай майлардың түрі жылдамдық мен жанасу кернеуінің шамасына байланысты алынады (13.1- кесте).

13.1- кесте

Майлардың кинематикалық тұтқырлығын таңдау

Берілістер	Жанасу кернеуі, МПа	Кинематикалық тұтқырлық Жылдамдыққа байланысты, м/с		(10^6 м/с)
		2- ге дейін	2...5	5 тен жоғары
Тісті берілістер үшін $t=50^{\circ}$ C	600-ге дейін	34	28	22
	600...1000	60	50	40
	1000...12000	70	60	50
Бұрамдық берілістер үшін $t=100^{\circ}$ C	200-ге дейін	25	20	
	200...250	32	25	
	250...300	40	30	

13.2- кесте

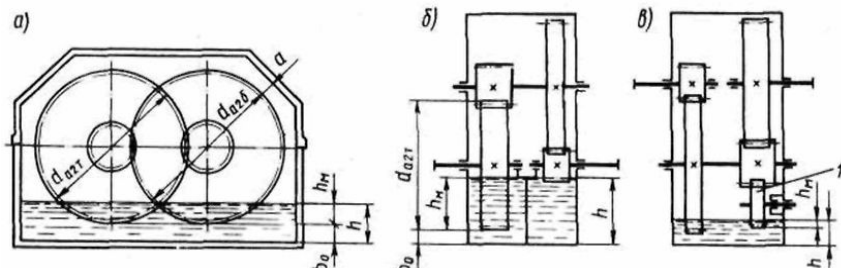
Майлардың түрін таңдау

Берілістер	Майдың кинематикалық тұтқырлығы (10^{-6} м ² /с)	Майлардың түрі
Тісті берілістер $t=50^{\circ}$ C	17...23	И - 20А
	28...33	И - 30А
	35...45	И - 40А
	47...55	И - 50А
	65...75	И - 70А
Бұрамдық берілістер 20,5 _t $t=100^{\circ}$ C	Авиациялық МС-20 52	Цилиндрлік 52

Егер берілістер күшті қызатын болса $t=100...130^0$ С, онда ЦИАТИМ-201 немесе ЛИТОЛ-24 майларын пайдалану қажет.

Тісті дөңгелектердің майға бату мөлшері олардың жылдамдығына тікелей байланысты. Екі сатылы бәсеңдеткішда шабан айналатын тісті дөңгелектің жылдамдығы 1 м/с - тен жоғары болса, майға тек сол дөңгелектің ғана малынуы жеткілікті, себебі айналу кезінде май жан-жаққа шашырап, басқа дөңгелектердің майлануын әамтамасыз етеді. Ал егер одан аз болса, екі сатының да тісті дөңгелектері майға малынуы қажет және тісті дөңгелектің малыну мөлшері h_m аралығында белгіленеді. Жылдамдық азайған сайын малыну деңгейін h_m - ді көбейтуге болады (13.1-сурет).

Бұрамдық берілістерді майлау, бұрамдық орналасуы мен жылдамдығына байланысты белгіленеді. Егер бұрамдықтер дөңгелектің астында орналасса майға малыну мөлшері $h_m=(0,2...0,5)d_1$, ал үстінде орналасса- $h_m=2,2m...0,25d_2$ аралығында белгіленеді. Конусты тісті дөңгелектерді майлауда олардың тістері толығынан майға малынғаны жөн.



13.1-сурет. Май деңгейі

13.2. Мойынтіректерді майлау

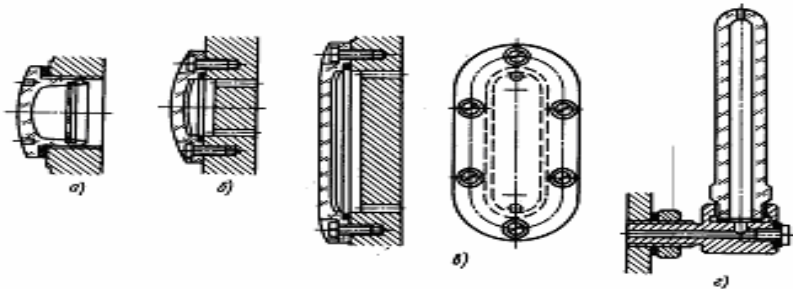
Мойынтіректер көбінесе қораптағы майлардың шашырандысымен майланады, бұл жағдай тек майға малынған дөңгелектің жылдамдығы-1 м/с- жоғары болғанда іске асырылады. Шашыраған май мойынтіректерге жақсы баруы үшін оларды қорабтың ішкі бетіне мейлінше жақын орнатады, кейде майлар жиналатын ойықтар мен қалақшаларда жасалынады (атласты қара).

Егер мойынтіректерді майдың шашырауымен майлауға мүмкіндік болмаса, онда оларды қою пластикалық маймен майлайды, бұл жағдайда, оларды ұстап тұратын арнайы саөина қойылады, қою май

солидол УС-2 (ГОСТ 1933-79) және консталин (ГОСТ 1957-73) пайдаланылады.

13.3. Майлау жабдықтары

Майлау жабдықтарына, оның деңгейін анықтайтын, оларды уақытқа байланысты ауыстырып отыруға арналған және майлардың шашырауымен ішкі қысымның өспеуін қамтамасыз ететін жабдықтар жасалынуы қажет. Май деңгейі көрсеткіштерінің құрылымы мен өлшемдері (13.2- суретінде), ал майларды ауыстыруға арналған тығындар (13.3- суретте) және ішкі қысымды теңгеруші тығындар (13.4- суретте) берілген.



13.2 – сурет. Май деңгейін көрсеткіштер

13.4. Нығыздауыштар

Нығыздауыштар қорабтың ішіне, мойынтіректерге сырттан шаң, тозаң, ылғал кірмеуді қамтамасыз етеді. Олар жұмыс істеу принциптеріне байланысты жанасушы, лабиринтті, саңылаумен орналасқан, центрден тепкіш және аралас принципті болып бөлінеді. Жанасып қызмет атқаратындарға манжетті нығыздауышы жатады. Оның негізгі түрі мен өлшемдері (13.2-кестесінде) берілген. Егер мойынтіректер қою пластикалық майланған жағдайда, оларды ашық жағын сыртқа қаратқан жөн, басқа жағдайларда ішіне қаратып орналастырады. Біліктің манжетпен жанасқан бетін шынықтырып, бет қаттылығы 40 HRC- ге жеткізіледі және мұқият таза өңделеді, ажарланады, бетінің кедір-бұдыр өлшемі $Ra < 0,32$ мкм және дәлдік шегі – h22 сәйкес болуы қажет. Сыртқы диаметр қондырылатын білектің өңдеу тазалығы

$R_a = 2,5$ мкм деп қабылданады. Лабиринтті нығыздауыштардың сақиналары айналу кезінде бірі- мен-бірі жанаспайды, аралығында саңлау қалдырылады. Осыған орай олар кез келген жылдамдықта жұмыс істей береді (13.5- сурет) . Лабиринтті ны- ғыздауыш өстік, радиалдық болып жасалынады. Центрден тепкіш және аралас нығыздауыштардың құрылымы (13.6 – суретте) көрсетілген, сондай-ақ кейінгі кезде кеңінен қолданып жүрген нығыздауыштар (13.7 – суретте) берілген.

Сондай-ақ, нығыздауыштың ең қарапайым түрлері де пайдаланылады. Ол мойынтірек қақпағшасына жай оймалар салынып, арнайы қуыстар жасалынып, олар пластикалық маймен толтырылады.

Бұл нығыздауыштар мойынтіректі сыртғы тозаңдар мен ылғалдықтан қорғайды. Егер мойынтіректер сұйық маймен майланса, онда өсымша ойық жасап, жиналған сұйық майды арнайы тесік арқылы қорабқа қайтарады.

Оймалар өлшемі: d...20...50	50...80	80...120
в.....2	3	4
в ₀ ...4...5	6...8	10...12 .

Кейінгі кезде мойынтіректер сұйық маймен майланса бүйір (торцевые) нығыздауыштар кеңінен пайдаланып келеді (13.12.- сурет). Олар дөңгелек резина (4) мен сақиналардан (1,2) және қысып тұратын серіппеден (3) тұрады.

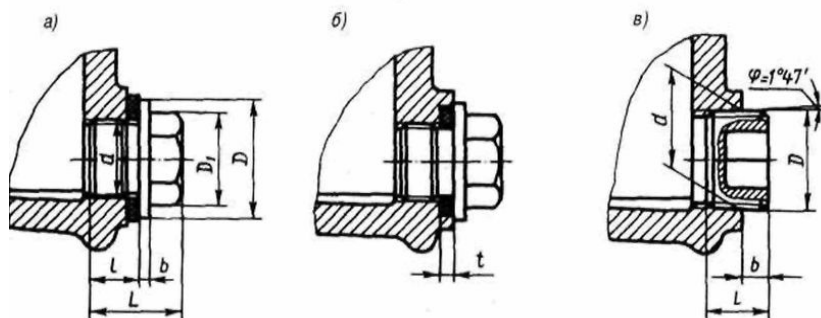
1- сақина антифрикциялық: АМС - 1, АГ - 1500 - СО5 немесе 2П - 1000Ф маркалы материалдан, ал 2 - сақина: 40Х, ШХ 15 маркалы болаттан жасалынады және беттік тегістігі- 0,16 мкм болуы қажет. Ойманың ені білік диаметріне байланысты алынады, егер:

$d = 20...40$ мм - $v = 3$ мм, $d = 40...80$ мм - $v = 4$ мм,

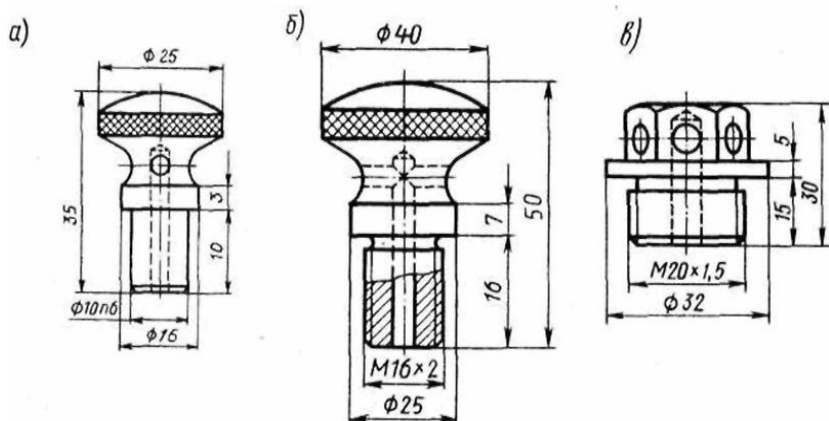
$d > 80$ мм - $v = 5$ мм.

Дөңгелек резина диаметрі = 4,6 мм, ал тесік диаметрі- қалыптанған сандар: R40 қатарынан алынады.

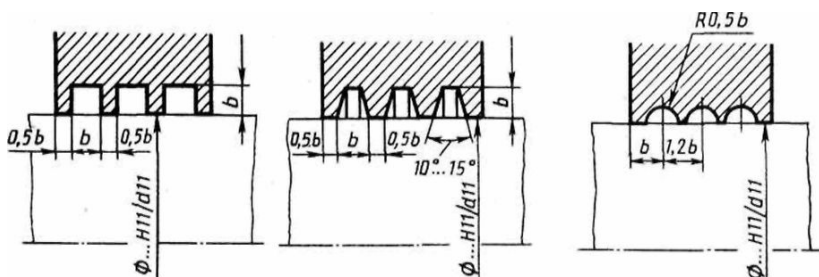
d	D	D_1	L	l	b	t
M16 × 1,5	25	21,9	24	13	3	1,9
M20 × 1,5	30	25,4	28	15	4	2,2



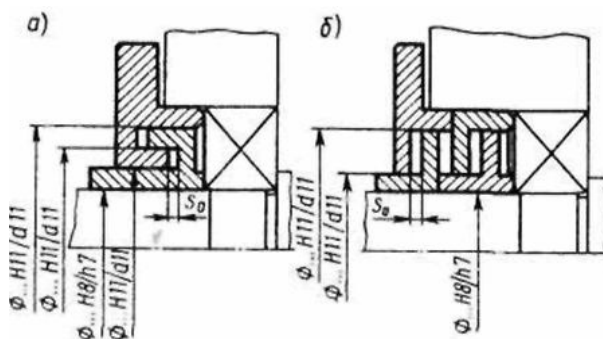
13.3-сурет. Майларды ауыстыруға арналған тығындар



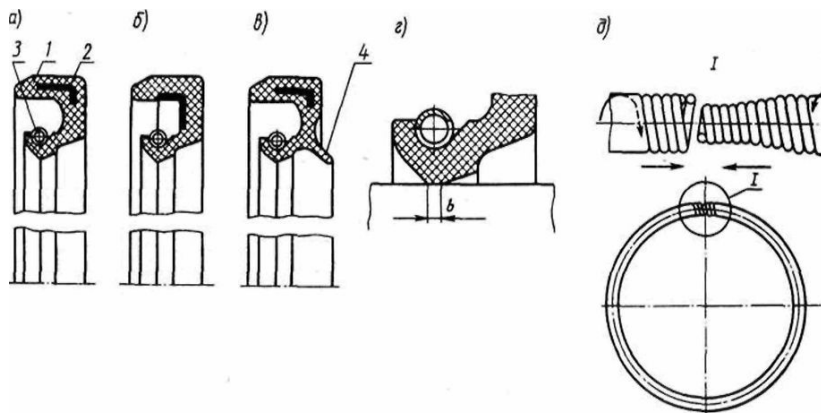
13.4-сурет. Ішкі қысымды теңгеруші тығындар



13.5-сурет. Лабиринтті нығыздауыш



13.6-сурет. Аралас нығыздауыш



13.7-сурет. Манжетті нығыздауыш

Сызба жұмыстары құрылымдық құжаттардың (конструкторская документация) бірінғай жүйесіне сәйкес орындалады, ал бұл жүйе (ЕСКД) сызба салуда қолданатын заңдылықтар мен ережелерді тағайындайтын стандарттардың жиынын құрайды.

Сызба жұмыстарына енетіндер:

- 1) тораптардың құрылымы бәсеңдеткіш, беріліс қораптары, және т.б. қондырғылар;
- 2) құрылымға енетін машина бөлшектерінің жұмыстық сызбасы;
- 3) жетектің, тораптың немесе қондырғының жалпы көрінісі; орналасатын негіздің құрылымы (пісіріп қосылған рама немесе құйылған тұрғы); есептеу алгоритмдері мен арнаулы графиктер.

14. ЖОБАЛАУ ЖҰМЫСЫНЫҢ СЫЗБАЛАРЫН ЖАСАУ.

14.1.Тораптар құрылымының сызбасы

Тораптар немесе жиналған бірлік (сборочные единицы) деп өзінше белгілі жұмыс істей алатын бөлшектер бірлігін атайды.

Курстық жобалау жұмыстарында жиі кездесетін тораптарға бәсеңдеткіш мен беріліс қораптары және варианттар жатады. Олардың сызбасы 1:1 немесе 1:2 масштабымен кем дегенде екі проекциялық көрінісі берілуі қажет.Бұл жағдайда көрінбей қалған немесе масштабына байланысты құрылымы жақсы белгіленбеген бөлшектердің элементтерің сызбасы бөлек тілме (разрез) немесе көрініс ретінде көрсетілуі қажет. Оларға май деңгейін көрсеткіш, май құю және ағызу тесіктері мен тығындары, қалпақшалары және т.б. жатады.

Бұл сыздада құрылымның төменгі негізгі өлшемдері көрсетілуі қажет.

1. Тұлға өлшемдері (габаритные): биіктігі, ені, ұзындығы біліктердің шығыңқы жерлері қоса көрсетіледі.

2. Құрастыруға, біріктіруге және қабылдауға қажетті өлшемдер, оларға төменгілер жатады.

2.1. Дәлдік шегі белгіленген біліктер: өстер ара қашықтығы және негізгі есептелінген өлшемдер; тісті іліністердің моделі, тістер саны, тістер көлбеулігі, бұрамдық орам саны, конусты тісті дөңгелектер-әін бөлгіш диаметрі және т.б.

Берілістердің біліктер ара қашықтығының ауытқу шегінің шамасы (14.1 ...14.3 – кестелерінде) берілген.

2.2. Негізге (фундаментке) бекіткен болттар арақашықтығы және олардың диаметрі, жанасу беттерінің (негізбен) өлшемдері, біліктің

14.1- кесте

Тісті берілістердің Өсаралық қашықтықтарының ауытқу шегі,
микронмен алынған ГОСТ 1643-81

Түйісу түрі	Өсаралық қашықтық, мм					
	180 дейін	80 ... 120	120...180	180...250	250...315	315...400
С-азай-тылған	35	45	50	55	60	70
В-катысты	60	70	80	90	100	110
А-қобей-тілген	90	110	125	145	160	180

14.2-кесте

Конустық тісті берілістің Өсаралық қашықтығының ауытқу шегі мкм, ГОСТ 1758-81

Дәлдік дәрежесі	Орташа конустық қашықтық, мм		
	50 дейін	50 ... 100	100 ... 200
6	12	15	18
7	18	20	25
8	28	30	36
9	45	45	55
10	75	90	120

14.3-кесте

Бұрамдық берілістердің Өсаралық қашықтығының ауытқу шегі, мкм ГОСТ 3675-81

Дәлдік дәрежесі	Өсаралық қашықтықтар, мм					
	80 дейін	80 ... 125	125...180	180...250	250...315	315...400
6	28	32	38	42	45	50
7	45	50	60	67	75	80
8	71	80	95	105	110	125
9	110	130	150	160	180	200

10	180	200	220	260	280	300
----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

шығып тұрған ұшынан бекіту болттарының өстеріне дейінгі қашықтық.

2.3. Негізге қойылған беттен тірек немесе табан, кіреберіс және шығаберіс біліктер өстеріне дейінгі қашықтық.

2.4. Кіреберіс және шығаберіс біліктерінің шығу ұштарының диаметрі, ұзындығы, сына қойылатын оймалар немесе шлицтік белгілер, ал егер бұранда болса оның диаметрі көрсетілуі қажет.

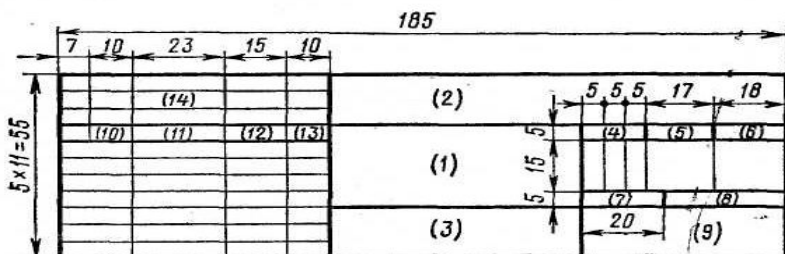
3. Қондыру, орналастыру өлшемдері: тісті дөңгелектердің мойынтіректер мен төлкелердің-білікке; қақпақтар мен мойынтіректің сыртқы сақинасының тұрғыды (корпуска) орналасуы көрсетіледі.

4. Жылжымалы бөлшектердің (сырғыма, рычагтар, басқару жетектері) қозғалу мөлшері, өстік саңылаулар мен өлшемдер тізбегіне енетін өлшемдер көрсетіледі.

5. Тораптардың техникалық сипаттамасы: жалпы беріліс саны, қуаты, күш моментінің шамасы, дәлдік дәрежесі және т.б. Сызбаның оң жақтағы төменгі бұрышына негізгі жазу орналастырылады, 14.1 – сурет.

Спецификация СТ СЭВ 2516-80 стандарты бойынша жеке құжат ретінде А4 форматқа жасалынады. Олардың құрамына енетін көрсеткіштер төменгі ретпен көрсетіледі; құжаттар, құрастыру бірлігі, бөлшектер және стандартталған бұйымдар.

Белгіленуі деген бағанаға (графаға) берілген жобалау жұмыстың тапсырма нөмері, варианты, одан арғысы торапқа енетін құрылымдар, мысалы: 1-бәсеңдеткіш, 2-негіз, тұрғылық рама немесе плита, 3-қосу муфтасы және т.б. болып жалғаса береді. 1-ден 9-ға дейін, ал одан кейін құрастыру бірлігіне енетін құрамды жиналған бөлшектер: 1-бұрамдық дөңгелегі, 2-май деңгейін көрсеткіш, 3-пісіріп қосылған тұрғы, және т.б. басқалар, соңында бөлшектер реттілігі көрсетіледі. Жетектің жалпы көрінісі мен бәсеңдеткіштер үшін жасалған специфика үлгісі (14.4- кестесінде) көрсетілген.



14.1-сурет.Негізгі жазу

14.4 – кесте

Жетек спецификасы

6	6	8	60	73	10	22
			Белгіленуі	Атауы	Саны	Ескерту
			ДМ16-02.00.00 ҚС	Құжаттар Құрастырушы сызба- жалпы көрінісі	1	
			ДМ16-02.00.00 ТЖ	Есептеу түсіндірме жинағы	1	
		1		Құрастырылған бірліктер		
		2	ДМ16-02.10.00	Бөсендеткіш	1	
		3	ДМ16-02.20.00	Муфта	2	
		4	ДМ16-02.30.00	Рама, тұрғы	1	
			ДМ16-02.40.00	Конвейер барабаны	1	
				Бөлшектер		
			ДМ16-02.00.01	Төсем	4	
				Стандартталған		

				бұйымдар					
				Болт ГОСТ 7798-70:	8				
				М 10×45.56.05	4				
				М 30×110.56.05	1				
				Муфта 125-28-1					
				УЗ ГОСТ 2124-75					
				Двигатель 4А 10052УЗ					
				ГОСТ 19523-81	1				
	Аты, әкесі-нің аты	Қолы	Мезгіл	ДМ16-02.00.00 ҚС					
Студент				жетек	Лит			Бет	Бет саны
Жетекші			0		5	5	17	18	
Тексеруші									
Қабылдаушы					ҚазҰТУ				
17	23	15	10	70	50				
185									

Бәсеңдеткіштің спецификасы да осылай құрастырылады: Мысалы, бұрамдықты бәсеңдеткіштің спецификациясы былай көрсетіледі:

Құжаттар

ДМ16-02.10.01 ЖК «Бұрамдық бәсеңдеткіш», жалпы көрінісі
 ДМ16-02.10.02 СА «Алгоритм схемасы»

Құрастырылған бірліктер

ДМ16-02.11.01 Қр «Бұрамдық дөңгелегі», құрастырылған
 ДМ16-02.12.01 Қр «Сыртқы ауамен қосқыш», құрастырылған
 ДМ16-02.13.01 Қр «Май деңгейін көрсеткіш», құрастырылған

Бөлшектер

ДМ16-02.10.11	Білік
ДМ16-02.10.12	Төлке
ДМ16-02.10.13	Бұрамдық және т.с. секілді жалғаса береді.

Стандартталған бұйымдар

Болт М12×20.69 ГОСТ 7798-70

Винт М10×18.66 ГОСТ 1491-72

Мойынтірек 208 ГОСТ 8338-57 және т.с. кете береді.

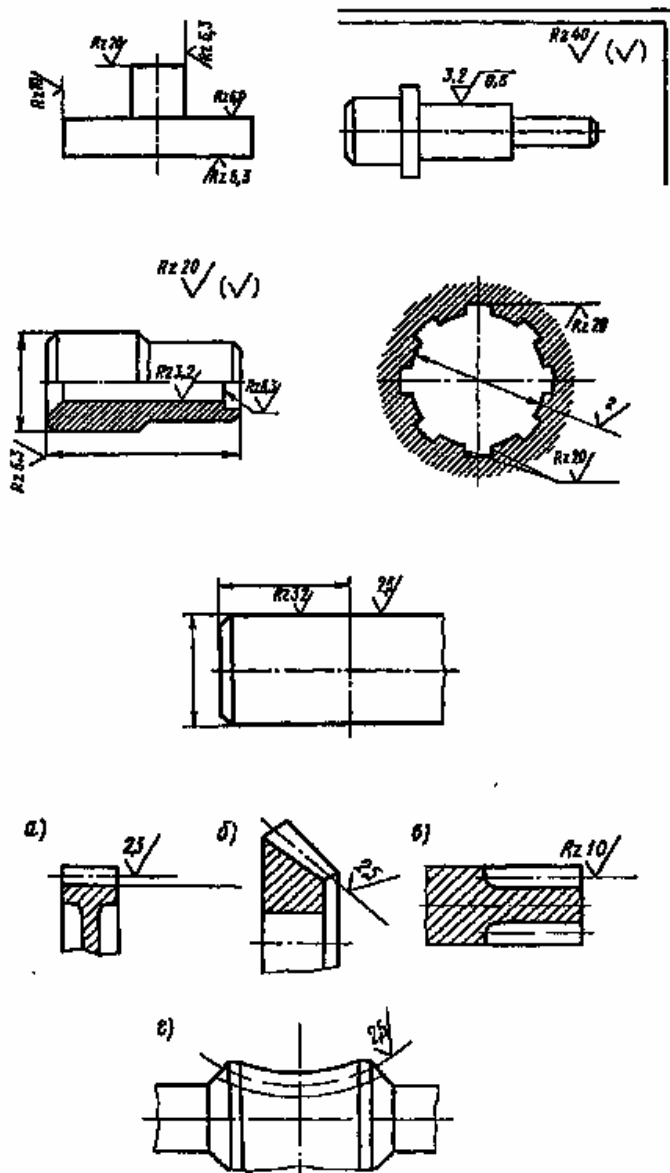
Құрастыру және жұмыс сызбалары белгісі масштабпен А1 ... А4 форматқа салады. Форматтың төменгі оң жақ бұрышына негізгі жазу, ал оның жоғарғы жағына техникалық нұсқаулар жазылады. Негізгі жазуда бөлшектер мен құрастырылған бұйымның атауы көрсетіледі, ал бұйымның материалы көрсетілген графа толтырылмайды.

14.2. Жұмыс сызбаларына қойылатын талаптар

1. Жалпы талаптар.

1.1. Кескін, қима және тілік сандары мүмкіндігінше аз болғаны жөн, жұмыр бөлшектердің (біліктер, өстер, муфталар) бірақ кескіні көрсетіліп, тиісті қима мен тіліктер беріледі.

1.2. Жұмыс сызбаларында бөлшектердің пішіні, тұрпаты, өлшемі, олардың ауытқу шектері, бет бедерінің шамасы (14.2-сурет), материалы және олардың өңдеу тәсілдері, бет қаттылығы туралы және т.б. мәліметтер толық берілуі қажет.



14.2 – сурет. Бөлшектер беттерінің тазалығын белгілеу

1.3. Құрылымның бір элементінің өлшемі бір жерде көрсетілгені жөн және бір көрсетілген өлшем екінші рет қайталанбауы керек.

1.4. Ұсақ көрсетілген ойықтарды, бедерлер өлшемдерін жалпы тізбекпен көрсететін өлшемдерге қоспай, оларды іріленген масштабпен салып, бөлек көрсетеді.

1.5. Бөлшектердің жұмыс сызбалары жеке-дара белгілі формат қа сызылады және ол форматқа да жоғарыда көрсетілгендей негізгі жазу орналасады.

2. Өлшемдердің ауытқу шектері.

2.1. Сызбада көрсетілген барлық өлшемдердің ауытқу шектері көрсетіледі. Тек қана дәлдігі төмен ұзындық өлшемдерінде ғана көрсетілмейді, бұл жағдайда техникалық шартта «көрсетілмеген ауытқу шамасын тесіктер үшін – t , біліктер үшін $+t$, ал басқа бөлшектерде $\pm t/2$ шамасында алу қажет» - деп жазып көрсетеді.

Дәлдік шегінің шамасы 14.5-кестеде көрсетілген.

14.5-кесте

Дәлдік шегі t -ның шамасы (СТ СЭВ 302-76)

Дәлдік дәреже	Өлшемде аумағы, мм				
	3 дейін	3 ... 6	6...30	30...120	120...315
Дәлдігі жоғары	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4
Орта дәлдікті	0,2	0,2	0,4	0,6	1,0
Дәлдігі төмен	0,3	0,4	1,0	1,6	2,4
Дәлдігі өте төмен	0,3	1,0	2,0	3,0	4,0

2.2. Өлшемдердің дәлдік шегі төменде көрсетілген белгілердің біреуімен көрсетіледі: дәлдік шегін анықтайтын қондыру белгісімен; мысалы 60H7; ауытқу шектерін нақты көрсетумен $60 + 0,030$; екеуін қоса көрсетсе де болады $18P - 0,018$

0,045.

Бірінші көрсету өлшемі стандартталған сандар шамасына сәйкес қабылданғанда, ал екіншісі оған сәйкес келмеген жағдайда, ал үшіншісі оған сәйкес келмеген жағдайда, ал үшіншісі аз қолданылатын (ұсынылмаған) қондыруларда белгіленгені жөн.

2.3. Бос өлшемдердің (бөлшектер жанаспаған жерде) ауытқу шектері де техникалық шартта көрсетіледі. Бұрандалардың ауытқуы құрастыру сызбасында көрсетілгендей белгіленеді: тесіктердегі

бұрандалар үшін: М16-2г, М32×1,5-2Н5С; ал білікке кесілген бұрандалар үшін; М16-2г, М32×1,5-2г.

Бөлшектердің номиналдық өлшемдерінің дәлдік дәрежесін стандарт бойынша 19 қвалитет арқылы анықтайды: 01, 0; 1; 2; 3; ...17. Қвалитет шамасы өскен сайын дәлдік дәреже азайып дәлдік шегінің аумағы үлкейеді. Олардың шамасын өңдеу мүмкіншіліктеріне байланысты 14.6-кестесінен қабылдайды.

14.6-кесте

Тетіктерді механикалық өңдеу кезіндегі дәлдік қвалитеттері

Мәханикалық өңдеу әдісі	Дәлдік қвалитеттері
Белгілеп бұрғылау, сүргілеу, алдын ала кесу	12 ... 13
Таза кесу, сүргілеу, алдын ала өңдеу	11
Нобай, үлгі бойынша бұрғылау	10 ... 11
Таза үнгілеу	8 ... 10
Алдын ала тазалап бұрғылау, алдын ала ажарлау	8 ... 9
Созып өңдеу, таза ажарлау	6 ... 8
Дәлдікпен кесу	6 ... 7
Тегістеп жалтырату, алмазбен өңдеу	5 ... 6

3. Бөлшектердің бет бедерлері (шероховатость). Бөлшектердің

өңдеуден кейін бет тазалығын олардың бедерлерінің, кедір-бұдырлардың шамасына байланысты анықтайды (ГОСТ 2789-73). Кедір-бұдыр шамасы Ra-мен, ал кейбір жағдайда биіктігімен де (сирек)-Rz, белгіленеді. Сызбаларда кедір-бұдырлар қағидамен белгіленеді.

Тісті және бұрамдық дөңгелектер керіліп қондырылатын жағдайда, олардың жанасу беттерінің кедір-бұдырларын тағы бір қосымша параметрмен белгілейді: t – бет бедерінің процентпен көрсетілген

салыстырмалы тірек ұзындығы. Мысалы, $R_a = 0,8$ мкм тең болған жағдайда:

$t_{60}^{0,8 50 \pm 10} \sqrt{\quad}$ - осы түрде көрсетуге болады.

Жоғарыда айтылғандай негізінен кедір-бұдыр R_a параметрімен көрсетіледі, R_z тек жанаспаған (бөлшектер бірімен - бірі қосылмаған). Және кесілмей өңделген беттер (құюдан, қысыммен өңдеуден кейін) үшін ғана пайдаланады.

Жұмыр немесе тесік бөлшектердің жанасу беттеріне қойылатын R_a -ның шамасы – 14.7 – кестеден, ал басқа жағдайларда 14.8 кестеден алынады.

14.7 – кесте

Біліктер мен тесіктер беттерінің кедір-
бұдырлық параметрі
 R_a -ның мәні, мкм

Өлшем дер аумағы	Тесік			Білік		
	Квалитеттер					
	7	8	9	6 , 7	8	9
18 ...	0	1	3	0	0	1
50	,	,	,	,	,	,
50 ...	8	6	2	4	8	6
120	1	1	3	0	1	1
120 ...	,	,	,	,	,	,
500	6	6	2	8	6	6
	1	3	3	1	3	3
	,	,	,	,	,	,
	6	2	2	6	2	2

14.8–кесте

Машина бөлшектерінің беттеріндегі кедір-бұдырлар шамасы
(ГОСТ 2789-73, СТ СЭВ 638-77) R_a б, мкм

Бет бедерлері:

1.Тісті және бұрамдық дөңгелектердің тістер бетінің кедір-аудырлар шамасы олардың кинематикалық дәлдігіне байланысты қабылданады: R_a

6-дәрежелі	0,4
7-дәрежелі	0,8
8-дәрежелі	1,6
9-дәрежелі	3,2.

Олардың бүйір бет жері егер біліктің немесе мойынтірек бедеріне тіреме орналасса:

$1/d < 0,8$	1,6
$1/d > 0,8$	3,2

Білік бедерлерінің бетінің кедір-аудыры да осы нұсқау бойынша алынады. 1 – күпшек ұзындығы.

2.Бұрамдық орамдарының беттік тазалығы кинематикалық дәлдік дәрежесіне байланысты қабылданады (6 ... 9): 0,2 ... 1,6

3. Кілтеклық оймалар мен дөңгелек тесіктерінде:

Жұмыс істейтін беттерінде	1,6
Жұмыс істемейтін беттерінде	3,2

4.Шлицтер беттері мен дөңгелек беттерінде:

жылжымалы болса	0,8
жылжымайтын болса	1,6

5.Біліктің нығыздағыштар жанасқан бөлігі 0,4

6.Ременді берілістің шкив беттері 3,2

Тістердің, орамдардың жұмыс істемейтін дөңестер беті, олардың жиектемелері және болттардың, винттердің қалпақтары мен гайкалар тірелетін беттер 6,3

4.Қыздырып немесе химиялық әдістермен өңдеуді белгілеу СТ СЭВ 367-76 стандарт бойынша жүргізіледі. Бөлшектің барлық беттері өңделетін болса, технологиялық шартта бірақ көрсетіледі:

HB 235 ... 265 немесе HB 250 ± 15.

ЖЖТ h1,8+0,2, HRC54 ... 60 немесе HRC 57 ± 3.

Ал, егер бөлшектің тек қана белгілі бір беті өңделетін болса, сол бетке тікелей көрсетіледі (14.2 сурет).

5.Пісіріп қосылған жапсарларды белгілеу, олардың түрлеріне орындалу әдісіне байланысты жүргізіледі (ГОСТ 2.312-72).

Жапсарларға тірелетін көрсеткіш сызық үстінде көрсетілген белгілер, жапсардың сол көрініп тұрған бетке орналасатынын білдірсе, астына орналасқан белгілер олардың қарама-қарсы бетінде орналасқанын көрсетеді.

1.Қосымша белгі, мысалы ---- жапсар үздіксіз тұйықталып орындалған;

Стандарт белгісі: қолмен пісірілгенде ГОСТ 11533-756, 11535-75, 5264-80, ал тоғыстырып пісірілгенде ГОСТ 15878-79.

Жапсар мен қосылатын бөлшектердің жиектерінің пішінін анықтайтын белгі, мысалы: тұйістіріп пісіргенде бөлшектер қалың-аығына байланысты $S=3... 60$ мм-С2, $S=2... 5$ мм-С7, $S=3... 60$ мм-С8 және С12 болып белгіленеді. Бөлшектердің жиектерінің өңделуі олардың қалыңдығына байланысты жүргізіледі. Бөлшектер бұрыштап қосылса: У4, айқастырып қосылғанда Н2, ал бір-біріне тік орналасса, (Т-әріпіне сәйкес) онда Т1 және Т3-пен белгіленеді.

4.Жапсар қимасы мен орындалу белгісі: $\Delta 3... 60$ мм-С23... 60 мм-С23... 60 мм-С2 3... 60 мм-С2 3... 60 мм-С2 3... 60 мм-С2 - бұрыштық жапсарлар үшін; /- жапсар үзілмелі немесе тізбектелген нүкте ретінде орындалған; Z - үзілмелі немесе шахмат торына сәйкес орналасқан нүкте ретінде орындалған жапсар және I – жапсар үздіксіз орындалған, бірақ тұйықталмаған деп түсіндіріледі

Сонымен, «ГОСТ 5264-80-Т3-Δ 8-50 Z 100» деген белгі:бөлшектер Т-әріпіне сәйкес орналасыпкетеді 8мм бұрыштық жапсармен үзілмелі қолмен пісіріліп қосылған.Үзілмелі жапсардың ұзындығы 50мм, қадамы 100мм деп түсіну қажет.

5. Техникалық шарттар мен өлшемдерді орналастыру айналмалы және жұмыр бөлшектердің (біліктер, тегерішті біліктер, бұрамдықтер, дөңгелектер, қақпақтар және т.б.) өстік өлшемдерін сызбаның астына, ал басқа шартты белгілері (базалық беттерге салыстырмалы ауытқулар) үстіне орналастырылады.

Техникалық шарттар негізгі жазудың үстіне орналасады және төменгі ретпен көрсетіледі.

1.Материалға, дайындамаға қойылатын талап қыздырып немесе химиялық өңдеу әдісі (НВ.....HRC).

2.Өлшемдерге түсіндірме: анықтама өлшемдер, жиектеу радиустары, бұрыштар, және.т.б.

3.Өлшемдердің көрсетілген шекті ауытқулары, көлбеулік, дисбаланс.

4.Беттердің тегістігін немесе өңдеуін анықтайтын шарттар.

14.3. Негізгі машина бөлшектерінің жұмыс сызбасын жасау

1. Біліктер, білікпен бірге жасалған тегеріштер және бұрамдықтар сызбасы.

Жұмыс сызбасында бөлшектерді дайындауға қажетті (кесуге, өндеуге, және т.б. технологиялық процестер) өлшемдер мен нұсқаулар толық беріледі. Өлшемдерін көрсетуде олардың дайындалу санына байланысты қалай шығарылатынын, атап айтқанда: даралап (индивидуальное), көптеп (серийное) және топтап дайындалу әдістері ескеріледі. Біліктер өлшемін шартты түрде жанасатын (тісті дөңгелек, мойынтірек, және т.б. орналасқан), тұрғалық (габариттік), координаты, тізбекті және бос деп ажыратуға болады. Ал өлшемдерді сызбамен көрсету үш түрлі жүргізіледі: тізбектеп, координатты әдіспен және аралас түрмен. Оларды орынды қолдана білген жөн.

Аз сериялы немесе даралап дайындалатын өндірісте бірліктер негізінен, әмбебап кесу станоктарында дайындалады және мойынтірек, дөңгелек және нығыздағыш (уплотнение) жанасатын жерлерін ажарлау қажет, бұл жағдайда өлшемдер аралас әдіспен көрсетіледі. Орта сериялы өндірістерде көшірме тұрғысы бар гидравликалық супорт жәрдемімен өңделуіне байланысты өлшемдерді тізбектеп көрсету ыңғайлы.

Көп сериялық өндірісте біліктер көп кескішті (многорезцовый) пайдалану арқылы өңделеді, онда координаттық әдіс пайдаланылады. Барлық жағдайда қосымша конструктор дайындаған беттер аралығы, мойынтіректер тірелетін бедерлер арақашықтығы белгілі ауытқумен немесе $h/12$ – көрсетіледі.

Сына орналасатын ойықтың барлық өлшемдері ауытқу шектерінен немесе қондыру белгісімен көрсетілуі қажет. Ол төменгі (14.9-кестесінде) көрсетілген. Сыналар білік жүйесіне байланысты қондырылады және олардың ұзындығының ауытқу шегі Н14-ке сәйкес орындалады.

14.9- кесте

Сына қосылыстарының өлшемдерінің ауытқу шегі (ГОСТ 23 360-78)

Сыналар	Ойық ені
---------	----------

	Біліктегі	Күшпектегі
ені h9 биіктігі h11 ұзындығы h14	Жылжымалы бос қосу H9 қалыпты қосылу N9 нығыздап, керіп қосу P9	D10 J,9 P9

Көбінесе біліктегі сына ойығының еніне-P9, тереңдігіне $-t+(0,1; 0,2)$ ауытқуы немесе ойық білік ұшында болған жағдайда $(d-t)-(0,1; 0,2)$ ауытқу шамалары тағайындалады.

Білік осі АВ мен белгіленіп, мойынтіректер, тісті және бұрамдық дөңгелектер, муфта, жұлдызша немесе шкив орналасқан беттерінің цилиндр пішінінен ауытқуы мен өстер сәйкестігі белгіленеді (14.3-сурет).

Ал нығыздағыш орналасатын бетке қойылатын талап, олардың радиалдық өлшем ауытқуы (радиальное биение) шектеледі. Осы айтылған ауытқу шектердің шамалары 14.10, 14.11 – кестелерінде берілген.

Мойынтірек пен тісті дөңгелектер орналасатын бетінің өстік сәйкестігіне қойылатын дәлдік шегі де кестеден анықталады және олардың дәлдік дәрежесі төмендегідей алынады:

радиалдық және радиалды – сүйеніш;

мойынтіректері үшін (1 топ) – 7 дәлдік дәреже;

радиалдық қысқа цилиндрлі роликті мойынтіректер – 6 (2топ) және конус роликті мойынтіректер – 5 дәлдік дәреже.

Тісті және бұрамдық берілістер үшін олардың кинематикалық дәлдік дәрежесі мен өлшеміне байланысты қабылданады.

14.10- кесте

Өстік сәйкестігіне қойылатын дәлдік шегі, мкм

Өлшемдер аумағы, μm	Өстік сәйкестігінің дәлдік дәрежесі				
	5	6	7	8	9

18 ... 30	10	16	25	40	60
30 ... 50	12	20	30	50	80
50 ... 120	16	25	40	60	100
120 ... 250	20	30	50	80	120

14.11- кесте

Өңделген беттердің білік өсіне параллельдік және тік (перпендикулярность) келу жағдайына қойылатын дәлдік шектері, МКМ

Өлшем аумағы	Параллельдік және тік түсу дәлдік дәрежесі					
	5	6	7	8	9	10
16 ... 25	4	6	10	16	25	40
25 ... 40	5	8	12	20	30	50
40 ... 63	6	10	16	25	40	60
63 ... 100	8	12	20	30	50	80
100 ... 160	10	16	25	40	60	100
160 ... 250	12	20	30	50	80	120

14.4. Тісті дөңгелектердің жұмыс сызбалары

Тісті дөңгелектердің сызбалары ГОСТ 2.403-75, СТ СЭВ 859-78 стандарты шартына байланысты орындалады. Олардың өлшемдерін көрсету жолдары 14.4 – суреттерінде берілген: барлық дөңгелектердің сыртқы өлшемдері мен жиектемелері (фаски), тіс бетінің кедір-бұдырлығы (шероховатость) көрсетіледі.

Тісті дөңгелектің сыртқы диаметрі – d мен ені – b өлшемдеріне h 12 – дәлдік шегін ұсынуға болады. Конусты тісті дөңгелектердің пішіні мен тұлға өлшемдері, сыртқы диаметрлері, тістер ені, тіс биіктігін қамтитын конустық бұрышы β , сыртқы қосымша конустық бұрыш ($90^0 - \beta$), бүйір базалық беттен конус төбесіне дейінгі қашықтық және анықтама өлшемдері беріледі.

Күпшекке кесілген сына оймасының еніне J_9 дәлдік шегін, ал $d+t$ өлшеміне $+0,1$ мм (һына қимасы 6×6 -ға дейін) немесе $+0,2$ мм (сына қимасы 6×6 -дан жоғары) шамасында ауытқу көрсетіледі. Жанасу және еркін (свободные) өлшемдердің ауытқу шамалары сол біліктікіндей алынады.

Пішініне және беттерінің өңделуіне қойылатын талаптар да біліктігіне ұқсас: тесіктерінің цилиндрлік дәлдік шегі $T \approx 0,3t$, мұнда t - тесіктің дәлдік шегі; параллельдік және перпендикулярлық дәлдік шегі T 13.11-кестеге сәйкес, ал симметриялық дәлдік шегі $T/4t$, t -сына енінің дәлдік шегі шамаларында белгіленеді.

Егер тістер бүйірі мойынтіректер үшін базалық бет болған жағдайда ғана (сақина арқылы тірелген жағдай) олардың барлық дәлдік шектері белгіленеді, ал басқа жағдайларда белгілемесе де болады, сондай-ақ, егер олардың бұрыштық жылдамдығы $n > 1000$ мин-1 болса, техникалық шартта мүмкіндік дисбаланс шамасы: «Дисбаланс.... г мм – нан аспасу қажет» - деп көрсетіледі.

Барлық тісті дөңгелектердің негізгі сипаттамалары үстінгі оң жақ бұрышқа орналасқан арнаулы кестеде беріледі (14.9 - сурет).

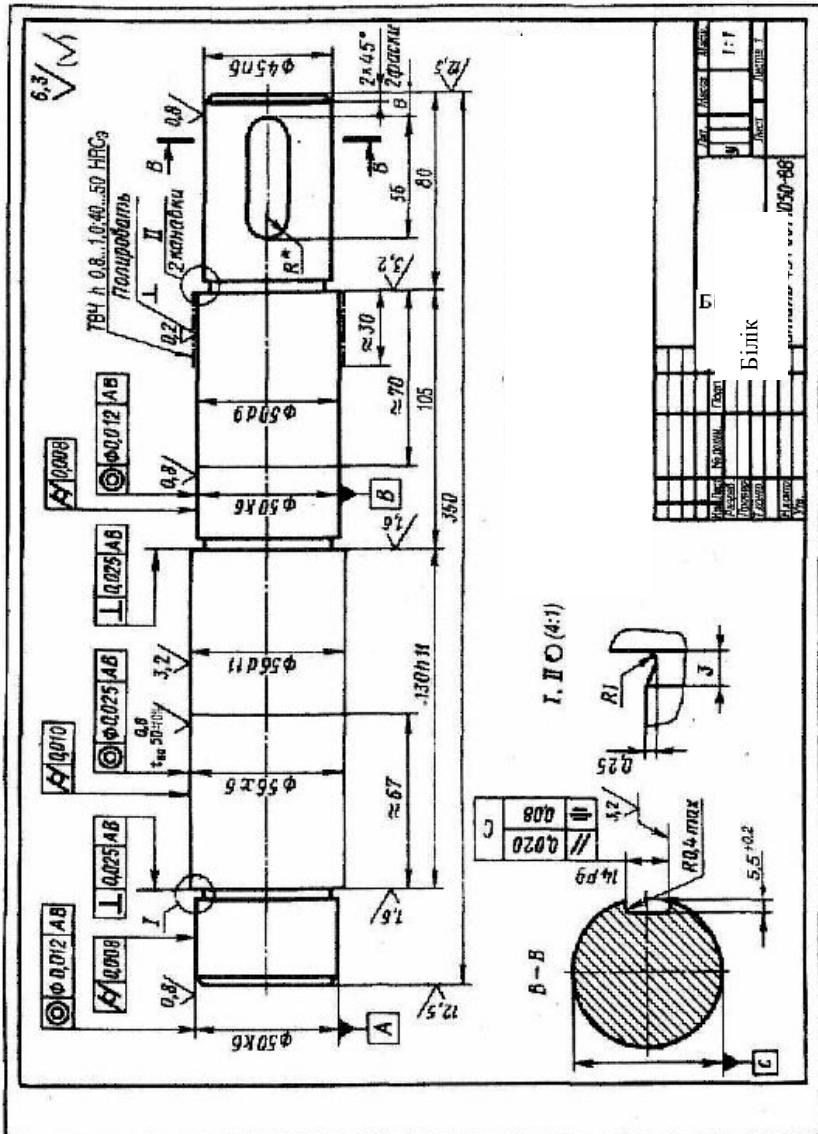
Сипаттамалар үш негізге байланыста беріледі: тістерді кесу шарттары; өлшемдерін тексеру жолдары – курстық жобалауда көрсетілмейді.

Кестенің бірінші бөлігінде цилиндрлік тісті дөңгелектер үшін: модулі – m ; тістер саны – z ; тістер көлбеулігі - β ; бағыты: оң, сол, айқас; кескіш пішіні ГОСТ 13755-81 стандартына сәйкес: түзету коэффициенті $-\chi$; ГОСТ 1643-81 стандартына сәйкес дәлдік дәрежесі мен жанасу түрі көрсетіледі.

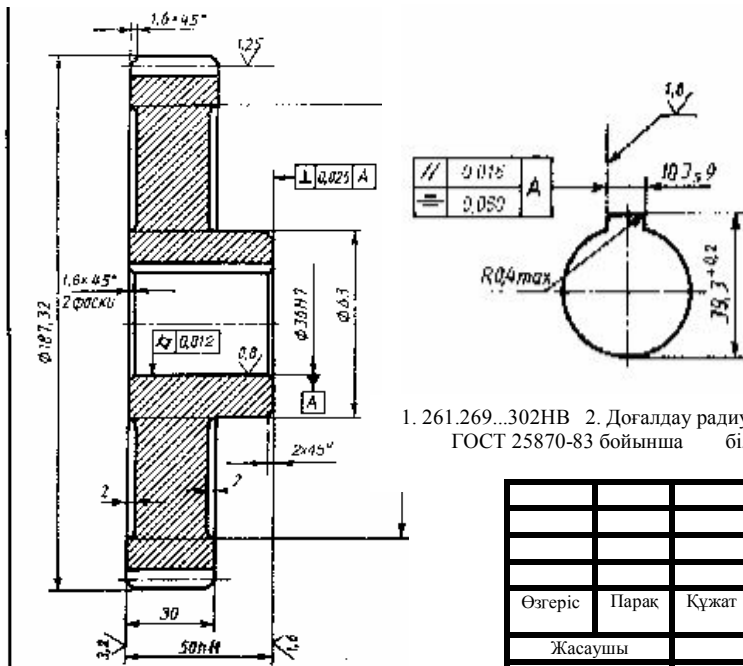
Конустық және бұрамдыкөті дөңгелектердің құрылымы 14.5-14.8 – суреттерде келтірілген.

Төсемдер мен қақпақтар, шкивтер мен жұлдызша және қораб негізінің сызбалары 14.9...14.13 – суреттерінде берілген.

Сондай-ақ, курстық жобаны жасауда жиі кездесетін құжаттарды және бәсеңдеткіштер мен олардың қорабтарының сызбалары 14.14...14.24 суреттерінде берілген



14.3 – сурет. Біліктер құрылымы



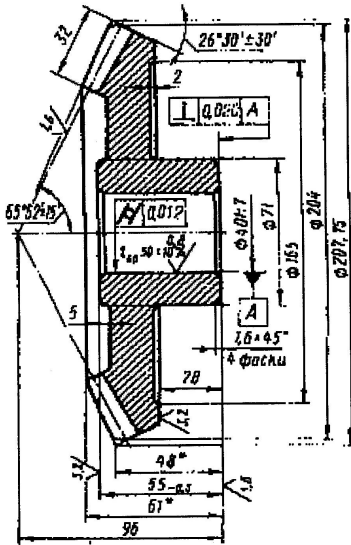
14.4 - сурет

Модуль	m	3
Тістер саны	z	58
Тіс сызығының бағыты	β	$16^{\circ}20'$
Кескіш өлшемдері	-	оңғы
Ығысу коэффициенті	-	ГОСТ 1375581
	X	0
Дәлдік дәрежесі	-	7-6-6-с
Бөлгіш шеңбер диаметрі	d	181.32

1. 261.269...302НВ 2. Доғалдау радиусы 1,6мм max 3. Көрсетілмеген шекті ауытқу шаларын ГОСТ 25870-83 бойынша біліктер үшін t_2 , басқа өлшемдерге $t_2/2$ қабылданын

Өзгеріс	Парақ	Құжат	Қол қою	Уақыты	Тісті дөңгелек	Лит.		Масса	Масшт.
						У			1:1
Жасаушы									
Тексеруші									
Т.Тексеру						Парақ		Парақтар	
Қ.Тексеруші									
Бекітуші									

Машина бөлшектері мен құрылымын ЭЕМ-де жобалау.

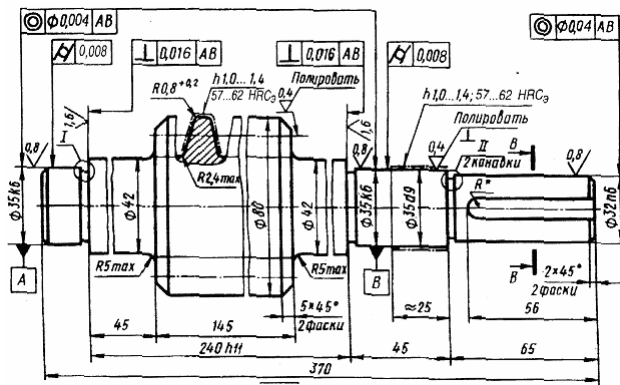


Орташа қалыпты модуль	m_n	4
Тістер саны	z	
Тістердің осьтік пішіне ГОСТ 19325-73	-	
Кескіш өлшемдері		
Ығысу коэффициенті		
Бөлгіш конустың бұрышы		
Дәлдік дәрежесі		
Осьаралық бұрыш		
Бөлгіш шеңбер диаметрі		
Тіс сызығының бағыты		
Сыртқы шеңберлік модуль		
Сыртқы конустық қашықтық		
Орташа конустық қашықтық		
Орташа бөлгіш диаметрі		

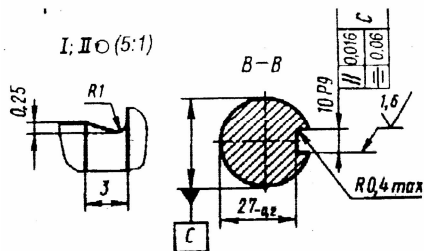
1.30...45 HRC₂; 2. Көрсетілмеген ауытқу шамаларын; 3. Көрсетілмеген шекті ауытқу шаларын ГОСТ 25870-83 бойынша біліктер үшін t_2 , басқа өлшемдерге $t_2/2$ қабылданын

Өзгеріс	Парақ	Құжат	Қол қою	Уақы- ты	Тісті дөңгелек	Лит.	Масса	Масшт.
						У		1:1
Жасаушы								
Тексеруші								
Т.Тексеру						Парақ	Парақтар	
					Сталь 40Х ГОСТ4543- 71			
Қ.Тексеруші								
Бекітуші								

14.5-сурет

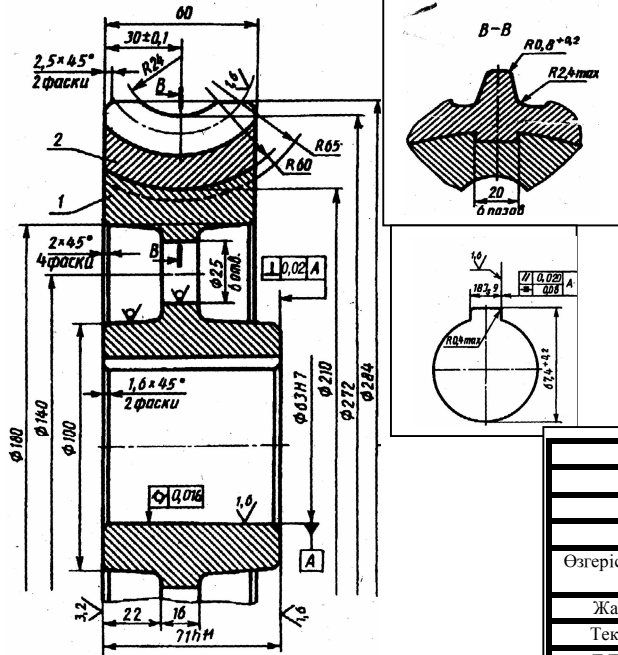


Модуль	m	8
Орам саны	z_1	2
Бұрамдық түр	-	Z K 1
Бөлгіш көтерілу бұрышы	γ	$14^{\circ}02'10''$
Орам сызығының бағыты	-	Оңғы
Бастапқы бұрамдық	-	ГОСТ 19036-94
Дәлдік дәрежесі ГОСТ 3675-81		7-6-6-c
	S_{a1}	12,19
	h_{a1}	8,034
Бұрамдық бөлгіш диаметрі	d_1	64
	P_{z1}	50,24



14.6 - сурет

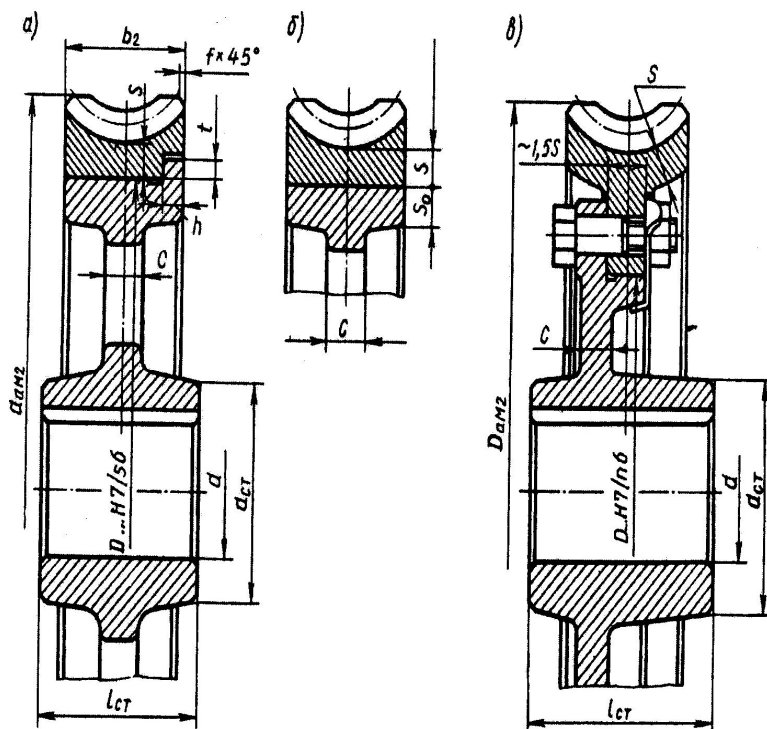
Өзгеріс	Парак	Құжат	Қол кою	Уақы- ты	Червяк	Лит.	Масса	Масшт.
Жасаушы								1:1
Тексеруші								
Т.Тексеру						Парак	Парактар	
К.Тексеруші								
Бекітуші								



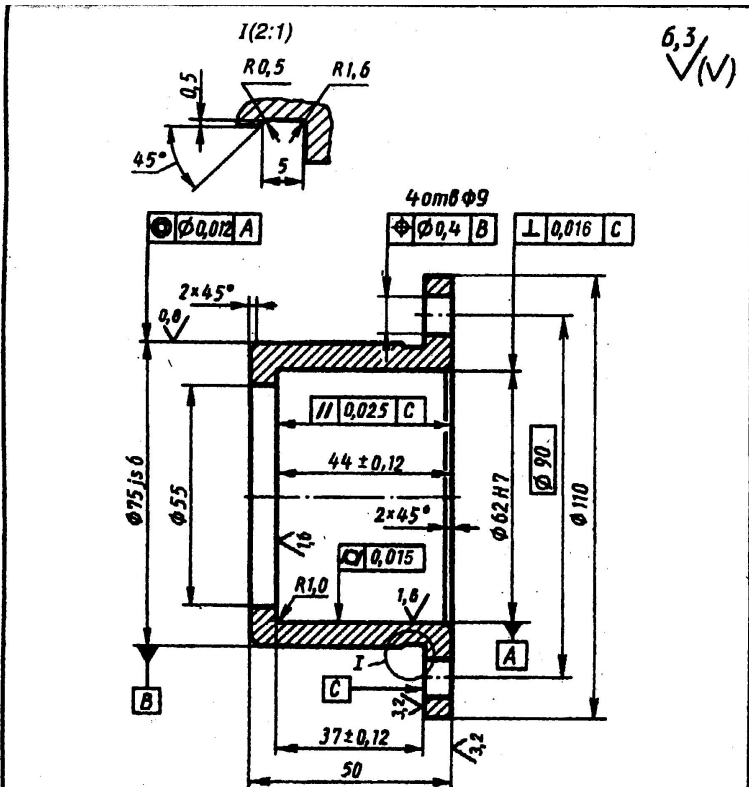
14.7 - сурет

Модуль	m	8
Орам саны	Z_1	2
Бұрамдық түр	-	Z K 1
Бөлгіш көтерілу бұрышы	γ	$14^{\circ}02'10''$
Орам сызығының бағыты	-	Оңғы
Бастапқы бұрамдық	-	ГОСТ-19036-4
Дәлдік дәрежесі ГОСТ 3675-81		7-6-6-с
Ығысу коэффициенті	X	1,0
	a_w	160
Бөлгіш диаметрі	d_2	240
	-	ZK 1
	Z_1	2

Өзгеріс	Парақ	Құжат	Қол кою	Уақы- ты		Лит.	Масса	Масшт.
						У		1:1
Жасаушы								
Тексеруші								
Т.Тексеру						Парақ	Парақтар	
Қ.Тексеруші								
Бекітуші								



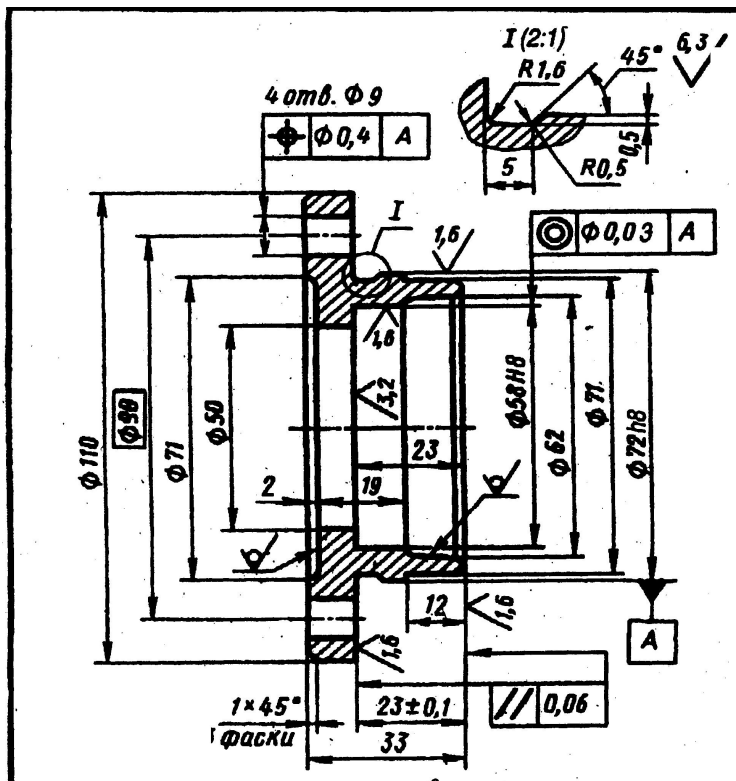
14.8-сурет Бұрамдық дөңгелек құрылымы



Көрсетілмеген шекті ауытқу шаларын ГОСТ 25870-83 бойыша біліктер үшін t_2 , басқа өлшемдерге $t_2/2$ қабылданын

Өзгеріс	Парақ	Құжат	Қол кою	Уақыты	Төсем	Лит.	Масса	Масшт.
Жасаушы						У		1:1
Тексеруші								
Т.Тексеру								
						Парақ	Парақтар	
Қ.Тексеруші								
Бекітуші								

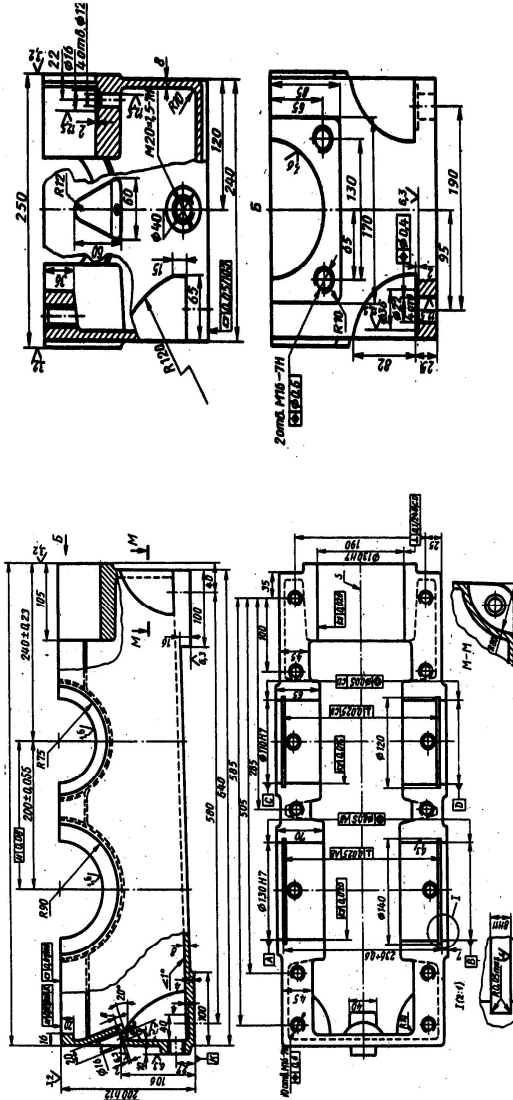
14.9-сурет



Көрсетілмеген шекті ауытқу шаларын ГОСТ 25870-83 бойынша біліктер үшін t_2 , басқа өлшемдерге $t_2/2$ қабылдансын

14.10-сурет

					Қақпақ	Лит.	Масса	Масшт.
Өзгеріс	Парақ	Құжат	Қол	Уақыты		У		1:1
Жасаушы								
Тексеруші								
Т.Тексеру					Парақ	Парақтар		
Қ.Тексеруші								
Бекітуші								



Көрсетілмеген шекті ауытқу шапанын ГОСТ 25870-83 бойынша біліктер үшін 2, басқа өлшемдерге 1/2 қабылданын

14.13-сурет

Лит.		Масса	Масшт.
У			1:1
Өзгеріс	Парақ	Құжат	Қол
Жасаушы	Тексеруші	Т.Тексеру	Бекітуші
К.Тексеруші		Бекітуші	
Кораб		Парақтар	
НҚ/131		226	

Формат	Дүмбөл	Рәтп. н/р	Белгісі	Аты	ескерме		
				Құжаттар			
			ДМ 20-04.00.00 ВО	Сызбаның жалпы көрнісі			
			ДМ 20-04.00.00 ПЗ	Түсүндірме жинақ			
				Құрылым бірлектері			
	1		ДМ 20-04.10.00	Жетекші білік	1		
	2		ДМ 20-04.20.00	Муфта	1		
	3		ДМ 20-04.30.00	Турық	1		
	4		ДМ 20-04.40.00	Червяк басеңдеткіш	1		
				Бөлшектеу			
	6		ДМ 20-04.00.11	Төсем	2		
				Стандартталған бұйымдар			
	9			Қозғалтқыш М 1081	1		
				АИР 100Л2 ТУ 16-525.564-84			
	10			Муфта 40-1-28-1-25-1-У2	1		
				ГОСТ 20884-82			
	11			Бұрамады М16-69x100.58	8		
				ГОСТ 7796-70			
	12			Сомын М16-6Н.5	8		
				ГОСТ 5915-70			
	13			Тығ. 16 65Г ГОСТ 6402-70	8		
				ДМ 20-04.00.00			
Вздр. Парал	Құжат №	Қолы	Құлп	Шыңжырлы конвейердің жетегі	Лыг.	Парақ	Пар-р
Құрасты					У	1	2
Толықсеруші					Қ.Сәтбаев ат. Қаз ҰТУ		
И.контр.							
Ула.							

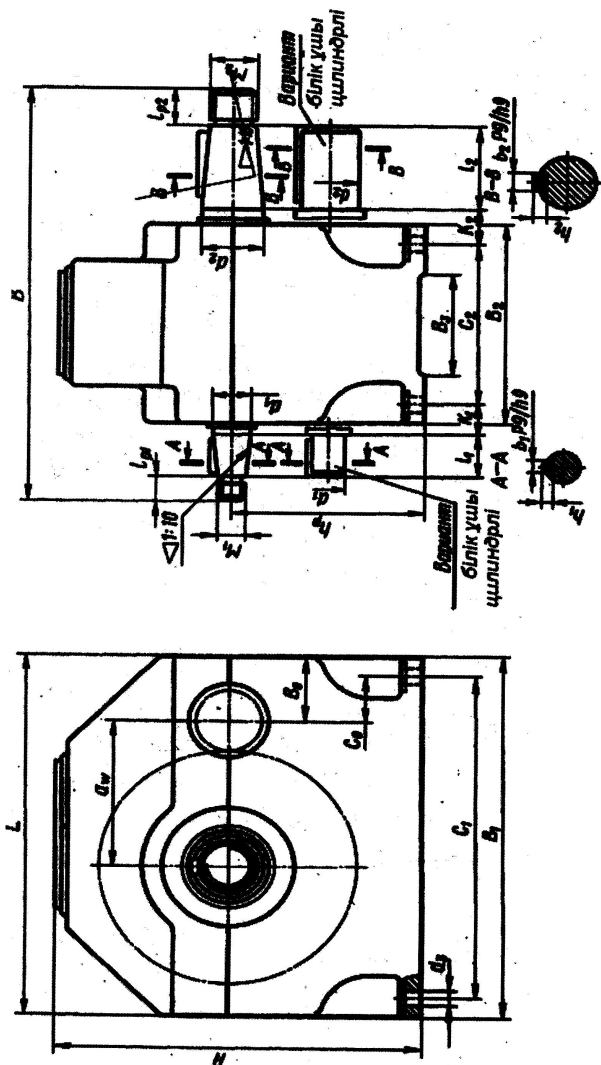
14.14-сурет

Формат	Аймақ	Реті	Белгісі	Аты	Ескерме	
				Құжаттар		
			ДМ 20-04.40.00 СБ	Құрастыру сызбасы		
				Құрастыру бірлігі		
	1		ДМ 20-04.41.00	Червяк деңгейі	1	
	2		ДМ 20-04.42.00	Май деңгейін корсет.	1	
	3		ДМ 20-04.43.00	Ауамен жалғастырғ.	1	
				Бөлшектер		
	4		ДМ 20-04.40.11	Тұрғы	1	
	5		ДМ 20-04.40.12	Тұрғы қақпағы	1	
	6		ДМ 20-04.40.13	Білік	1	
	7		ДМ 20-04.40.14	Червяк	1	
	8		ДМ 20-04.40.15	Тұлке	1	
	9		ДМ 20-04.40.16	Сақина	2	
	10		ДМ 20-04.40.17	Қақпақ	1	
	11		ДМ 20-04.40.18	Мюынтірек қақпағы	1	
	12		ДМ 20-04.40.19	Мюынтірек қақпағы	2	
	13		ДМ 20-04.40.20	Реттегіш	6	
	14		ДМ 20-04.40.21	Реттегіш	5	
ДМ 20-04.40.00						
Өзгеріс	Құжат №	Коды	Күн	Червякті басөдеткіш		
Құрастырушы	Тәжібаев					
Тексеруші	Тәжібаев					
Не контро.						
				Лит.	Парақ	Пар-ар
				у	т	2
				Сетп бағам алп Ақз.АТУ		

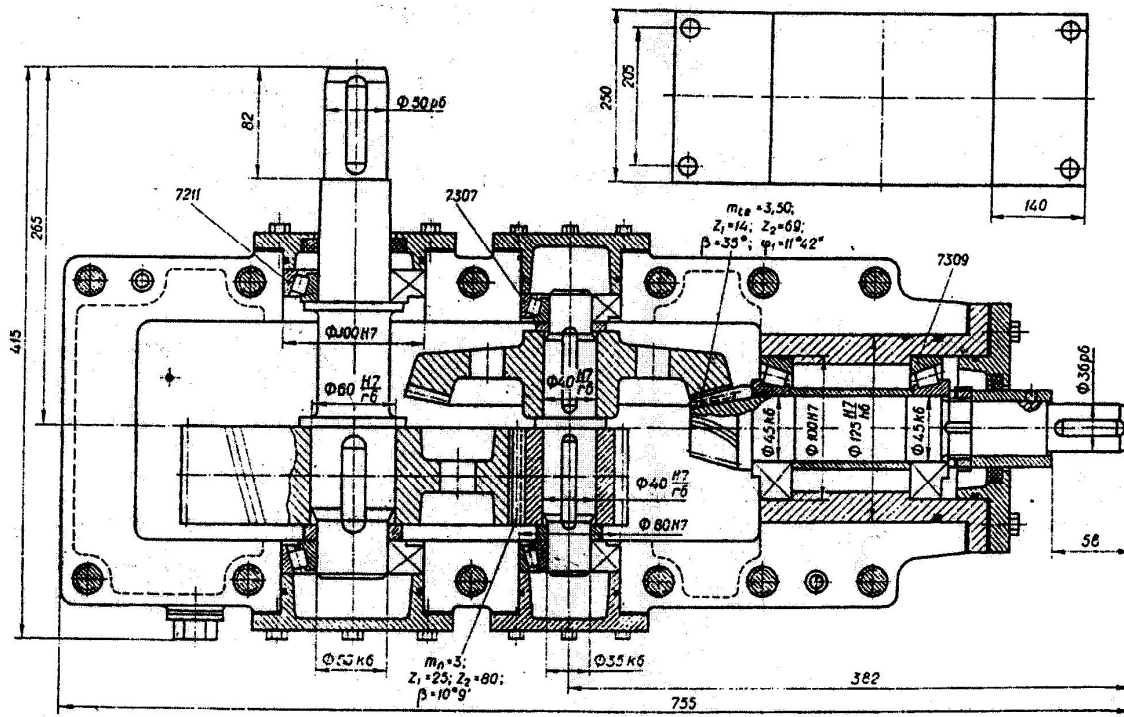
14.17-сурет

Элемент	Аймақ	Деталь	Белгісі	Аты	Ескерме
		21	ДМ 20-04.40.27	Төлке	1
				Стандарттық бұйындар	
				Мюьнтідек	
		25		Конустық ролекті	2
				7207А ГОСТ 27365-87	
		26		Конустық ролекті	2
				7211А ГОСТ 27365-87	
		27		Радиалды шарикті	1
				207 ГОСТ 8338-75	
				Қосу бұйындар	
		28		Бұранда М8-6h×25.58	4
				ГОСТ 7796-70	
		29		Бұранда М12-6g×60.58	4
				ГОСТ 7796-70	
	
		38		Манжета 1-40×60-3 ГОСТ8752-79	1
		39		Манжета 1-50×70-3 ГОСТ8752-79	1
		40		Кідтек 18×11×70 ГОСТ23360-78	1
				Материалдар	
				Май И-Г-С-220	2,5л
				101413-78	
				ДМ 20-04.40.00	лзд
012	0200	Құжаттың №	Қалы	Күні	2

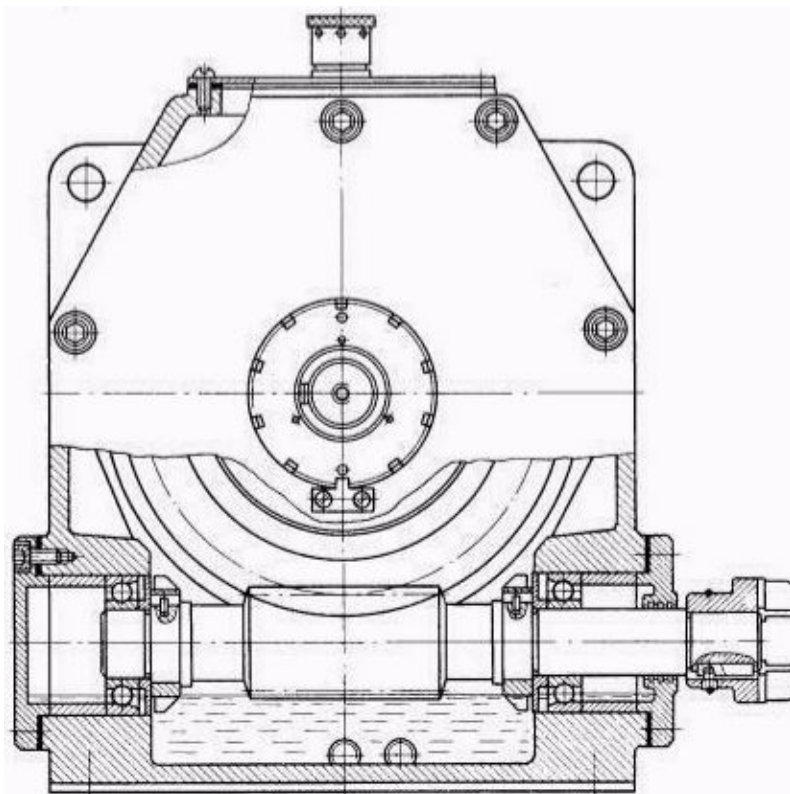
14.18-сурет



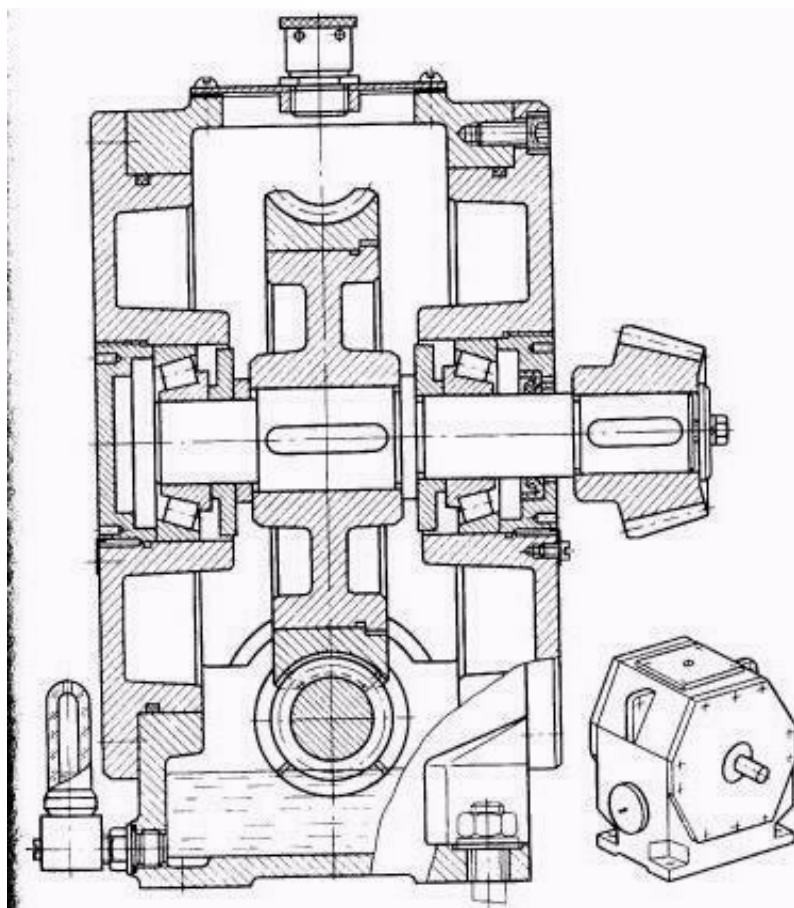
14.19-сурет



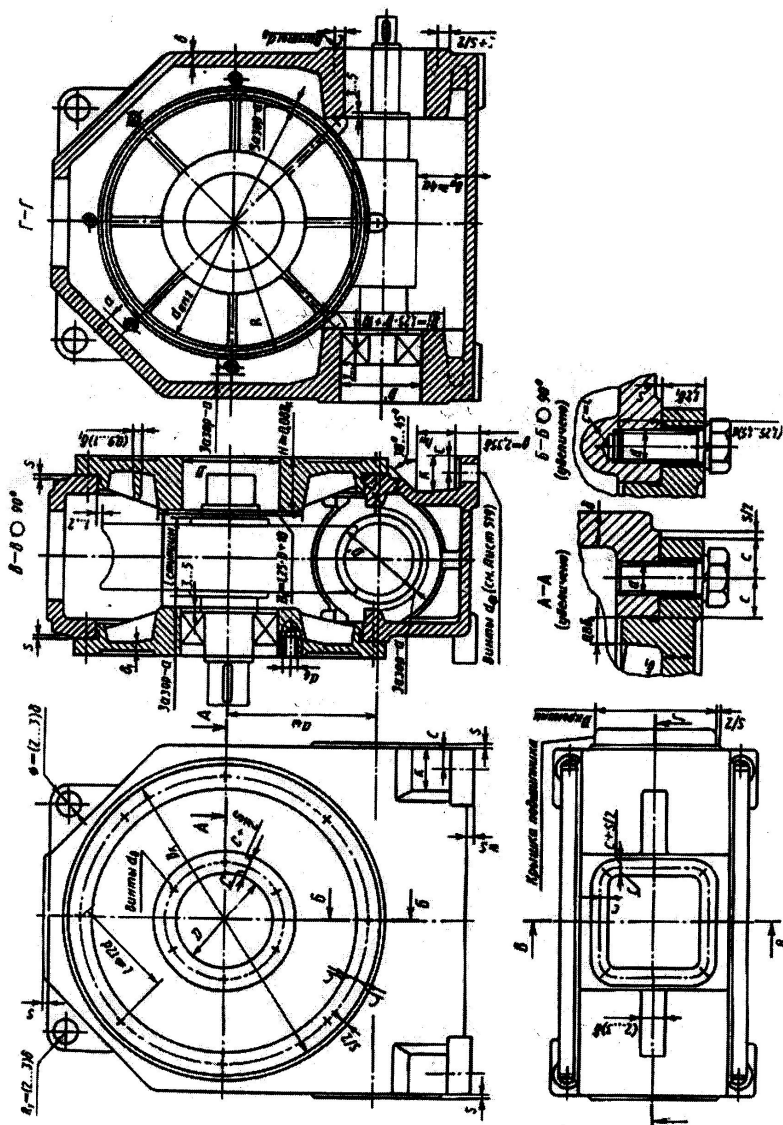
14.21-сүпер



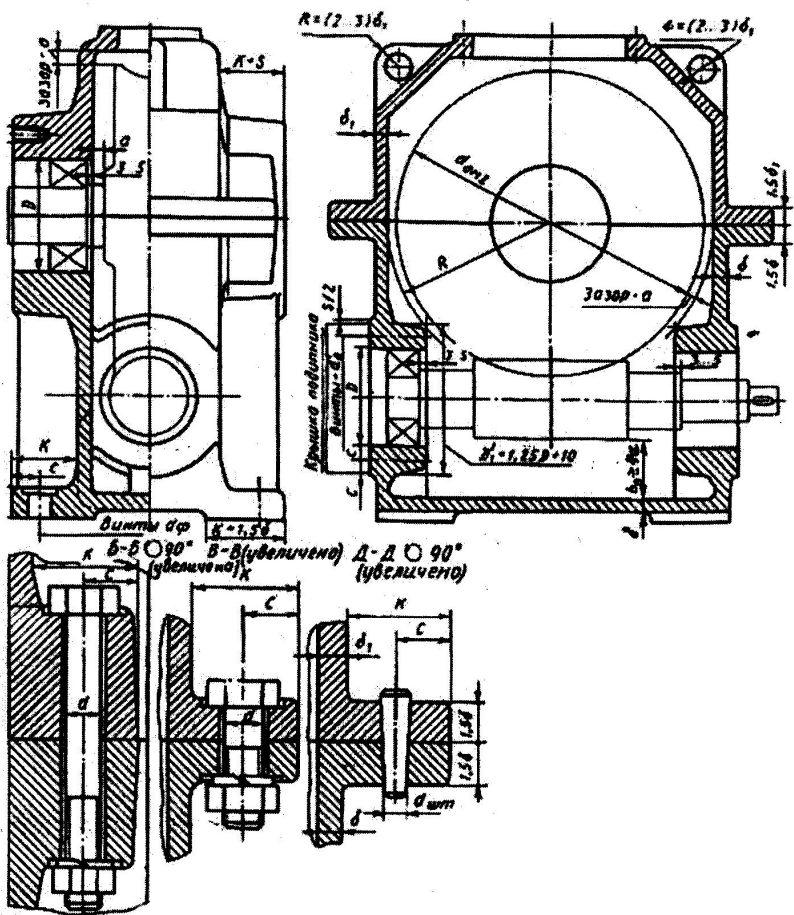
14.22-сурет



14.22-сурет



14.23-сурет



14.24-сурет

15. АНЫҚТАМА КЕСТЕЛЕР

15.1-кесте.

Сызықтық өлшемдердің қалыптасқан реттік саны

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

15.3 -кесте.

Дәлдік шектер мәні t , мм (СТ СЭВ 302-76)

Дәлдік класы	Өлшемдер ауқымы, мм					
	3	3 және 6	6 және 30	30 және 120	120 және 315	315 және 1000
Дәл t_1	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6
Орталы t_2	0,2	0,2	0,4	0,6	1,0	1,6
Дәлдік төмен t_3	0,3	0,4	1,0	1,6	2,4	4,0
Дәлдік өте төмен t_4	0,3	1,0	3,0	3,0	4,0	6,0

Дәлдік шектер мәні, мкм

Өлшемдер аралығы, мм	Квалитеттер														
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Св. 3 до 6	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	180	180	300	480	750	1200
>6>10	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	220	220	360	580	900	1500
>10>18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	270	270	430	700	1100	1800
>18>30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	330	330	520	840	1300	2100
>30>50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	390	390	620	1000	1600	2500
>50>80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	460	460	740	1200	1900	3000
>80>120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	540	540	870	1400	2200	3500
>120>180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	630	630	1000	1600	2500	4000
>180>250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	720	720	1150	1850	2900	4600
>250>315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	810	810	1300	2100	3200	5200
>315>400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	890	890	1400	2300	3600	5700
>400>500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	970	970	1550	2500	4000	6300

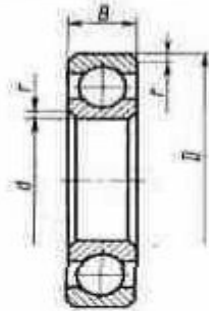
Біліктердің негізгі ауытқу шамасы, мкм (ГОСТ 25346-89)

Өлшем-дер аралығы, мм	Белгілеу шамасы																		
	Төменгі шамасы EL							Жоғарғы шамасы ES											
	C	D	E	F	G	H	J _s	K	M	N	P ж/е T	P	R	S	T	Δ, мкм			
	Квалитеттер																		
								<8	>8	<8	>8	<8	>8	<7	>7				
3 және 6	+70	+30	+20	+10	+4	0													
6-10	+80	+40	+25	+13	+5	0	1+Δ	-	-4+Δ	-4	-8+Δ	0		-12	-15	-19	-	1 3 4 6	
10-14	+95	+50	+32	+16	+6	0	1+Δ	-	-6+Δ	-6	-10+Δ	0		-15	-19	-23	-	2 3 6 7	
14-18							1+Δ	-	-7+Δ	-7	-12+Δ	0		-18	-23	-28	-	3 3 7 9	
18-24	+110	+65	+40	+20	+7	0	2+Δ	-	-8+Δ	-8	-15+Δ	0		-22	-28	-35	-	3 4 8 12	
24-30							2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0		-26	-34	-43	-41		
30-40	+120	+80	+50	+25	+9	0	2+Δ	-	-9+Δ	-9	-17+Δ	0		-26	-34	-43	-48	4 5 9 14	
40-50	+130						2+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0		-32	-41	-53	-54		
50-65	+140	+100	+60	+30	+10	0	$\pm \frac{IT}{2}$	3+Δ	-	-11+Δ	-11	-20+Δ	0		-32	-41	-53	-66	5 6 11 16
65-80	+150							3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0	***	-37	-43	-59	-75	
80-100	+170	+120	+72	+36	+12	0		3+Δ	-	-13+Δ	-13	-23+Δ	0		-37	-51	-71	-91	5 7 13 19
100-120	+180							3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0		-43	-54	-79	-104	
120-140	+200	+145	+85	+43	+14	0	3+Δ	-	-15+Δ	-15	-27+Δ	0		-43	-63	-92	-122	6 7 15 23	
140-160	+210											0		-50	-65	-100	-134		
160-180	+230													-50	-68	-108	-146	6 9 17 26	
180-200	+240	+170	+100	+50	+15	0	4+Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0		-50	-77	-122	-166		
200-225	+260						4+Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0		-50	-68	-108	-146		
225-250	+280						4+Δ	-	-17+Δ	-17	-31+Δ	0		-50	-84	-140	-196		

15.5-кесте. Өлшемдерді 1 мен 500мм. аралығындағы бөлшектерді тесік жүйесінде қондыру

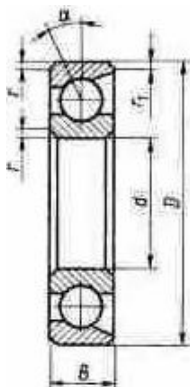
Негізгі тесік өлшемі	Білік өлшемінің негізгі ауытқуы																
	a	b	c	d	e	f	g	h	j	k	m	n	p	r	s	t	u
H5							$\frac{H5}{g4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{j_s 4}$	$\frac{H5}{k4}$	$\frac{H5}{h4}$	$\frac{H5}{h4}$					
H6						$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{j_s 5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$		
H7			$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{e7}$; $\frac{H7*}{f8}$	$\frac{H7*}{f7}$	$\frac{H7*}{g6}$	$\frac{H7*}{h6}$	$\frac{H7*}{j_s 6}$	$\frac{H7*}{k6}$	$\frac{H7*}{m6}$	$\frac{H7*}{n6}$	$\frac{H7*}{p6}$	$\frac{H7*}{r6}$	$\frac{H7*}{s6}$; $\frac{H7}{s7}$	$\frac{H7}{t6}$	$\frac{H7}{u7}$
H8			$\frac{H7}{a8}$	$\frac{H7}{d8}$ $\frac{H8*}{a9}$	$\frac{H8*}{e8}$ $\frac{H8}{e9}$	$\frac{H8*}{f7}$; $\frac{H8*}{f8}$ $\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h7}$; $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H8}{h9}$	$\frac{H8}{j_s 7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$			$\frac{H8}{s7}$		$\frac{H8}{u8}$
H9				$\frac{H9*}{d9}$	$\frac{H9}{e8}$; $\frac{H9}{e9}$	$\frac{H9}{f8}$; $\frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8}$; $\frac{H9}{h9}$									
H10				$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h9}$; $\frac{H10}{h10}$									
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11*}{d11}$				$\frac{H11*}{h11}$									
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{a12}$									

Бірқатарлы радиалды шарикті мойынтіректер
(ГОСТ 8338-75).



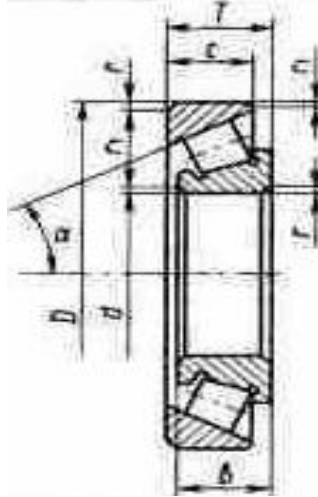
Белгі-сі	Өлшемі, мм				Жүккөтергіш қабілеттілігі, кН		Белгі-сі	Өлшемі, мм				Жүккөтергіш қабілеттілігі, кН	
	d	D	B	s	C	C _{ор}		d	D	B	s	C	C _{ор}
104	20	42	12	1	9,36	4,5	304	20	52	15	2	15,9	7,8
105	25	47	12	1	11,2	5,6	305	25	62	17	2	22,5	11,4
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	306	30	72	19	2	29,1	14,6
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
по	50	80	16	1,5	21,6	13,2	310	50	100	27	3	61,8	36,0
111	55	90	18	2	28,1	17,0	311	55	120	29	3	71,5	41,5
112	60	95	18	2	29,6	18,3	312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
из	65	100	18	2	30,7	19,6	313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
114	70	110	20	2	37,7	24,5	314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
115	75	115	20	2	39,7	26,0	315	75	160	37	3,5	112,0	72,0
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7	408	40	по	27	3,0	63,7	36,5
208	40	80	18	2	32,0	17,8	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
209	45	85	19	2	33,2	18,6	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
210	50	90	20	2	35,1	19,8	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0	412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
212	60	по	22	2,5	52,0	31,0	413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0	114	70	180	42	4,0	143,0	105,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5	416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0	417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

Біркатарлы радиалды сүйеніш шарикті мойынтіректер
(ГОСТ 831-75)



Белгісі		Өлшемі, мм					Жүккөтергіш қабілеттілігі, кН			
a=12 ⁰	a=26 ⁰	d	D	B	S	s\	a=12 ⁰		a=26 ⁰	
							C	C ₀	C	C ₀
Жеңіл серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,3	8,4	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15			13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16			18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18			30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19			32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20			33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21			2,5	1,2	41,9	34,9
36212	46212	60	110	22	48,2	40,1			45,4	36,8
	46213	65	120	23	63,0				54,4	46,8
36214		70	125	24					55,9	
	46215	75	130	25	-	-			61,5	54,8
36305	46305	25	62	17	2,0	1,0	-	-	14,0	9,17
36306	46306	30	72	19			22,0	16,2	21,1	14,9
36307	46307	35	80	21			26,9	20,4	25,6	18,7
36308	46308	40	90	23			35,0	27,4	33,4	25,2
36309	46309	45	100	25			41,3	33,4	41,0	30,7
					50,5			37,7		
36310	46312	60	130	31	3,5	2,0	83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33			94,1	83,2	89,0	76,4
	46314	70	150	35					100,0	87,0

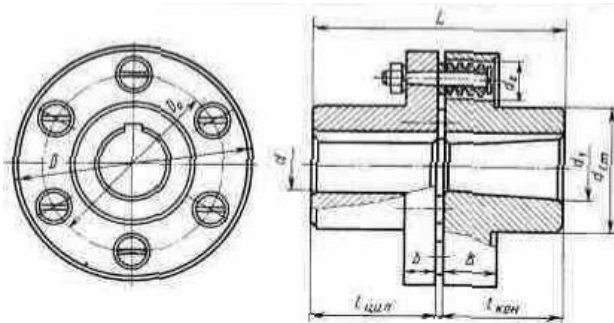
Бірқатарлы конустық роликті мойынтіректер
(ГОСТ 333–79)



Белгісі	Өлшемі, мм							а, град	Жүккөтергіш қабілеттілігі, кН			Факторы загрузки	
	d	D	T	Ь	c	r	r ₁		C ₁	C ₂	e	Y	Y ₀
Жеңіл серия													
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	14	19,1	13,3	0,360	1,67	0,92
7205	25	52	16,5	15	13			14	23,9	17,9	0,360	1,67	0,92
7206	30	62	17,5	16	14	2,0	0,8	14	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91
7207	35	72	18,5	17	15			14	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	20,0	20	16	0,8	0,8	14	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	21,0	19	16			15	42,7	33,4	0,41	1,450	0,80
7210	50	90	22,0	21	17	0,8	0,8	14	52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	23,0	21	18			15	57,9	46,1	0,41	1,46	0,80
7212	60	по	24,0	23	19	2,5		13	72,2	58,4	0,35	1,710	0,940
7214	70	125	26,5	26	21			14	95,9	82,1	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22			15	97,6	84,5	0,39	1,55	0,85

7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	14	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,5	23,0	20			13	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23,5	20	2,0		14	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23,5	20			15	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793
7510	50	90	25,0	23,5	20		0,8	16	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
7511	55	100	27,0	25,0	21			13	80,0	61,0	0,360	1,666	0,916
7512	60	по	30,0	28,0	24			15	94,0	75,0	0,392	1,528	0,840
7513	65	120	33,0	31,0	27	2,5		14	119,0	98,0	0,369	1,624	0,893
7514	70	125	33,5	31,0	27			14	125,0	101,0	0,388	1,547	0,851
7515	75	130	33,5	31,0	27			15	130,0	108,0	0,407	1,476	0,812
7304	20	52	16,5	16	13			11	25,0	17,7	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	14	29,6	20,9	0,360	1,66	0,92
7306	30	72	21,0	19	17			14	40,0	29,9	0,34	1,780	0,98
7307	35	80	23,0	21	18			12	48,1	35,3	0,32	1,88	1,03
7308	40	90	25,5	23	20	2,5		И	61,0	46,0	0,28	2,16	1,19
7309	45	100	27,5	26	22			11	76,1	59,3	0,29	2,090	1,15
							1,0						
7310	50	по	29,5	29	23			12	96,6	75,9	0,310	1,94	1,06
7311	55	120	32,0	29	25	3,0		13	102,0	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	34,0	31	27			12	118,0	96,6	0,30	1,97	1,08
7313	65	140	36,5	33	28			12	134,0	111,0	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	38,5	37	39	3,5	1,2	12	168,0	137,0	0,310	1,94	1,06
7315	7	160	40,5	37	31			12	178,0	148,0	0,33	1,83	1,01

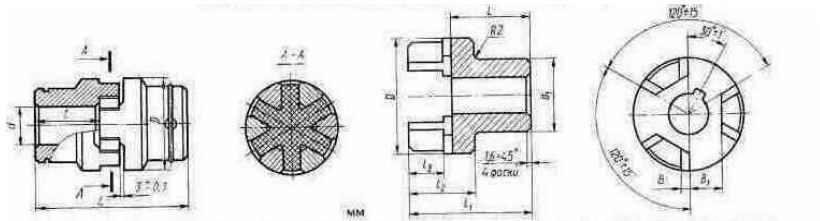
Төлкелі, саусақты серпімеді муфталар (ГОСТ 21424-75)



Момент Г.Н-м	Бұрыш- тық жыл- дамдық w,c	Тесік			Өлшемдері			Ауатқуы	
		d,d ₁	/шил	/кон	L	D	d	Радио- нальное Аг	Угло- вое ДУ
31,5	670	16;18;19;	28	18	60	90	20	0,2	1'30 ¹
63	600	20;22;24	36	24	76	100			
125	480	25;28;30	42 58	26 38	89 121	120	28	0,3	г
250	400	32;35;36; 38 40;42;45	58 82	38 56	121 169	140			
500	380	40;42;45	82	56	169	170	36	0,4	
710	315	45;48;50 55;56	82	56	170	190			
1000	300	50;55;56,60; 63;65; 70	82	56	170	220			
2000	240	63;65;71; 75	105	72	218	250	46		
		80;85;90;	130	95	268				

15.10-кесте.

Жұлдызша серпімді муфталар (ГОСТ 14084-76)



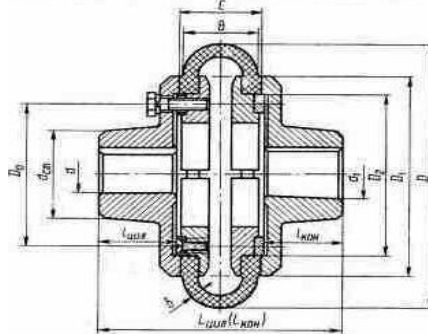
Момент Г, Нм	Бұрыштық жылдамдық w, с ⁴	Тесік		Өлшемдері								Ауатқуы	
		d12;14	/	L	D	d1	Л1	¹²	¹³	B	в	Радиал- дық Дг	Бұрыш- тық АУ
16		25	71	53	26	43	28	15	5	14	0,2	Г30 ¹	
		16;18	28	77	28	46							
25	370	14	25	71	63	28	43		6	16			
		6;18	28	77		46							
		19			30								
		20	36	93		54							
31,5	315	6;18	28	77	71	30	46	28	15	6	16	0,2	Г30 ¹
		19				34							
			36	93		54							
63	235	20;22; 24	36	100	85	36	61	40	22	7	21		
		25;28	42	112		42	67						
125	210	25;28	42	112	105	45	67		8	25	0,3		
		30;32; 35;36	58	144		45,48 55	83						
250	160	32	58	147	135	55	86	48	25	9	32	0,4	Г
		35;36; 38				66							
		40;42; 45	82	195		60;63 70	по						
400	140	38	58	152	166	63	91		30	10	38		
		40;42	82	200		70	115	56					
		45;48				75							

Кілткек ойыманың өлшемі

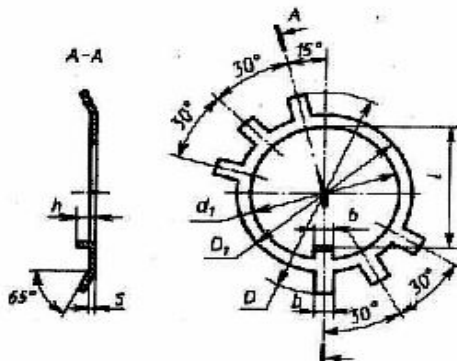
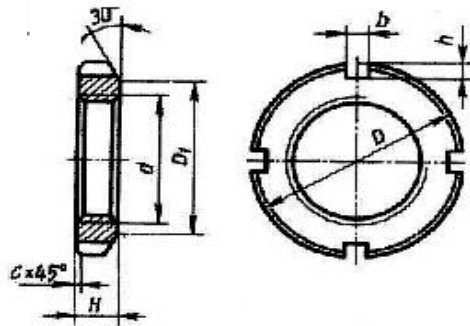
$d+tt$	12 13,8	14 16,3	16 18,3	18 20,8	19 21,8	20 22,8	22 24,8	24 27,3	25 28,3	28 31,3	30 33,8	32 35,8	35 38,8	36 39,8	38 41,8	40 44,4	42 46,4	45 49,9	48 52,9
b	4	5	6	8	10	12	14												

15.11-кесте.

Тор сәйкесті серпімді мұфта (ГОСТ 20884-82)



Момент Т,Н-м Г,Нм	Бұрыштық жылдам- дық C^4 w.c-1 не болас	Тесік		Өлшемдері			Ауатқуы			
		d, d_1	/цил	/лоп	i	i	D	Радиальн Дг	Угловое Ду	Осевое Да
40	315	18;19	30	20	115	100	125	1	Γ 1^0	1
		20;22;24	38	26	130	120				
		25	44	28	140	130				
80	315	22;24	38	26	140	130	160	1,6		2
		25;28	44	28	150	140				
		30	60	40	185	170				
125	260	25;28	44	28	155	145	180			
		30;32;35; 36	60	40	190	175				
200	260	30;32;35; 36;38	60	40	200	185	200	2		2,5
		40	84	60	250	235				
250	210	32;35;36;38	60	40	205	185	220	2;5	Γ зо ¹	3
		40;42;45	84	60	255	240				
315	210	35;36;38	60	40	215	195	250			
		40;42;45;48	84	60	270	250				
500	170	40;42;45;48; 50;53;55;56	84	60	270	250	280	3		3,6
800	170	48;50;53; 55;56	84	60	280	270	320			
		60;63	108	75	330	310				



15.12-сурет

МАЗМҰНЫ

КІРІСПЕ	3
1. МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІ МЕН ТОРАПТАРЫНЫҢ ҚҰРЫЛЫМЫ ЖАСАУ ТУРАЛЫ ЖАЛПЫ МӘЛІМЕТТЕР	4
1.1. Жалпы ұғымдар	4
1.2. Негізгі талаптар мен шектеулер.....	5
1.3. Жобалаудың негізгі кезендері мен реттері.....	5
2. МАШИНА ЖАСАУДА АВТОМАТТЫҚ ЖОБАЛАУ ЖҮЙЕЛЕРІНІҢ НЕГІЗІ	6
2.1. Жалпы мәліметтер	6
2.2. Автоматтық жобалау жүйелерінің құрамы	8
2.3. ЭЕМ-ді қолданып құрылымдау, жобалау.....	9
2.4. Ақпараттар жұмысы.....	11
2.5. Есептеу.....	13
3. МЕХАНИКАЛЫҚ БЕРІЛІСТЕР ТУРАЛЫ НЕГІЗГІ ҰҒЫМДАР	17
3.1. Жалпы мәліметтер	17
3.2. Редукторлардың негізгі түрлері.....	18
3.3. Екі сатылы редукторлар.....	20
3.4. Редукторлардың негізгі өлшемдері мен көрсеткіштері.....	23
3.5. Жобалау жұмыстарының тақырыбы мен берілетін тапсырмалары.....	26
4. ЖЕТЕКТЕРДІҢ КИНЕМАТИКАЛЫҚ ЕСЕБІ	27
4.1. Электроқозғалтқыш таңдап алу.....	27
4.2. Жетектердің беріліс санын анықтап оларды тиімді жолмен сатылай бөлу.....	35
4.3. Беріліс сатыларының негізгі көрсеткіштерін анықтау.....	37
4.4. Электроқозғалтқыштың қуатын анықтау алгоритмі.....	37
4.5. ЕД бағдарламасы: электроқозғалтқышты таңдау.....	40
4.6. POS бағдарламасы: беріліс қатынасып сатылай жіктеу.....	41
4.7. ST 1 бағдарламасы: негізгі өлшемдерді стандарттау.....	42
4.8. Машина жетектерінің кинематикалық есебін ЭЕМ-де орындау.....	43
5. ТІСТІ БЕРІЛІСТЕРДІ ЖОБАЛАУ	45
5.1. Жалпы мәліметтер.....	45

5.2. Тісті дөңгелектердің материалдары және тісті өңдеу.....	45
5.3. Тісті дөңгелектердің жұмыс істеу жағдайлары.....	48
5.4. Мүмкіндік кернеулердің шамасын анықтау.....	51
5.5. Күш коэффициенттерін анықтау.....	54
5.6. Цилиндрлік тісті берілістердің негізгі өлшемдерін анықтау.....	62
5.7. Тісті берілістердегі әсер ететін күштер.....	66
5.8. Тістердің беріктігін нақты анықтап тексеру.....	66
5.9. Тісті берілістерді беріктікке есептеп өлшемдерін анықтау бағдарламаларының алгоритмі.....	68
6. КОНУСТЫҚ ТІСТІ БЕРІЛІСТІ ЕСЕПТЕУДІҢ БРЕКШЕЛІКТЕРІ.....	78
6.1. Жалпы мәліметтер мен негізгі өлшемдер	78
6.2. Материалдар және мүмкін кернеулерді таңдау.....	80
6.3. Конустық тік тісті берілісті есептеудің реттілігі.....	80
6.4. Конусты тісті берілістерді есептеу.....	81
6.5. Тексеріп есептеу жолдары	83
6.6. Конустық тісті дөңгелектердің негізгі геометриялық өлшемдері.....	83
6.7. Конустық тісті берілістердегі әсер ететін күштер.....	84
6.8. Конустық тісті берілістерді есептеу бағдарламасы.....	86
6.9. Конустық бәсендеткіштерді ЭВМ-да есептеу.....	86
6.10. Машина тораптарын есептеу және олардың құрылымын құруға арналған мысалдар.....	90
6.10.1. Жетектің қозғалтқышын таңдау.....	90
6.10.2. Жетектің жалпы беріліс санын анықтау және оларды сатыларға бөлу.....	91
6.10.3. Тісті дөңгелектердің материалдарын дайындап олардың мүмкіндік кернеуін анықтау.....	94
6.10.4. Күш коэффициенттер мәнін анықтау.....	98
6.10.5. Тісті берілістердің өлшемдерін анықтау.....	100
6.10.6. Тісті дөңгелектердің геометриялық өлшемдерін анықтауға арналған мысалдар.....	102
6.10.7. Тісті берілістерді ЭВМ-да есептеу	109
7. ЧЕРВЯКТІ БЕРІЛІСТЕРДІ ЖОБАЛАУ	159
7.1. Жалпы түсініктер мен негізгі белгілеулер.....	159
7.2. Материалдар мен мүмкіндік кернеулер	161
7.3. Жұмыс мерзімі мен күштердің өзгеруін есепке алу.....	163
7.4. Червякті берілістің негізгі өлшемдерін анықтау.....	165
7.5. Червякті берілістің тексеру есебі.....	167
7.6. Червякті жұптардың геометриялық өлшемдерін анықтау.....	168

7.7. Берілістердің пайдалы әсер коэффициенті және олардың кызуын есептеу.....	169
7.8. Червяк ілінісіне әсер ететін күштер.....	170
8. ПЛАНЕТАРЛЫҚ БЕРІЛІСТЕР	171
8.1. Берілістер туралы жалпы түсінік.....	171
8.2. Өндірісте кенінен таралған планетарлық берілістер.....	173
8.3. Платорлық берілістердің беріліс қатынасы	174
8.4. Планетарлы берілістерді жинау шарттары.....	175
8.5. Планетарлы берілістердегі әсер етуші күштер.....	176
8.6. Пайдалы әсер коэффициенті.....	177
8.7. Беріктікке есептеу.....	178
8.8. Планетарлық берілістердің есептеу алгоритмі.....	179
8.9. Планетарлық берілістерді ЭЕМ-де есептеу мысалы	181
9. ТОРАПТАРДЫ ҚҰРАСТЫРУ ЖӘНЕ ЭСКИЗДІК ЖОБАЛАУ	183
9.1. Жетек сұлбасын құрастыру	183
9.2. Редуктордың эскиздік жобасын жасау.....	184
9.3. Біліктер диаметрін жуықтап анықтау	186
9.4. Тісті дөңгелектердің құрылымын жасау.....	188
9.5. Тісті дөңгелектерді біліктерге орналастыру.....	191
10. БІЛІКТЕРДІҢ ҚҰРЫЛЫМЫН ҚҰРУ ЖӘНЕ БЕРІКТІГІН АНЫҚТАУ	192
10.1. Біліктердің негізгі құрылымы	192
10.2. Біліктерге айналу бөлшектерін қондыру.....	198
10.3. Біліктердің беріктігін анықтау.....	201
11. ДОМАЛАУ ПОДШИПНИГІ БАР МАШИНА ТОРАПТАРЫН ЖОБАЛАУ.....	206
11.1. Домалау подшипниктерінің түрлері.....	206
11.2. Подшипниктерді орналастыру	209
11.3. Подшипниктерді бекіту	210
11.4. Подшипниктердің түрлерін таңдап алу.....	211
11.5. Подшипниктерді іс жүзінде есептеу.....	212
11.6. Подшипник қақпағы мен төсемдерінің құрылымын жасау. Подшипник қақпақтары	218
12. РЕДУКТОР ҚОРАБТАРЫ МЕН ТҰРЫҚТАРДЫҢ ҚҰРЫЛЫМЫН ҚҰРУ	221
12.1. Жалпы мәлімет	221

12.2. Редуктор қорабтары	223
12.3. Конустық және конусты-цилиндрлі редукторлардың қорабы.....	231
12.4. Червякті редукторлардың қорабы.....	234
13. МАЙЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫ МЕН НЫҒЫЗДАУШТАР	237
13.1. Тісті және червякті берілістерді майлау.....	237
13.2. Подшипниктерді майлау.....	238
13.3. Майлау жабдықтары.....	239
13.4. Нығыздауыштар	239
14. ЖОБАЛАУ ЖҰМЫСЫНЫҢ СЫЗБАЛАРЫН ЖАСАУ	243
14.1. Тораптар құрылымының сызбасы	243
14.2. Жұмыс сызбаларына қойылатын талаптар.....	247
14.3. Негізгі машине бөлшектерінің жұмыс сызбасын жасау.....	253
14.4. Тісті дөңгелектердің жұмыс сызбалары	255
15. АНЫҚТАМА КЕСТЕЛЕР	279

Оқулық басылым

Тәжібаев Санатбек Даулетбайұлы
Тәжібаев Талғат Санатбекұлы

МАШИНА БӨЛШЕКТЕРІ МЕН ҚҰРЫЛЫМЫН ЭЕМ-ДЕ ЖОБАЛАУ

Оқу құралы

Басуға қол қойылды...

Таралымы 500 дана. Пішімі 60x84 1/16. № 1 баспаханалық қағаз.
Көлемі есепті - баспа табақ. Тапсырыс № Бағасы келісімді.

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық
университетінің басылымы
ҚазҰТУ-дың Ғылыми-техникалық баспа орталығы,
Алматы, Ладыгин көшесі, 32