

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық
техникалық университеті

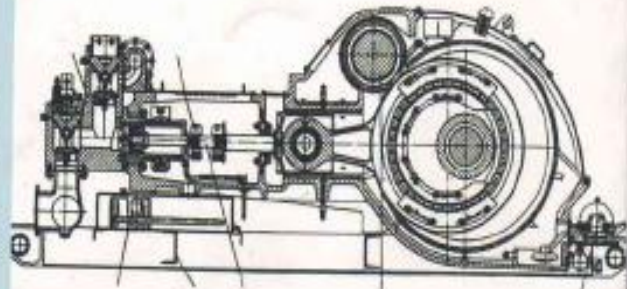
ҚАЗҰТУ

Б.Ә. Мырзахметов
Г.Қ. Айтөреева
Б.А. Ахметов



БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫН ЕСЕПТЕУ ЖӘНЕ ҚҰРЫЛЫМДАУ

Оқу құралы



ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Қ.И.Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық университеті

Б.Ә. Мырзахметов, Б.А. Ахметов, Г.Қ. Айтөреева

БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫН ЕСЕПТЕУ ЖӘНЕ ҚҰРЫЛЫМДАУ

Мұнай және газ өнеркәсібінің машиналары мен жабдықтары
мамандығына арналған оқу құралы

Университеттің Ғылыми-әдістемелік кеңесі оқу құралы ретінде ұсынған

АЛМАТЫ 2012

ЖОК 622.2 (075.8)

М 91

М 91 Мырзахметов Б.Ә., Ахметов Б.А., Айтөреева Г.Қ. Бұрғылау жабдықтарын есептеу және құрылымдау: Оқу құралы. – Алматы: ҚазҰТУ, 2012 – 433 б.
Кесте – 106. сурет – 161. Библиографиялық тізім – 40 атау.
ISBN 978-601-228-354-9

Оқу құралында бұрғылау жабдықтарының кең спектрін есептеу мен құрылымдау үшін теориялық, анықтамалық және әдістемелік мәліметтер келтірілген. Мұнда әрбір бөлім жабдықтардың құрылымы, олардың жұмыс істеу принципі, бөлшектерге әсер етуші жүктемелер туралы деректер беретін, теориялық бөлім мен оларды есептеу әдістемелерінен тұрады. Мәтіндерді толықтыру үшін анықталған шешімдерімен тәжірибелік есептеулер келтірілген.

Оқу құралы 5В072400 – Мұнай және газ өнеркәсібінің технологиялық машиналары мен жабдықтары мамандығы бойынша оқитын, жоғарғы оқу орындары студенттеріне арналған. Сонымен қатар бұрғылау жабдықтарын жобалау және пайдаланумен айналысатын инженер-техникалық жұмысшылардың да қолдануына болады.

ЖОК 622.2 (075.8)

Пікір жазғандар:

Қабдолов С.З. – техн.ғыл.докт-ры., ҚБТУ-нің «Мұнай-газ инженериясы» каф. профессоры;

Нұрабаев Б.Қ. – техн.ғыл.докт-ры., профессор, «Ордабасы Мұнайгаз» АҚ.

Қасенов А.Қ. – техн.ғыл.канд., профессор, ҰБТж/еТ каф. меңгерушісі.

Қазақстан Республикасының Білім және ғылым министрлігінің 2012 жылғы жоспары бойынша басылады.

ISBN 978-601-228-354-9

© Мырзахметов Б.Ә. 2012,
Ахметов Б.А.,
Айтөреева Г.Қ.
© ҚазҰТУ, 2012

Кіріспе

Қазақстанның мұнай-газ өнеркәсібі бюджет пен ЖІӨ қалыптастыруда маңызды рөл атқаратын саланың бірі. Осыған байланысты Қазақстан Республикасының индустриалды-инновациялық даму бағдарламасында, негізгі тұтынушылары мұнай-газ өнеркәсібі болатын, машинажасау өнімдерін жасау аса басымдыққа ие. Бұл импортты алмастыру мәселесі мен оның бағдарламасын орындауға мүмкіндік береді. Осы мәселелерді шешу үшін машиналар мен жабдықтарды есептеу мен жобалаудың заманауи әдістерін игерген, жабдықтарды жасау мен пайдалану ерекшеліктерін білетін инженер-конструкторлар қажет.

90-жылдардың аяғы мен 2000-жылдардың басында қалыптасқан әлеуметтік-экономикалық жағдай өнеркәсіп өнімдерінің, оның ішінде мұнай-газ өнеркәсібінің де басымдылығы бар, көлемінің шұғыл төмендеуіне алғышарттар жасады. Республика аумағынан тыс орналасқан зауыттарға қажет бөлшектер шығаруға арналған Қазақстанның машинажасау кәсіпорындары дамушы мұнай-газ саласына қажетті жаңа өнімдер шығаруды қамтамасыз ете алмады. Мұны біліктілігі жоғары инженер кадрлардың – жобалаушылардың жетіспеушілігімен де байланыстыруға болады.

Соңғы жылдарда, егемендік алғаннан кейін, іс жүзінде мемлекеттік тілдегі арнайы техникалық әдебиеттер болған жоқ. Сол жылдардан бастап, ұлттық кадрларды қазақ тілінде оқыту басталды.

Ұсынылған оқу құралы, машиналар мен агрегаттардың орналастыру-кинематикалық сұлбаларын функционалдық талдау, кинематикалық сұлба элементтерінің (бөлшектерінің) жүктелу режимдерін және олардың кернеулік-деформациялық күйлерін дұрыс анықтау, сонымен қатар бөлшектер жасауға қажетті беріктік сипаттағы материалдарды таңдау, қабылданған шектік күйлерді ескере отырып ресурсты есептеу, жасалатын машинаның сапасын бағалау және т.с.с. дағдыларын меңгерген, инженер-жобалаушы қызметке болашақ мұнайшы-механиктерді, студенттерді дайындауға арналған «Бұрғылау жабдықтарын есептеу және құрылымдау» пәнінен қазақ тіліндегі тұңғыш оқу құралы.

Оқу құралының мазмұны, 5В072400 – Мұнай және газ өнеркәсібінің технологиялық машиналары және жабдықтары мамандығының ҚР мемлекеттік жалпыға бірдей міндетті білім беру стандартына толықтай сәйкес келеді.

Әрбір тарауында оқып-үйренушіге құрылымдық дағдыларды игеруге қажет теориялық мәліметтер мен есептеу әдістемелері бар. Мұндағы материалдардың деңгейі мұнай-газ машиналарын жасау саласындағы ғылым мен техниканың қазіргі жетістіктеріне сай. Оқу құралын дайындауда ақпараттардың заманауи нұсқалары пайдаланылды.

Бұрғылау қондырғыларын шетелге шығару өнімдірек, әрі бәсекеге қабілетті жабдықтар жасауды талап етеді. Бұрғылау қондырғылары жасақтаушы бөліктерінің тиімділігінің төмендігі мен ресурс жеткіліксіздігі салдарынан, бұрғылау кәсіпорындары тиімділігі жоғары және өнімдірек жабдықтарды, мысалы, айналма жүйе жабдықтарын, күштік ұршықтарды (жоғары жетекті), лақтыруға қарсы жабдықтарды және жылжымалы бұрғылау қондырғыларын шетелдік фирмалардан сатып алуға мәжбүр болды. Бұл, отандық машинажасау зауыттары үшін тиімді, әрі сенімдірек, оның ішінде импортты алмастыратын жабдықтарды да жасап шығару басты міндет болып саналады.

Бұрғылау технологиясының өзгеруіне және тау жыныстарын бұзу құралдарының жетілдіруіне байланысты, қашаудың ұңғыма түбінде жұмыс істеу ұзақтығы мен оны өткізу уақыты ұлғаяды. Бұл көтеріп-түсіру операциялары кезінде уақыттың қысқаруына әкеледі. Күштік ұршықтарды қолдану кезінде бұрғылау тізбегін өсіру уақыты мен бұрғылау кезінде ұңғыманы қосымша жуу уақытын қысқартады. Ұңғыма құрылысын жасау уақытын қысқарту, бұрғылау қондырғысы жабдықтары жұмысы кернеуінің жоғарлауына әкеледі. Сөйтіп жабдықтар сенімділігіне деген талаптарды арттырып, бұрғылау қондырғысын монтаждау-демонтаждау және тасымалдау уақытын қысқартады. Сондықтан, конструкторлар алдында шетелдік фирмалардың ең үздік үлгілерімен салыстырғанда сенімдірек, тиімдірек бұрғылау жабдықтарын жасау міндеті тұр.

Берілген оқу құралының мақсаты – студенттерді машиналар мен агрегаттардың жинақталу-кинематикалық сұлбаларына талдау жасауға үйрету. Кинематикалық сұлбалардың элементтерін жүктемелеу режимдері мен олардың кернеулік-деформациялық күйлерін дұрыс анықтау. Қажетті беріктік сипаттамалы материалды негіздеуді дұрыс таңдау, бұрғылау жабдықтарының тасымалдау бөлшектерін дұрыс есептеуді меңгеру. Қабылданған шектік күйлерді ескере отырып, олардың ресурстарын анықтауға дайындау, сондай-ақ студенттерді игерілетін машина сапасын бағалауға, оның артықшылықтары мен кемшіліктерін анықтауға үйрету.

Авторлар оқулықты баспаға дайындаудағы көмектері үшін кафедра мен университеттегі өздерінің әріптестеріне, орынды сыни ескертулері үшін пікір жазғандарға шынайы ризашылықтарын білдіріп, алғыстарын айтады.

1. БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫН ЖОБАЛАУ НЕГІЗДЕРІ

1.1. Жобалау әдістемесі мен кезеңдері

1.1.1. Терминдер мен анықтамалар

Жаңа машиналарды жобалау – құрылымдаушылар, жобалаушылар деген жалпы атпен кәсіби бірлескен, белгілі тұлғалардың қызметтерінің күрделі түрі. Яғни, жобалау – бұл жобалау әдістемелері мен сатыларын жақсы білетін және жаңа бұйымды жасауда барлық жобалау рәсімдері мен операцияларын тәжірибеде іске асыра алатын құрылымдаушы-жобалаушылар мамандарының жұмыс саласы.

Құрылымдаудың негізгі мақсаты – мұнай және газ ұңғымаларын бұрғылау процесінде технологиялық функциялардың барынша тиімді орындалуымен қамтамасыз ететін бұрғылау жабдықтарын жасау. Сондықтан құрылымдау қағидалары мен талаптары қатаң орындалуы керек.

Құрылымдау талаптары:

- заманауи машинажасауда игерілген, берілген шарттарда ең тиімді құрылымдық шешімді таңдау;
- әр түрлі шешімдерді үйлестіру және жаңаларын, жақсартылғандарын таңдап, яғни шығармашылық ынтамен, өнертапқыштықпен құрылымдау;
- өндірістің даму динамикасын ескере отырып, ұлттық экономиканың өскелең талабын қанағаттандыратын және техникалық ескіруден ұзақ уақытқа сақтандырылған, өміршең, икемшіл, резервтері бай машиналарды жасау;
- машиналардың құрылымдық тиімділігі, кинематикалық және күштік сұлбасының жетілгендігі, жасау құны, энергия сыйымдылығы, габариттері, металл сыйымдылығы, сенімділігі және машина массасы, технологиялығы, қызмет көрсету ыңғайлығы, жинау-бөлшектеу, тексеруі, реттелуі, т.б. жағынан мұқият салыстырмалы түрде бағалап, бірнеше жобалық нұсқаларды талдау.

Жобалау әдістемесі – бұл әлі жасалмаған нысанның белгілі бір талаптарын қанағаттандыратын, оны берілген шарттарда жасау үшін қажетті сипаттаулар жасайтын құрылыс, логикалық ұйымдасуы, іздеу әдістері, құралдары мен алгоритмдері және әсер ету принципі мен құрамы жөнінде шешім қабылдайтын ғылым. Жобалаудың негізгі түсініктеріне мыналар жатады (МЕСТ– 22487 бойынша):

- *жобалау шешімі* – бұл жобалаудың әрі қарайғы бағыттарын немесе оны аяқтауды қарастыру, анықтау үшін қажетті және жеткілікті жобалау нысынының аралық немесе ақырғы сипаттамасы;

- *жобалау алгоритмі* – жобалауды орындау үшін қажетті сипаттаулар жиынтығы;

- *жобалау тілі* – жобалау кезінде ұсыныстар мен өзгерістерді таныстыруға арналған тіл;

- *жобалау рәсімі* – орындалуы жобалау шешімдерімен аяқталатын әрекеттер жиынтығы;

- *жобалау операциясы* – жобалау рәсімдерінің бір бөлігін құрайтын, алгоритмі жобалау рәсімдерінің бірқатары үшін өзгеріссіз қалатын әрекеттер немесе әрекеттер жиынтығы.

Бұйымды өңдеудің барлық сатыларын міндетті түрде МЕСТ бойынша орындау қарастырылмайды. Әдетте, ол әр жобалау ұйымдарының тәртібі бойынша орындалады және олар қателіктерге әкелуі мүмкін. Мұндай қателіктің түріне бұрынғы өткен ғасырдың 60 жылдары Уралмаш зауытында жасалған, үлкен диаметрлі бір ғана құбырдан тұратын және жұмыс процесінде тік күйде тартқыштардың көмегімен ұсталатын, 9D мачталық мұнара түріндегі бұрғылау қондырғысын жатқызуға болады. Принциптік сипаттамадағы үлкен қателік бұрғылау қондырғыларының жетектерінде шынжырлы берілістерді қолдану концепциясы болып отыр, ол жетек және оның элементтерінің сенімділігінің жеткіліксіздігі мен қолайсыздығын дәлелдейді.

Өндірістің тау-кен, металлургия, авиация салаларында – балама жетектік шынжырлар болып көп ағынды планетарлық тісті берілістер қолданылатынын ескере кету керек (мысалға, порт крандарының шығыр жетектерінде, ұшақ пен тікұшақтарда, илемдеу станоктарында және комбайндарда).

1.2 Жобалаудың рәсімдік моделі (ЖРМ)

ЖРМ – бұл жүйелік амалдарды жүзеге асыратын жобалаудың логикалық сұлбасы (1-кестені қараңыз).

Жобалаудың барлық жағдайында жобаның техникалық және техника-экономикалық тиімділігін, мүмкіндік шешімдердің әртүрлі нұсқаларын таңдауды, шешімдерді салыстырмалы бағалауды, эскиздік жобаны орындауды ескеру қажет. Бірақ жобаны шамадан тыс сатылау уақыт және жұмыс ресурстарының өндірістік емес шығындарына әкеледі. Сондықтан сатыны таңдауда нысанның күрделілігін, жаңару дәрежесін және жобалауда кететін қателіктер салдарын ескеру керек.

Жобалау рәсімдерінің мазмұнын тереңірек қарастырайық. Жаңа нысанды жасауда қажеттілікті анықтау:

- 1) өндіріс саласының күйін;
- 2) жаңа технологиялар мен жаңалықтарды орындау;
- 3) еңбек өнімділігін арттыру;
- 4) қол жұмыстарын жою;

5) жарақаттануды азайту.

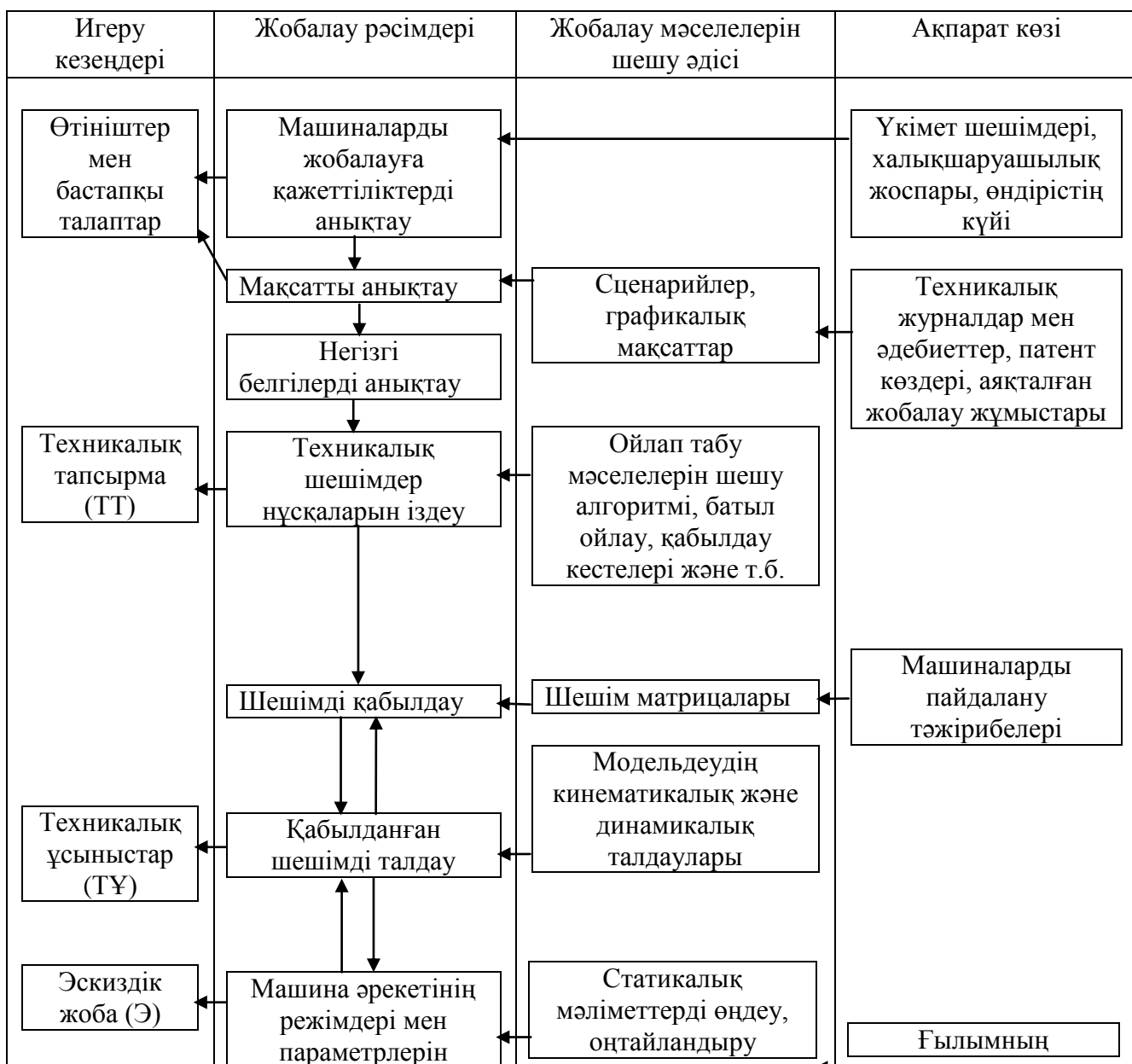
Сонымен бірге бұл халық шаруашылық және салалық ұйымдар жоспарларында көрсетіледі.

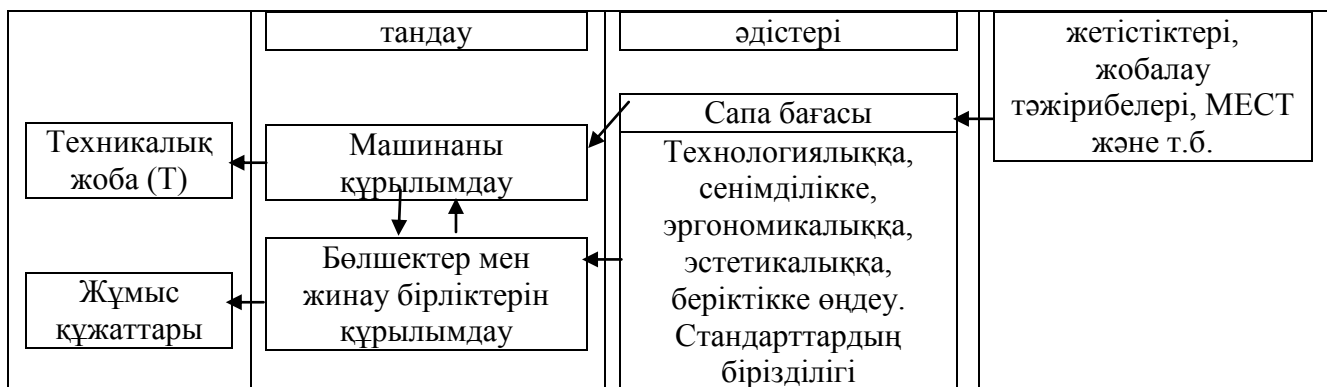
Жобалау мақсатын анықтау. Жобалау мақсатының қалыптастырылуы нысанды игеру нәтижесін анықтайды. Мақсатты тандау рәсімінің негізгі мәселесі, болжаудың инженерлік әдістері негізінде нысанның жалпы тұлғасын жобалау болып табылады.

Игерілетін нысанның *негізгі белгілерін анықтау*, элементтер арасында көп белгілі қатынастарының сұлбасын тұрғызудан тұрады. Бұл кезде мүмкін болатын бәсекелік даму бағыты, болашақта пайдалану мүмкіндігі, іске асыру тиімділігі мен мүмкіндіктері ескеріледі.

1.1-кесте

Жобалаудың рәсімдік моделі





Техникалық шешімдердің мүмкін нұсқаларын іздеу шығармашылық бастауға, белгілі тәсілдері мен алгоритмі бар шығармашылық ізденіске және ақпарат көздеріне сүйенеді.

Шешімді қабылдау – бұл белгілі мақсаттарға техникалық шешімнің сәйкестігін анықтайтын көрсеткіш нұсқасын немесе көрсеткіштер бойынша ең тиімді нұсқасын таңдау. Шешім қабылдаудың соңғы кезеңінде оның теориясын және экономикалық есептеуін қолданады.

Қабылданған шешімді талдау – бұйымды жұмыс қабілеттілігіне және техникалық іске асыру мүмкіндігіне тексеру. Талдау тәсілдері: кинематикалық, динамикалық, модельдеу. Соңғы кезең – техникалық ұсынысты игеру.

1.3 Бұйымды жасау түрлері мен кезеңдері және техникалық құжаттардың құрамы

Бұйымдар бөлінеді:

қолдану түрі бойынша:

- тұтынушыға жеткізуге арналған, негізгі өндіріс бұйымдары;
- жасап шығарушы мекеменің өз қажеттілігіне арналған, көмекші өндіріс бұйымдары;

құрамы мен күрделілігі бойынша:

- материалдың бір бөлігінен жасалатын бұйымдар;
- жинау бірліктері – функционалдық қызметіне байланысты бір түйінге жинастырылған бөліктерден тұрады (жинау бірлігі жасаушы біріктірген бірнеше жинау бірліктерінен тұруы да мүмкін);
- пайдалануға тағайындалуы ортақ, жасаушы біріктірген немесе біріктірмеген кешенді бұйымдар;
- көмекші сипаттағы пайдалануға тағайындалуы ортақ, жасаушы жинау операциясымен біріктірмеген жинақ-бұйымдар, мысалы, құралдар, қосалқы бөлшектер.

Негізгі өндірістік бұйымды жобалаудың бастапқы құжаты тұтынушы жасайтын өтініш және бұйымды игеруге қойылатын бастапқы талаптар болып табылады. Өтініште жабдықтың талап етілетін параметрлері, алдағы жылдарда қажетті саны көрсетіледі.

Игеруші әрі қарай техникалық тапсырма (ТТ) жасайды, онда мыналар көрсетіледі:

- бұйымның негізгі тағайындалуы;
- техникалық сипаттамасы;
- игерілетін бұйымның сапа көрсеткіштері мен оған қойылатын техника-экономикалық талаптар.

Техникалық тапсырма құрылымдық құжаттарты игерудің қажетті игеру кезеңдерін орындауды және оның құрамын анықтайды.

Техникалық тапсырма негізінде игеруші техникалық ұсыныс (ТҰ) жасайды. Онда көрсетіледі:

- бұйымды игеруге қажетті техника-экономикалық негіздеме;
- бұйымның құрылымының мүмкін шешімдерінің салыстырмалы бағасы;
- бұйымның патенттік тазалығы мен патентке қабілеттілігі анықталады, авторлық куәлік және бұйымның құрылымы мен сұлбасына қабылданған шешімдерге патент алудың, оны шығару лицензиясын басқа мемлекеттерге сату мүмкіндігі қарастырылады. Мұның бәрі патенттік формулярда көрсетіледі.

Техникалық тапсырма (ТТ) мен техникалық ұсыныс (ТҰ) негізінде игеруші эскиздік жоба (ЭЖ) жасалынады. Мұнда келесілер көрсетіледі:

- құрылымның принциптік шешімі;
- бұйымның жұмыс принципі;
- бұйымның негізгі параметрлері, габариттері, массасы және т.б. анықталады;
- патенттік формуляр құрастырылады;
- техникалық деңгейдің картасы құрастырылады.

Эскиздік жоба негізінде бұйымның макет үлгісі жасалуы мүмкін.

Макет үлгіні бұйымды жасау үшін сынайды.

Эскиздік жоба (ЭЖ) негізінде техникалық жоба (ТЖ) жасалады, онда көрсетіледі:

- соңғы құрылымдық шешім;
- бұйым құрылымы жөнінде түсінік пен оның жеке бөлшектерінің байланысы;
- техникалық деңгей картасы және патенттік формулярды тексеру мен қайта құрастыру;

- бұйымның жаңа макет үлгісін жасау мен сынау мүмкіндігі;

Техникалық жоба негізінде бірқатар жұмыс жобаларын жасайды:

Тәжірибелік үлгі немесе тәжірибелік партияға жұмыс құжаттары (Т).

Бұл кезде жасайтыны:

- жинау бірліктері мен бөлшектің конфигурациясы;
- машинаның негізгі көрсеткіштерін белгілеу;
- игерушілер, жасаушылар, тұтынушылар, Мемқалатехқадағалау мен еңбекті және қоршаған ортаны қорғау өкілдері қатысуымен өтетін сынақтар үшін бұйым үлгілерін жасайды.

Құрастыру партиясының жұмыс құжаттары (А) келесі мақсатпен жасалады:

- сынау нәтижелері бойынша құжаттарды тәжірибелік үлгіні дұрыстау және орындаушының талаптарына сәйкес техникалық құжаттарды өзгерту мен техникалық процесті жасау.

Бұл жоба негізінде орнату сериясы жасалады және сынақтардан кейін жаппай және сериялық шығару үшін құжаттар (Б) дайындалады.

Бұл игерулердің мақсаты:

- құжаттарды түзетудің соңғы кезеңі;
- бұйымның басты топтамасын жасау мен сынау;
- бұйымды жасау мен оны тұтынушыға жеткізу.

Жұмыс жобасына патенттік формулярлар мен техникалық деңгей карталары қосылады.

Құжаттардағы (сызбаларда, жазбаларда) әрбір кезеңнің литері болады: ТТ, ТҰ, ЭЖ, ГЖ, Т, А немесе Б.

Техникалық құжаттардың құрамы.

Өндірістегі бұйымды шығару графикалық және мәтіндік сияқты құрылымдық құжаттар бойынша жүргізіледі.

Графикалық және мәтіндік құжаттар бөлек немесе бірге бұйымның құрамы мен құрылысын анықтайды және оның игеруге немесе жасалуға, бақылауға, қабылдауға, пайдалану мен жөндеуге қажетті мәліметтерден тұрады.

Графикалық құжаттар бөлінеді:

1) Бұйымның сызбасы – бұйымның көрінісі мен құрастыру мен бақылауға арналған басқа да мағлұматтардан тұратын құжат;

2) Жинақ сызбасы (ЖС) – жинақ бірлігінің көрінісі мен оны жинау (жасау) мен бақылауға арналған басқа да мағлұматтардан тұрады. Сонымен бірге жинақ сызбаларына гидромонтаждық, пневмомонтаждық және электромонтаждық сызбалар жатады;

3) Жалпы көрініс сызбасы (ЖС) – бұйымның құрылымын, оның негізгі бөлшектердің өзара әсері және жұмыс принципін қарастыратын құжат;

4) Теориялық сызба (ТС) – бұйымның геометриялық формасы мен оның және бөлшектердің орналасу координаттары көрсетілген құжат;

5) Габариттік сызба (ГС) – габаритті, орнату және қосылыс өлшемдері бар контурлық көрінісі бар құжат.

6) Монтаждық сызба (МС) - бұйымның контурлық (қарапайым) сызбасы бар және оны қолданылатын жерінде құрастыру мағлұматтары бар құжат.

7) Сұлба – бұйымның бөлшектері мен арасындағы байланыс шартты көріністер немесе белгіленулер түрінде көрсетілген құжат.

Бұйымның мәтіндік құрылымдық құжаттарына жататындар: түсіндірме жазбалар, кестелер, есептеулер, техникалық шарттар, пайдалану және жөндеу құжаттары, патенттік формуляр, техникалық деңгей және сапа картасы, әртүрлі ведомостер, сипаттізім – кешеннің немесе жинақтың, жинақ бірлігінің құрамын анықтайтын құжат.

Бұйымның негізгі құрылымдық құжаты берілген бұйымды және оның құрамын толықтай анықтайды. Негізгі құрылымдық құжаттарға жататындар:

-бөлшектер үшін - бөлшек сызбасы;

-жинақтар, кешендер және жинау бірліктері үшін – сипаттізім.

Құрылымдық құжаттардың негізгі жинағы бұйымға жататын құрылымдық құжаттарды біріктіреді, мысалы жинақ сызбасы, сұлба т.б.

1.4 Жаңа машиналарды игеру әдістері

Машиналардың жаңа үлгілерін жасау қажеттілігін шешетін негізгі факторлар:

1. Технологиялық процестердің, машиналардың және агрегаттардың тиімділігін арттыру талаптары (қажеттілігі);

2. Жаңа, алдыңғы қатарлы технологиялық процестерді іске асыру талаптары (қажеттілігі);

3. Ғылыми жаңалықтарды тәжірибеде іске асыру талаптары (қажеттілігі).

Машиналардың тиімділігін және өнімділігін көбейту, мысалы, ұңғыларды бұрғылау кезінде, келесілер көмегімен іске асырылуы мүмкін:

а) қашауға өтуді арттыру және өтудің механикалық жылдамдығын арттыру;

ә) КТО уақыттын азайту;

б) бір рейсте дайындау-аяқтау жұмыстарының уақытын азайту;

в) жөндеу және техникалық қызмет көрсетудің уақытын азайту арқылы бұрғылау қондырғысының айналымдылығы коэффициентін арттыру;

г) ұңғыны игеру мен сынау кезінде монтаж-демонтаж жұмыстарының, тасымалдау, аяқтау жұмыстарының уақытын азайту.

Жаңа технологиялық процестерді игеру және жаңа ғылыми жаңалықтарды іске асыру айналатын қашаумен тау жынысын бұзу және бұрғыланған жынысты жер бетіне шығарудың дәстүрлі тәсілін ауыстыруға, сонымен қатар ұңғыма оқпанын жасаудың басқа да бір тәсілдеріне, мысалы:

а) ұңғыма түбіне қысымы 100 МПа және одан да жоғары сұйықты жіберіп, бұрғыланған жынысты жер бетіне жуу сұйықтығымен шығарудың эжекциялық бұрғылау әдісіне;

ә) лазермен және басқа да жылу энергиясын сәулелендіргіштері қолданылатын жағу және ізінше ұңғыманы үрлеу әдісіне;

б) ұңғыма түбіне депрессия беруге, сонымен қатар ұңғыны бұрғылаудың қолданыстағы айналдыру тәсілінің өнімділігін арттыруға – ауыстыруға бағыталуы мүмкін.

Көп жағдайда жаңа жабдықтар моралдық ескірген жабдықтың орнына жасалады. Мұны Уралмашзавод бұрғылау сораптары өндірісінде байқауға болады. Алғашқы У8-3 сорабының орнына У8-4, содан кейін У8-6, У8-6М, У8-7 және соңғы кезде үш поршеньді НБТ-600, УНБТ-950 шығарыла бастады. Бірақ, бұл жағдайда конструкторлар алдына қойылатын мақсат техникалық параметрлері жоғарырақ, өнімді, яғни бұрғылау жылдамдығын жоғарылататын машиналар шығару. Бұл жағдайда моралды тозған машиналарды алдыңғы қатарлы және тиімді машиналарға ауыстыру тізбегі байқалады.

Машиналардың моральды тозуының екі түрі бар. Бірінші түрде тұтынушының салыстырмалы фондберілісі азаяды, яғни машинаның жасаған жұмыс құнының машинаның өзінің құны мен оны пайдалануға кеткен шығын арасындағы қатынас азаяды. Моральдық тозудың екінші түрі техникалық көрсеткіштері жоғарырақ машинаның пайда болуы. Жаңа өнімді машиналардың пайда болуы машинаның ескі моделін шығаруын тоқтатып, ал барларын метал сынығына тапсыру керектігін білдірмейді. Бірақ бұл оларды шығару программасында және жұмыс мерзімінде есепке алынуы тиіс.

Моральдық және физикалық тозуды пайдалану және шығару сфераларындағы «өмір циклдері» анықтайды.

Өндіру сферасында машинаның «өмір циклі» 1.1-суретте көрсетілген қисықтар түрінде болады.

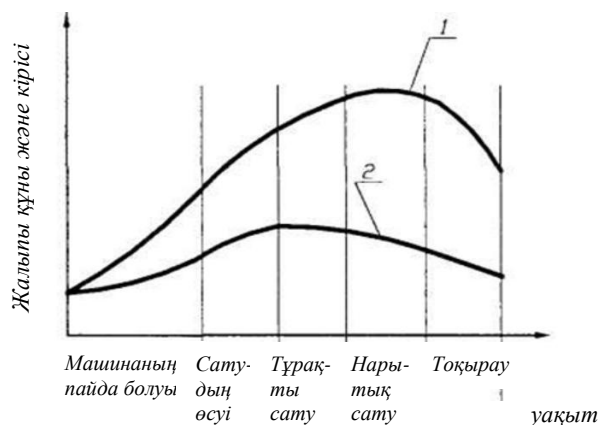
Өндірістің инерттілігі салдарынан сату мен кіріс қисықтарының максимумдары келіспейді.

Пайдалану саласындағы машинаның «өмір циклі» 3-суретте көрсетілген.

$T_{кр}$ сәтінен кейін машинаны пайдалану шығындарға әкеледі. Пайдалану шығындардың көбеюі жөндеу-қалпына келтіру жұмыстарын, тозған бөлшектерді ауыстыруын, жиі реттеулерді қажет ететін машинаның физикалық тозуымен түсіндіріледі.

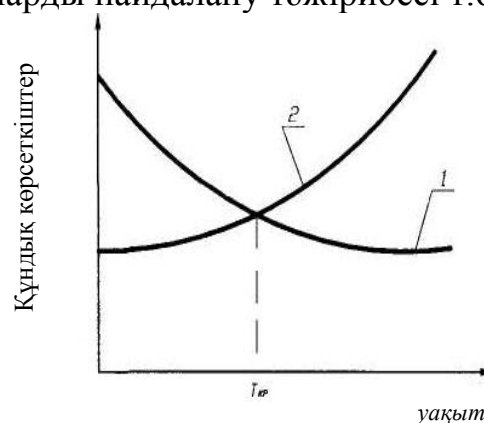
Жаңа жабдықты шығарудың негізі – оны шығару мүмкіндігін анықтайтын факторлардың болуы. Оған жоғарыда айтылған өмір циклдерінің анализі, патенттер, ойлап табу авторлық куәліктері, ғылыми зерттеулер, конструкторлық игерулер, ұқсас машиналарды пайдалану тәжірибесі т.б. кіреді.

Жаңа жабдықты шығарудың негізі – оны шығару мүмкіндігін анықтайтын факторлардың болуы. Оған жоғарыда айтылған өмір циклдерінің талдауы, патенттер, ойлап табу авторлық куәліктері, ғылыми зерттеулер, конструкторлық игерулер, ұқсас машиналарды пайдалану тәжірибесі т.б. кіреді.



1.1-сурет. Өндіру саласындағы машинаның «өмір циклі»:

1-айналымдағы машиналардың санының өсу қисығы; 2-жасаушының кірісінің өзгеру қисығы



1.2-сурет. Пайдалану саласындағы машинаның «өмір циклі»:

1-пайдалану саласындағы кіріс қисығы; 2-тұтынушының пайдалану шығындары

Бұрғылау жабдықтары саласында жаңа машиналарды шығару жоғарыда айтылып кеткен барлық параметрлер бойынша тиімділігін арттыру мақсатымен қатар жүргізіледі. Мысалы, өнімділігі жоғары қашау, жетекті жаңа шығыр, көтергіш бөлігінің тиімділігін арттыратын тәл жүйелерінің тораптары, бұрғылау сораптары, ұршықтар, роторлар, айдау желісінің байланыстыру элементтерінің құрылымдары бір уақытта жасалады. Бұрғылау қондырғысын монтаждау-демонтаждауды, тасымалдауды жеңілдету үшін жалпы құрастыруда блокты-модулді жасау тиімдірек.

Қазіргі кезде жаңа төлтұлға бәсекелесуге қабілетті машинаны шығару үшін 60-қа жуық жаңа әртүрлі пікірлерді қарастыру керектігі анықталды. Жаңа пікірді генерациялау, олардың артықшылықтары мен кемшіліктерін табу, бұларды жарыққа шығару жолдарын табу үшін жаңа идеялардың пайда болу тәсілдерін білген жөн.

Қазіргі уақытта белгілі техникалық шешімдердің әдіс-тәсілдері қалыптастыру дәрежесі бойынша үш топқа бөледі:

1. Эвристикалар жинағынан тұратын бейресми эвристикалар әдістері.
2. Жартылай бейресми эвристикалар әдісі – операциялардың бір бөлігі алгоритмдермен жазылған эвриоритмдер.
3. Толық ресми әдіс-тәсілдер – алгоритмдер.

Айтылған топтар бір бірінен құрамына кіретін әдістер санымен ерекшеленеді. Ең үлкен топ – кез-келген техникаға қолданылатын жалпылама әдістері бар, техникалық жүйе және оның элементтерінің белгілі бір сыныбын қамтитын жеке әдістер.

Толық ресми әдістер ең кіші топты құрайды. Сол әдістердің әрқайсысы техниканың белгілі бір түріне қолдануы мүмкін. Жобалау әдістемесінің дамуына байланысты әдістер бірінші топтан екіншісіне, екінші топтан үшіншісіне өтетінін айтып кеткен жөн.

Автоматтандырылған жобалау әдістердің екінші тобына, ал автоматты үшіншіге жатады.

Эвристикалық тәсілдер – керекті техникалық шешімді алу үшін қолданыстағы техникалық шешімді қалай өзгерту керектігін көрсетеді.

Эвристикалық әдістердің көбі 2 бөлімді қамтиды: біріншісі «не өзгерту керек?» екіншісі «қалай өзгерту керек?» деген сұрақтарға жауап береді. Біріншіде бірнеше ауыспалы, ал екіншісінде – оларды өзгертудің бірнеше тәсілдері болуы мүмкін. Әдістер бірнеше іздеу қадамдарынан тұрады. Сала аралық қорларда сақталған эвристикалық әдістер қатары (250 әдістер) белгілі.

Эвристикалық әдістерді қолдана отырып, техникалық шешімдерді іздеу барысында келесі жұмыстар жасалуы керек:

- 1) техникалық тапсырмадағы жобалау мақсаттарын біліп, керекті техникалық шешімнің белгілер тізімін құру;
- 2) белгілі техникалық шешімдерден, белгілер тізімі бойынша ең жақындардың біреуін немесе бірнеше түптұлғаны таңдау керек.

3) түптұлғаларға талдау жүргізіп, керекті шешіммен сәйкес еместіктерін табу;

4) өзгертілуі керек белгілерге сәйкес ортақ немесе жеке қордан жарайтын тәсілді таңдау

Ассоциациялар әдісі. Ассоциация немесе идеялар байланысы – бұл байқау, тыңдау, иіскеу және қол жетерлік басқа тәсілдермен адамның көзіне елестетіп, бір нәрсеге ұқсатып қабылдауынан тұратын құбылыс. Немесе, соған ұқсас, бір идея екіншісінің негізінде пайда болатын идеялар байланысы.

Сынамалар мен қателер әдісі – әртүрлі шешімдер нұсқаларын кезегімен ұсыну мен қарастыруға негізделген. Егер ұсынылған идея сәтсіз болса, басқа жаңа идея ұсынылады. Идея ұсыну шарттары жоқ, сондықтан мағынасыз идеялар ұсынылуы мүмкін. Сынамалар мен қателіктер эксперименталды және ойша болуы мүмкін.

Бақылау сұрақтар әдісі – бұл әдіс бойынша ойлап табушы біреудің немесе өзінің сұрақтар тізімін қолданылады (мысалы: «нысанды қалай қарапайымдандыруға болады?», «нені үлкейтуге болады?», «нені төңкеруге болады?» т.б.) Бұл әдіс өз-өзіне қайшы: қажетті көмекті жіберіп алмау үшін тізім ұзын болуы керек, есепті тезірек шешу үшін тізім қысқа болуы керек.

«Рөлге кіру» әдісі (role playing) – ақауды іздеу, талдау кезінде және ерекше қиын мәселелерді шешу үшін қолданылады. Бұл әдісті қолдану кезінде идея іздеп жатқан адам өзін қарастырылып жатқан идея мен құрылғы орнына қойып, бұл жағдайда нені істемеу керектігін ойлайды.

Идея диаграммасының негізінде идея генерациялау әдісі – мысалы, (1.3.сурет) теңіз платформарының, ұңғыма сағасына қызмет көрсету су асты аппараттарының диаграммаларын құру, көлік даму диаграммасы негізінде жаңа көлік жүйесін іздеу.

Тәуелсіз ауыспалылардың морфологиялық талдауы – қойылған мақсат пен шешіліп жатқан мәселелермен байланысты.

Бұл ауыспалылардың әрқайсысына әртүрлі мәселелер, жүйелер типтері, қасиеттер немесе әдістер қарастырылады, ал бірігіп бұл сипаттамалар кесте немесе матрица құрайды. Сипаттамалардың әртүрлі жинақтары балама идеялар немесе қойылған мақсатты шешуге арналған шешімдер тудырады. Мысалы, солайша мойынәтіректерді таңдайды.

Мойынәтірек типі

Мойынәтірек типі				Жүктеме немесе жүктемелер жиынтығы
Шарикті бірқатарлы радиалды	Шарикті бірқатарлы радиалды тіректі	Шарикті бірқатарлы тіректі	
+	- (+)		-	а) радиалды
-	- (+)		+	б) өстік
-	+		-	в) радиалды + өстік

Ми шабуылы әдісі – ұйымдасқан топтың жеке мүшелерінің шығармашылық серіктестіктік жолымен жаңа идеялар табу әдісі. Ми шабуыл әдісі өткен ғасырдың ортасында американдық ғалым Алекс Осборнмен игерілген, ол 1953 жылы «Басқарылатын ой: шығармашылық ойлаудың принциптері мен процедуралары» кітабын шығарды. Ми шабуылы бұл кітапта әбір топтың өз интеллектуалдық мүмкіндіктерін қойылған мақсатқа тез жетуге пайдалану әдісі ретінде көрсетілді. Осборн екі фактіні ескере отырып өз әдісін дәлелдеді. Ол біреулер идеяларды жақсы тауып, бірақ сынбағалық талдауды қиын игеретінін және керісінше біреулер сынбағалық талдауды жақсы игеріп, жаңа идеяларды шығара алмайтынын ескерді. Бұл процестің негізі, идея іздеуді екі кезеңге бөлуде.

60-шы жылдардан бастап ми шабуылы өте таралған әдіске айналды және оны General Electric, IBM және басқа да ірі компаниялар қолданды. Қазір ол мемлекеттік құрылымдарда, қоғамдық ұйымдарда тек қана техникалық қана емес, сонымен қатар әкімшілік, экономикалық және әлеуметтік мәселелерді шешуге қолданылады.

Әдістің басты ерекшелігі мәселені шешуге проблеманы жақсы білетін және оларға тікелей қатысы бар 3-тен 12 адамға дейін топ жиналады. Бұл мамандарға проблеманы шешуге бағытталған алдағы жиналыс туралы алдын-ала хабарланады. Бұл оларды іздеуге бағыттайды және адамдар бұл мәселеге басшылықтың қызығушылығын көреді. Жұмыс бастамастан бұрын топ басшысы проблеманы анық қоюы, оны шешу жолында әртүрлі нұсқаларды, тіпті күлкілі немесе орайсыз болса да, айтуға шақыруы керек. Бірақ, бұл кезде идеялар ешқандай бағаланбауы тиіс.

Идея шығарудың бірінші кезеңінде қатысушылар шешім нұсқаларын дайындайды. Бұл процес кезінде қолдау атмосферасы болу керек, яғни шешімдерді бағалау мен сынаудың қажеті жоқ. Жетекші адамдардың мотивациясын қолдап, бәсекелестікті болдырмау қажет.

Топтың әрбір мүшесі шешіліп жатқан мәселеге өз назарын аударып, мәселеге сәйкес идеялар ұсынуы керек.

Мамандар тобы ең тиімді жұмысты 20-60 минут аралығында істейді деп саналады. Содан кейін адамдар шаршайды. Үзіліс қажет болады.

Екінші кезеңде шешімдерді бағалау мен ең тиімді нұсқасын таңдау үшін ми шабуылын ұйымдастырушы әр мәселеге сынбағалар қалыптастыру керек. Аяқтау кезеңінде шешімдерді бағалау «жақсы», «өте жақсы» «дұрыс емес», «дұрыс» түрінде емес, нақты оң және теріс факторларды көрсетілу керек.

Ең жақсы нәтижелер ми шабуыл әдісінде, келесі факторларды сақтап, бір сағат топтық жұмыс кезінде ең жақсы нәтижелер береді:

- идеяны еркін айту;
- идеяны сынауды болдырмау;
- неғұрлым идеялар көп болса, соғұрлым жақсы.

Топ мүшелері өз әріптестерінің идеяларын қолдауға тырысу, бір идея негізінді екінші идея құру керек.

Ми шабуыл сеансын өткізу үшін жетекші (немесе төреші) мен стенографшы (немесе магнитофон) қажет.

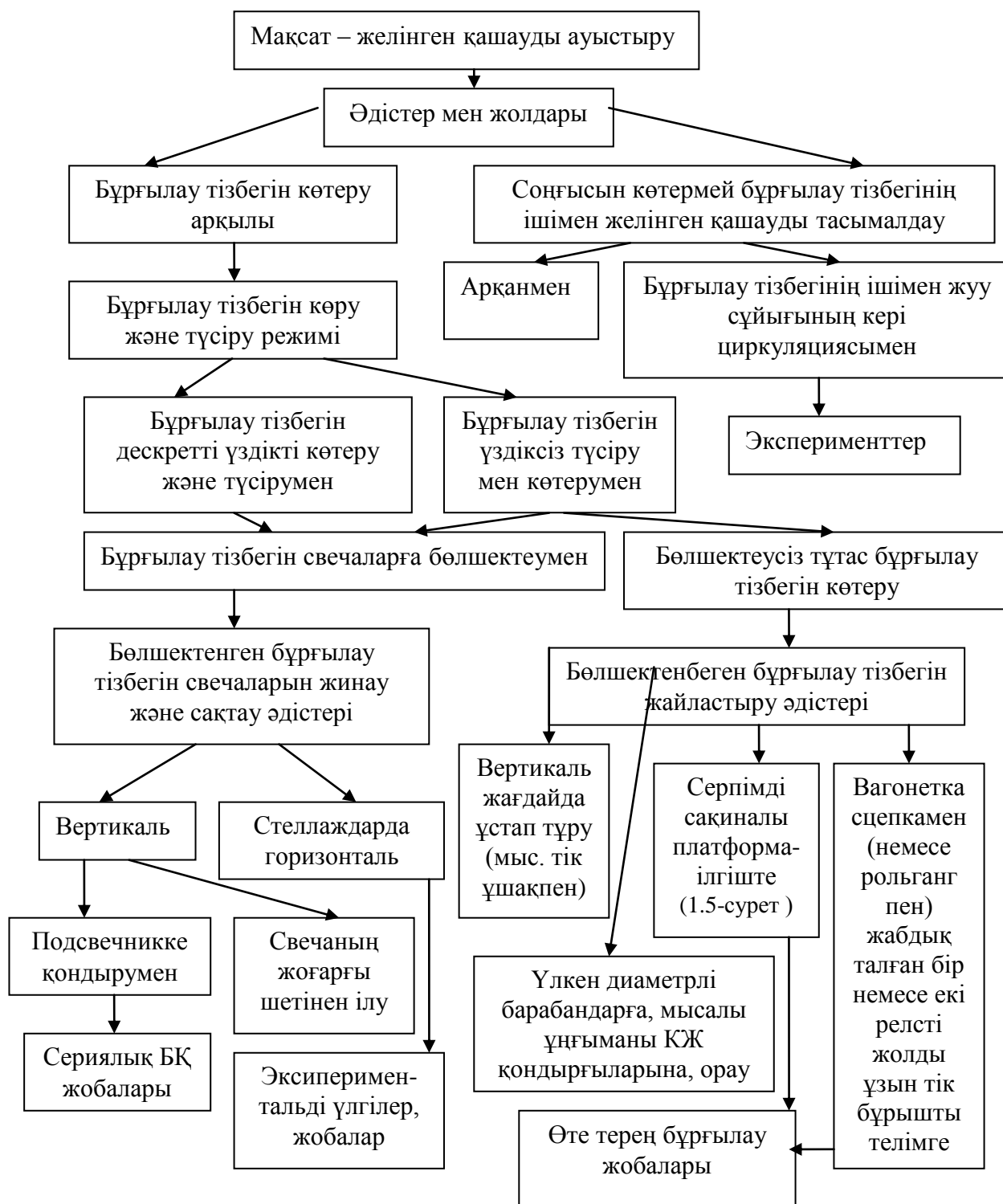
Тәжірибе көрсеткендей ми шабуыл әдісі ойлап табу мәселелеріне қарағанда ұйымдастырушылық мәселерге жарамды.

Синектика – ми шабуыл әдісінің жетілген түрі болып табылады. Бұл әдіспен әдіскерлердің тұрақты тобы жұмыс істейді, идея іздегенде олар синектикада белгілі төрт ұқсастықты кезектесіп қолданады. Бұл әдісті АҚШ-та кеңінен қолданады, ол алдыңғылардан жақсы, бірақ басқа әдістердің пайдалы ұсыныстарын қолданбайды.

1.5 Жаңа идеяларды игеруде мысалмен сипаттау әдісін қолдану

Көтеріп-түсіру операцияларының (КТО) өнімділігін арттыру мәселесін шешу мысалында жаңа идеяларды игеруде мысалмен сипаттау әдісін қолдану. КТО кететін уақытты азайту үшін тәсілдер мен құрылғысын игеру.

Мәселені шешу сұлбасы келесідей (1.4-сурет):



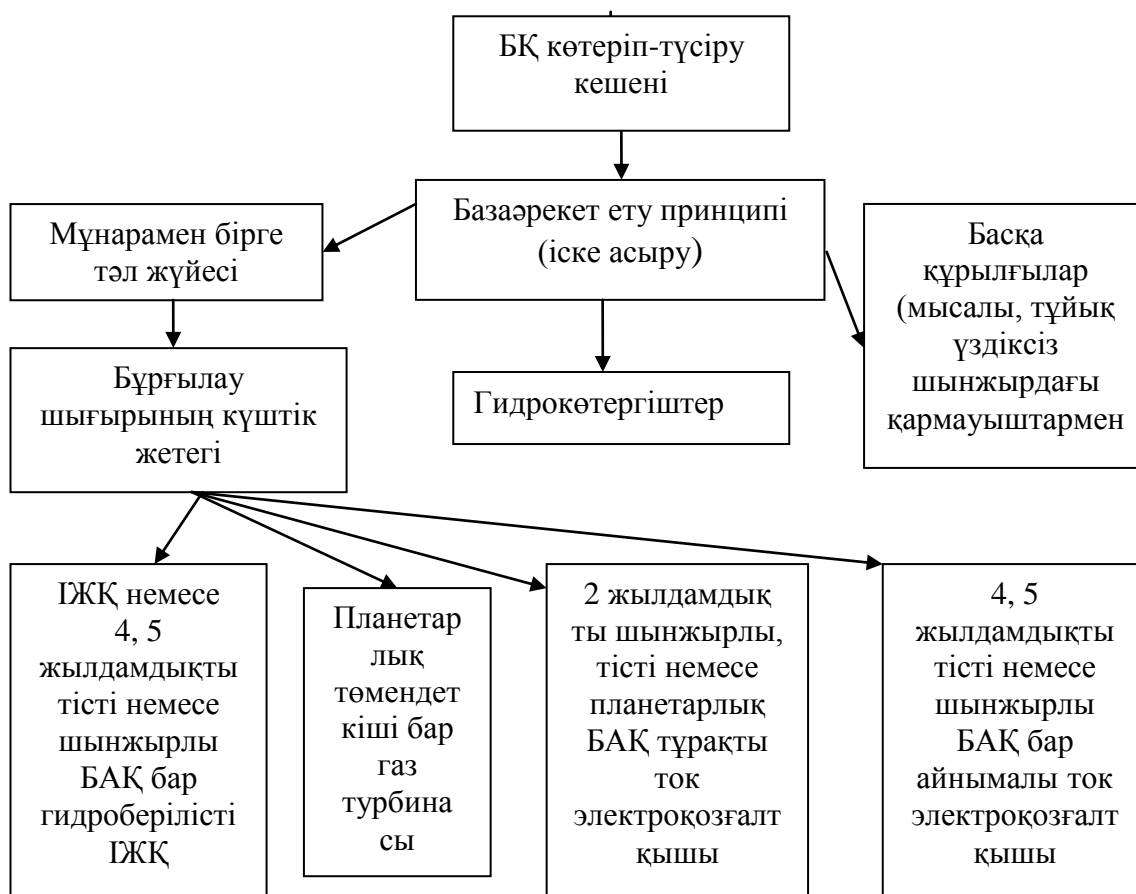
1.4-сурет. ТКК өнімділігін көбейту мақсатында шешім

1. Қандай мақсатта КТО орындалатыны қарастырылады:
 - бұрғылау тізбегінің көмегімен айналмалы бұрғылау кезінде негізгі тағайындалудағы тозған қашауды ауыстыру.

2. Алға қойылған мақсатты жүзеге асыру әдістері мен жолдары қарастырылады. Желінген қашауды бұрғылау тізбегі арқылы көтеру немесе бұрғылау тізбегін көтермей, оның ішімен қашауды тасымалдау.

3. Қарастырылған әдістер мен жолдарды жүзеге асыру үшін қажетті заттаркешені талданады. Талдаудан кейін бұрғылау тізбегін свечаларға бөлшектеу, оларды шешу және бекітумен, үзік дискретті көтеріп-түсіру циклімен (1.6-сурет) және оларды свеча тұғырына вертикаль орналастыру әдістерімен жүзеге асырылады.

1.6-суретте ұсынылған күштік жетектер тізімінен газ турбиналы жетекті қарастылудан алып тастаған жөн, себебі ол тек алыстағы газ өнімі көздерін бұрғылағанда қолдануға ұсынылады.



1.6-сурет. Бөлшектенетін бұрғылау тізбегін көтеруге арналған КТК талдауға қосымша

Өткен жүзжылдықтың 60-шы жылдарының соңы, 70-ші жылдарының басында Куйбышев облысында гидрокөтергіші бар бұрғылау қондырғысын сынақтан өткізді.

Сынақ нәтижелері қондырғының маңызды артықшылықтарын анықтауға мүмкіндік берді. Олар:

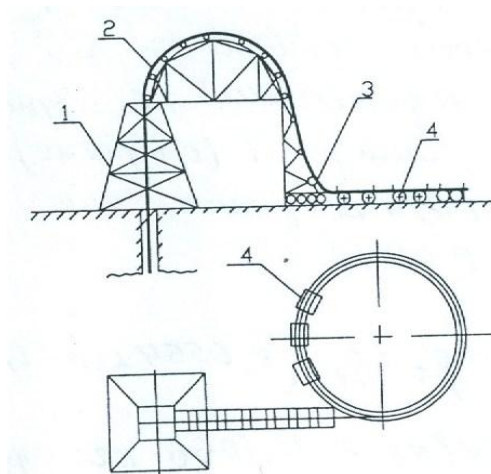
- бұрғылау және шегендеу тізбектерін көтеру және түсіру кезінде ілмек қозғалысы процесін басқару оңайлылығы;
- ТКО кететін машина уақытының айтарлықтай қысқаруы;
- ТКК жинақылығы, қозғалтқышты күштік сораптардың аз салмағы және габариті. Кинематикалық сұлбасының қарапайымдылығы.

Алайда, олармен қатар қондырғыға тән кемшіліктер де анықталды:

- гидрокөтергіш цилиндрінің жасалуы мен жөнделуінің күрделілігі;
- басқару гидроаспаптарын (реттығын, кедергіш, клапандар т.б.) жасау жоғары дәлдікті қажет ететіні;
- гидроаппараттарды жөндеу және қызмет көрсету жоғары жабдықталған базаларды және білімді де білікті мамандарды қажет ететіні.

Сондықтан гидрокөтергіштері бар бұрғылау қондырғыларын кең ауқымды енгізу үшін, гидроаппаратураны жөндеу және оған қызмет көрсету саласындағы жоғары біліктілікті мамандар дайындап, жаңа бағытты өркендету керек болады, бірақ ол экономикалық жағынан тиімсіз еді.

БУ 2500 ДГУ, ЭУ және ЭП бұрғылау жабдықтарының күштік жетегінің кинематикалық сұлбаларын, сәйкесінше 1.7, 1.8 және 1.9-суреттерде көрсетілгендей, қарастырайық.

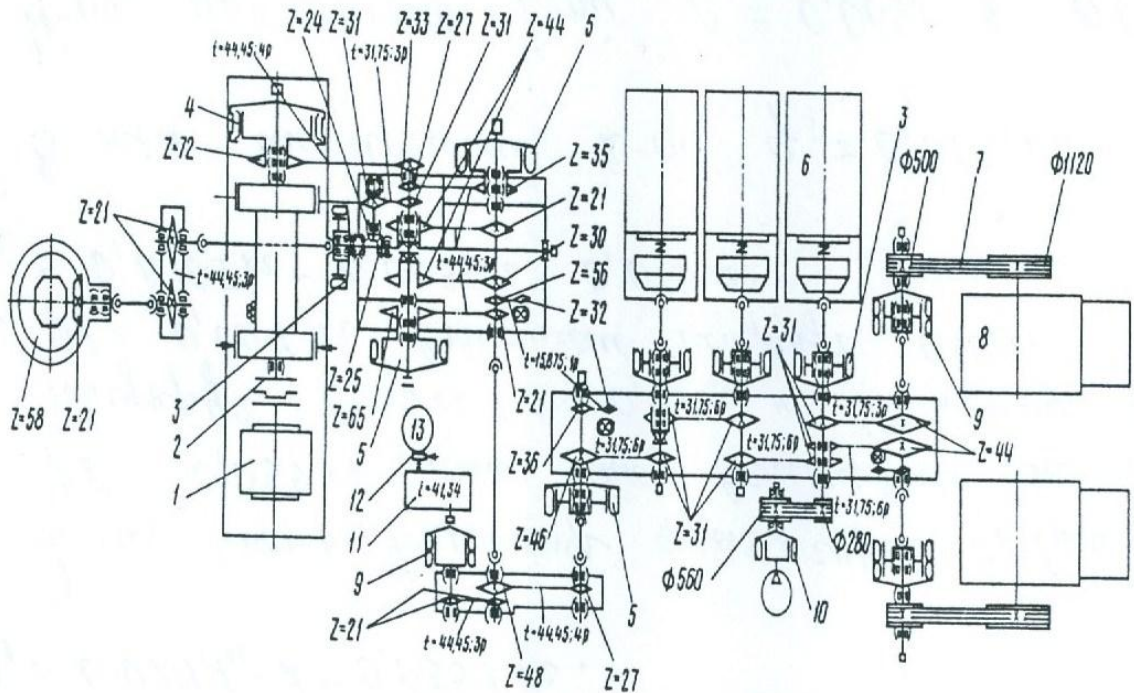


1.5-сурет. Шеңбер бойымен қозғалатын арба-тіркеме үстіне бөлшектенбейтін бұрғылау тізбегін орналастырудың сұлбасы:
*1 – мұнара; 2 – БТ-ны алып кетуші ферма; 3 – бұрғылау тізбегі;
 4 – шеңбер бойымен қозғалатын арба-тіркеме (13 арба)*

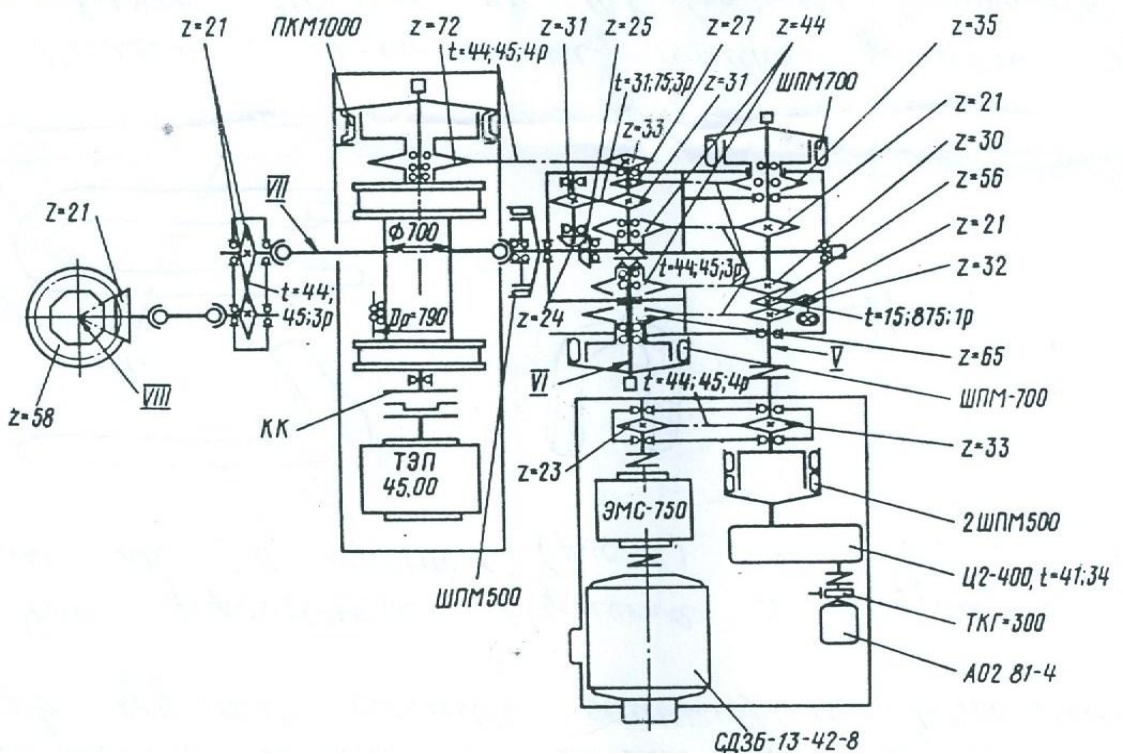
БУ 2500 ДГУ кинематикалық сұлбасы тармақталған, ол сәйкес орналастырудың үлкейуіне себепші, өзінің ресурсын жұмысы кезінде шығындайтын күштік элементтердің санының көп болуы және де ПӘК-нің төмен болуына байланысты үлкен энергетикалық шығындарға жол беріледі.

БУ 2500 ЭУ жетек сәйкес орналастырылуы әлдеқайда қарапайым, алайда:

- бұл қондырғыдағы шығыр жетегінде қуаты аз электроқозғалтқышы қолданылған;
- шынжырлы БАҚ-ы және индукциялық сырғанау жалғастырғышы бар, соның салдарынан жұмыс кезінде көп энергия шығынына әкеліп соқтырады.



1.7-сурет. БУ 2500 ДГУ кинематикалық сұлбасы



1.8-сурет. БУ 2500 ЭУ кинематикалық сұлбасы

Үлкен жинақтылықты, үлкен сенімділікті және үлкен ПӘК-ін планетарлық БАҚ-мен жабдықталған БУ 2500 ЭП күштілік жетегі иеленеді (1.9-сурет, а).

Қарастырылып жатқан бұрғылау қондырғыларының сапа интегралды көрсеткіштерді энергия шығыны және типтік ұңғыны бұрғылау кезіндегі КТО

машиналық уақыты шығыны болып табылады (ұңғыма тереңдігі 2500 м, қашаудың орташа өтуі – 50 м, бұрғылау құбырларының свеча ұзындығы $l_{CB} = 25\text{ м}$, қисық өтудегі дәреже көрсеткіші $m = 0,6$), олардың есептік мәндері 1.2-кестеде көрсетілген.

1.2-кесте

Бұрғылау қондырғыларымен ұңғыманы бұрғылау циклында машина уақыттың шығыны және энергия шығыны

БУ типі	БУ 2500 ДГУ	БУ 2500 ЭУ	БУ 2500 ЭП
Көрсеткіштер			
Машина уақытының шығыны, сағат.	66,4	58,7	45,9
Энергия шығыны, МВ*сағат.	27,8	20,4	13,3

Кестеден көріп тұрғандай БУ 2500 ЭП-ға көңіл бөлген дұрыс, себебі ол ең энергия үнемдегіш, жинақты және сенімді жетекпен жабдықталған. Сондықтан мынадай шешімге келеміз: келешектегі қарастыруларда шығыр жетегінде планетарлық БАҚ-ы бар СПК БУ 2500 ЭП алғанымыз жөн.

4. *Болашақ машинаның таңдалған үлгісінің кемшіліктері және артықшылықтары анықталады.*

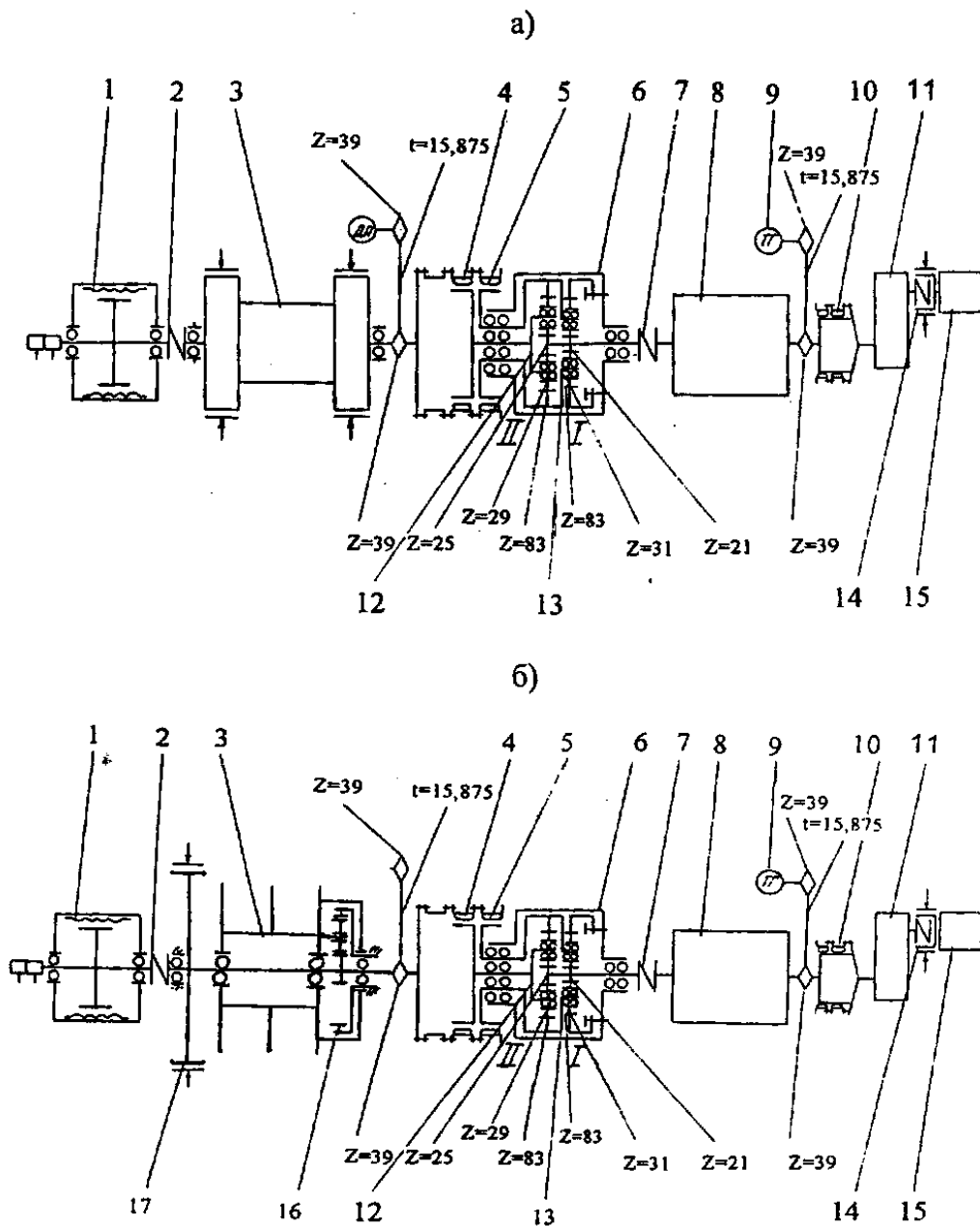
БҚ тәл жүйесінде базаланатын көтергіш бөлігінің кемшіліктері:

1) Осы үш фактор салдарынан КТО қарқындыру қорлары таусылады:

- инерция салдарынан және айналуғағы элементтерде кинетикалық энергияның үлкен мәндерінен жоғары жылдамдықта көтеру кезінде жүйенің қиын басқарылуы, нәтижесінде тәл блогы кронблок астына кетіп қалу мүмкіндігі;

- тәл жүйесін көтеру кезінде (әсіресе жүктелген элеваторды көтеру кезінде) тәл арқанының шығыр барабанына оралуының шектік жылдамдықтарына қол жеткізілді, одан асып кеткен жағдайда оралу заңдылықтары бұзылады, арқан қалай болса солай, бос оралады. Әрі қарай жүктелген ілмекті түсіру кезінде тарту шектері одан төмен орналасқан орамға кіріп, қысылады, нәтижесінде тартылу, майысу және арқан зақымдануы болады;

–тәжірибемен және теориялық есептеулермен дәлелденгендей, ілмекті көтеру жылдамдығын 1,8 м/с-ден жоғары көтерген кезде машина уақыты шығынының қысқаруы байқалмайды.



1.9-сурет. Бұрғылау қондырғыларының шығыр модулінің кинематикалық сұлбасы:

а) БУ 2500/160 ЭПБМ1 және БУ 2500/175 ЭПКБМ; б) сол сияқты екі тартушегі бар тәл жүйелі қондырғылар (жоба); 1 – көмекші тежеуіш; 2 – жалғастырғыш; 3 – барабанды білік; 4,5 – шинно – пневматикалық жалғастырғыштар; 6 – берілістер қорабы; 7 – жалғастырғыш; 8 – бас қозғалтқыш; 9 – тахогенератор жетегі ТГ; 10 – жалғастырғыш; 11 – цилиндрлік төмендеткіш; 12,13 – жетек; 14 – жалғастырғыш; 15 – электроқозғалтқыш; 16 – планетарлық қондырғы; 17 – тоқтатушы тежеуіш

2) Жүйеде істен тез шығатын буын – тәл арқаны өңдеу мен ауыстыруда бұрғылау бригадаларының үлкен көлемдегі еңбек шығынын және уақытын қажет етеді.

Мысалы, өте терең ұңғыманы СГ-3 Кольской ГРЭ 8-10 мың метр аралығында бұрғылаған кезде жыл сайын диаметрі 38 мм және әрқайсысының ұзындығы 1500 м болатын 9–10 бума арқан шығындалады. Қарашығанақ ауданында тереңдігі 5000 – 5200 м ұңғыманы бұрғылағанда жыл сайын диаметрі 35 мм және ұзындығы 1500 м 2-3 арқан бумасы шығындалады. Өткен ғасырдың сексенінші жылдар соңында КСРО-да жыл сайынға тәл арқанының шығыны 32 мың тоннадан асып түсті.

3) Тәл арқан ресурсын оның ұзындығы бойынша пайдаланудың бірқалыпты еместігі (тозудың бірқалыпсыздығы), ол КТО кезінде арқанның шкивтерде майысу санының әртүрлі болуымен сипатталады.

Жабдықта арқанның ұзындығы бойынша бірқалыпсыз жүктелуі, 1.10-суретте көрсетілгендей свеча биіктігіне бір рет көтеру циклы кезінде шкивтердің майысу циклдарының санымен анықталады (тәл жүйесінің жабдықталуы 5×6 болғанда алып кетуші шкивсіз). Сұлбаның оң жақ бөлігі – қарапайымданған.



1.10-сурет. Тәл блогының свеча биіктігіне көтеру кезінде шкивтерде және барабанда арқан майысу цикл санының таралу сұлбасы

5×6 жабдықталуы үшін майысу санының максималды саны 7-ші және 8-ші тармақтарда байқалады. Майысулардың максимал саны мұнара параметрлерімен, свеча ұзындығымен және жабдықталу еселігімен (кронблокта тарту ішегіне арналған әкетуші шкив жоқ кезде):

$$z_{\max} = \frac{U_{TC} \cdot l_{CB}}{H + A} \quad (1.1)$$

мұнда: U_{TC} – тәл жүйесінің жабдықталу еселігі (беріліс саны); l_{CB} – бұрғылау құбырларының свеча ұзындығы; H – кронблок пен тәл блогының КТО кезінде соңғысының төмен орналасуында өс аралық қашықтығы; A – науа түбі бойынша шкивтің жарты шеңберінің ұзындығы.

Шкивтерде майысумен жұмыс жасайтын арқандардың шыдам мерзімі мына теңдеу бойынша анықталады:

$$N = \frac{\left(\frac{D_{ш}}{d_k}\right)^k}{T^m} \cdot C \quad (1.2)$$

мұнда: N – шкивтерде арқанның бүлінуіне дейінгі майысу циклдері саны; $D_{ш}$ – науа түбі бойынша майыстырушы шкив диаметрі; d_k – тәл арқанының диаметрі; k – машинаны сынау көрсеткіштерінің дәреже көрсеткіші, ол $k = 2,5 - 3$ тең; T – жұмыс жасау кезінде арқанды созушы күшсалмақ; $m = 1,65 - 1,7$ – арқанның шаршау қисығының дәреже көрсеткіші; C – арқанның типтік өлшеміне байланысты пропорционалдық коэффициенті.

4) Үлкен жылдамдықта барабанға арқанның көп қабатты оралуының ерекшеліктері көтеру бөлігінде үлкен динамикалық күштер туғызады. Олар тарту шегінің қозғалу жылдамдығының шаршысына пропорционал:

$$P_D = f(V_T^2) = f(V_{кр}^2 \cdot U_{TC}^2), \quad (1.3)$$

мұнда: P_D – тарту шегіне динамикалық күшсалмақ; $V_T; V_{кр}$ – сәйкесінше тарту шегі және ілмектің қозғалу жылдамдығы.

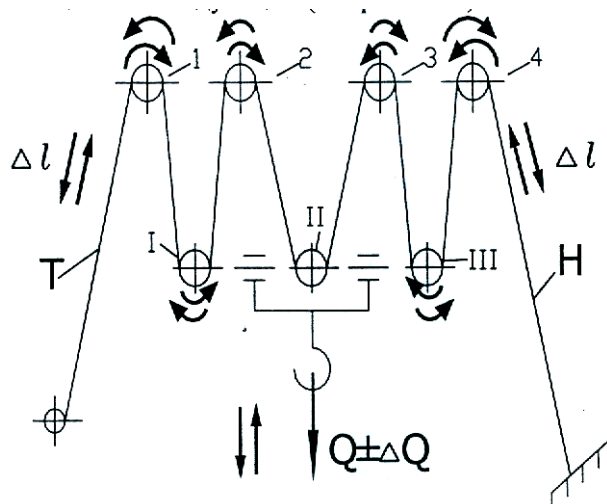
Тартушы тармақта динамикалық күштер 100 кН-ға жетеді және олар көтеру бөлігіндегі тербелу процестерінің негізгі күштері болып табылады. Бұл мұнараның, негізінің және жүйенің барлығының дірілін туғызады. Мұнара элементтерінде және бұрғыдау еденіндегі діріл деңгейі бұрғылаушы пультында үлкен көлемде қалыптан асып түсетін діріл туғызатынын айтып кеткен жөн. Бұл бұрғылау бригадаларының денсаулығына және көтеру бөлігіндегі түйіндердің жұмыс қабілеттілігіне кері әсерін тигізеді.

5) Тәл жүйесінің салыстырмалы ПӘК-нің төмендігі (6×7 жабдықталуы кезінде 0,82-ге дейін).

6) Мұнара астындағы механизмде тармақтың қозғалмайтын шеті бекітілген тәл жүйесінің кинематикалық сұлбасының айтарлықтай кемшіліктері келесіге байланысты (1.11-сурет).

Ұңғыманы бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегінің және онымен байланысқан тәл жүйесінің дірілі айтарлықтай орын алады. Бұл жағдайда тербелістердің себебі ұңғыма түбінде айналатын қашау салдарынан болады. Тербелу процесінде бұрғылау тізбегінің жоғарғы бөлігінің тербелуі, максимал шамадан нөлге дейін өзгертін бұрғылау тізбегінің салмағымен сипатталады. Бұл кездегі жүктеменің кезекті өзгеруі циклдік ұзаруды, тарту және қозғалмайтын тармақтары (және басқаларының) серпімді деформация шегіне

қысқаруын тудырады. Тәл жүйесінің кинематикалық күшіне байланысты тербелу циклында жүктеменің өсуіне сәйкес тарту және қозғалмайтын тармақтардың ұзаруы Δl шкивтері 1 және 4 тармақ арқылы жүйеге кронблоқтың дірілдеуіне әкеледі, соның салдарынан соңғысы бұралады. Күш түсу салдарынан арқанның ұзаруы Δl (кронблоқтың екі жағында да) барлық тармақтар бойынша бірқалыпты орналасуы тиіс, нәтижесінде кронблоқтың 2, 3 шкивтері және тәл блогының I, III шкивтері, 1 және 4 шкивтерден кіші бұрышқа бұрылуы керек. Серпімді күштер есебінен тербелу цикліндегі жүктемелерді азайту кезінде, тарту және қозғалмайтын тармақтың Δl деформациясы шкивтердің кері бұралуын тудырып, жүйеден кері қайтады. Осылайша шкивтердің өз өсі бойымен тізбек дірілі жиілігіне тең діріл жасап процесс қайталанады. Тербелуші шкивтерге тәл арқанының оқтын-оқтын келіп-кетітін бөлігінде циклді қайталанатын иілу кернеуі пайда болады.



1.11- сурет. Бұрғылау кезінде тәл жүйесінің дірілдеу процесінің сұлбасы

Бұрғылау процесі кезінде қашау берілісті бұрғылау тізбегінен алатындықтан, тарту тармағы мен тәл блогы қозғалыста болады да, тербелістегі шкивтерден өтетін арқанның майысқан жерлері, иілу кернеуі циклдерінің шоғырланған аймағын тудырмай арқан бойымен орын ауыстырады. Үлкен амплитудаларда және дірілдің болуында (2500 – 3300 м аралығындағы ұңғымаларды бұрғылаған кезде орындалады) арқанның қызмет ету мерзімі тез қысқарады. Егер оны тексеріп тұрмаған жағдайда тәл жүйесінің үзілуі сияқты ауыр апаттарға әкеліп соқтыруы мүмкін. Арқандағы шаршау факторларын болдырмау (немесе азайту) келесі жолдармен жүзеге асырылады (кронблоктағы айналмайтын шкив аймағында):

- бұрғылау тізбегінің қашау айналу жиілігін және күшсалмақты азайту және бұрғылау тізбегі түбінің сәйкес орналастырылуын ауыстыру арқылы дірілді жою;
- қозғалмайтын тармақты кронблокта қысу арқылы (кронблок құрылымын өзгерту арқылы);
- екі шеті де тартатын тәл жүйесіне ауысу;

- кронблоқтың соңғы айналмайтын шкивінің диаметрін үлкейту арқылы.

7) БУ ВЗБТ КТО барлық типтерінің кемшілігі көтергіш агрегатты көмекші тежеуішпен, ал кейбір жағдайда түпке қашауды беруді реттегішімен жабдықтау қажеттілігі. Өйткені көтергіш қозғалтқыш тізбекті түсіру кезінде тежеу режимінде қолданылмайды.

Тәл жүйесі бар БҚ көтеру бөлігінің артықшылықтары:

- құрылымының қарапайымдылығы және тәл жүйесі элементтерінің (кронблоқтың, тәл блогының, арқанның қозғалмайтын бөлігін қатайту механизмінің) айтарлықтай арзан болуы;

- тәл жүйесінің тораптарын жөндеуге және қызмет көрсетуінің жеңілдігі;

- планетарлық берілісті қабылдау қорабы (БҚҚ) БУ 2500 ЭП КТО үлкен сенімділікті элементтері бар жетегінің қарапайым сәйкес орналастырылуы.

1.6 Көтергіш агрегаттар және жалпы КТК үшін құрылымдық шешімдерді іздеу

КТК тиімділігін жоғарлату бойынша бағыттарды іздеу үшін 1.3-бөлімінде көрсетілген кемшіліктерді КТК құрылымдық параметрлерінің бұл кемшіліктерге әсер ету көзқарасында қарастырайық.

Арқанды барабанға орау жылдамдығы тәл жүйесінің жабдықталуының еселігіне сызықтық байланыста болады:

$$V_T = V_{кр} \cdot U_{TC} \quad (1.4)$$

Жылдамдық алу кезінде жиналатын және тәл блогын кронблок астына жетектеу мүмкіндігін шарттастыратын, тәл жүйесінің қозғалатын элементтерінің *кинетикалық энергиясы* (W) мына теңдеумен анықталады:

$$W = f \left(m_{np} \cdot V_T^2 \right) = f \left(m_{np} \cdot V_{кр}^2 \cdot U_{TC}^2 \right) \quad (1.5)$$

яғни, олар жабдықталу еселігіне минимум шаршылық тәуелділікте болады. Мұнда m_{np} – жүктелмеген элеваторды көтеру кезінде тарту тармағына келтірілген КТК-нің айналатын және ілгерлемелі қозғалатын элементтерінің массасы;

$V_T, V_{кр}$ – сәйкесінше тарту тармағы мен ілмектің жылдамдықтары.

Жүктелмеген элеваторды көтерудің максимал жылдамдығы қолданыстағы КТК-да шектелген, себебі көтерудің екпін алу кезеңінде жүйе кинетикалыққа ауыстырып үлкен көлемде энергия жұтады. Ол жылдамдық алу жолын және уақытын ұзартады. Әрі қарай баяулау кезінде кинетикалық энергия потенциалдық энергияға айналады, бұл кезде жүйе инерция есебінен жоғары қарай қозғалыста болады. Жинақталған кинетикалық энергияның жоғарлауынан уақыт және көтерілу соңында баяулау жолы өседі. Сайып келгенде жоғары қарай көтерілу соңындағы тәл блогының еркін қозғалу жолы да жабдықталудың беріліс санына шаршылық тәуелділікте (барлық тең жағдайда) болады.

Арқан ресурсының шығыны майысу кернеулерінен оның шаршауымен (шаршау факторларының жинақталуынан) шарттастырылады. Кернеулер шамасының шкив диаметрінің $k = 2,5-3$ дәрежесінде тәуелді, ал максимал жүктелген аймақтағы майысу саны жабдықталудың беріліс санына сызықтық тәуелділікте болады.

КТО кезіндегі тәл арқанындағы динамикалық күшсалмақ тәл жүйесі еселігінің квадратына пропорционал.

Тәл жүйесінің пайдалы әсер коэффициенті (алып кету шкивсіз) мына формула арқылы табылады:

$$\eta_{TC} = \frac{\eta_{ш} \cdot \left(- \frac{\sigma_{TC}}{\eta_{ш}} \right)}{U_{TC} \cdot \left(- \eta_{ш} \right)} \quad (1.6)$$

мұнда: η_{TC} – тәл жүйесінің ПӘК-і; $\eta_{ш}$ – шкив ПӘК-і; U_{TC} – жабдықтың беріліс саны.

1.3-кестеде шкив ПӘК-іне тәуелді тәл жүйесінің ПӘК-нің мәндері көрсетілген.

1.3-кесте

Тәл жүйесінің пайдалы әсер коэффициенті

Жабдыкталу түрі	2×3	3×4	4×5	5×6	6×7
Жабдықтың беріліс саны, U_{TC}	4	6	8	10	12
Тәл жүйесінің ПӘК-і:					
$\eta_{ш} = 0,98$	0,951	0,932	0,914	0,896	0,879
$\eta_{ш} = 0,97$	0,927	0,90	0,874	0,85	0,825

Арқанда шаршау құбылыстарының жергілікті жиналуын болдырмау мақсатында жүйенің серпімді тербелісі кезінде арқанның қозғалмайтын ұшын кронблокқа бекіту қажет немесе оны қозғалмалы, яғни екінші тартушы етіп қою керек. Бірінші жағдайды жүзеге асырған жағдайда соңғы айналмайтын шкив аймағында арқанның жергілікті желіну мәселесін ғана шешеді. Екінші жағдайды жүзеге асыру барысында (КТК-ны екі тарту ұшыты тәл жүйесіне орнатуда) барлық қарастырылған кемшіліктерді түбегейлі жояды.

Жүйеге екінші тарту тармағын енгізу полиспас жабдықтарының беріліс саны екі есе азайған екі уақытта тәл жүйесін қолданғанға тең. Ілмектегі дәл сондай күшсалмақтарда арқандағы күшсалмақтар қарапайым жабдыкталу кезіндегідей болып қала береді.

Бірақ, көтеру және түсіру жылдамдығын қолданыстағыдай деңгейде сақтап қалу үшін көтеру білігінің айналу жиілігін екі есе кеміту қажет және сонымен қатар барабанға бір мезгілде екі тармақ оралатын болғандықтан, шығырдың көтеру білігіндегі айналдырушы және тежеуші моменттер екі есе өседі.

Жоғарыда барлық аталып өткен жетектер ішінен КТК-ні модернизациялау мақсатында келетіні планетарлық БҚҚ бар тұрақты ток электрлі қозғалтқышты жетек. Бұл ұсынысты жүзеге асыру үшін (1.9- сурет, б) қажет:

- көтергіш білікті және барабанды ажырату керек. Соңғысы білікке тербелу мойынтіректері арқылы отырғызылуы керек;

- көтергіш білік және барабан арасына тұрақты іліністегі беріліс қатынасы екіден кіші емес тісті бірсатылы планетарлық берілісті қою керек (егер тез жүретін көмекші тежегіш қолдануға мүмкіндік болса, үлкенін қойған дұрыс);

- таспалы тежеуіштің тежеуші шкивтерін барабаннан көтергіш білікке ауыстыру.

Бұл жағдайдағы құрылымдық шешімде бар көмекші тежегіш, БҚҚ жетегі және тұрақты ток электрқозғалтқышы және олардың жұмыс істеу режимдері өзгеріссіз қала береді. Сондай агрегаттың кинематикалық сұлбасы 1.9-суретте (б) көрсетілген.

Жаңа агрегаттың кемшіліктері:

- планетарлық редуктор, планетарлық БҚҚ, тұрақты ток электрқозғалтқышты, көмекші тежеуішті сәйкес орналастырудың күрделілігі;

- көтергіш агрегаттың ұзындығының үлкендігі, оның бір блок-модулде орналасуын болдырмауы;

Көтеру агрегатын басқару жүйесінің құрамында қымбат тиристорлы түрлендіргіш болады, ол бұрғылау қондырғысын айтарлықтай қымбаттатады. Басқару жүйесінің компоненттері 1.4-кестеде көрсетілген.

Бұл жерде БУ 2500/160 ЭП шығырының жетегінде қолданылатын МПЭ 500 – 500 УХЛЗ тұрақты ток электрқозғалтқышының бағасы жобамен 6,3 млн. теңгені құрайтынын, ал сол шығырға ТЭП-45 көмекші тежеуіштің 2,5 млн. теңгеден жоғары екенін ескеріп кеткен жөн.

1.4-кесте

Тиристорлы түрлендіргіштері бар бұрғылау қондырғысының басқару жүйесінің бағасы, млн.теңге (ҚҚС-сыз) 2011 ж. мамыр.

Басқару жүйесі	Бұрғылау жабдықтары үшін тиристорлы басқару жүйесінің бағасы, млн. теңге.	
	БУ 2900/175 ЭП	БУ 2500/160 ЭП
БУ тұтастай	≈24,75	≈24,5
Бұрғылау шығырының	≈5,5	≈5,4
Бұрғылау сораптарының	≈15,0	≈10,8

БУ 2900/175 шығырының жетегіндегі ЭП (4ПБ 450 – 750 УХЛЗ) электрқозғалтқышы 4,275 млн. теңгені құрайды, ал шығырға (ТЭИ – 10) көмекші тежегішті 4,1 млн. теңге. Сондай қуатты асинхронды электрқозғалтқыш бағасы сәл арзандау.

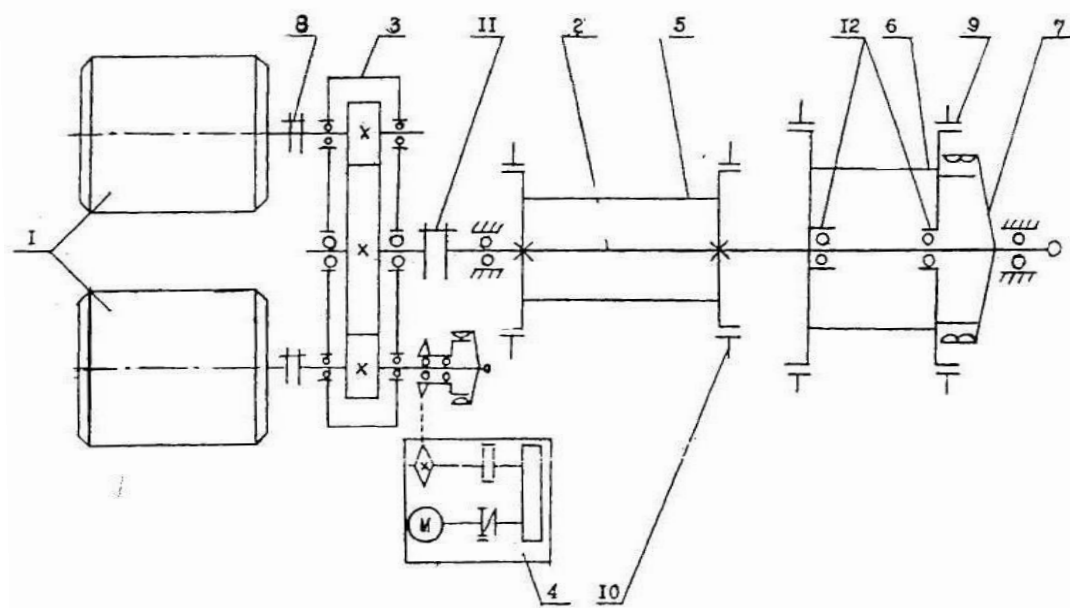
Екі тарту ұшы бар көтергіш агрегатты жасау идеясын жүзеге асыру мүмкіндігі 1.12-суретте көрсетілген жинақтық сұлба бойынша жүзеге асырылуы мүмкін.

Көтергіш білікте екі барабан орналастырылған – бір барабан ұзын білікке мықты отырғызылған, екінші барабан қысқа, еркін айналу және барабанға шинно-пневматикалық муфталармен қосылатын мүмкіндігі бар білікке мойынтіректер арқылы отырғызылған. Жетек қозғалтқыштары ретінде тұрақты ток электрлі қозғалтқыштары (екі жақты жетекте бір, екі немесе төрт) ұсынылады.

Электрқозғалтқыш көтергіш білікпен сериялы шығарылымды тісті төмендеткіш (немесе екіжақты жетекте олар екеу) арқылы жалғастырылған.

Бұрғылау тізбегімен бірге КТО тәл жүйесінің екі тарту ұшын қолдану арқылы екі барабанның бір уақытта жұмысымен жүзеге асырылады. Ауыр тізбектерді түсіру немесе көтеру кезінде және тартуларды және қарысуларды жоюда қысқа барабан көтеру білігінен ажыратылады да, тежеледі. Көтергіш агрегат қолданыстағы кешен режимінде жұмыс істейді.

Берілген агрегаттың басты кемшілігі екі барабанды агрегат компоновкасының үлкен ұзындығы мен күрделі құрылымы болып табылады.



1.12-сурет. Екі барабанды бұрғылау шығырының кинематикалық сұлбасы:

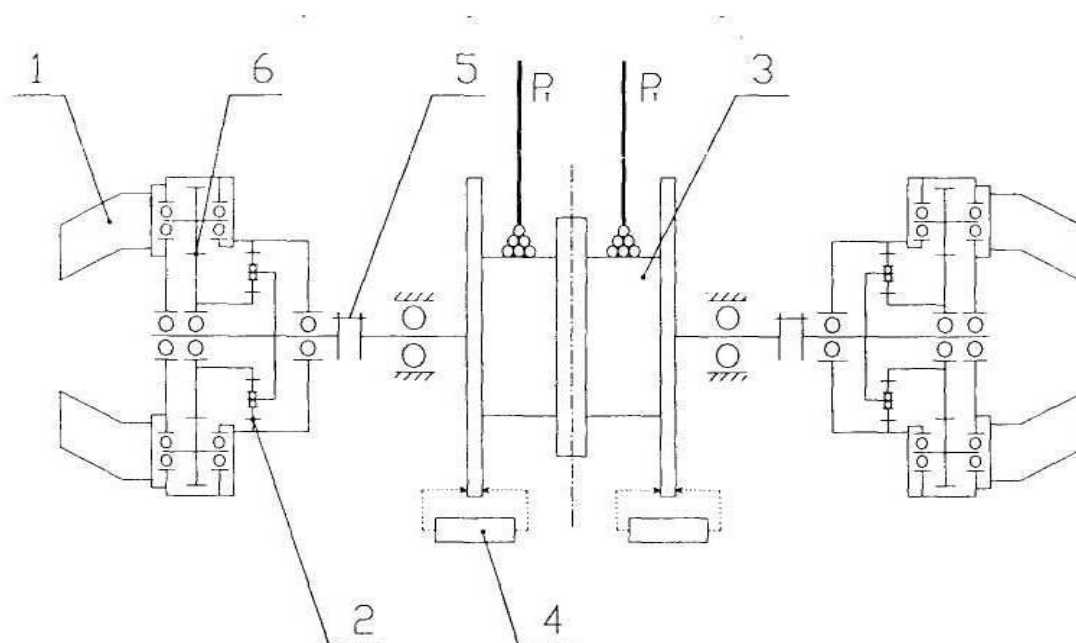
1-электрқозғалтқыш; 2-көтеру білігі; 3-төмендеткіш; 4-қашаудың берілуін реттеуші; 5-ұзын барабан; 6-қысқа барабан; 7-шина-пневматикалық муфта; 8-саусақшалы муфта; 9-қысқа барабанның тежегіші; 10- ұзын барабанның тежегіші; 11- саусақшалы муфта; 12- мойынтіректер

Қашау өтімділігінің өсуі өндірістің уақытын қысқартады. Сондықтан бұрғылау қондырғысын тасымалдауға, монтаж-демонтажына кететін уақытты азайту күрделі мәселеге айналған.

Келтірілген көтергіш агрегаттардағы анықталған және жоғарыда аталған кемшіліктерді және бұрғылаудағы тенденцияларды ескере отырып, келесі есептің формуласын құрамыз.

Тісті планетарлық берілісті, бұрғылау процесі кезінде қашауды түпке көтеріп-түсіруін реттеуші режимінде және тежеу режимінде жұмыс істейтін жетекші қозғалтқышты екі тартқыш тармағы бар тәл жүйесі мен бұрғылау шығырына базаланған көтергіш агрегатты құрап есептеу.

Осы есепті шешу шығырдың қозғалтқыш жетегін есептеуден басталады. Әртүрлі машиналардың қозғалтқышын құрастыру барысында пайда болған тәжірибеге сүйене отырып, екі типті қозғалтқыш қолдануы мүмкін. Бірінші типті қозғалтқыш: көтеру режимінде электр энергиясын пайдаланатын және тежеу режимінде электр энергиясын өндіретін айнымалы тұрақты ток электрқозғалтқышы. Бірақ бұл нұсқа қымбат әрі қиын жүйені және қосымша ауыстыру қондырғыларын талап етеді. Ал екінші түрлі қозғалтқыш: аксиал поршенді гидрокөзғалтқыш. Қазіргі уақытта біздің өндірісте гидрокөзғалтқышты көптеп шығаруда, мысалға: жол салу технологиясында қолданады. Гидрокөзғалтқыштың көрсеткіштері: қуаты 30-60кВт, біліктің айналу жиілігі 50-5000 айн/мин.



1.13-сурет. Екі жағынан гидромотормен жетектелетін шығырдың жинақтау (кинематикалық) сұлбасы:

1- гидромотор; 2-планетарлық беріліс; 3-барабан; 4-тұрақтық дискілі тежегіш; 5-муфта; 6-қосатын тісті беріліс

Гидроқозғалтқыш жетегіндегі көтеру агрегаттының кинематикалық және құрылымдық-жинақтау сұлбасын қарастырамыз.

Тізбектерді түсіру және бұрғылау процесінтерінде гидроқозғалтқыш жұмысшы сұйықтарды кедергілеумен гидросорғы режимінде жұмыс істеуі керек, яғни көмекші және негізгі тежегіштің рөлін және қашауды беруді реттеуші рөлін де орындайды.

Көтеру агрегатында тізбектерді және элеваторды белгілі бір қалыпта ұстап қалу үшін тоқтату тежеуіші функциясын орындайтын апаттық тежегіш қарастырылған болуы тиіс. Осы мақсатта қалыпты тұйықталған дисклі-қалыпты тежегішті қолдануға кеңес беруге болады.

1.5-кестеде екі тарту тармақты тәл жүйесіне негізделген бұрғылау қондырғысының көтеріп-түсіру кешенінің негізгі параметрлері көрсетілген.

Бір ізділікті секцияларының параметрлері 1.6-кестеде көрсетілген, тісті планетарлық жалғаудың тістерінің модулін таңдауы РТМ 24.179.03-72 бойынша іске асырылған. Орындалған есептеулер тарту арқанының екі ұшы да тартатын тәл жүйелі КТК үшін көтеру агрегатын жасап шығару мүмкін екенін көрсетеді. Гидроқозғалтқышпен екі жағынан жетектелетін агрегаттың кинематикалық сұлбасы 1.13-суретте көрсетілген.

1.5-кесте

Екі тарту ішектері бір уақытта барабанға оралатын
БҚ КТК негізгі параметрлері

№	Бұрғылау қондырғысының сыныбы МЕСТ16293 -89	5	6	7	8	9	10
1	Ілмекке берілетін мүмкін жүктеме, кН	2000	2500	3200	4000	5000	6300
2	Бұрғылау тізбегінің максимал салмағы, кН	1000	1250	1600	2000	2500	3200
3	Барабанға арқан оралуының орташа радиусы	0,35	0,35	0,4	0,4	0,5	0,5
4	Тәл жүйесінің жабдықталу типі	4×5	5×6	5×6	6×7	6×7	6×70
5	Тәл жүйесінің жылжымалы бөлігінгінің салмағы, кН	60	70	80	100	110	120
6	Екі шеті де тартатын тәл жүйесінің ПӘК-і	0,95	0,93	0,93	0,93	0,9	0,9
7	Ілмектегі максималь күшсалмақ кезіндегі барабан моменті, кН*м	190	194	282	304	474	594
8	Салмағы максималь бұрғылау тізбегін көтеру кезіндегі барабандағы моменті, кН*м	98	100	144	156	242	308
9	РТМ 24.179.03-72 бойынша тісті планетарлық жалғау тістерінің талап етілген модулі	10	10	12	12	16	16

Гидромотор (1), саны талап етілген қуатына тәуелді өзгертін, екі сатылы төмендеткішке тікелей жалғанады. Өз кезегінде төмендеткіштің жетекші білігі муфта (5) арқылы шығыр барабанының көтергіш білігімен жалғанған.

1.13-суретте көрсетілген көтергіш агрегаттың жинақтау сұлбасының кемшілігі екі екісатылы төмендеткіштер және екі ілінісу муфта тәуелсіз жинау бірліктерінің санының көп болуы. Осы сұлбадағы жүк көтергішті үлкен қондырғылар үшін ерекше күрделілік көтергіш біліктен күпшек арқылы шығыр барабанына және керсінше берілетін айналдыру моментінің шамасының үлкеңдігі. Сондықтан да көтеру агрегатының моноблокты түрінде орындалған, жүргізу планетарлық секциясы фланецпен тікелей барабанға жалғанған, құрастыру сұлбасы жақынырақ.

Басқа маңызды мәселелер болып, келесілер табылады: көтергіш агрегаттың тарту сипаттамасын есептеу және салу, сондай-ақ апаттық-тоқтату (тұрақтық) тежегішті есептеу және таңдау.

Секциялары бірізді планетарлық берілістің параметрлері
(РТМ 24, 179, 03-72- НИПИГОРМАШ)

Габарит номері	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Ілінісу модулі	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	2	6	20	24
Белгіленген диаметр, мм	145	185	255	310	370	460	570	700	920	1150	1350	1780	2200	2620
Секция ені, мм	28	36	46	56	70	85	105	130	165	205	270	340	410	510
Біліктің мүмкін жылжуы, мм	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,75	0,9	1,2	1,5	1,7	2,0	2,5	3,0
Статикалық момент, ТМ	0,02	0,08	0,18	0,6	1	2	5	10	25	45	75	160	300	540
Момент 3600 сағ. ТМ	0,006	0,014	0,027	0,12	0,24	0,51	0,9	2	5	10	20	40	80	150
Секция салмағы, кг	1,5	3	6	12	25	48	90	180	360	720	1400	2800	5600	12000

1.7 Ілмектегі рауалы күшсалмағы 2000 кН көтергіш агрегаттың құрылымдық-кинематикалық параметрлерін есептеу мысалдары

Көтеру агрегаты мен бұрғылау шығырының параметрлерінің бастапқы берілгендері мен есептеу нәтижелері 1.7-кестеде көрсетілген.

1.7-кесте

Көтеру агрегаты мен бұрғылау шығырының параметрлері

№	Параметрлер аты	Өлшем бірлігі	Шартты белгіленуі	Анықталу тәсілі	Сандық мәні
1	2	3	4	5	6
1	Ілмекке берілетін рауалы максималь күшсалмақ	кН	$Q_{кр\ max}$	қабылдаймыз	2000
2	Төл жүйесінің жылжымалы бөлігінің салмағы	кН	G_{TC}	қабылдаймыз	60
3	Есептік күшсалмақ	кН	P	$P = Q_{кр\ max} + G_{TC}$	2060
4	Төл блогінің жабдықталу типі	-	-	қабылдаймыз	4*5
5	Төл блогындағы шкив саны	-	n	-	4
6	Қосарланған төл жүйесінің беріліс саны	-	$U_{T.C.}$	$U_{T.C.} = n$	4
7	Шкивтің ПӘК-і	-	η	қабылдаймыз	0,98
8	Төл механизмінің ПӘК-і	-	$\eta_{T.C.}$	$\eta_{T.C.} = \frac{\eta \cdot 1 - \eta^n}{n \cdot 1 - \eta}$	0,95
9	Тарту шегінің (жүріс) керілісі	кН	S_x	$S_x = \frac{P}{2 \cdot n \cdot \eta_{T.C.}}$	271
10	Арқан диаметрі	мм	d_k	қабылдаймыз	28
11	Есептік көтерілу жылдамдығы	м/с	V_p	қабылдаймыз	0,4
12	Бұрғылау тізбегінің максимал салмағы	кН	$P_{БК\ max}$	қабылдаймыз	1000
13	Шығыр барабанындағы қуат	кВт	N_B	$N_B = \frac{(P_{БК\ max} + G_{TC}) \cdot V_p}{\eta_{T.C.}}$ қабылдаймыз	446,3 450
14	Максималь көтерілу жылдамдығы	м/с	V_{max}	V_{max}	1,5
15	Минималь көтерілу жылдамдығы	м/с	V_{min}	қабылдаймыз	0,15
16	Көтерілу жылдамдықтарының реттеу диапазоны	-	R_v	$R_v = \frac{V_{max}}{V_{min}}$	10
17	Шығыр барабанының диаметрі	мм	D_B	$D_B = 24 \cdot d_k$ қабылдаймыз	678 600
18	Свеча ұзындығы	м	L_{CB}	қабылдаймыз	18÷22

1.7-кестенің жалғасы

	2	3	4	5	6
19	КТК кезінде бірінші орау қабатындағы өрілмейтін арқан орамының саны	-	$Z_{НСВ}$	қабылдаймыз	15
20	Барабанның талап етілген арқан сыйымдылығы $L_{СВ} = 18\text{м}$ $L_{СВ} = 22\text{м}$	м	L_K	$L_K = L_{СВ} \cdot 2 \cdot U_{Т.С.} + 2 \cdot Z_{НСВ} \cdot \pi \cdot (D_B + d_K)$	203,2 235,2
21	Арқанның оралу коэффициенті	-	α_H	-	0,87
22	Өрілім диаметрі -бірінші қабат бойынша - екінші қабат бойынша -үшінші қабат бойынша	мм	D_1 D_2 D_3	$D_1 = D_B + d_K$ $D_2 = D_1 + \alpha_H \cdot d_K$ $D_3 = D_2 + \alpha_H \cdot d_K$	628 652,3 676,6
23	Әрбір қабаттағы арқан орамы саны (үш қабаттық орам кезінде) - $L_{СВ} = 18\text{м}$ - $L_{СВ} = 22\text{м}$	-	Z	$Z = \frac{L_K}{\pi \cdot (D_1 + D_2 + D_3)}$	33 38
24	Үш қабатты орам кезіндегі барабан ұзындығы: $L_{СВ} = 18\text{м}$ $L_{СВ} = 22\text{м}$	мм	L_B	$L_B = Z(d_K + 2)$ қабылдаймыз	990 1140 1020
25	Есептелген орам диаметрі	мм	D_P	$D_P = \frac{(D_1 + D_2 + D_3)}{3}$	652
26	Гидромотор төмендеткіші ПӘК-і	-	η_P	-	0,96
27	Барабан ПӘК-і	-	η_B	-	0,97
28	Қажетті гидромотор қуаты	кВт	$N_{ГМ}$	$N_{ГМ} = \frac{N_B}{\eta_P \cdot \eta_B}$	456,4
29	Гидромотордың толық ПӘК-і	-	η_M	-	0,94
30	Құбырлардың ПӘК-і	-	$\eta_{Тр}$	-	0,95
31	Сораптардың толық ПӘК-і	-	η_H	-	0,94
32	Сорапты агрегаттар қозғалтқыштарының қажетті қуаты	кВт	$N_{Тр.н}$	$N_{Тр.н} = \frac{N_{ГМ}}{\eta_M \cdot \eta_{Тр} \cdot \eta_H}$	550
33	Жүктелмеген элеваторды көтеруге арналған гидромотордың қажетті қуаты	кВт	$N_{ЭЛ}$	$N_{ЭЛ} = \frac{G_{Т.С} \cdot V_{max}}{\eta_{Т.С} \cdot \eta_B \cdot \eta_P}$	102

1.7-кестенің жалғасы

	2	3	4	5	6
4	Барабанның максимал айналу жиілігі ($V_{min} = 1,5$ м/с кезінде)	айн/мин	$n_{\delta max}$	$n_{\delta max} = \frac{60 \cdot V_{max} \cdot U_{Т.С}}{\pi \cdot D_p}$	175.84
5	Максималь рауалы күшсалмақты көтеру кезіндегі барабанның айналу жиілігі ($V_{min} = 0,15$ м/с)	айн/мин	$n_{\delta min}$	$n_{\delta min} = \frac{60 \cdot V_{min} \cdot U_{Т.С}}{\pi \cdot D_p}$	17.6

1.7.1 Гидромотормен жетектелетін бір жылдамдықты КТК тарту сипаттамасы

Көтеру агрегатын жетектеуге ұсынылған, 303.3.160 типті гидромотордың техникалық сипаттамасы:

Жұмыс көлемі, $см^3$:

-номиналь ($V_{ном}$) - 160

-минималь (V_{min}) - 0

$V_{ном}$ кезіндегі айналу жиілігі, $с^{-1}$ (айн/мин):

-минималь -0,83(50)

-номиналь -20,0(1200)

-максималь $V_{ном}$ кезінде -44,0(2650)

-максималь V_{min} кезінде -58,33(3500)

Кірісіндегі қысымы, МПа ($кг/см^2$):

-номиналь - 20(200)

-максималь - 35(350)

Шығудағы қысымы, МПа ($кг/см^2$)

-максималь - 20(200)

Қысымның номиналь өзгеруі:

- МПа ($кг/см^2$) - 20(200)

ПӘК:

-гидромеханикалық - 0,95

-толық - 0,9

Шығын, $дм^3/с$ (л/мин):

-номиналь - 3,38(203)

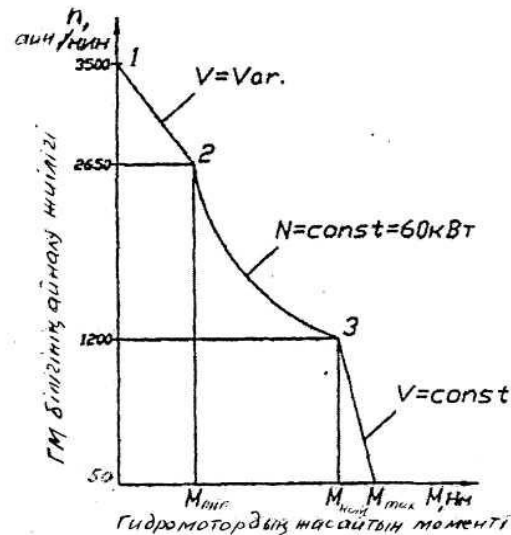
Айналу моменті, Н·м ($кгс·м$)

-номиналь - 475(48)

Қуаты (тиімдісі), кВт:

-номиналь - 60

Массасы (жұмыс сұйықтығын ескермегенде) - 55



1.14-сурет. Гидромотордың сипаттамасы

Гидромотордың оңтайлы айналу жиілігі кезінде пайда болатын қуат:

$$N_{ГМ 1200} = \frac{V_H \cdot n_H \cdot P \cdot \eta_{ГМ}}{1000 \cdot 60} = \frac{160 \cdot 1200 \cdot 20 \cdot 0,94}{1000 \cdot 60} = 60 \text{ кВт}$$

Есептік жүктемені (1060кН) көтеруге арналған гидромотордың тиісті саны:

$$Z_{ГМ} = \frac{N_{б}}{N_{ГМ} \cdot \eta_p \cdot \eta_{б}} = \frac{450}{60 \cdot 0,96 \cdot 0,97} = 8$$

Жоғарғы салмақты бұрғылау тізбегі $V_{кр} = \frac{0,4 \text{ м}}{\text{с}}$ жылдамдықпен көтерілгенде, гидромотордың оңтайлы айналу жиілігі $n_{ГМ} = 1200$ айн/мин, онда 2-ші нүктедегі гидромотордың оңтайлы айналу жиілігі $n_{ГМ} = 2650$ айн/мин тең, көтеретін күшсалмақ:

$$Q_{кр}(n=2650) = \frac{1060 \cdot 1200}{2650} = 480 \text{ кН},$$

Ал көтеру жылдамдығы:

$$V_{Qкр} = \frac{2650 \cdot 0,4}{1200} = 0,883 \text{ м/с}$$

Осы қолданған шарттардан ($n_{ГМ} = 1200$ айн/мин, $V_{кр} = 0,4$ м/с) гидромотордың оңтайлы жұмыс істеу кезіндегі барабанның айналу жиілігін және керекті трансмиссия беріліс қатынасын анықталайды:

$$n_{б. ном} = \frac{60 \cdot V_{кр} \cdot U_{тс}}{\pi \cdot D_p} = \frac{60 \cdot 0,4 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,652} = 46,89 \text{ айн/мин}$$

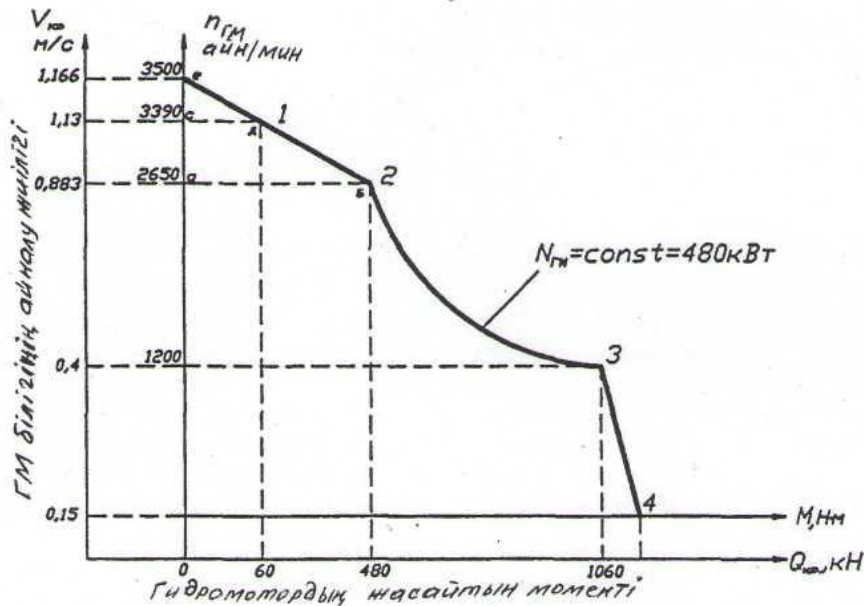
$$U_{тр} = \frac{n_{ГМ.Н}}{n_{б.Н}} = \frac{1200}{46,89} = 25,59$$

$v_{max} = 1,5$ м/с тең, жүктелмеген элеватордың көтерілу жылдамдығын қамтамасыз ету үшін, гидромотордың айналу жиілігі $n_{ГМ(v=1,5)}$ мынаған тең болуы тиіс:

$$n_{ГМ(v=1,5)} = \frac{v_{max} \cdot n_{ГМ.н}}{V_H} = \frac{1,5 \cdot 1200}{0,4} = 4500 \frac{\text{айн}}{\text{мин}};$$

Гидромотордың ең жоғарғы айналу жиілігі $n_{эм.мах} = 3500 \frac{\text{айн}}{\text{мин}}$ ($M=0$ тең кезде) тең болғандықтан, мынадай тұжырым жасаймыз: гидромотордың өзіндік реттеулері 0,4-1,5м/с диапазонындағы ілмектің көтерілу жылдамдығын қамтамасыз етуге жеткіліксіз. Гидромотордың 3500 айн/мин айналу жиілігіне сай келетін жылдамдық:

$$v_{max} = \frac{0,4 \cdot 3500}{1200} = 1,166 \text{ м/с}$$



1.15-сурет. Бір жылдамдықты көтеру агрегатының тарту сипаттамасы

Жүктелмеген элеватордың көтерілу жылдамдығы ($Q_{кр} = 60$ кН кезінде) *abe* және *cde* үшбұрыштарының ұқсастықтары бойынша анықталады (1.15-сурет):

$$\frac{480 - (3500 - 2650)}{60 - (3500 - n_{Q_{кр}=60}}} \text{ бұдан}$$

$$3500 - n_{Q_{кр}=60} = \frac{60 \cdot (3500 - 2650)}{480} = 106,25$$

$$n_{Q_{кр}=60} = 3500 - 106,25 = 3390 \text{ айн/мин}$$

Бұл ілмектің көтерілу жылдамдығына сәйкес келеді:

$$v_{кр} = \frac{0,4 \cdot 3390}{1200} = 1,13 \text{ м/с.}$$

$V_{кр} = 0,15$ м/с жылдамдықта көтерілетін ең жоғарғы күшсалмақты келесі формуламен табамыз:

гидромотордың айналу жиілігі

$$n_{ГМ} = \frac{1200 \cdot 0.15}{0.4} = 450 \text{ айн/мин}$$

гидромотормен алынатын қуат $n_{ГМ} = 450$ айн/мин кезінде:

$$N_{ГМ(450)} = \frac{z \cdot V_H \cdot p \cdot n \cdot \eta_{ГМ}}{1000 \cdot 60} = \frac{8 \cdot 160 \cdot 20 \cdot 450 \cdot 0.96}{1000 \cdot 60} = 184.32 \text{ кВт}$$

Ілмекпен көтеруге болатын күшсалмақ:

$$Q_{КР} = \frac{184.32 \cdot 0.97 \cdot 0.96 \cdot 0.95}{0.15} = 1086.5 \text{ кН}$$

Осыған байланысты мынадай тұжырым жасаймыз: жалпы қуат 480 кВт 8 гидромотормен жетектелетін бір жылдамдықты көтеру агрегатымен салмағы $Q_{КР} = 2060 - 60$ кН жүкті $V_{min} = 0.15 - 1,5$ м/с ілмек жылдамдығымен көтеру қамтамасыз етілмейді.

1.7.2 Гидромотормен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегаттың тарту сипаттамасы мен кинематикалық сұлбасын салу

Төмендеткіштің беріліс санын таңдау үшін гидромотордың айналу жиілігі 1200 айн/мин кездегі төменгі жылдамдықта көтерілуін $V_{min} = 0,15$ м/с деп қабылдаймыз, сонда төменгі жылдамдықтағы барабанның айналу жиілігі тең:

$$n_{\delta V=1,5} = \frac{60 \cdot V_{КР} \cdot U_H}{\pi \cdot D_p} = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,652} = 17,6 \text{ айн/мин,}$$

редукторға қажетті беріліс саны:

$$U_p^I = \frac{1200}{17,6} = 68,2.$$

$V_{кр} = 0,15$ м/с жылдамдық кезіндегі көтерілетін күшсалмақ:

$$Q_{0.15} = \frac{Z \cdot N_{ГМ} \eta_{\xi}}{V_{min}} = \frac{8 \cdot 60 \cdot 0.875}{0.15} = 2800 \text{ кН}$$

Көтеру жүгі өте көп сондықтан да, оны көтеру жылдамдығын арттыру арқылы кемітуге болады. Рауалы күшсалмақты 2100 кН деп қабылдайық. Ол мына жылдамдықпен көтерілу мүмкін:

$$V_x = \frac{V_{0.15} - 2800}{V_x - 2100} = \frac{0.15 \cdot 2800}{2100} = 0,2 \text{ м/с}$$

Бұл кездегі барабанның айналу жиілігі:

$$n_{V=0.2} = \frac{60 \cdot 0,2 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,652} = 23,45 \text{ айн/мин}$$

және де төмендеткіштің беріліс саны келесідей:

$$U^I_{PV=0.2} = \frac{1200}{23,45} = 51,2$$

Гидромотордың айналу жиілігі 2650 айн/мин болған кезіндегі ілмектің көтерілу жылдамдығы:

$$V = \frac{2650 \cdot 0.2}{1200} = 0.44 \text{ м/с}$$

Бұл кездегі көтерілетін жүктің салмағы:

$$Q_{0.44} = \frac{8 \cdot 60 \cdot 0.875}{0.44} = 954.5 \text{ кН}$$

Гидромотордың айналымы 3500 айн/мин кезінде ілмектің көтерілу жылдамдығы (шартты түрдегі) $V_{KP} = 0.583 \text{ м/с}$, бұл кезде $Q_{KP} = 0$ тең.

Жоғары жылдамдықта БҚҚ-ның беріліс санын табу үшін, гидромотордың 2650 айн/мин айналу жиілігіне, ілмектің $V_{KP} = 1.5 \text{ м/с}$ көтерілу жылдамдығына сәйкес келетін 3-ші нүктені қабылдаймыз (1.16-сурет). Бұл кездегі көтерілетін жүк салмағы:

$$Q_{1.2} = \frac{480 \cdot 0.875}{1.2} = 350 \text{ кН тең болады.}$$

Жүктелмеген элеваторды көтеру барысында гидромотордың 2-ші нүктедегі жұмыс режимін пайдаланамыз. Бұл кезде жүктелмеген элеватор жылдамдығы ($G_{TC} = 60 \text{ кН}$) *абе* және *сде* ұшбұрыштары ұқсастығынан анықтайды:

$$\frac{сд}{аб} = \frac{се}{ае}; \quad \frac{60}{350} = \frac{3500 - n_{ГМ}}{3500 - 2650}$$

$$\text{бұдан, } n_{ГМ} = -\frac{60}{350} \cdot (3500 - 2650) + 3500 = 3350 \text{ айн/мин}$$

ал, жүктелмеген элеватордың ең жоғарғы жылдамдығы:

$$V_{max} = \frac{1.2 \cdot 3350}{2650} = 1.52 \text{ м/с.}$$

4-ші нүктедегі $n_{ГМ} = 1200$ айн/мин кезіндегі ілмектің жылдамдығы мынаған тең:

$$V_{KP(4)} = \frac{1.2 \cdot 1200}{2650} = 0.546 \text{ м/с,}$$

ілмектегі көтерілетін жүктеме $V_{KP} = 0.345 \text{ м/с}$

$$Q_{KP(4)} = \frac{480 \cdot 0.875}{0.543} = 773.5 \text{ кН.}$$

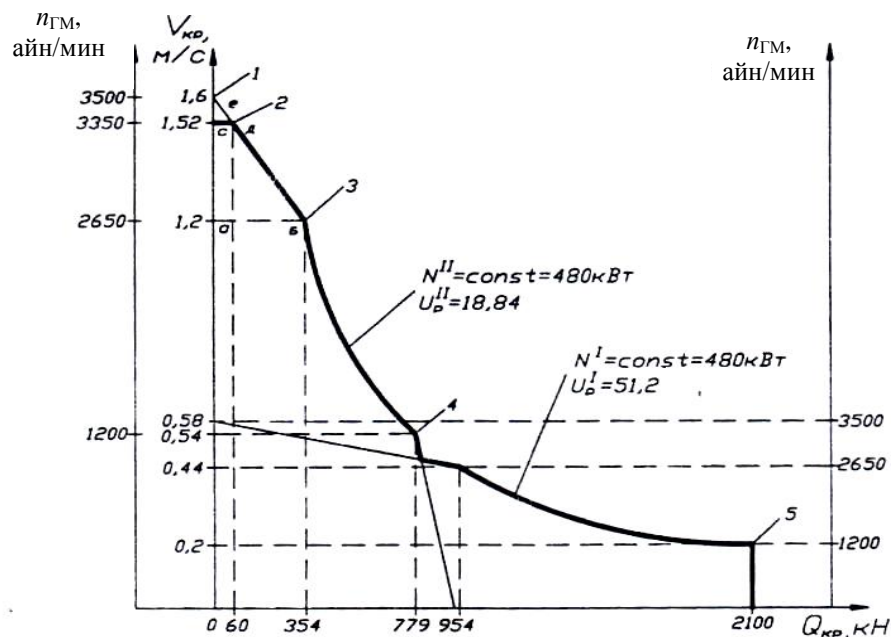
Жоғары жылдамдықтағы төмендеткіштің беріліс қатынасы мынаған тең

$$U_{PV=1.2}^{II} = \frac{n_{ГМ}}{n_{б.Н}} = \frac{n_{ГМ} \cdot \pi \cdot D_p}{60 \cdot V_{KP} \cdot U_{TC}} = \frac{2650 \cdot 3.14 \cdot 0.652}{60 \cdot 1.2 \cdot 4} = 18.84.$$

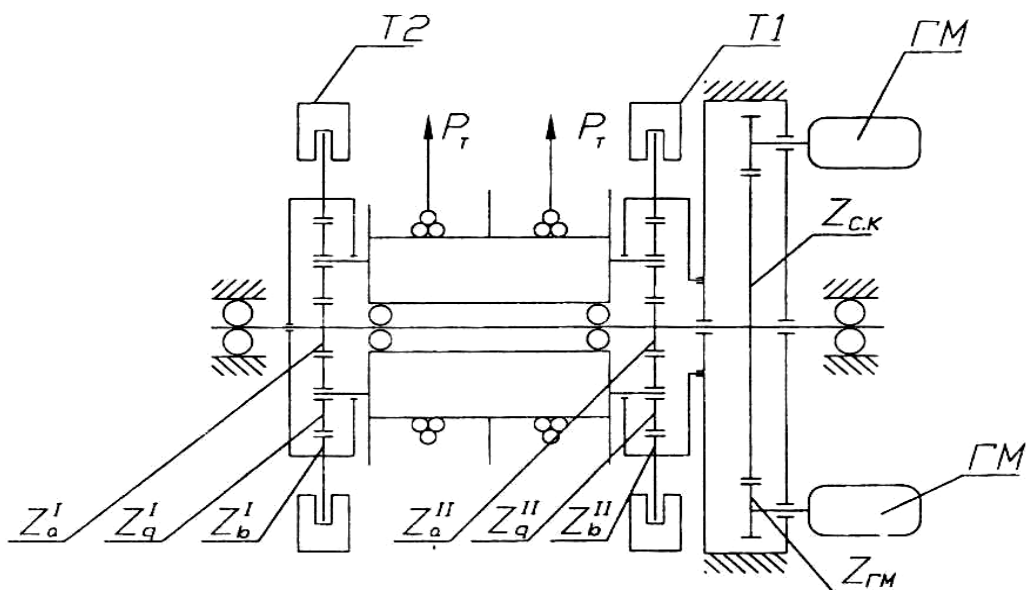
Екі жылдамдықты көтеру агрегатының тарту сипаттамасы 1.16-суретте көрсетілген.

Екі тарту шекті тәл жүйесіне арналған, гидромотордан жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы 1.17-суретте көрсетілген.

Шығырдың жұмысы. T_1 және T_2 тежегіштері – қалыпты тұйықталған жабық дискілі. Осындай қалыпты күйде барабан тежелген.



1.16-сурет. Екі жылдамдықты көтеру агрегатының тарту сипаттамасы (әрқайсысының номиналь қуаты 60кВт 303.3.160 типіндегі 8 гидромотор)



1.17-сурет. Екі тарту шекті тәл жүйесіне арналған, гидромоторлармен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы (планетарлық ендірменің тәуелсіз жұмысы):

$Z_{a}^I, Z_{q}^I, Z_{b}^I$ – көтерудің төменгі жылдамдығына арналған, планетарлық ендірге іштей ілініскен орталық доңғалақ, сателлит және тісті тәж; $Z_{a}^{II}, Z_{q}^{II}, Z_{b}^{II}$ – көтерудің жоғарғы жылдамдығына арналған, планетарлық ендірге іштей іліккен орталық доңғалақ, сателлит және тісті тәж; T1, T2 –

апатты тежегіштер; ГМ – гидромоторлар; $Z_{ГМ}$ – гидромотордың тісті доңғалақтары; $Z_{СК}$ – сомалаушы тісті доңғалақ.

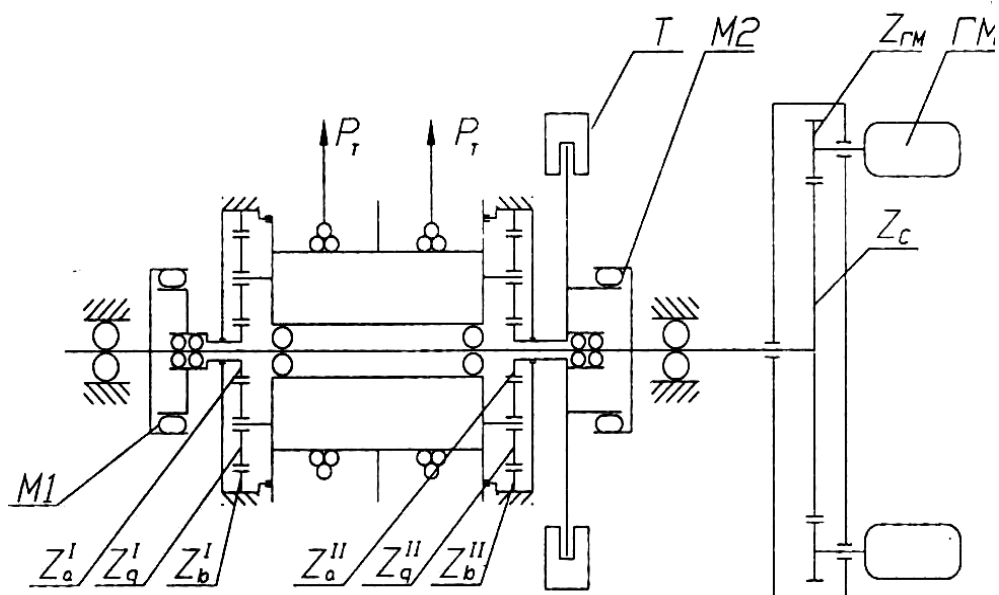
Жоғары жылдамдыққа (V^{II}) көтеру кезінде T_2 тежегіші ажыратылған, T_1 тежегіші тұйықталған. $U_{\Sigma P}=8$ гидромотордан берілетін момент цилиндрлі тісті редуктормен сомаланып, орталық дөңгелекке Z_a^{II} және сателлитке Z_q^{II} арқылы жетекке әрі қарай барабанға беріледі. Төменгі жылдамдықта T_1 тежегіші ажыратылған, T_2 тежегіші тұйықталған. Гидромотордан таралатын момент цилиндрлі тісті беріліс арқылы білікке беріліп, әрі қарай орталық дөңгелекке Z_a^I және сателлит Z_q^I арқылы жетек пен барабанға беріледі. Мұнымен қоса Z_q^{II} сателлиттері еркін айналады.

Жүктелмеген элеваторды төмен түсірген кезде T_1 және T_2 тежегіштері де ажыратулы болуы керек. Тарту шектеріне (сымдарына) түсірілетін күштердің арқасында барабан айналады, Z_B^I және Z_B^{II} тәждері еркін айналады, ал, Z_q^I және Z_q^{II} сателлиттері тоқтатылған орталық доңғалақтардың (айналмайтын) тістеріне қатысты айналады.

Жүктелмеген элеватордың, бұрғылау және шегендеу құбырларының төмен түсірілуі негізгі және қосалқы тежегіш ретінде, тежеу режимінде жұмыс істейтін гидромоторлардың I және II жылдамықтарында жүзеге асырылады. Бұл жағдайда олардың шығару сызығында кедергіш немесе электрогенераторларды айналдыратын гидромоторлар болуы тиіс.

1.17-суретте көрсетілген схеманың артықшылықтары:

- сұлбаның жинақылығы;
- басқару органдарының аз болуы – T_1 және T_2 тежегіштері.



1.18-сурет. Екі шекті тәл жүйесіне арналған, гидромотормен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық схемасы (планетарлық ендірмелердің тәуелсіз жұмысы):

Сұлбаның кемшіліктері:

- тек T1 және T2 қуатты тежегіштерінің көмегімен сұлбаның жұмысы жүзеге асырылады.

1.18-суретте екі тежегіштің орнына шинно-пневматикалық муфталар (M1 және M2) және жеңіл режимде жұмыс істейтін бір тежегіш T енгізілген, ауыр режимде жұмыс істейтін кинематикалық сұлбасы көрсетілген. Жоғарғы және төменгі жылдамдықтардың қосылуы M1 және M2 муфттарының көмегімен жүзеге асырылады.

Көтеру агрегатының трансмиссиясының беріліс саны:

Төменгі берілісте:

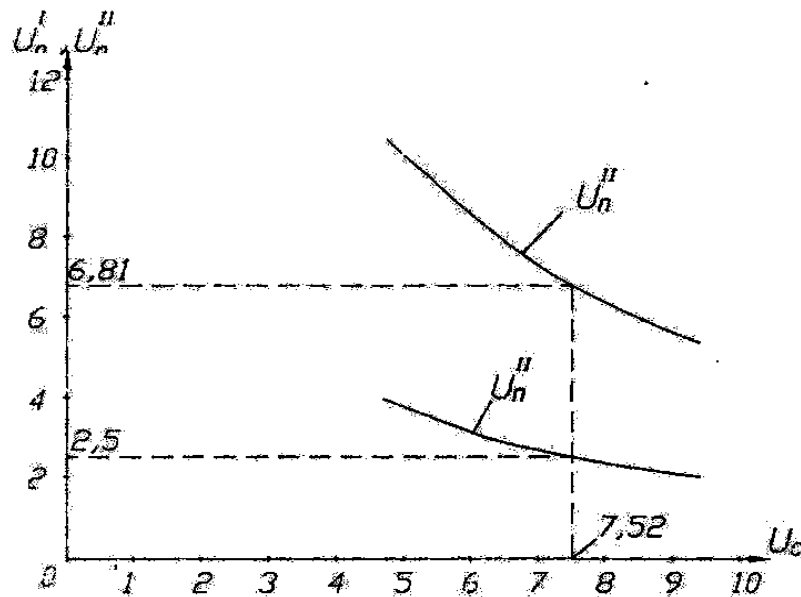
$$U_{TP}^I = U_C * U_n^I = 51,2 .$$

Жоғарғы берілісте:

$$U_{TP}^{II} = U_C * U_n^{II} = 18,8 ,$$

мұндағы, U_C - суммалаушы жұптың беріліс саны;

U_n^I, U_n^{II} - жоғарғы және төменгі жылдамдықтарға сәйкес планетарлық ендірмелердің беріліс саны.

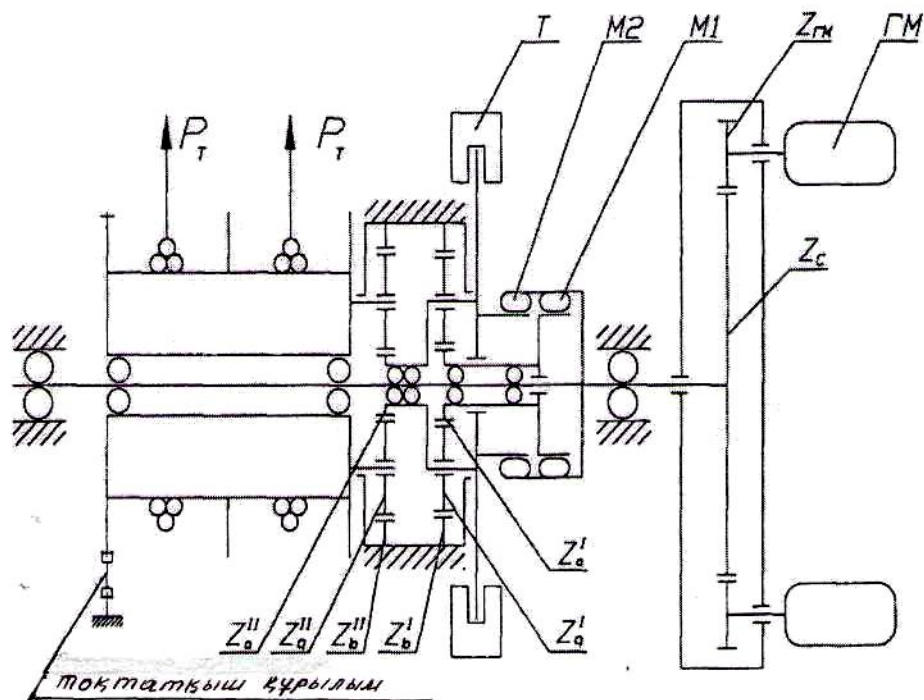


1.19-сурет. Қажет етілген $U_{TP}^I = 51,2$ және $U_{TP}^{II} = 18,8$ жылдамдық беріліс санында U_n^I, U_n^{II} -нің U_C -ге араларындағы тәуелділік

1.19-суретте қажетті беріліс сандары $U^I \approx 51,2$ және $U^{II} \approx 18,8$ көтеру агрегатының кинематикалық сұлбаларына (1.17 және 1.18-суреттер) арналған гидромоторлардың суммалаушы тісті жұптарының және планетарлық ендірмелердің беріліс сандарының тәуелділіктері көрсетілген. Үзік сызықтармен мүмкін болатын берілістер сандары $U_C = 7,52$, $U_n^{II} = 2,5$, $U_n^I = 6,81$ көрсетілген.

1.18-сурет бойынша көтеру агрегатының жұмысы. Қалыпты жағдайда Т тежегіші тұйықталған М1 және М2 муфттары ажыратулы, барабан айналмайды. Жоғары жылдамдықта көтерілуі кезінде Т тежегіші ажырайды, М2 жалғастырғышы қосылып, гидромотордан шығатын момент суммалаушы төмендеткіш арқылы Z_a^{II} орталық доңғалағына беріліп, әрі қарай жетектеуші арқылы барабанға беріледі. Төменгі жылдамдықта көтерілгенде Т тежегіші ажыратулы, М1 жалғастырғышы қосылып, гидромотордан шығатын момент сомалаушы төмендеткіш арқылы Z_a^I орталық доңғалаққа беріліп, әрі қарай жетектеуші арқылы барабанға беріледі. Жүктелмеген элеватордың төмен түсуі кезінде М1, М2 жалғастырғыштары ажыратулы, Т тежегіші ашық, P_T екі сымына түсірілетін күштердің әсерімен барабан айналымы жүзеге асырылады. Бұрғылау және шегендеу құбырларының төмен түсірілуі Т тежегішінің ажыратулы, М1 және М2 жалғастырғыштарының қосылуы кезінде жүзеге асады. Бұл кезде гидромоторлар қосалқы тежегіш ретінде гидросорап режимінде жұмыс істеуі қажет. Бұл кезде олардың шығару сызығында дроссель немесе электрогенераторды айналдыратын гидромотор болуы қажет.

1.20-суретте басқаларына қарағанда қарапайым екі жылдамдықты көтеру агрегатының сұлбасы көрсетілген. Бұл да 1.18-суреттегі сұлбаға ұқсас М1, М2 жалғастырғыштарынан және Т апатты тежегішінен тұрады.



1.20-сурет. Екі тарту шекті тәл жүйесіне арналған, гидромотормен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы (планетарлық ендірмелердің тәуелсіз жұмысы)

Берілген сұлба бойынша төмендеткіштің беріліс сандары келесі тәуелділіктермен анықталады:

$$U_{TP}^I = U_C * U_n^I * U_n^{II} = 51,2 \quad (a)$$

$$U_{TP}^{II} = U_C * U_n^{II} = 18,8 \quad (б)$$

$U_{TP}^I = 51,2$ және $U_{TP}^{II} = 18,8$ кезіндегі U_n^I , U_n^{II} және U_C беріліс сандарының мүмкін варианттары (а) және (б) теңдеулерінен табылады

$$U_n^I = 2,72,$$

$$U_n^{II} = \frac{18,8}{U_C}$$

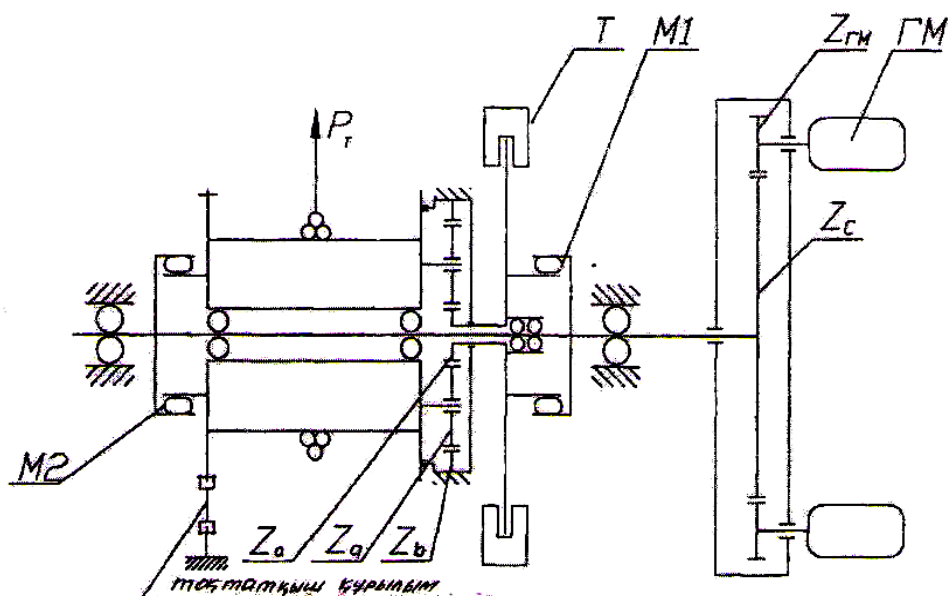
Мысалға, $U_n^{II} = 2,72$ кезінде $U_C = 6,91$.

1.20-сурет бойынша көтеру агрегатының жұмысы. Жоғары жылдамдықта көтеру кезінде М2 жалғастырғышы қосылуы (М1 жалғастырғышы ажыратулы), Т тежегіші ашық. Сомалаушы төмендеткіштен шығатын момент орталық білік пен М2 жалғастырғышы арқылы барабанға беріледі. Ал төменгі жылдамдықтағы жұмысы кезінде М1 жалғастырғышы қосылып (М2 жалғастырғышы ажыратулы), Т тежегіші ашық. Жүктелмеген элеватордың төмен түсірілуі М1, М2 жалғастырғыштары ажыратулы және Т тежегішінің ашық кезінде жүзеге асырылады. Ал бұрғылау және шегендеу құбырларының төмен түсірілуі Т тежегіші ашық және М1 немесе М2 жалғастырғыштарының бірі іске қосылғанда жүзеге асырылады. Бұл кезде гидромоторлар гидросорап ретінде қосалқы тежегіш режимінде жұмыс істеуі қажет.

1.21-суретте бір ішекті тәл жүйесіне арналған, гидромотормен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы көрсетілген.

Берілген сұлбада жоғарғы жылдамдық суммалаушы тіктісті беріліс пен М2 жалғастырғышымен қосылған орталық білік арқылы іске асырылады. Ал төменгі жылдамдық сомалаушы төмендеткіш пен және М1 жалғастырғышы арқылы планетарлық ендірменің тізбектей қосылуымен орындалады.

Тұрақтық-апатты тежегіш Т ретінде, Z_a белгілейтін орталық доңғалақты тоқтататын, дискілі-қалыпты тежегішті қолдану ұсынылады. Сонымен қатар тежеу М1 және М2 жалғастырғыштарын бір сәтте қосылуымен орындалуы да мүмкін.



1.21-сурет. Бір ішекті тәл жүйесіне арналған, гидромотормен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинеметикалық сұлбасы:

M_1, M_2 – сәйкесінше жоғарғы және төменгі жылдамдықтағы шұғыл жалғастырғыштар ; Z_a, Z_q, Z_b – сәйкесінше орталық доңғалағы , ішкі іліністі сателлит және тісті тәждер; T – апатты тежегіш; $ГМ$ – гидромоторлар; $Z_{ГМ}$ – гидромотордың тісті доңғалағы; Z_c –

Планетарлық беріліс элементтеріне әсер ететін моменттерінің анализдері.

Планетарлық беріліс сұлбасы 1.22-суретте көрсетілген.

Планетарлық беріліс түйініне әсер ететін моменттер қатынасы келесідей:

$$\frac{M_a}{M_H} = - \frac{r_a}{r_a + r_b} \quad (1.7)$$

мұндағы, M_a – орталық доңғалақтағы момент (а); M_H – жетектеуіштегі момент; r_a - орталық доңғалақтың радиусы (а); r_b - ішкі іліністегі доңғалақтың радиусы.

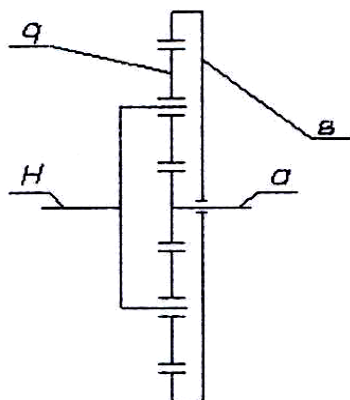
$$\frac{M_b}{M_H} = - \frac{r_b}{r_a + r_b} \quad (1.8)$$

$$\frac{M_a}{M_b} = - \frac{r_a}{r_b} \quad (1.9)$$

яғни, T_1 және T_2 тежегіштеріндегі момент бұрғылау шығырларында қолданылатын екі тежегіш таспаның жиынтық моментінен аз емес.

1.18 және 1.20-суреттеріндегі сұлбаға сәйкес тежегіштегі T момент:

$$M_a = - \frac{r_a}{r_a + r_b} M_H \approx (0,15 \div 0,2) M_b,$$



1.22-сурет. Планетарлық беріліс

1.17-сұлбада барабандағы момент M_6 жетектеуіштегі моментке M_H тең, яғни $M_H = M_6$

$$M_B = -\frac{r_B}{r_a + r_B} M_H \approx (0,6 \div 0,8) M_6,$$

яғни, тежегіштегі T момент бұрғылау шығырларының тежегіш таспаларының біреуінде қолданылатын тежегіш моментінен аз болады.

Бұдан да жеңіл жұмыс режимі 1.21-суреттегі тежегіш сұлбасында көрсетілген.

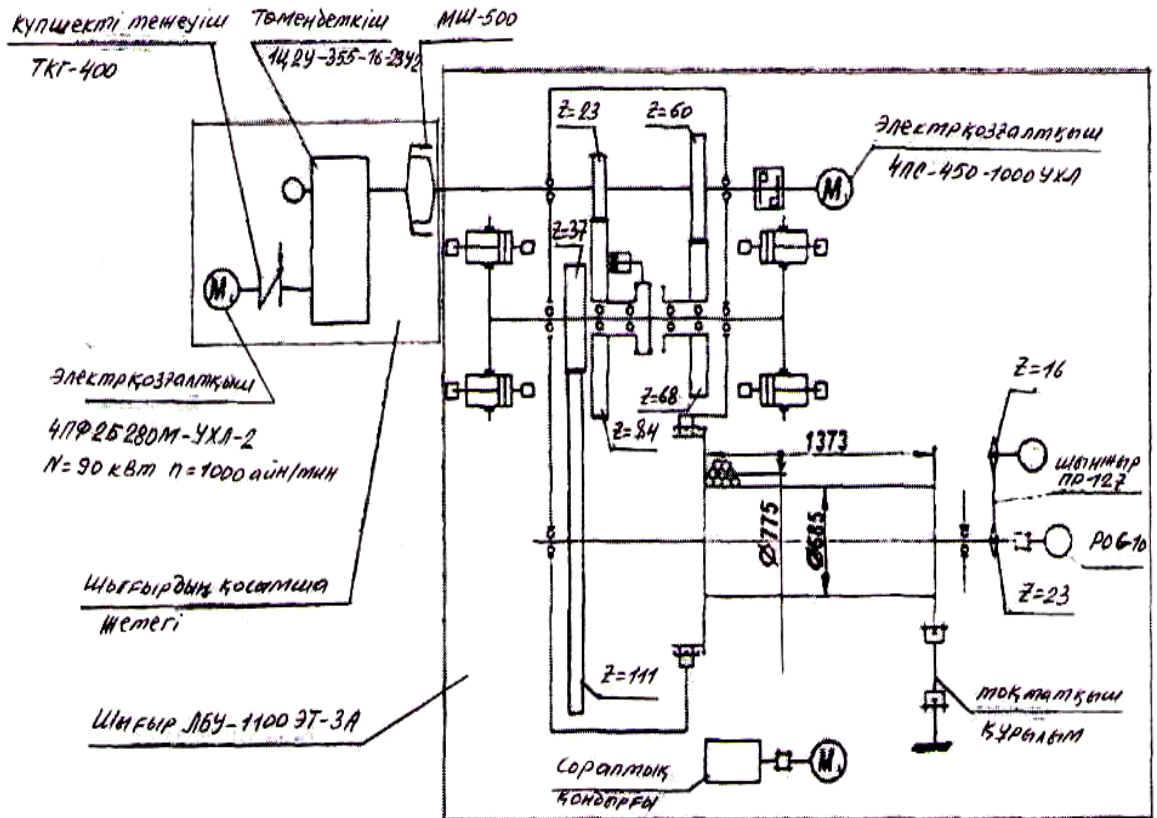
1.8 Барабанға оралған, бір немесе екі тарту ішекті, тәл жүйелеріне арналған планетарлық БАҚ-ы жылдамдықты бұрғылау шығырлары

Бұрғылау қондырғыларының жинақтау-кинематикалық сұлбасын талдай отырып, мынадай тұжырым жасауға болады, отандық заводтар тісті берілісті жетекті бұрғылау шығырларын шығаруға көшкен, оның ішінде ВЗБТ көтеру агрегаттарын планетарлық беріліс ауыстыру қораптарымен (БАҚ) жабдықтайлады. Уралмаш заводының тісті трансмиссиясы ЭТ сериялы шығырының кинематикалық сұлбасы 1.23-суретте көрсетілген. Шығырларды көтерудің екі жылдамдықты беріліс сандары $U_{TP}^I = 10,95$ және $U_{TP}^{II} = 3$ болады.

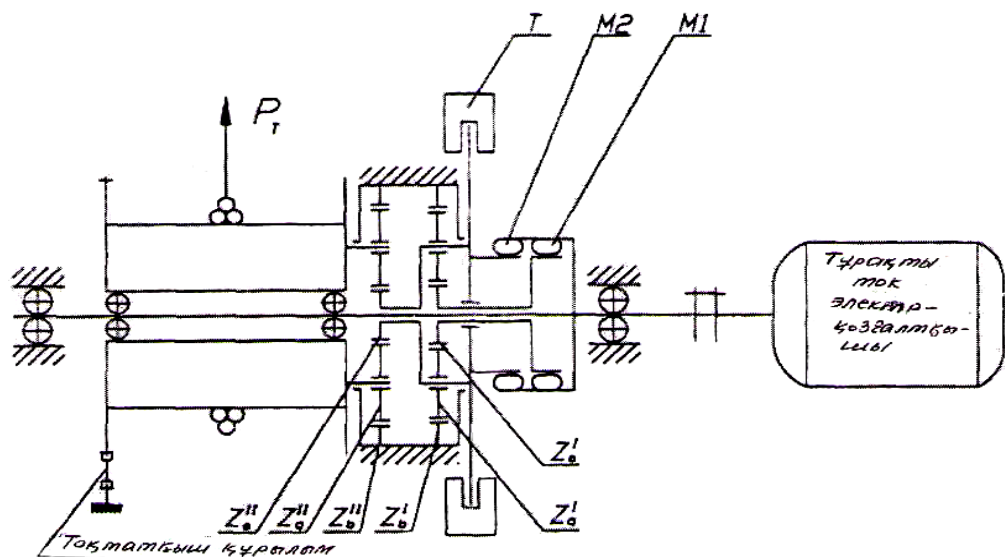
Кинематикалық сұлбадан көріп отырғандай, кәдімгі тәл жүйелерінде жоғары $U_{TP}^{II} = 3$ және төменгі $U_{TP}^I = 10,95$ жылдамдықта қажетті беріліс сандары, 1.20-суретте келтірілген, көтеру агрегаты сұлбасы бойынша қамтамасыз етіледі. Онда барабанға тек бір тармағы оралады, гидромотор мен редуктордың орнына тұрақты тоқты электрқозғалтқышы (мысалға 4ПС-450-1000 УХЛ – аналогі ЛБУ-1100-ЭТ-3) қондырылған, ал екі планетарлық ендірменің әрқайсысының беріліс сандары 3,3 (бірдей) (1.24-суретті қараңыз).

Егер Уралмашзауыдының, кинематикалық сұлбасында барабандық таспалық тежегіші жоқ, оперативті шинно-пневматикалық муфттар, екі көтеру жылдамдығын алуға мүмкіндік беретін, «оперативті емес» тісті муфттармен ауыстырылған, ЭТ сериялы бұрғылау көтеру агрегаттарын игеру мен пайдалану тәжірибелерін ескерсек, онда планетарлық берілістерді қолдану агрегаттарының жинақы сұлбасын алуға мүмкіндік береді. Сонымен 1.25-суретте, жылдамдықты ауыстыратын тісті муфттар қолданылған, екі тарту тармағы гидромотормен жетектелетін тәл жүйесіне арналған көтеру агрегатының сұлбасы келтірілген. Сұлбаның артықшылығы, шапшаң жүрісті планетарлық ендірменің орталық дөңгелегінде орналасқан, момент бойынша

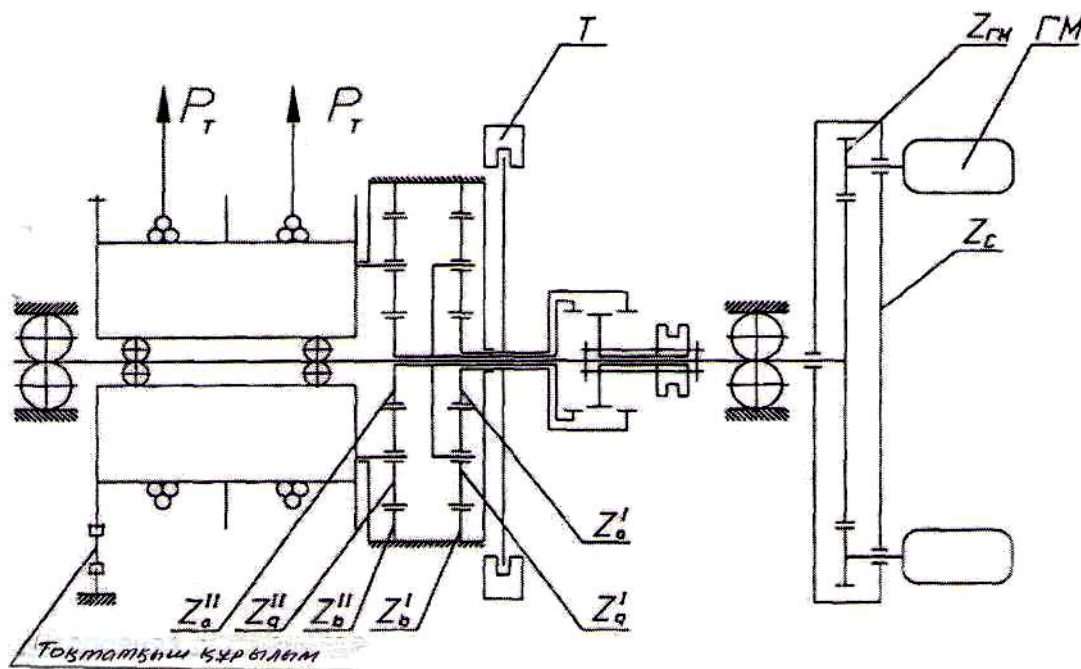
жеңілдетілген тежегіштің Т жұмыс режимі, және де планетарлық ендірмелердің жасау технологиясын жеңілдететін, олардың ұқсастығы.



1.23-сурет. ЛБУ-1100-ЭТ-3 шығырының кинематикалық сұлбасы



1.24-сурет. Бір тарту шекті тәл жүйелеріне арналған, тұрақты ток электрқозғалтқышымен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы (планетарлық ендірмелердің тізбектік жұмысы)



1.25-сурет. Екі тарту ішекті тәл жүйелеріне арналған, гидромотормен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы (планетарлық ендірмелердің тізбектік жұмысы)

Бір тарту тармақты тәл жүйесінің тұрақты ток электрқозғалтқышты жетекті ұқсас көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы 1.26-суретте көрсетілген.

Екі тарту тармағының ұштары бір уақытта оралатын бұрғылау шығырларының планетарлық ендірмесінің беріліс саны екі есеге үлкеюі керек.

Екі тарту тармағы тәл жүйесіне арналған жетектегі тұрақты ток электрқозғалтқышты көтеру агрегаты үш сұлбада орындалуы мүмкін.

Бірінші екі сұлбада шығыр барабанымен бір блокта орындалған. *Бірінші сұлба* (1.27-суретті қараңыз) – БҚҚ-ның үш планетарлық ендірмесі бар, олардың екеуінің беріліс сандары бірдей – 2,61. Бірігіп жұмыс істеу кезінде екеуі жалпы беріліс санымен ($U_P^{II}=6,8$) көтерудің жоғарғы жылдамдығын қамтамасыз етеді. Беріліс саны $U_P^I=22$ үш ендірмені тізбектей қосумен төменгі беріліс қамтамасыз етіледі. Тежегіш дискісіндегі тежеу моменті мынаған тең:

$$M_T = \frac{M_B}{U_P^I} = \frac{M_B}{22}.$$

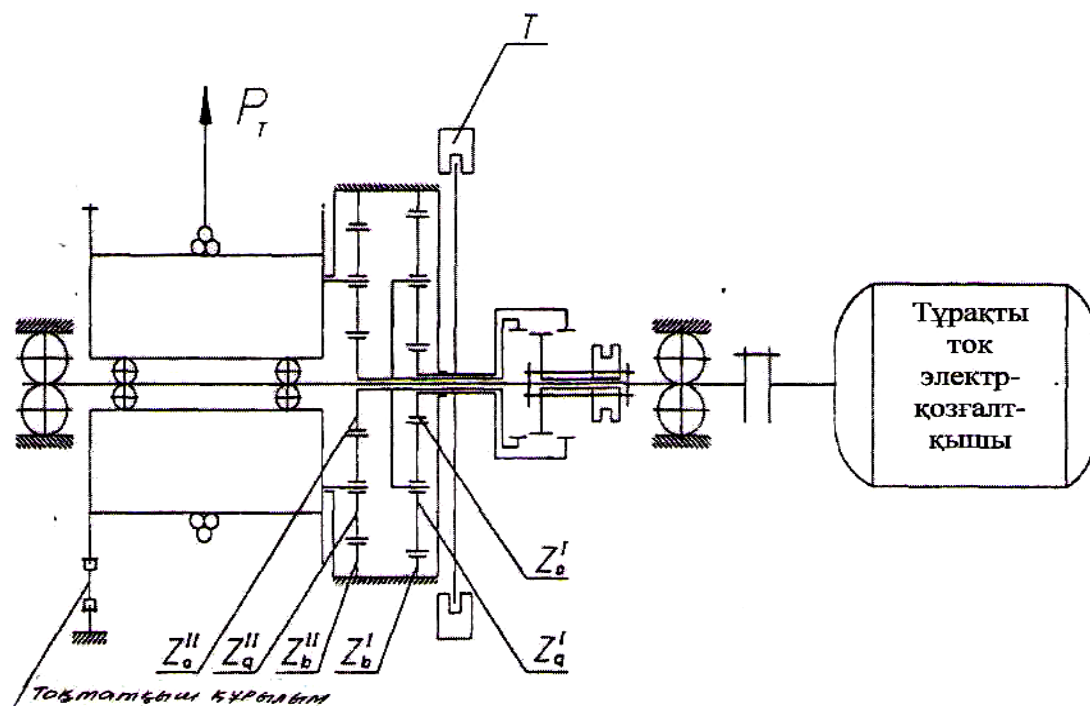
Екінші сұлба (1.28-суретті қара). БҚҚ-ның – беріліс сандары $U_{II}^{III}=2,61$ және $U_{II}^{II}=3,23$ екі планетарлық ендірмесі болады. Үшінші планетарлық ендірме $U_{II}^I=2,61$ беріліс санымен білік соңындағы тіректен кейін орналасқан.

Беріліс саны қамтамасыз етіледі:

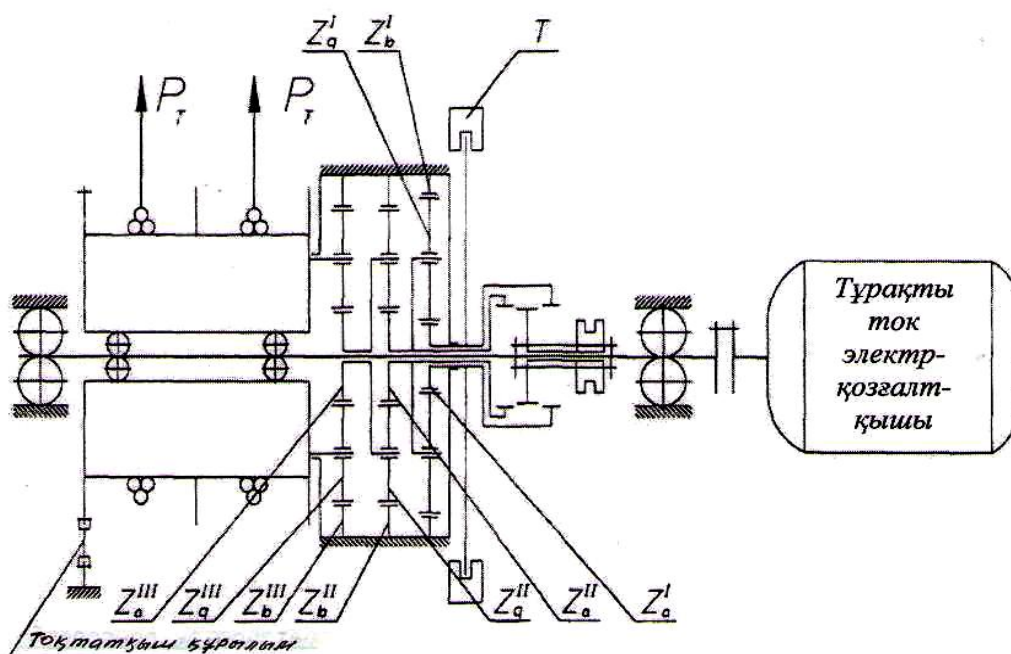
$$U_{II}^{II} = U_{II}^{III} * U_{II}^{II} = 6,8,$$

$$U_{II}^{II} = U_{II}^{III} * U_{II}^{II} * U_{II}^I = 22.$$

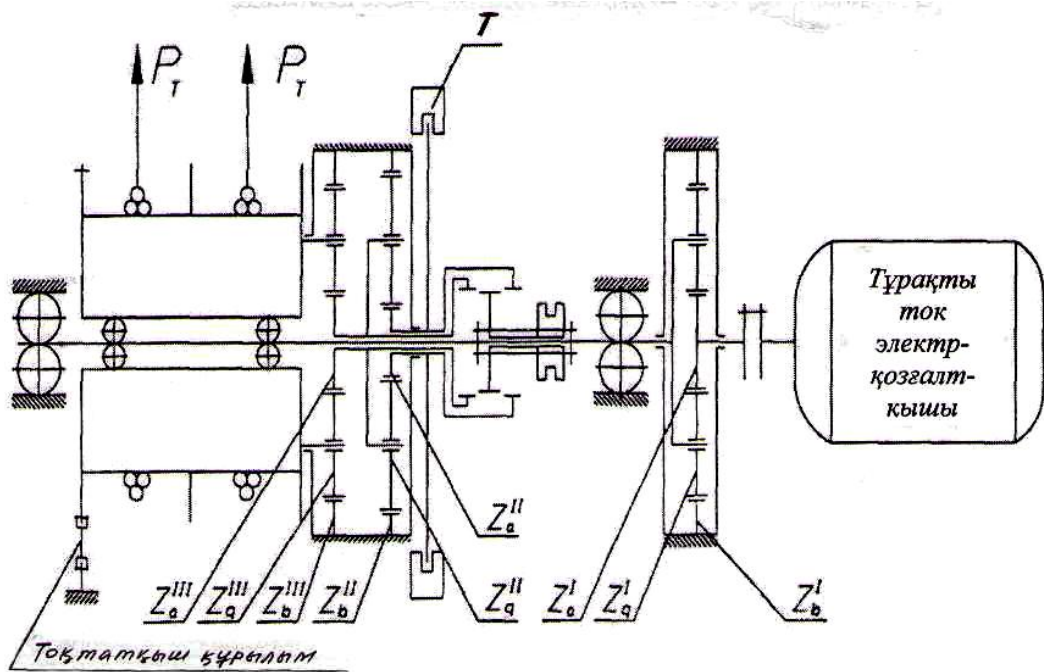
Барлық секциялар (планетарлық ендірімелер) әр түрлі болады. Дискідегі тежеу моменті тең болады $M_T = \frac{M_B}{U_P^{II}} = \frac{M_B}{6,8}$.



1.26-сурет. Бір тарту ішекті тәл жүйелеріне арналған, тұрақты ток электрқозғалтқышпен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы (планетарлық ендірімелердің тізбектік жұмысы)



1.27-сурет. Екі тарту ішекті тәл жүйелеріне арналған, тұрақты ток электрқозғалтқышымен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы (планетарлық ендірімелердің тізбектік жұмысы)



1.28-сурет. Екі тарту ішекті тәл жүйелеріне арналған, электрқозғалтқышпен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегатының кинематикалық сұлбасы (планетарлық ендірмелердің тізбектік жұмысы)

Үшінші сұлба. Көтеру агрегатының тірегінде барабан және өзара тұрақты іліністігі муфтамен жалғанған планетарлық БҚҚ (мысалға, тісті) болады. Планетарлық БҚҚ-да екі планетарлық ендірме болады, олардың біреуі 6,8, екіншісі – 3,23 беріліс санымен. Жоғарғы жылдамдық $U_{II}^{II}=6,8$, ал төменгі жылдамдық $U_{II}^I=22$ беріліс сандарымен тізбектей жалғанған екі ендірменің жұмысында қамтамасыз етіледі. Өте үлкен беріліс саны $U_{II}^{II}=6,8$ болғандықтан жүк көтергіштігі 3200 кН және одан да көп бұрғылау қондырғысына іштей ілініскен үлкен диаметрдегі (1400 мм және одан да көп) түптік доңғалақ қажет.

Дискідегі тежеу моменті мынаған тең:

$$M_T = \frac{M_B}{U_P^I} = \frac{M_B}{22}.$$

2. ҰҢҒЫМА ҚҰРЫЛЫМЫН ЖӘНЕ БҰРҒЫЛАУ ТІЗБЕГІНІҢ СӘЙКЕС ОРНАЛАСТЫРУЫН ТАҢДАУ

2.1 Ұңғыманың құрылымын таңдау

Ұңғыманың құрылымы деп шегендеу тізбегінің санын, диаметрін, қабырға қалыңдықтарын, түсірілу тереңдігін және шегендеу құбырына арналған бұрғы қашауының диаметрін айтамыз.

Ұңғыманың құрылымы бұрғылау мақсатына, бұрғыланатын аймақтың геологиялық жағдайларына, ұңғыма тереңдігіне, бұрғылау тәсілі мен техникасына, ұңғыманы пайдалану мен жөндеуіне байланысты болады.

Шегендеу құбырының үлкен диаметрлерін таңдау бұрғылау шығырының, бұрғылау сораптарының, ротордың, түптік қозғалтқыштардың қуатының шектен тыс өсуіне және тәл арқандары мен мұнаралардың жүк көтергіштігінің өсуіне әкеліп соғатынын ескеру керек. Басқа жағынан алғанда шегендеу құбырларының диаметрін шамадан тыс кішірейту, беріктік көрсеткіштері төмен, бұрғылау кезеңі ұңғыманы жууда үлкен гидравликалық кедергілерді туғызатын кіші диаметрдегі бұрғылау құбырларын қолдануға мәжбүр етеді. Сондықтан пайдалану тізбегінің кіші диаметрі ұңғымаларды пайдалануды қиындатады.

Ұңғыманың тағайындалуына, мұнайдың немесе газдың күтілетін шығымына, геофизикалық және жөндеу жұмыстарын орындауға, сонымен қатар мұнайды өндіруді механикаландыруға арналған жабдықтарды түсіру мүмкіндігіне тәуелді таңдалатын пайдалану тізбегінің диаметрі ұңғыма құрылымын жобалауда шешуші параметр болып табылады.

Пайдалану тізбегіне арналған бұрғылаулардағы қашау диаметрін таңдау қолданыстағы шегендеу құбырларының жалғастырғышы диаметрлеріне тәуелді түрде жүзеге асырады.

$$D_d = D_m + \Delta_k,$$

(2.1)

мұндағы, D_d – қашаудың диаметрі; D_m - шегендеу құбыры жалғастырғышының диаметрі; Δ_k – ұңғыма қабырғасы мен шегендеу құбыры жалғастырғышы арасындағы диаметралдық саңылау.

Ұңғыма қабырғасы мен жалғастырғыш диаметрі арасындағы саңылау өлшемі шегендеу тізбегін кедергісіз түсіруге сай болу керек. Ұңғыма қабырғасы мен шегендеу құбырының арасындағы рұқсат етілетін диаметрлердің әр түрлілігі 2.1-кестеде көрсетілген.

Дегенмен де соңғы жылдардағы бұрғылау тәжірибесі көрсеткендей шегендеу құбырының жалғастырғышы мен ұңғыма қабырғасы арасындағы саңылауды азайтуға ұмтылысты байқатады. Саңылауларды кішірейту мақсатында жалғастырғышсыз шегендеу құбырларын және пісірілген құбырларды қолданады.

Кейбір жағдайларда қашау диаметрін мына формуламен анықтайды:

$$D_{қаш.} = (1,0447 + 0,00022 * D) * D_M, \quad (2.2)$$

мұндағы, $D_{қаш.}$ – қашаудың минимал диаметрі, мм; D – шегендеу құбырының диаметрі, мм; D_M – шегендеу құбыры жалғастырғышының диаметрі, мм.

2.1-кесте

Қашаулар мен түсірілетін шегендеу құбырларының диаметрлерінің сәйкестігі

Қашаудың минималды диаметрі, мм	Диаметр, мм		Ұңғы қабырғасы мен жалғастырғыш арасында минимал рауалы саңылау
	Шегендеу құбырының	Шегендеу құбыры жалғастырғыштарының	
139,7	114,3	-	-
165,1	127,0	146	15
	139,7	жалғастырғышсыз	-
190,5	139,7	159	20
	168,3	жалғастырғышсыз	-
215,9	168,3	188	25
	177,8	196	25
244,5	193,7	216	25
	219,1	жалғастырғышсыз	-
269,9	219,1	245	30
	244,5	жалғастырғышсыз	-
295,3	244,5	270	30
349,2	273,1	299	35
	298,9	324	35
393,7	323,9	351	45
	351,0	376	45
490,0	377,0	402	50
	425,5		50

Осыдан кейін, пайдалану тізбегіне арналған бұрғы қашауы өте алатын аралық тізбектің диаметрін таңдаймыз.

$$d_H = D_D + \Delta + 2\delta, \quad (2.3)$$

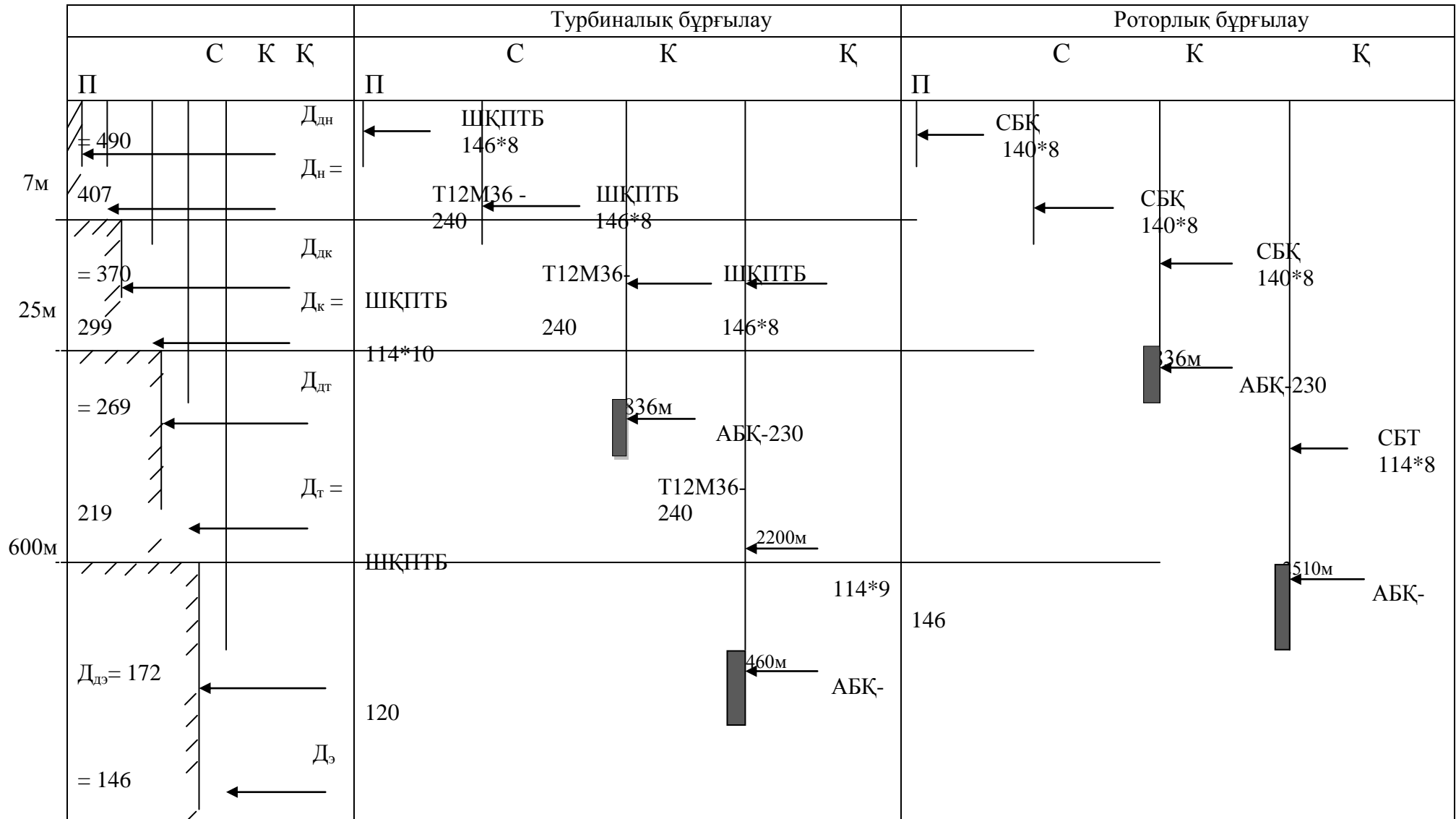
мұндағы, d_H – аралық шегендеу құбырының сыртқы диаметрі, мм; Δ – шегендеу құбырының ішкі диаметрі мен қашау арасындағы диаметрлік саңылау, мм; δ – құбыр қабырғасының қалыңдығы, мм.

Диаметралды саңылаудың Δ шамасы 4-6 мм-ден кіші және 10-20 мм-ден артық болмауы тиіс. Алынған нәтиже бойынша минимал диаметрі есептік диаметрге жақын шегендеу құбырын таңдайды

Бұрғылауға арналған қашаулар мен құбырлардың өлшемдері және жоғары бөлімдерді бекіту аналитикалық түрде анықталады.

2.1-суретте мұнай-газ ұңғыларын бұрғылауды жоспарлағанда шегендеу құбырлары мен қашаулардың диаметрін таңдауға арналған номограмма келтірілген [3]. 2.2-суретте ұңғыма құрылымының сұлбасы келтірілген.

Ұңғыманың конструкциясы	Бұрғылау тізбегінің құрастырылуы
----------------------------	----------------------------------



2700м	//		

2.2-сурет. Ұңғыма құрылымы және бұрғылау тізбегінің сәйкес орналастыру

2.2. Бұрғылау тізбегінің сәйкес орналастырылуын таңдау

Тік ұңғымаларды бұрғылау процесі кезінде бұрғылау тізбегі бұрғылау тізбегінің сәйкес орналастырылуынан (БТСО) және бұрғылау құбырларынан (БҚ) тұрады.

БТСО ауырлатылған бұрғылау құбырларынан (АБҚ), қашаулардан, түптік қозғалтқыштардан және центрлеуші элементтерден (колибратор, центратор) тұрады. Олардың үйлесімі берілген профиль бойынша ұңғыны бұрғылауға мүмкіндік береді.

Егер БТСО-ын АБҚ-ның бір сатысы ретінде алсақ, онда роторлы бұрғылауда БТСО-ын есептеу қашауға түсетін күшсалмақты, сәйкес орналастырылуын төзімділігін және беріктігін қамтамасыз ететін АБҚ-ның ұзындығы мен диаметрін анықтауға негізделген.

АБҚ-ның бір сатылы сәйкес орналастырылуының ұзындығы мына формула бойынша анықталады:

$$l_{\text{АБҚ}} = \frac{1.2 \cdot P_{\text{д}} \cdot 10^3}{g \cdot \left(1 - \frac{\rho_{\text{ж}}}{\rho_{\text{тр}}}\right) \cdot q_{\text{АБҚ}}}, \quad (2.4)$$

мұндағы, $l_{\text{АБҚ}}$ – АБҚ-ның жалпы ұзындығы, м; $P_{\text{д}}$ – қашауға түсетін осьтік күшсалмақ, кН; $\rho_{\text{ж}}, \rho_{\text{тр}}$ – сұйық пен АБҚ материалының тығыздығы, кг/м³; $q_{\text{АБҚ}}$ – АБҚ метрінің массасы, кг/м; $g=9,81$ м/с² – еркін түсу үдеуі.

Бұрғылау және АБҚ-ң қашау диаметріне сәйкес диаметрлері 2.2-кестеде көрсетілген [19].

2.2-кесте

Қашау диаметріне тәуелді бұрғылау тізбектері элементтерінің сыртқы диаметрлері

Қашау диаметрі, мм	Түптік қозғалтқыш диаметрі, мм	Бұрғылау әдісіне байланысты дөңгелек АБҚ-ң диаметрлері, мм		СБ Т диаметрі, мм	АБ Т диаметрі, мм
		Түптік қозғалтқышпен	Ротормен		
139,7-	85	73; 89			
146,0	127	120	108	73	-
149,2-	137	120			
158,7	164;172	146	120	73;89	73;93
165,1-		178			
171,4	195	203	120;133	89	93
187,3-	215	219;229			
200,0	240	229	146	114	129
212,7-	240	229			
244,5	240	229	178	127;140	129;147
250,8	240	229			
269,9	240		203	140	147

295,3			219;229	140	147
311,1-			229;245	140	147
320,0			245;254	140	-
349,2-			273	140	-
393,7			299	140	-
445,5 T.c.c					

III тарау. БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫН БЕРІКТІККЕ ЕСЕПТЕУ ӘДІСТЕМЕСІ

Барлық бөлшектерінің беріктігін қамтамасыз ету бұрғылау жабдықтарын жобалау кезінде басты мақсат болып табылады. Сонымен бірге, құрылғылардың беріктігі ретінде олардың берілген қызмет уақыты аралығындағы пайдалану кезінде түрлі жүктемелерге төтеп бере отырып, қалыпты жұмысын өзгертпеу қасиетін алады.

Бұрғылау жабдықтары келесі себептерден істен шығып, жарамсыз болуы мүмкін:

- шектік кернеуден асып кететін кернеу тудыратын күшсалмақтардың салдарынан құрылғылардың қирауынан;
- тұрақтылық қалпының жойылуынан;
- үлкен ығысулар-деформациялардың салдарына;
- шаршау факторларының жиыналуынан болатын қираудан;
- тозудан, т.б.

Істен шығу себептерін болдырмау үшін, машиналарға берілетін күшсалмақтар шектен асып кетпеуі керек. Құрылғылардың сенімділік көрсеткіші оған түсетін ең жоғарғы күшсалмақ шегі мен іс жүзіндегі күшсалмақтар арақатынасынан тұрады.

3.1 Статикалық жүктемелеу кезіндегі беріктік

Статикалық беріктілікке тұрақты және бірте-бірте өзгере отырып әсер ететін және аз қайталанатын жүктемелерге ұшырайтын бөлшектер есептелінеді.

Бұрғылау жабдығын статикалық беріктікке есептеген кезде бастапқы есепті күшсалмақ ретінде келесілерді қабылдайды:

- шығырдың көтеру білігі мен ұршықтың ортасында орналасқан көтеріп-түсіру нысанының бөлшектері үшін ілмектегі, сонымен қатар ротордың бірқатар бөлшектері үшін максимал-рауалы күшсалмақты;

- шығыр трансмиссиясының, ротордың және бұрғылау сорабының бөлшектері үшін максимал бұрау моментін;

- бұрғылау сораптарының туындататын максимал қысымды – олардың гидравликалық бөліктерінің бөлшектері үшін.

Жұмысшы кернеу (σ) мен рауалы кернеулерді салыстыру негізінде беріктілікке есептеу ең көп тараған есептеу әдістемесі. Жобалау мақсаттарына сәйкес, беріктік шартын келесідей жазамыз:

- берілген материалдан жасалған бөлшектер қимасының өлшемдерін тапқанда, мысалы созылу кезінде.

$$F = P / [\sigma], \text{ т.е. } \sigma \leq \sigma_{lim} / [n] = [\sigma], \quad (3.1)$$

соған ұқсас

$$\tau \leq \tau_{lim} / [n] = [\tau], \quad (3.2)$$

- берілген қимадағы бөлшекке материалды таңдағанда

$$\sigma_{\text{lim}} \geq \sigma[n]$$

(3.3)

$$\tau_{\text{lim}} \geq \tau[n]$$

(3.4)

- өлшемдері мен материалы белгілі бөлшектерді статистикалық беріктілікке тексергенде

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma} \geq \bar{n}$$

(3.5)

$$n = \frac{\tau_{\text{lim}}}{\tau} \geq$$

(3.6)

мұнда τ, σ – құрылғының қалыпты жұмысын бұзатын есептік сипатқұжат және жанама кернеулер; $[n]$ – беріктік қоры коэффициентінің мөлшерлік мәні; $[\sigma], [\tau]$ – рауалы сипатқұжат және жанама кернеулер; n_{σ}, n_{τ} – сипатқұжат және жанама кернеулер бойынша беріктік қорының іс жүзіндегі (есептік) коэффициенті.

Есептік кернеулерді келесідей анықтайды:

- иілу кезінде $\sigma = M_u / W_u$;

(3.7)

- бұрау кезінде $\tau = M_k / W_k$;

(3.8)

- созу-сығымдау кезінде $\sigma = P / F$;

(3.9)

мұнда M_u, M_k, P - есептелетін қимаға әсер ететін игіш, бұрау моменттерінің және өстік күштердің максимал мәндері; W_u, W_k, F - иілу, бұрау кезіндегі кедергі моменттері және көлденең қиманың ауданы.

Жазық немесе көлемдік кернеулік жағдайында (сипатқұжат және жанама кернеулер бірдей әсер еткенде) беріктілік шарты беріктілік гипотазы көмегімен өрнектеледі. Пластикалық материалдан жасалған бөлшектерді *максимал жанама кернеу гипотезасымен* есептегенде беріктілік шарты келесідей түрде болады:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \bar{\sigma}$$

(3.10)

Пішін өзгерту энергиясы гипотезасы бойынша беріктілік шарты:

- сығымдау үшін $\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \bar{\sigma}$

(3.11)

- созу үшін $\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 2(\mu \tau)^2} \leq \bar{\sigma}$

(3.12)

Морт материалдан жасалған бөлшектерді есептегенде *ең жоғарғы созым кернеу гипотезасы* арқылы жүргізу қажет.

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 \leq \bar{\sigma} \quad (3.13)$$

Немесе ең көп ұзартқыш кернеу гипотезасы арқылы жүргізу керек.

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sigma(-\mu)}{2} + \frac{\sigma(-\mu)}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (3.14)$$

мұнда μ - Пуассон коэффициенті ($\mu=0,28$ - болат үшін, $\mu=0,25$ - шойын үшін).

(3.1)-(3.14) формуласы негізінде есептеу әдістері ескірген әдіс екенін айта кету керек. Қазіргі кезде беріктілікке есептеулердің ең көп тараған түрі кернеудегі беріктік қор коэффициенті n_σ бойынша, шектік күшсалмақ n_Q бойынша немесе шыдам мерзімі n_L бойынша жүргізіледі.

Беріктік қор коэффициенті кернеулікке қатысты мына формуламен анықталады.

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{\text{lim}}}{\sigma_{\text{экв}}} \geq \bar{n}_\sigma \quad (3.15)$$

мұнда σ_{lim} – шектік кернеу; $\sigma_{\text{экв}}$ -(3.10)-(3.14) формулаларымен анықталған эквиваленттік жұмысшы кернеу.

Шектік күшсалмақ бойынша есептеулер келесідей жүргізіледі.

$$n_Q = \frac{Q_{\text{lim}}}{Q_{\text{раб}}} \geq \bar{n}_Q \quad (3.16)$$

мұнда Q_{lim} – құрылғының жұмыстық қасиетін жоғалтуға әкеліп соғатын шектік сипаттық күшсалмақ; $Q_{\text{раб}}$ – жұмыстық пайдалану күшсалмағы.

Қор коэффициенті шыдам мерзімі бойынша есептеу

$$n_L = \frac{L_{\text{lim}}}{L_{\text{раб}}} \geq \bar{n}_L \quad (3.17)$$

мұнда L_{lim} – өзінің жұмыс қабілеттілігін жоғалатын мерзімге дейінгі бөлшектердің пайдалану шегі; $L_{\text{раб}}$ – пайдаланудағы мүмкіндік шегі ретінде қабылданған мөлшерлік қызмет ету шегі.

Беріктіктің мөлшерлік коэффициенті немесе шыдам мерзімділіктер n_σ , n_Q , n_L тәжірибелік есептеулермен машиналарды және құрылғыларды жобалаған кезде белгіленеді. Беріктіктің қор коэффициентін дәл таңдау бір жағынан, машинаның сенімділігімен шыдам мерзімін алдын ала анықтаса, екінші жағынан олардың металл сыйымдылығын анықтайды.

Сенімділік, ресурсы, металл сыйымдылығы және басқа сынбағалар бойынша талаптарға сайлылығы жобалау кезінде және машиналардың тәжірибелік даналарын сынау кезінде үлкен эксперименталды зерттеулермен есептеулер жүргізіледі. Сонымен бірге әсер ететін күшсалмақтарды тензометрлік әдіспен анықтап, күшсалмақтарды статикалық динамика, құрылыстық механика әдісімен анықтап олардың кернеудегі жағдайын сандық

әдіспен ЭЕМ-де есептеп шығарады. Бөлшектердің кернеулік, дифформациялық қалыптары әр түрлі эксперименталды әдістермен (морт төсемдік, тензометрирлік, поляризациялық-оптикалық, голографикалық әдістермен) зерттеледі. Және де машиналардың тораптарын беріктікке есептеу стендтерде, полигондық жағдайда максимал пайдалануға жақын жағдайларда сынақтан өткізеді.

Соңғы онжылдықтарда беріктікті ықтималдық әдіспен есептеу актуальді сипат алып отыр. Бұл әдіс сенімділіктің негізгі көрсеткіштерін алдын ала анықтап, істен шығу ықтималдылығын көрсетіп береді.

3.2 Статикалық жүктемелеу кезінде қираудың ықтималдылығы [38]

Статикалық жүктеме кезінде бөлшектердің қирауы әсер ететін кернеу шектік кернеуден асып түскенде орын алады, яғни $\sigma > \sigma_{lim}$, немесе

$$M = \sigma_{lim} - \sigma < 0, \quad (3.18)$$

мұнда σ_{lim} – σ_T , σ_B , σ_{-1D} және т.б. ретінде болуы мүмкін. σ – әсер етуші кернеу; M – кездейсоқ шама.

Егер кездейсоқ шамалар σ_{lim} пен σ тәуелсіз болса және қалыпты жағдайда таралса, онда математикалық күтуі \bar{M} және кездейсоқ шама M -нің дисперсиясы S_M^2 анықталады:

$$\bar{M} = \sigma_{lim} - \sigma; \quad (3.19)$$

$$S_M^2 = S_{\sigma_{lim}}^2 + S_{\sigma}^2, \quad (3.20)$$

бұл жағдайда M -де сол сияқты қалыпты заңдылықпен таралады. Бұл кезде оны келесідей жазуға болады:

$$M = \bar{M} + U_p S_M, \quad (3.21)$$

мұнда U_p – P ықтималдылығына сай қалыпты таралудың квантили.

Бөлшектің қирау ықтималдылығы (3.18) теңіздігінің орындалу ықтималдылығына тең және келесі теңдеудегі U_p квантиліне сай келеді:

$$M = \bar{M} + U_p S_M = 0 \quad (3.22)$$

(3.19) және (3.20)-дағы \bar{M} және S_M -ді (3.22) формуласын қою арқылы келесіні аламыз:

$$U_p = -\frac{\bar{M}}{S_M} = -\frac{\sigma_{lim} - \sigma}{\sqrt{S_{\sigma_{lim}}^2 + S_{\sigma}^2}}, \quad (3.23)$$

Қабылдаймыз

$$n = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma}; \quad v_{\sigma_{lim}} = \frac{S_{\sigma_{lim}}}{\sigma_{lim}}; \quad v_{\sigma} = \frac{S_{\sigma}}{\sigma}, \quad (3.24)$$

$v_{\sigma_{lim}}$, v_{σ} – шектік және жұмысшы кернеулердің вариация коэффициенттері; n – шектік және жұмысшы кернеулердің орташа мәндерінің қатынасы.

(10.23) өрнегі (10.24) формуласындағы айнымалыларды (10.23)-ке қойғанда келесідей түрге енеді:

$$U_p = -\frac{n-1}{\sqrt{v_{\sigma_{\text{lim}}}^2 \cdot n^2 + v_{\sigma}^2}}$$

(10.25)

U_p қалыптағы таралуының квантилін білгеннен соң 3.1-кестесінен $\Phi(U_p)$ мәнін табамыз және бұл мәнді $Q(t)=0,5+0,5 \cdot \Phi(U_p)$ формуласына қою арқылы қираудың ықтималдылығын табамыз [38].

Ескерту: кестенің оң жағында қысқартылған жазбалар падаланылған: $0,9 \cdot 660 = 0,99999660$, яғни 9 үстіндегі сан үтірден кейінгі 9-дар санын көрсетеді.

Қирау ықтималдылығын келесі формуладан табамыз:

$$P(R \geq Q) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{n_{\sigma} - 1}{\sqrt{v_R^2 \cdot n_{\sigma}^2 + v_Q^2}}\right)$$

мұнда Лаплас функциясының аргументін қауіпсіздіктің статикалық сипаттамасы деп атайды.

Айнымалылардың белгілі шектік мәндері үшін ықтималдылық есептеулер кезінде оның орташа мәні мен орташа квадраттық ауытқуын табуға болады.

$$X_i = (X_{i \max} + X_{i \min}) / 2$$

$$S = (X_{i \max} - X_{i \min}) / d;$$

мұнда $X_i, X_{i \max}, X_{i \min}$ – айнымалылардың орташа, максимал және минимал мәндері. S – X_i айнымалы шаманың орташа квадраттық ауытқуы; d - сынақ саны N -ге тәуелді коэффициент:

	2	5	1	1	2	3	5	1
		0	5	0	0	0	00	
	1	2	3	3	3	4	4	5
,13	,3	,1	,5	,7	,1	,5	,0	

Айнымалының қалыпты заңдылық бойынша таралған жағдайда орташа мәндегі ауытқуы $\pm 3S$ интервалында $P=0,997$ ықтималдылығымен болады.

$$S = (X_{i \max} - X_{i \min}) / 6$$

3.1-кесте

$$\Phi(U_p) = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_{-\infty}^{U_p} e^{-\frac{t^2}{2}} dt \text{ қалыпты таралудың функциясы}$$

p	U	Φ	p	U	Φ	p	U	Φ	p	U	Φ
	(U_p)			(U_p)			(U_p)			(U_p)	
,00	0,5000	,00	1,8413	,00	,97725	,00	,92*865	,00	4,94*683		
,05	,5199	,05	,8531	,05	,97982	,05	,92*885	,05	,94*743		
,10	,5398	,10	,8643	,10	,98214	,10	,93*032	,10	,94*793		
,15	,5596	,15	,8749	,15	,98422	,15	,93*184	,15	,94*834		
	0	0	1	0	2	0	3	0	4	0	0

,20	,5793	,20	,8849	,20	,98610	,20	,9 ^{3*} 313	,20	,9 ^{4*} 866
,25	,5987	,25	,8943	,25	,98777	,25	,9 ^{3*} 423	,25	,9 ^{4*} 893
,30	,6179	,30	,9032	,30	,98928	,30	,9 ^{3*} 517	,30	,9 ^{5*} 146
,35	,6368	,35	,9115	,35	,99061	,35	,9 ^{3*} 596	,35	,9 ^{5*} 319
,40	,6554	,40	,9192	,40	,99180	,40	,9 ^{3*} 663	,40	,9 ^{5*} 459
,45	,6736	,45	,9265	,45	,99286	,45	,9 ^{3*} 720	,45	,9 ^{5*} 571
,50	,6915	,50	,9332	,50	,99379	,50	,9 ^{3*} 767	,50	,9 ^{5*} 660
,55	,7088	,55	,9394	,55	,99461	,55	,9 ^{3*} 807	,55	,9 ^{5*} 732
,60	,7257	,60	,9452	,60	,99534	,60	,9 ^{3*} 841	,60	,9 ^{5*} 789
,65	,7422	,65	,9505	,65	,99597	,65	,9 ^{3*} 869	,65	,9 ^{5*} 834
,70	,7580	,70	,9554	,70	,99653	,70	,9 ^{3*} 892	,70	,9 ^{5*} 870
,75	,7734	,75	,9599	,75	,99702	,75	,9 ^{4*} 116	,75	,9 ^{5*} 898
,80	,7881	,80	,9641	,80	,99744	,80	,9 ^{4*} 274	,80	,9 ^{6*} 207
,85	,8023	,85	,9678	,85	,99781	,85	,9 ^{4*} 409	,85	,9 ^{6*} 383
,90	,8159	,90	,9713	,90	,99813	,90	,9 ^{4*} 519	,90	,9 ^{6*} 521
,95	,8289	,95	,9744	,95	,99841	,95	,9 ^{4*} 609	,95	,9 ^{6*} 629
,00	,8413	,00	,9772	,00	,99865	,00	,9 ^{4*} 683	,00	,9 ^{6*} 713
								,05	,9 ^{6*} 779
								,09	,9 ^{6*} 821

P-ықтималдылығының басқа мәндерінде айнымалының орташа квадраттық ауытқуы оның қалыпты жағдайда таралуында келесідей табылады.

$$S=(X_{i \max}+X_{i \min})/2 \cdot U_p;$$

мұнда $2U_p$ – P ықтималдылығына байланысты таңдалынады:

P	0,9	0,95	0,98	0,99	0,99	0,99	0,99
				5	9		
U_p	2	3,29	3,92	4,66	5,16	5,62	6,38

Мысал:

Бұраушы моментті беретін біліктегі кернеу қалыпты заңдылықпен, математикалық күтумен $\bar{\sigma}=100$ МПа және $S_{\sigma}=12$ МПа орташа квадраттық ауытқумен таратылатыны белгілі. Материалының механикалық қасиеттерінің ауытқуы салдарынан біліктің бұрауға беріктілігі де қалыпты заңдылықпен таратылады. Оның математикалық күтуі $\sigma_{lim}=125$ МПа және орташа квадраттық ауытқуы $S_{\sigma}=16$ МПа. Істен шығу ықтималдылығын табу керек.

$$n = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma} = \frac{125}{100} = 1.25$$

$$v = \frac{S_{\sigma_{lim}}}{\sigma_{lim}} = \frac{16}{125} = 0.128$$

$$v_{\sigma} = \frac{S_{\sigma}}{\sigma} = \frac{12}{100} = 0.12$$

Қалыпты таралу квантилін анықтау.

$$U_p = -\frac{n-1}{\sqrt{v_{\sigma_{lim}}^2 \cdot n^2 + v_{\sigma}^2}} = -\frac{1.25-1}{\sqrt{0.128^2 \cdot 1.25^2 + 0.12^2}} = -\frac{0.25}{\sqrt{0.016384 \cdot 1.5625 + 0.0144}} = -\frac{0.25}{0.2} = -1.25$$

$$U_p = -1.25 \text{ кесте бойынша } \Phi(-1,25) = -\Phi(1,25) = -0,8943$$

Істен шығу ықтималдылығы $Q(\zeta) = 0.5 + 0.5 \cdot \Phi(0.8943) = 0.0529$

Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы $P(t) = 1 - 0.0529 = 0.9471$

Сонымен, істен шығу ықтималдылығын есептеу үшін материалдың Беріктігі немесе ағушылығы шектері мәндерінің орташа мәнін және орташа шаршылық ауытқуларды немесе вариацияның коэффициентін білу қажет. Бұндай берілгендер болмаған жағдайда, беріктік шегі вариациялық коэффициентін $v_{\sigma_{lim}}$ орташа 0,03...0,04, ал жоғары сапалы немесе қалыптанған болаттар үшін 0,05...0,07 деп қабылдайды.

3.3 Айнымалы кернеулер кезіндегі беріктік

Стационарлық емес жүктемелеу кезінде беріктік қорын салмақпен анықтайды:

- айнымалы кернеулердің симметриялық циклдері үшін

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a\sigma}} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a\max} \cdot K_{\sigma}}$$

(3.26)

- айнымалы кернеулердің асимметриялық циклдері үшін

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a\sigma} + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a\max} \cdot K_{\sigma} + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m}$$

(3.27)

$$K_{\sigma} = \sqrt[m]{\sum \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \right)^m} \frac{N_i}{N_0}$$

(3.28)

мұнда K_{σ} - эквиваленттік коэффициенті; σ_{-1D} - бөлшектердің төзімділік шегі; σ_{ai} , σ_{amax} - айнымалы кернеу амплитудасы мен максималь амплитуда; $\sigma_{a\sigma}$ - эквивалентті амплитудалық кернеу; σ_m - циклі орташа кернеуі; m – шаршау қисығы дәрежесінің көрсеткіші; $\psi_{\sigma D}$ - бөлшектердің асимметриялық циклге сезімталдығын сипаттайтын коэффициент.

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K} \quad (3.29)$$

$$\psi_{\sigma D} = \frac{\psi_{\sigma}}{K} \quad (3.30)$$

мұнда K – төзімділік шегінің төмендеу коэффициенті; ψ_{σ} - цикл кернеулерінің асиметрияға сезімталдық коэффициенті.

$$K = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V \cdot K_F} \quad (3.31)$$

мұнда K_{σ} , $K_{d\sigma}$, $K_{F\sigma}$, K_V - кернеу шоғырлануы, масштабты факторы, сәйкес бет сапасы және беттік беріктендіру коэффициенттері; K_A - қасиеттер анизотропиясының әсерін ескеретін коэффициент.

$$K_A = 1 - \frac{\sigma_B}{6000}, \quad (3.32)$$

мұнда, σ_B - мПа-да, σ_{ai} - детальдың N_i - бөлшектің амплитудаларына i -ші жүктемелеу деңгейінде әсер ететін циклдер саны; N_0 - шаршау қисығының қатты қисая нүктесіне сәйкес келетін әсер етуші циклдер саны.

Егер мұнда σ -ны τ -ға ауыстырса, онда (10.26)-(10.31) формулаларын бұрау кезінде де қодануға болады.

Жүктеудің симетриялық циклдерінде (10.26) былай өзгереді:

$$K_{\sigma} = \sqrt[m]{\frac{z_{\sigma}}{N_0} \sum \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^m} \cdot N_i = \frac{1}{\sigma_{amax}} \sqrt[m]{\frac{z_{\sigma}}{N_0} \sum \sigma_{ai}^m \cdot N_i} \quad (3.33)$$

бұны (10.26)-ға қоя отырып мынаны аламыз:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sqrt[m]{\frac{z_{\sigma}}{N_0} \sum \sigma_{ai}^m \cdot N_i}} \quad (3.34)$$

мұнда z_{σ} - есептелініп жатқан бөлшекте жарық пайда болғанға дейін бұрғылау қондырғысымен бұрғыланған ұңғыма саны.

Талап етілген төзімділігінің қоры n_σ кезіндегі бұрғыланған ұңғымалар санымен көрсетілген бөлшектің ресурсы (онда жарық пайда болғанға дейін) мынаған тең.

$$z_\sigma = \left(\frac{\sigma_{-1D}}{n_\sigma} \right)^m \cdot \frac{N_0}{\sum \sigma_{ai}^m \cdot N_i}$$

(3.35)

Жүктеудің асимметриялық циклдары үшін (3.34) ескеріле отырып, (3.27) төмендегідей болады:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sqrt[m]{\frac{z_0}{N_0} \cdot \sum \sigma_{ai}^m \cdot N_i + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m}}$$

(3.36)

$$z_\sigma = \left(\frac{\sigma_{-1D} - n_\sigma \cdot \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m}{n_\sigma} \right)^m \cdot \frac{N_0}{\sum \sigma_{ai}^m \cdot N_i}$$

(3.37)

(3.33)-(3.37) өрнектерде $\sum \sigma_{ai}^m \cdot N_i$ сомасы бір скважинаның бұрғылау циклі кезіндегі жүктеу блогімен (кернеулерімен) сипатталады.

3.4 Үнемі көпциклдік жүктемелеу кезінде қирау ықтималдылығын есептеу

Үнемі көпциклді жүктемелеу кезінде есептелетін типтегі көптеген бөлшектердің амплитудалық кернеуінің шашырауы болады, нәтижесінде ол кездейсоқ шама ретінде қарастырылады. Сол сияқты бөлшектің төзімділік шегі

σ_{-1D} де кездейсоқ шама болып табылады. Сонда ұқсастық бойынша (3.18), (3.22)-ден аламыз:

$$M = \sigma_{-1D} - \sigma_a < 0$$

(3.38)

σ_{-1D} және σ_a тәуелсіз болған жағдайда және олардың қалыпты таралуларының орташа мәндері σ_{-1D} , σ_a және де вариация коэффициенттері $v_{\sigma_{-1D}}$ және v_{σ_a} кезінде, M де \bar{M} орташа мәнімен және S_M^2 дисперсиясымен қалыпты заң бойынша таралады:

$$M = \sigma_{-1D} - \sigma_a$$

(3.39)

$$S_M^2 = S_{\sigma_{-1D}}^2 + S_{\sigma_a}^2$$

(3.40)

$n = \frac{\bar{\sigma}_{-1D}}{\sigma_a}$ – ді орташа қордың шартты коэффициенті ретінде қабылдай отырып, (3.25)-тен аламыз:

$$U_p = -\frac{n-1}{\sqrt{v_{\sigma_{-1Д}}^2 \cdot n^2 + v_{\sigma a}^2}}$$

(3.41)

Бұдан істен шығу ықтималдылығы $Q(\xi) = 0.5 + 0.5 \cdot \Phi(U_p)$, істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы $P(\xi) = 1 - Q(\xi)$ болады.

3.5 Үнемі емес айнымалы жүктемелеу кезінде беріктікке есептеу

Үнемі емес айнымалы жүктемелеу кезінде, шаршау жарықтары пайда болғанға дейін жүктеу блоктарының санын анықтайтын, шаршау ұзақтығын есептеу түзетілген теориясын қолданылады [21,22].

$$\xi_{ai} \geq \sigma_{-1Д} \text{ кезінде } z = \frac{a_p \cdot \sigma_{\sigma_{-1Д}}^m \cdot N_G}{\sum \sigma_{ai}^m \cdot N_i}$$

(3.42)

мұнда Z – шаршау сызаттары пайда болғанға дейінгі жүктеу блоктарының саны; N_i - әрбір жүктеу блокының i -нші дәрежесіндегі σ_{a_i} амплитудаларының қайталану саны; a_p - зақымдану коэффициенті; $\sigma_{-1Д}$ – табиғи бөлшектің төзімділік шегі; σ_{a_i} - әрбір жүктеудің i -нші деңгейіндегі әсер ететін амплитудалық кернеулер; N_G - қисық шаршаудың сыну нүктесіне сәйкес келетін циклдер санының базалық саны; m - шаршау қисығы дәрежесінің көрсеткіші.

(3.42) шарты сызат пайда болатын шек болып табылады.

Горизонтальды оң жақ бұтақ шаршау қисығы жағдайлары үшін зақымдану коэффициенті:

$$a_p \geq 0.1 \text{ кезінде } a_p = \frac{\sigma_{a \max} \cdot \xi - 0.5 \cdot \sigma_{-1Д}}{\sigma_{a \max} - 0.5 \cdot \sigma_{-1Д}}$$

(3.43)

(3.42) формуласы бойынша $a_p < 0,1$ болғанда, $a_p = 0,1$ деп қабылдайды.

Егер шаршау қисығы екі көлбеу телімдерімен сипатталатын болса, зақымдану коэффициенті былай анықталады:

$$a_p = \xi = \sum \frac{\sigma_{ai} \cdot N_i}{\sigma_{a \max} \cdot N_s}$$

(3.44)

Бұл жердегі N_G – жүктеу блогіндегі амплитудалар қайталануының жалпы саны; $\sigma_{a \max}$ – жүктеу блогіндегі кернеулердің ең үлкен амплитудасы.

[18, 19] жұмыстарында төзімділік қорының коэффициенті бойынша үнемі емес айнымалы жүктемелеу кезінде төзімділікті есептеу әдісі ұсынылған.

$$n = \frac{\sigma_{-1Д}}{\sigma_{\text{экв}}} \geq k,$$

(3.45)

мұнда

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt[m]{\frac{z}{a_p \cdot N_G} \cdot \sum_{\left(\begin{smallmatrix} \sigma_{ai}^m \cdot N_i \\ \sigma_{ai} \geq \frac{\sigma_{-1D}}{n} \end{smallmatrix} \right)}$$

(3.46)

(3.45) және (3.46) мысалдарынан шыдам мерзімін төмендегідей көрсетуге болады.

$$z = \left(\frac{\sigma_{-1D}}{n} \right)^m \cdot \frac{a_p \cdot N_G}{\sum_{\left(\begin{smallmatrix} \sigma_{ai}^m \cdot N_i \\ \sigma_{ai} \geq \frac{\sigma_{-1D}}{n} \end{smallmatrix} \right)}$$

(3.47)

Болаттар үшін шаршау қисығы дәрежесінің көрсеткіші:

$$N_G = 2 \cdot 10^6 \text{ кезінде } m=5 + \frac{\sigma_s}{80}$$

(3.48)

бұл жердегі σ_s МПа-да. Әдетте $m=6 \dots 20$ қабылданады.

Жобалау тәжірибесінде беріктік қорын $n=1,5 \dots 2,5$ -ке тең қабылдау

ұсынылады.

3.6 Пісіру жалғауларын есептеу

3.6.1 Тұрақты жүктемелеу кезінде пісіру қосылыстарын есептеу [20]

Түйістіре жалғаулар. Тұрақты күшсалмақтың әсері кезінде түйісу жіктерін жалғастырылатын бөлшектердің номиналь қимасы бойынша төзімділікке (жік қалыңдығын есепке алмастан) бүтін бөлшек ретінде есептеуді.

Жалпы алғанда, сыртқы күштер және июші момент бірлесе ісер еткен кезде (3.1- сурет, а):

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M}{W_c} + \frac{P}{l \cdot S} \leq \sigma_{p\text{-}\Phi}^-$$

(3.49)

мұнда M және P июші момент пен сыртқы күш; W_c - иілу кезінде бөлшектің жік қимасының қарсыласу моменті; l және S – сәйкес жік ұзындығы мен жалғанатын бөлшектердің қалыңдығы; $\sigma_{p\text{-}\Phi}^-$ - созу кезіндегі пісірілген жіктің рауалы кернеуі.

Сыртқы күшсалмақ әсері кезінде керу кернеуі:

$$\sigma = \frac{P}{l \cdot S} \leq \sigma_{p\text{-}\Phi}^-$$

(3.50)

Рауалы керу немесе сығу күшсалмағы:

$$P = \sigma_{p \cdot \varphi} \cdot l \cdot S$$

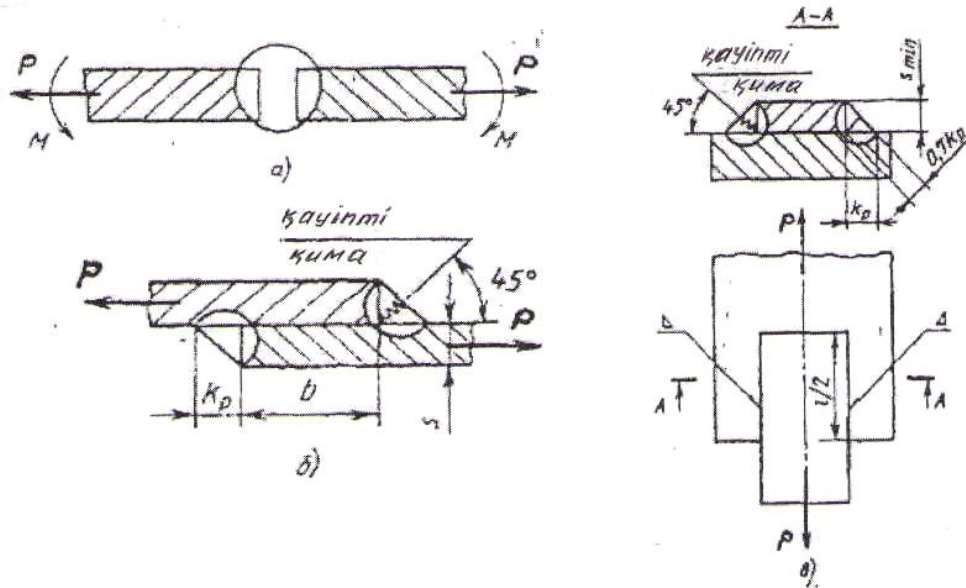
(3.51)

Пісіру жігінің рауалы кернеуі:

$$\sigma_{p \cdot \varphi} = (0.9 \div 1.0) \sigma_p$$

(3.52)

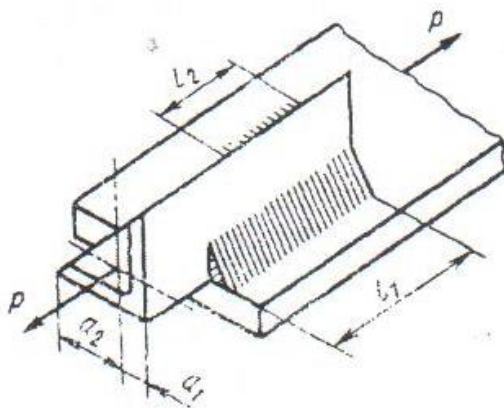
бұл жердегі $[\sigma_p]$ – негізгі металдың керілу кезіндегі рауалы кернеуі.



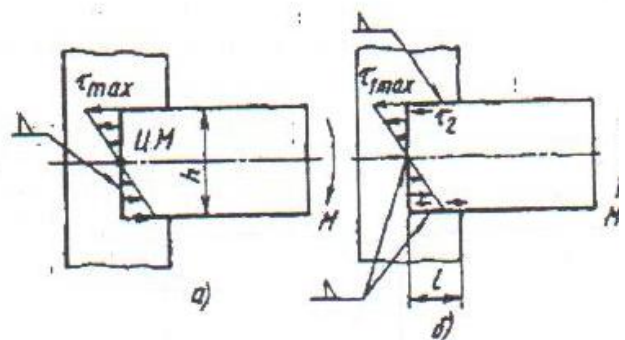
3.1 сурет. Пісіру қосылысын есептеу сұлбалары:

а) түйіспе; б) маңдайлық жіктермен айқас;

в) қапталдық жіктермен асқас.



3.2-сурет. Пластинаны бұрышы жасай жалғау



3.3-сурет. Айқас жалғау:

а) маңдайлық бір жікпен; б)

маңдайлық бір және қапталдық екі жікпен

Пісіру жіктеріндегі рауалы кернеу негізгі металдың рауалы кернеуінің үлесі ретінде 3.2- кестеде көрсетілген. Металл құрылымдардағы негізгі металға арналған рауалы кернеулер:

$$\sigma_p = R \cdot \frac{m}{k}$$

(3.53)

бұл жердегі $R = 0,85 \div 0,9 \sigma_T$ - материалдың біртектес еместігі ескерілумен есептік қарсыласуы (σ_T - материалдың ағулық шегі); m - жалғаудың типіне және оның жұмыс істеу жағдайына тәуелді қабылданатын коэффициент, негізінде $m=0,8 \div 0,9$; k - асқын күшсалмақ коэффициенті (әдетте $k=1 \div 1,2$; ішкі қысымды резервуарлар үшін $k = 1,2$; ауыр жұмыс істеу режимінде кранасты арқалықтар үшін $k= 1,3 \div 1,5$).

Құрылыс конструкцияларында есептік қарсыласуы $R = 0,9 \sigma_T$ деп қабылданады.

Машинажасау салалары қатарында қолданылатын R мәндері 3.3-кестеде көрсетілген.

3.2 кесте

Статикалық күшсалмақ кезінде пісіру жіктері үшін рауалы кернеулер

Пісіру	Пісіру жіктерінің рауалы кернеулері		
	керуде σ_p^1	сығуда $\sigma_{сж}^1$	ығысуда $\sigma_{ш}$
Э42А және Э50А электродтарымен автоматтандырылған қолмен, қорғалған газ ортасында, түйістіре жалғау	σ_p	$\sigma_{сж}$	$0,65 \sigma_p$
Кәдімгі сапалы электродтармен қолмен	$0,9 \sigma_p$	σ_p	$0,6 \sigma_p$
Түйіспе нүктелік	-	-	$0,5 \sigma_p$

Айқас жалғау. Айқас жалғаудың қапталдық және маңдайлық (бұрыштық) жіктері тік бұрыштың биссектрисасы арқылы өтетін қимасы бойынша кесілу шартынан беріктікке есептеу (3.1-сурет, в). Кесілудің есептік қимасының ауданы:

$$F = l_{кр} \cdot K_p \cdot \cos 45^\circ = 0,7 \cdot K_p \cdot l$$

(3.54)

бұл жердегі K_p – маңдайлық (немесе қапталдық) жіктің есептік катеті; l – жіктің жалпы ұзындығы.

Маңдайлық жік ұзындығына шектеу қойылмайды, бірақ айқасу шамасы мынадай болады $b \leq 4S_{min}$ (3.1-сурет, б).

3.3 кесте

Төмен көміртекті болаттардың есептік қарсыласуы

Болаттың маркасы	R, МПа,		
	керілгенде	қысылғанда	кесілгенде
Ст3, Ст4	210/180	210	130-150
14Г2, 10Г2С1, 15ХСНД	290/250	290	170-200
10ХСНД	340/290	340	200-240

Ескерту: алымында физикалық тәсілдермен, бөлімінде жәй тәсілдермен (визуальды және т.б.) бақыланатын жіктер үшін R көрсетілген.

Ұзындығына бойына күшсалмақ бірқалыпты таратылмағандықтан қапталдық жік ұзындығына шектеу қойылады және ол мынадай болады $l \leq 60K_p$. Қапталдық жіктің минималь ұзындығы 30 мм-ден аз болмауы керек, өйткені, аз ұзындықта ақаулар (пісірілмей қалулар, қождыұ қосылыстар және т.б) тігістің басы мен аяғында оның беріктігін едәуір азайтады.

Есептік қималардағы кесу кернеуі:

$$\tau = \frac{P}{0.7 \cdot K_p \cdot l} \leq \tau_{\text{к}} \quad (3.55)$$

бұл жердегі τ - пісіру жігінің кесілуге рауалы кернеуі; l – маңдайлық және қапталдық жіктердің барлық периметрлерінің ұзындығы.

Пісіру тігісінің белгілі параметрлерінде және кесілуге рауалы кернеуінде, рауалы керу күшсалмағы мынаған тең:

$$P = 0.7 \cdot K_p \cdot l \cdot \tau_{\text{к}} \quad (3.56)$$

Немесе, күшсалмақ белгілі кезде пісіру жігінің талап етілген ұзындығы:

$$l = \frac{P}{0.7 \cdot K_p \cdot \tau_{\text{к}}} \quad (3.57)$$

Жік катетінің ұзындығын есептеулерде қабылдайды:

$$K_p = 0.9 \div 0.2 S_{\text{min}} \quad (3.58)$$

бұл жердегі S_{min} – пісірілетін элементтің ең аз қалыңдығы; $S \geq 3$ мм кезінде $K_{p \text{ min}} = 3$ мм.

Пісіру қосылыстарының жобалануы пісіру жігінің бірқалыпты жүктелу шартынан жүзеге асады. Сондықтан, айқас жалғауларда қапталдық жіктің орналасуы күш түсетін өске симметриялы болуы керек (3.1-сурет, в). Қапталдық жіктер әрекет етуші күшсалмаққа салмаққа қатысты симметриялы емес орналасқан кезде (мысалы, бұрыш жасай жалғау кезінде, 3.2-сурет), түйістіре жалғаудың теңдік шарттарынан кернеу жік бойына таралады және олар теңдікте деп қабылдап, төмендегідей өрнектер аламыз:

$$P_1 \cdot a_1 - P_2 \cdot a_2 = 0 \quad P_1 + P_2 = P$$

(3.59)

Қапталдық жіктерге түсетін күшсалмақтың мәні мынаған тең болады:

$$P = \frac{a_2}{a_1 + a_2} \cdot P \quad P_2 = \frac{a_1}{a_1 + a_2} \cdot P$$

(3.60)

бұл жердегі a_1, a_2 – бұрыштың кесілу массасы ортасынан жіктердің кесілу массасы ортасына дейінгі арақашықтық; P_1, P_2 – жіктерге әсер ететін күшсалмақтар.

Жіктердің l_1 және l_2 ұзындықтарын табу үшін (3.2-сурет) (3.57) формуласы бойынша жіктердің жалпы ұзындығын тауып, содан кейін, оны $\tau_1 = \tau_2 = \tau$ шартынан P_1 және P_2 салмақтарына пропорционал таратады, сонда

$$l_1 = l \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2} \quad l_2 = l \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}$$

(3.61)

Бөлшектің айқас жігі жазықтығындағы моментпен жүктелген, бір маңдайлық жікті айқас жалғауды есептеуде (3.3-сурет, а), пластина деформацияға ұшырамайды, ал жік өз массасының ортасын айнала бұралады деп жорамалдауға болады. Максималь жанама кернеу мынаған тең болады:

$$\tau_{\max} \frac{M}{W_{uu}} \leq [\tau]$$

(3.62)

бұл жердегі $W_{uu} = 0.7K_p h^2 / 6$ - жіктің бойлық қимасының қарсыласу моменті, h – парақтың биіктігі.

Егер айқас жалғауда маңдайлық жік және екі қапталдық жік бар болса (3.3-сурет, б) және түйістіру жазықтығы моментпен жүктелген болса, онда жіктер тәуелсіз жұмыс істеуді, ал қысқа қапталдық жіктер күштерді тек кене өзбойына береді деп жорамалдап қарапайым сұлба бойынша есептейді.

Пластинаның тепе-теңдік шарты бойынша мынаны алуға болады:

$$M = \tau \cdot F_{uu} \cdot h + \tau \cdot W_{uu}$$

(3.63)

бұл жердегі $F_{uu} = 0.7K_p l$ - қапталдық жіктің бойлық қимасының ауданы.

Пластинаның бұрыштық нүктесіндегі кернеуді былай қабылдап отырып,

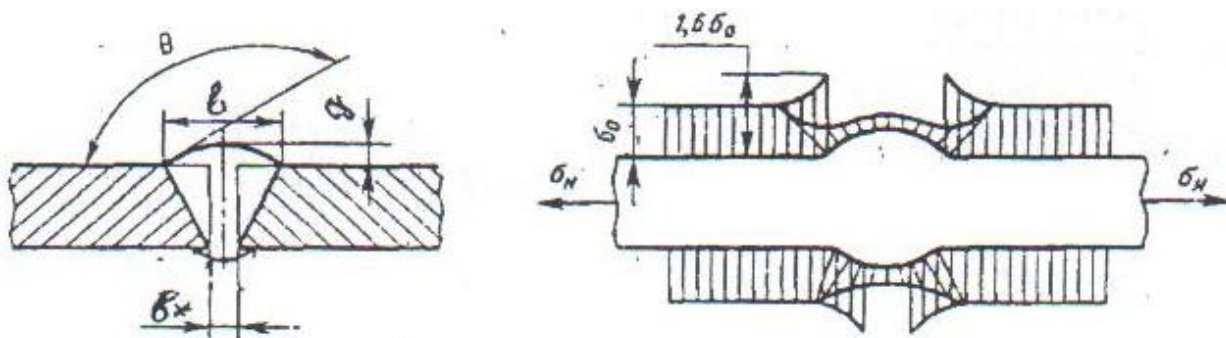
$$\tau_{1\max} = \tau_2 = \tau$$

(3.64)

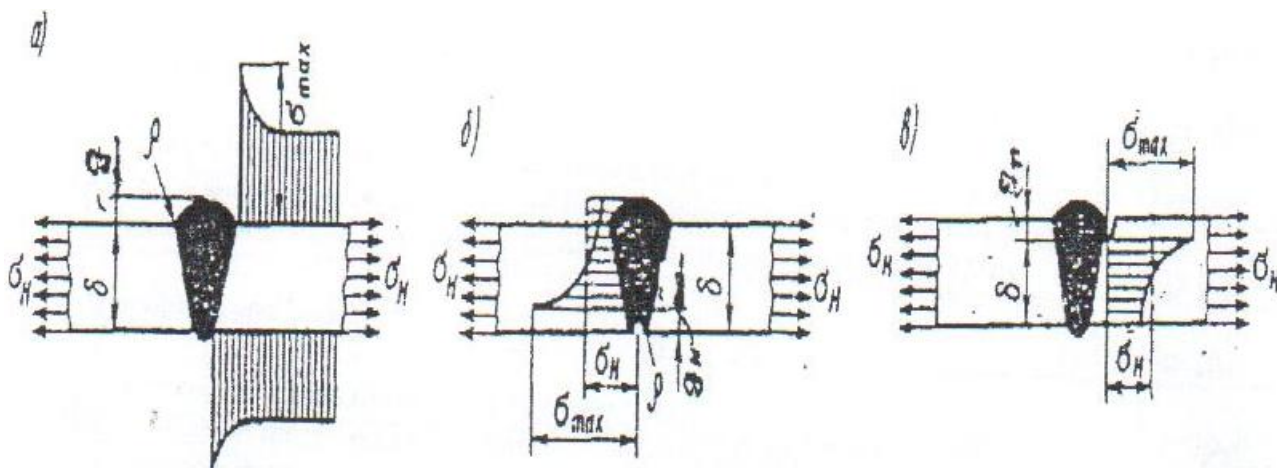
Рауалы кернеу бойынша беріктік шартын аламыз:

$$\tau = \frac{M}{F_{uu} \cdot h + W_{uu}} \leq [\tau]$$

(3.65)



3.4 сурет. Түйістіре жалғаудағы кернеулер



3.5 сурет. Түйістіру жіктерінде кернеудің таралуы:
 а- ақаусыз жік; б- пісірілмеген жерлері бар жік; в-кесік жері бар жік.

Бұрыштық жіктермен пісірілген *таврлы жалғаулар* (3.3-сурет, а), (3.56) – (3.58) және (3.62) формулалары бойынша есептеледі. Егер олар түйістіре жалғану (3.3-сурет, б, в) сияқты пісірілген болса, онда оларды (3.49)-(3.51) формулалары бойынша есептейді.

Бұрыштық жалғаулар (3.3-сурет, г-е) көбінесе, жіктері күштік ретінде қолданылмайтын, жеке элементтерден профильдер дайындау үшін қолданылады.

3.6.2 Негізгі құрылымдық және технологиялық факторлардың пісіру жіктерінің шаршауға қарсыласуына әсерлері

Түйістіре жалғау. Түйістіре жалғаудың (3.4-суретті қараңыз) өлшемдері жікті «күшейту» биіктігімен q , оның енімен b және бұрышымен θ сипатталады.

Қолдану тәжірибесі мен эксперименттік зерттеулер пісіру жіктерінің шаршауға қарсыласуына едәуір ықпал ететін факторларды анықтады. Мұндай факторлар мыналар:

Жалғаулардағы кернеу шоғырлануы. 3.5-суретте түйістіре пісірілген үлгінің беттік қабаттарында нормаль кернеулердің таралуы көрсетілген.

«Күшейтілген» жіктің $\theta = 160 \div 170^\circ$ бұрышы және $b/q = 9 \div 11$ қатынасыкезінде оның пішіні мен өлшемдері қолайлы деп есептеуге болады;

бұл кезде шоғырлану коэффициентін K_σ 3.4-кесте бойынша қабылдайды. «Күшейту» кернеу шоғырлануының көзі болып табылады. $\theta = 120^\circ$ және $b/q=3 \div 5$ болғанда K_σ -нің кестедегі мәндері 2 есеге артады.

3.4 кесте

Дәнекерленетін жалғаулардағы қысым концентрациясының ықпалды коэффициенттері

Жалғау элементтері және олар сипаттамалары	Болат үшін K_σ коэффициенті	
	көміртектенген	төмен қоспаланған
Пісіру жіктері		
Жік түбі (жік өсі бойына) толық пісірілген түйіспе жіктер:		
Автоматты түрде және қолмен пісіру және жікті жарық түсіру арқылы бақылау кезінде	1,0	1,0
жарық түсірместен қолмен пісіру кезінде	1,2	1,4
Бұрыштық жіктер:		
пісіру кезінде көлденең (маңдайлық):		
қолмен	2,3	3,2
автоматты түрде	1,7	2,4
кесілуге жұмыс істейтін бойлық (қапталдық)	3,5	4,5

Жікті «күшейтумен» ақаусыз пісіре түйістіре жалғауда пластинаның контуры бойымен пластинадан жікті қалыңдатуға өту орындарында кернеу шоғырлануы пайда болады. [4] мағлұматы бойынша бұл жағдайдағы шоғырлану коэффициенті $K_\sigma = 1.3 \div 2.5$ шегінде өзгереді, бұл кезде K_σ , жік радиусының g өсуімен және галтельдің жікке өту радиусының ρ кемуімен өседі. Тереңдігіне пісірілмеген жерлері бар және пісірілмеу түбінің дөңгелену радиусында ρ (3.5-суретті, б қараңыз) түйістіру жігіндегі шоғырлану коэффициенті K_σ кең шамаларында - 1,7-дан 20-ға дейін және одан да жоғары, пісірусіздіктің салыстырмалы тереңдігі g_h/δ өсуімен және радиусының ρ кемуімен ұлғая өзгереді. Шаршауға сынаулар көрсеткендей, салыстырмалы тереңдігі $g_h/\delta=3$ пісірусіздік, $R=0,2$ ассимметриялық цикліндегі 30ХГСА болатының төзімділік шегінің 4 есеге, 1Х18Н9Т болатының төзімділік шегінің 6 есеге азаюына әкеледі. Осыған ұқсас нәтижелерге кесілулер де ұшыратады (3.5-суретті, в).

Түйістіру жігінің төзімділік шегін артыруға, қалыңдатуды азайтумен және беттік шыңдаумен – пластикалық деформациямен, механикалық өңдеумен қол жеткізеді (бытырамен өңдеу, бұдырлау, роликпен өңдеу және т.б.). Бұндай жағдайда, металдың төзімділік шегіне жуық төзімділік шегіне қол жеткізуге болады.

Ірі бөлшектерді пісіру кезінде жік пен негізгі металдың тең беріктігін кесу әдісімен анықтауға болады.

3.5-кестеде түйістіре жалғау шыдамдылығының симметриялық (σ_{-1}) және лүпілдік (σ_0) циклдің жүктеу шектерінің мәні көрсетілген.

3.5 кесте

Қосуларының шыдамдылығының шегі аз қоспалы болаттардан түйістіру пісірілген симметриялық және лүпілдік циклдерде

Болат	Шыдамдық шегі, МПа	
	σ_{-1}	σ_0
20Г	89	-
10Г2С1Д	70	150
09Г2С	78	150
10Г2С1*	68	-
10Г2С1Д*	68	110
10ХСНД*	80	160
15ХСНД**	70	98
15Г2СФД	72	-

* - Жылумен өңделгені

** - Ыстықтай соғылған

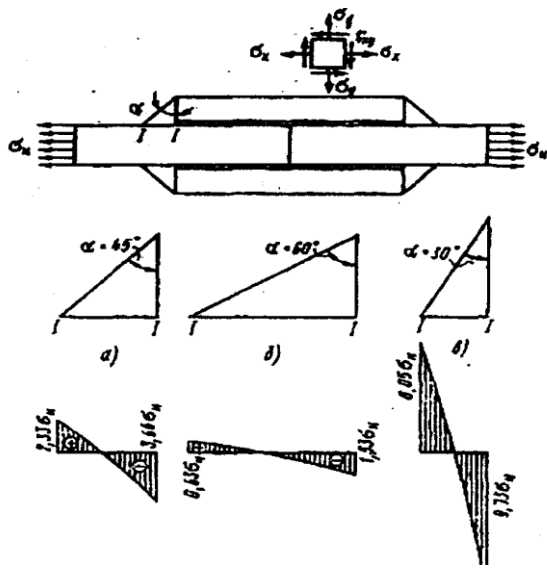
Пісіруден кейінгі кернеулері қалдығы. Бөлшектерді пісіру аймағындағы бір қалыпсыз қыздыру жіктің қасындағы аймақтық металының және жіктің өзінің пластикалық деформациясына және фазалық түрленуге (мысалы, төмен көміртекті және аз қоспалы болаттарда) келтіреді.

Суығаннан кейін жік жанындағы аймақта түйістіре жалғаулардың шаршауға қарсылығын төмендететін созушы кернеулер пайда болады.

Көп қоспаланған болаттарды пісіруде суығаннан кейін жік жанындағы аймақта сығыдаушы кернеулер пайда болады (суу процессінде металлдарда негізгі фазалық түрлену есебінен).

Жауапты құрылымдар қалдық кернеулерді жою үшін пісіруден кейін міндетті түрде жұмсартуға (аргон ортада немесе вакуумда) ұшырайды.

Айқаспа жалғаулар. Маңдайлық жіктерде пісіру жігінің оңтайлы емес жігімен шарттастырылған кернеудің шұғыл шоғырлануы болуы мүмкін. 3.6-суретте α бұрышына тәуелді маңдайлық жіктің 1-1 қимасы бойынша σ_y кернеулерінің таралуы көрсетілген. Суретте көрсетілгендей $\alpha=60^\circ$ кезінде $\sigma_{\max}=1,56 \cdot \sigma_H$, $\alpha=45^\circ$ кезінде $\sigma_{\max}=3,66 \cdot \sigma_H$, $\alpha=30^\circ$ кезінде $\sigma_{\max}=9,73 \cdot \sigma_H$. Сонымен қатар, бақылаусыз және технологиялық тәртіп деңгейі төмен пісірулерде α бұрышының төмендеулері (30° -қа дейін және кем) болуы мүмкін, ол бөлшектің шыдамдылық шектерінің төмендеуіне әкеліп соқтырады.



3.6-сурет. α бұрышының әртүрлі шамасында маңдайлық жіктің 1-1 қимасы бойынша σ_y кернеулерінің таралуы (Г.А.Николаевтың мәліметтері бойынша)

Жапсырмалы пластиналарды маңдайлық жіктермен жобалау конструктордың қатесі болып табыла алады (3.6-сурет), өйткені алдын-ала пластина мен жапсырма арасында жік - сызат жоспарланады. Яғни, бұл жалғау құрылымы жағынан шаршау және морт қиратуға бейім болады. Көміртекті болаттардан жасалатын жіктердің төзімділік шегі негізгі металдікінен 2...3 есе және одан да көп төмен. Сондықтан пісіру қосылыстарының шыдамдылығын жоғарылату үшін түйістіре жалғаулары айқаспа жасаған жөн.

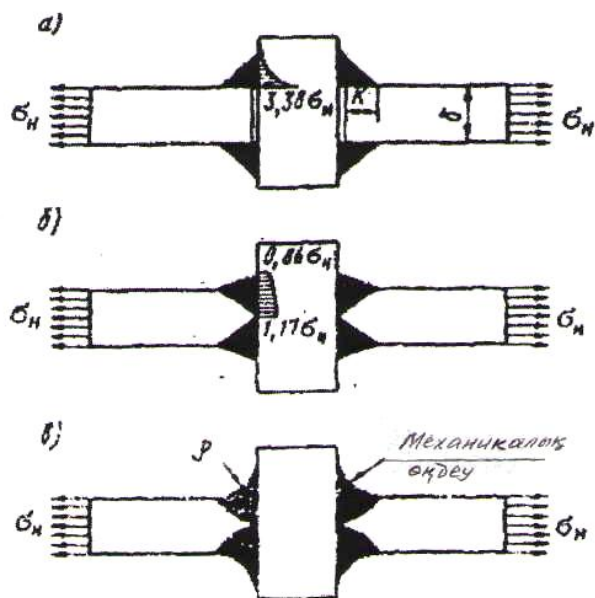
Таврша жалғаулар – маңдайлық жіктермен пісіру жалғаулардың

таралған түрлері болып табылады. 3.7-суретте көрсетілген жалғаулар үш сұлба бойынша орындалған. Бірінші сұлба бойынша жалғаулар (3.7-сурет, а) жиектерін даярламай орындалған, нәтижесінде горизонталь пластиналардың тік элементі пен маңдайлықтарының аралығында жарық рөліндегі саңылау пайда болады.

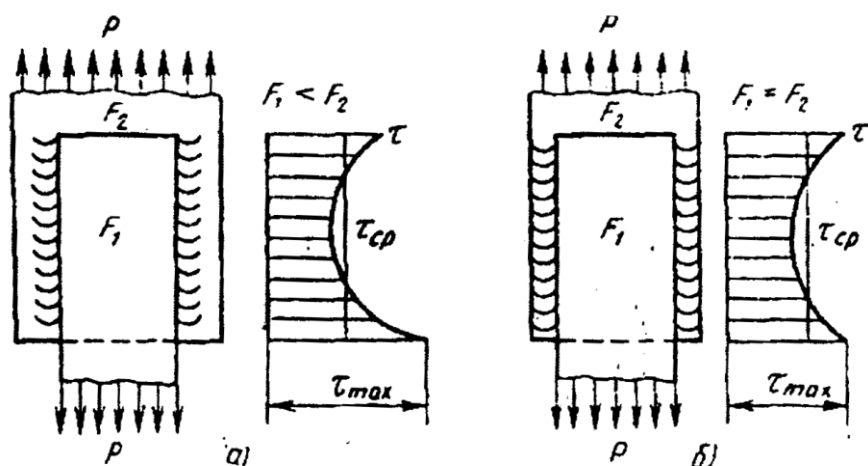
Басқа екі сұлбада жиектерінің екі жағы да даярланып, толық пісірумен орындалған (3.7-сурет, б мен в). Сұлбада механикалық өңдеу галтель бойымен ρ радиусын жасай орындалған (3.7-сурет, в).

Тензометриялық өлшемдер көрсеткендей, жиектері даярланбаған жалғауларда саңылаудың болуынан саңылау жиегінде шұғыл кернеу шоғырлануы ($K_\sigma=3,38$) пайда болады, ол көлбей жалғаулар мен толық пісірулерде болмайды. Механикалық өңдеудің көмегімен екі жақты көлбей толықпісіру, галтель бойымен ρ радиусын жасай жалғауларда таврша жалғаудың төзімділік шегі негізгі металдікінен кем болмайды.

Қапталдық жіктермен жалғаулар жік бойымен күшсалмақтың бір қалыптытаралуымен сипатталады, сондықтан олардың кернеу шоғырланулары маңдайлық жіктерге қарағанда үлкен болады. Айқаспа жалғаудың ұзындығы бойына кернеулерді таралуы 3.8-суретте көрсетілген. Суреттен көртіндей, жік бойына кернеулердің максималь таралуы негізгі парақ пен жапсырманың көлденең қимасы аудандарының (F_1 және F_2) қатынасына тәуелді болады.



3.7-сурет. Таврша жалғау жіктерінде кернеулер таралуы



3.8-сурет. Айқаспа жалғау бойына күшсалмақтың таралуы

Қапталдық жіктермен жалғаулардың кернеулері шоғырлануының тиімді коэффициенттері $K_\sigma = 2 \dots 3,5$ аралығында өзгереді, яғни бұл жалғаудың төзімділік шектері негізгі металдың төзімділік шектерінен $2 \dots 3,5$ есе төмен болады.

3.6.3 Пісіру құрылымдарды шаршауға есептеу

Шаршаулық зақымданулар жинақталуының түзетілген сызықтық болжамына сәйкес, бөлшектің ресурсы брактау белгілері пайда болғанша (істен шығуы ықтималдылығы P берілгенде) күшсалмақтар блогінің бірдей санымен z анықталады.

$$z = \frac{a_p \cdot \sigma_{-1D}^m \cdot N_\sigma}{\sum_{n=1}^{n_{\max}} \sigma_{a(n)}^m \cdot N(n)}, \quad (3.66)$$

мұнда z – істен шығу ықтималдылығы 50 % кезінде бұрғыланған ұңғыма санымен өрнектелген бөлшектің (пісіру жігінің) ресурсы; a_p - шаршау зақымдануларының есептік коэффициенті; σ_{-1D} – табиғи түрдегі бөлшектің төзімділік шегі; N_σ – жүктемелердің циклдік саны, шаршау қисығы диаграммасындағы төзімділік шегіне сәйкес келеді. $N_\sigma=2 \cdot 10$ циклін қабылдайды (11.7-кестені қара); $\sigma_{a(n)}$ – n -ші деңгейіндегі жүктеудің амплитудалық кернеулері; n_{\max} - жүктемелердің деңгейлерінің саны (кернеулер амплитудалары); $N(n)$ – әрбір n -ші деңгейдің кернеу циклдері саны.

Шаршау зақымдануының есептік коэффициенті:

$$a_p = \frac{\sigma_{a_{\max}} \cdot \xi - 0,5 \cdot \sigma_{-1}}{\sigma_{a_{\max}} - 0,5 \cdot \sigma_{-1}} \quad \text{при } a_p > 0,1 \quad (3.67)$$

егерде $\sum \frac{N_i}{N_{i_{\max}}} < 0,1$ болса, онда $a_p = 0,1$ қабылдайды

мұнда $N_i, N_{i_{\max}}$ – σ_i деңгейдің кернеу циклдерінің саны және σ_i деңгей кернеуінің циклдік әрекеті кезіндегі циклдердің шектік саны ($\sigma_i^m \cdot N_{i_{\max}} = \sigma_{-1}^m \cdot N_\sigma$); $\sigma_{a_{\max}}$ – жүктемелеу процесі кезіндегі максималь амплитуда.

(3.67) өрнегі $\sigma_{ai} < 0,5 \cdot \sigma_{-1}$ кернеулер амплитудаларының циклдер санын шығарып тастауға мүмкіндік береді, өйткені бұндай аз кернеулер қарастырылып отырған бөлшекте шаршау факторларының шоғырлануына мүмкіндік бермейді деп жорамалдайды.

ξ коэффициенті анықталады

$$\xi = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\max}} \sigma_{a_i} \cdot N_i}{\sigma_{a_{\max}} \cdot N_\delta}, \quad (3.68)$$

мұнда N_δ – жүктеудің барлық деңгейлеріндегі кернеулер амплитудаларының циклдерінің жиынтығы; n_{\max} – жүктеу деңгейлерінің саны.

Егер бөлшекке әсер ететін барлық кернеулер ($\sigma_{ai} < 0,5 \cdot \sigma_{-1}$) есепке алынса, онда қор коэффициентін есептеу жеңілдейді:

$$a_p = \xi. \quad (3.69)$$

Пісіру жігінің шаршау сенімділігін баға есептеуді, төмендегі формула арқылы анықталатын, қалыпты таралу квантилін z_p біле, істен шығу ықтималдығы P бойынша бойынша орындауға болады.

$$z_p = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n} \cdot v_{\sigma_R} + v_\varepsilon^2}}, \quad (3.70)$$

$$\bar{n} = \frac{n_p}{n}, \quad n = \frac{\sigma_{a \max}}{\sigma_{-1}}; \quad (3.71)$$

мұнда, v_{σ_R} – төзімділік шегінің вариация коэффициенті.

$$v_{\sigma_R} = \frac{S_{\sigma_{-1}}}{\sigma_{-1}}; \quad (3.72)$$

v_ε - есептік кернеулер амплитудалары вариациясының коэффициенті; n_p - салыстырмалы жүктемелеу коэффициенті;

$$n_p = \frac{\sigma_{a \max}}{\sigma_{-1}}. \quad (3.73)$$

Алыпты таралу квантилінің z_p мәнін өрнекке қйып, істен шығу ықтималдығына тәуелді (10.70) формуладан табамыз: байланысты

$$R_R = \bar{\sigma}_R - z_p \cdot S_{\sigma_R} \quad (3.74)$$

мұнда, $\bar{\sigma}_R$ - төзімділік шегінің мәні $\bar{\sigma}_R = \sigma_{-1D}$; $S_{\sigma_R} - \sigma_R$ орташа квадраттық ауытқуы, істен шығу ықтималдығынан төзімділік шегінің мәнін іздейміз де, бұдан әрі R_R (10.66) өрнегіне қойып, істен шығу ықтималдығына тәуелді есептелетін жалғаудың ресурсын аламыз.

3.7 Бұрғылау қондырғылары тасушы элементтерінің ресурсын есептеуінің рәсімделген әдісін игерудің қажеттігі туралы

Бұрғылау жабдықтарын пайдалануда оның қолданудың көп жылдық тәжірибе негізделген техникалық қызмет көрсету (ТҚК) мен жоспарлы жөндеу (ЖЖ) жүйесі қабылданған.

ТҚК мен ЖЖ жүйелерін әдістемелік қамтамасыз ету және бұрғылау жабдығын жасау барысында қабылданған әдістеріді талдау олардың арасындағы өзара байланыстың жоқтығын көрсетеді. Әдеттегідей, бұрғылау жабдығын жобалаушы ұйымдар ТҚК мен ЖЖ жүйелерін жасау стратегиясына ат салыспайды. Бір жағынан бұрғылау жабдықтарының кейбір түрлерінің бұрғылау қондырғысының бүкіл қызмет мерзімі ішіндегі жөндеу аралық циклдері санын техника-экономикалық негіздеудің болмауы, оның сенімділігі бойынша жасап шығарушыларға талаптарды қоюға, атап айтқанда күрделі жөндеуге дейінгі ресурсын белгілеуге, мүмкіндік бермейді. Жобалаушы ұйымдарды (ЖҰ) және шығарушы зауыттарды ТҚК мен ЖЖ стратегиясын

игеруге және қамтамасыз етуге қатыстырмау Мемстандарттың қалыптасқан талаптарына қайшы келеді және бұрғылау жабдығының сапасында теріс әсерін тигізеді.

Сонымен бірге бұрғылау жабдықтарын жобалау сатысында сенімділігінің көрсеткіштерін есептеудің біртұтас әдістемелігін болмайтынын және жобалық шешімдердің сенімділіктің сынбағалары бойынша салыстырмалы бағалау әдістерінің жоқ болатынын да атап өту керек

БҚ КТК қатысты жоғарыда айтылған кемшіліктерді жою, БҚ жинақтық бірлігін жасап шығаруда және пайдалануда типтік рәсімделген тәртіпті ендірумен, төменде келтірілген бағдарламаны іске асырғанда орындалуы мүмкін. Олар:

1) БҚ әрбір сыныбы үшін белгіленеді:

- БҚ қызмет мерзімі жылдармен көрсетіледі;
- ұңғыманың типтік құрылымы;
- бұрғылау тізбегінің типтік сәйкес орналастыруы;
- ұңғыманы жүргізу қисығы;
- БҚ қызмет мерзімі ішінде бұрғыланған типтік ұңғымалардың саны;
- БҚ кешендерін жүктемелеу режимін айқындау, яғни қызмет мерзімі ішінде типтік ұңғымаларды бұрғылаудағы жүктемелердің спектрін анықтау;
- түсіру-көтеру жинақтық бірлігінің күрделі жөндеуге дейінгі ресурсын және жөндеу аралық циклін, сонымен қатар бүкіл бұрғылау қондырғысының қызмет мерзімін бұрғыланған типтік ұңғымалар санымен (сағатпен көрсетілген атқаратын жұмыс көлемінің орнына) бағалау.

2) ЭЕМ-де БҚ жинақтық бірлігінің шыдам мерзімін есептеудің детерминделген әдістерінің алгоритмдері мен бағдарламаларын жасау.

3) Сенімділік сынбағалары бойынша БҚ жинақтық бірлігінің жобалық шешімдерін салыстырмалы бағалау әдістемесін жасау.

4) КТК, СЦК және басқа кешендердің құрылымдық және кинематикалық сұлбаларын оңтайландыру әдістерін жасау.

5) КТК тиімділігінің техника-экономикалық талдауын және салыстырмалы бағалауының әдістемесін жасау.

6) БҚ жабдықтарына қатысты ТҚК мен ЖЖ жоспарларын және ТҚК мен ЖЖ стратегиясын құрастыру әдістемесін жасау.

Жоғарыда көрсетілген бағдарламаның бірінші үш пункт орындау рәсімделген әдістер негізінде ЭЕМ-де сенімділіктің қажетті деңгейі мен сынбағасына сәйкес әртүрлі шектік күйлер бойынша барлық беріктік есептеулерін орындауға мүмкіндік береді. Есептеудің әдістерін рәсімдеу және оларды ЭЕМ-де орындау жобалауда конструктордың есептеулерін қарапайымдандыруға, оның еңбегін жеңілдетуге мүмкіндік береді және сонымен бірге есептеулер сапасын жоғарылатуға мүмкіндік береді.

Жоғарыда көрсетілген рәсімдеу ЭЕМ-нің көмегімен КТК кинематикалық және компоновкалық шешімдерінің көптеген нұсқаларын қарастыруға, олардың параметрлерін оңтайландыруға, КТК тиімділігінің техника-экономикалық

талдауын және салыстырмалы бағалауын жүргізуге, күрделі жөндеулер стратегиясын негіздеуге мүмкіндік береді.

Бұрғылау жабдықтарын пайдалану кезеңдеріне КТК жабдықтарының шектік күйін есептеулерді рәсімдеу ТҚК және ЖЖ жоспарларын жасауға және оларға түзетулер енгізуге пайдаланылуы мүмкін.

Екінші бөлім

БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫНЫҢ СЕНІМДІЛІГІ ЖӘНЕ ОЛАРДЫ ЕСЕПТЕУ ӘДІСТЕМЕЛЕРІ

IV- тарау. БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫНЫҢ СЕНІМДІЛІГІ

Машиналардың сенімділігін арттыру – машинажасау саласының маңызды міндеті.

Техникалық сенімділігінің деңгейі маңызды дәрежеде оны дамытудың негізгі бағыттарын - өндірісті автоматтандыруды, тасымалдау және жұмыс процестерін қарқандандыруды, материалдар мен энергияны үнемдеуді – анықтайды.

Заманауи техника құралдары бір-бірімен тығыз байланыста болатын көптеген механизмдерден, аппараттармен жабдықтардан тұрады. Олардың ең болмаса бір бөлшегі істен шықса, егер сол бөлшектердің керекті қоры дер кезінде жасалмаған жағдайда, бүкіл жүйе істен шығуы мүмкін.

Жабдықтардың сенімділігінің жеткілікті болмауы, оларды жөндеу кезінде жұмсалатын зор шығынға және жөндеуде ұзақ тұрып қалуларына, сондай-ақ, кейде апатты жағдайларға, адам шығынына және алынған міндеттемелердің дер кезінде орындалмай қалуына әкеліп соқтыруы мүмкін. Мұнай-газ саласында қолданылатын жабдықтарға келсек, ауыр табиғат жағдайында жұмыс атқаратындықтан олардың сенімділігін қамтамасыз ету өзекті мәселе.

Сенімділік көрсеткіштері техника өнімдерінің ұзақ және сенімді пайдалануына тікелей әсер етеді. Сенімділік – нақты сандар мен көрсеткіштерден тұратын күрделі қасиет. Бұны әрқалай түсіндіруге болады. Мысалы, өндірісте 100 станоктың біреуі істен шықса ол 1%-ті құрайды. Ал, егер жұмыс процесі автоматтандырылған желі бойынша жүзеге асырылса, онда сол бір станок барлық 99 станоктардың жұмысын 100% тоқтатады. Сондықтан сенімділік көрсеткіші әр салада әр деңгейде бағаланады.

Сенімділік көрсеткіштер екі мағынада беріледі:

- сенімділік – техника бұйымының сапасы;
- сенімділік – бұл ғылым.

Сенімділік теориясы – бұл техникалық құрылымдардағы істен шығу заңдылықтарын оқып-үйренетін, сенімділік көрсеткіштерін есептеу әдістемесін жасайтын, істен шығу жағдайын алдын ала болжауға және бұйымды шығаруды жоспарлағанда оның сенімділігін арттыру жолдарын қарастыруға үйрететін қолданбалы ғылыми пән.

Сенімділік теориясында келесі міндеттер шешіледі:

- есептеу жолымен техникалық құрылымдарының сенімділік көрсеткіштерінің сандық сипаттарын белгілейді. Сенімділік нормаларын таңдау әдістері негізделеді;

- уақытпен сенімділікті есептеу әдістемелері игеріледі (сенімділікті болжау). Сенімділігі бойынша оңтайлы құрылымды таңдау негізделеді;

- істен шығу физикасы зерттеліп оқытылады;

- сенімділік пен экономикалық көрсеткіштердің арасындағы байланыс белгіленеді;
- сенімділікке сынау әдістелері игеріледі;
- есептеу-құрылымдық, өндірістік және пайдалану сенімділіктерін арттыру ұсыныстары негізделеді.

4.1 Терминдер мен анықтамалар

Сенімділік теориясының терминологиясы МЕСТ 27.002-83 «Техникадағы сенімділік. Терминдер мен анықтамалар» стандартында ережеленген.

Ең көп қолданылатын терминдер мен түсініктер:

Сенімділік – бұл нысанның берілген режимдер мен қолдану, техникалық күтім жасау, жөндеу, сақтау және тасымалдау шарттарында, қажетті функцияны орындау қабілетін сипаттайтын барлық параметрлерін уақыт бойынша белгіленген мәндер шегінде сақтау қасиеті.

Сенімділік нысанның тағайындалуына және пайдаланылу шарттарына тәуелді қасиеттерден – істен шықпағыштық, шыдам мерзімі, жөндеуге жарамдылық және сақталғыштық – тұратын күрделі кешендік қасиет.

Ақаусыз күйі – *ақаусыздық* - нысанның мөлшерлік-техникалық және (немесе) құрылымдық қажаттардың бүкіл талаптарына сай келетін күйі.

Ақаулы күйі – *ақаулылық* – нысанның мөлшерлік-техникалық және (немесе) құрылымдық қажаттардың талаптарының кемінде біріне сай келмейтін күйі.

Жұмысқа қабілетті күйі – *жұмыс қабілеттілігі* – бұл нысанның берілген функцияларды орындау қабілеттерін сипаттайтын барлық параметрлері, мөлшерлік-техникалық және (немесе) құрылымдық қажаттар талаптарға сай келетін күйі.

Жұмысқа қабілетсіз күйі – бұл нысанның берілген функцияларды орындау қабілеттерін сипаттайтын параметрлерінің кемінде біреуі мөлшерлік-техникалық және (немесе) құрылымдық қажаттар талаптарына сай келмейтін күйі.

Шектік күйі – бұл нысанның тағайындалуы бойынша әрі қарай қолдануына рұқсат етілмеген немесе тиімсіз әлде оның ақаусыз немесе жұмысқа қабілетті күйін қайта қалпына келтіру тиімсіз немесе мүлдем мүмкін емес жағдайы.

Шектік күйінің сынбағалары – мөлшерлік-техникалық және (немесе) құрылымдық қажаттарда бекітілген объектінің шектік күйінің белгілері немесе белгілерінің жиынтығы.

Істен шығу – жұмыс қабілеттілігін толығымен немесе ішінара жоғалту оқиғасы. Істен шығу былай бөлінеді: функциялық істен шығу – қарастырылып отырған элементтің немесе нысанның өзінің функцияларын атқаруын тоқтатуы (мысалы, тістегершік тістерінің сынуы) және параметрлік істен шығу – нысанның кейбір параметрлерінің рауалы шектен тыс өзгеруі (мысалы, станоктың өз дәлдігін жоғалтуы).

Істен шығудың себептері жүйелі және кездейсоқ болып бөлінеді.

Істен шығудың кездейсоқ себептері – бұл көзделмеген асқын жүктелу, бақылаумен айқындалмаған материалдағы ақаудың болуы және дайындаудағы қателіктер, қызмет көрсету мамандарының қателіктері немесе басқару жүйесінің ағаттығы. Мысалдар: өңделетін ортаға қатты кірмелердің енуі, жолдың ірі тегіс еместігі, кедергілерді басып кету, дайындама өлшемдерінің рауалы емес ауытқуы немесе олардың дұрыс қысылмауы, қаяуы, шынықтырудан болған жарықтар. Жағымсыз жағдайлар үйлесімділіктері кезінде кездейсоқ факторлар істен шығуға әкеледі.

Істен шығудың жүйелі себептері – бұл зақымданулардың біртіндеп жинақталуынан пайда болатын заңды құбылыстар: ортаның, уақыттың, температураның, сәулеленудің – жегіде, ескеру әсер етуі, күшсалмақ пен үйкеліс жұмысы – шаршауы, сырғуы, тозуы, функционалдық әсерлер – бітеліп қалу, жабысу, ысыраптану.

Осы себептер және даму сипататы мен байқалуына байланысты істен шығулар: *кенеттен болатын* (қажалудан, асқын күшсалмақтан болған бұзылулар), *даму жағынан біртіндеп және пайда болуы кенеттен* (шаршаудан пайда болған бұзылулар, шамның жанып кетуі, оқшаулаудың ескіру әсерінен қысқа тұйықталуы), және *біртіндеп болатын* (тозу, ескеруі, жегіде, жабысуы). Кенеттен болатын істен шығулар өзінің күтпеген жағдайда пайда болуына байланысты біртіндеп болатын істен шығулармен салыстырғанда өте қауіпті болып келеді. Біртіндеп болатын істен шығулар сақтау мен пайдалану процестері кезінде параметрлерінің рұқсат етілген шектерінен шығып кетуімен көрсетіледі.

Істен шығуларды пайда болу себептеріне қарай құрылымының жетіспеушіліктерінен пайда болған құрылымлық, технологияның бұзылуы немесе жетілдірілмеуінен пайда болған технологиялық, дұрыс емес пайдалануынан пайда болған пайдалану түрлеріне бөледі.

Істен шығулар өздерінің физикалық табиғатына сәйкес бөлшектердің бұзылуы немесе олардың беттерінің бұзылуымен байланысты (сыну, үгітілу, тозу, жегіде, ескіру) немесе бұзылуымен байланыссыз (отынды беру, майлау немесе жұмыс сұйықтығын гидро жетекке беру арналарының бітелуі, қосылыстардың босауы, электртүйісулердің ластануы немесе босауы) болып бөлінеді. Осыған байланысты істен шығуларды келесідей әдістермен жояды:

- бөлшектерді ауыстырумен;
- реттеумен немесе тазалаумен.

Өздерінің салдарына тәуелді істен шығулар: *жеңіл* – жеңіл қалпына келтірілетін, басқа тораптарды бұзылуына әкелмейтін *орташа* және қайталанып қирауын, ал кейбір жағдайда адамдар шығыны болуын тудыратын *ауыр* болып бөлінеді.

Бұйымды әрі қарай пайдалану мүмкіндігіне қарай тоқыраулар бөлінеді: *толық*, оларды жөнге кетірмейінше бұйым жұмыс істемейді және *ішінара*, олар бола тұра бұйымды ішінара пайдалануға болатын, мысалы, толық емес немесе төмендетілген қуаттылықта жұмыс істеу.

Істен шығуды түзету қиындығына байланысты *техникалық күтім көрсетумен, орташа немесе күрделі жөндеумен* түзетілетін және жөндеу орнына сәйкес – *пайдалану және тұрақты орындарында* жөнделетіндер, бұл көбінесе мұнай газ өндірісіндегі жабдықтарына арналған, болып бөлінеді.

Сонымен бірге *өздігінен түзетілетін* істен шығулар да кездеседі, мысалға, станокқа дайындаманы автоматты түрде беру жүйесінде.

Істен шығулар пайда болу уақытына байланысты: жайласу кезінде, пайдаланудың бірінші кезеңінде, бақылаумен бракталмаған ақаулы элементтердің жинауға түсуінен және жайласу болмауымен байланысты; қалыпты пайдалану кезіндегі (тозудан істен шығулардың пайда болуына дейінгі кезеңіндегі) болып бөлінеді.

Бөлшектер мен тораптардың істен шығулары әр түрлі машиналар мен әр қилы жағдайларға байланысты мүлдем әр түрлі болулары мүмкін. Егерде өндіріс орнында жөндеу цехы бар болса, парктегі бірнеше әмбебап машиналарының істен шығулары салдарларын, сол өндіріс орнының күшімен түзетуге болады, ал олар атқаратын жұмысты жөндеу уақыты кезінде басқа машиналарға үлестіруге болады. Автоматты желіге ендірілген станоктың істен шығуы немесе зауытта бір данада болатын арнайы станоктардың істен шығуы басқа да көптеген станоктардың тұрып қалуына, цех пен зауыдтың жоспарын орындамауына және қосымша шығындарға әкеледі.

Бұйымдардың сенімділігі олардың істен шықпағыштығымен, ұзақ мерзімділігімен, жөндеуге жарамдылығымен және сақтандырылуымен шарттандырылады. Осылай сенімділік өзінің қасиеттерінің сипатталуын пайдалану кезінде айқындап, өндіруші мен тұтынушының сенімін қаншалықты растайтынын көрсетеді.

Істен шықпағыштық – бұл нысанның белгілі уақыт немесе белгілі атқаратын жұмыс көлемінде өзінің жұмыс қабілеттілігін сақтап қалу қасиеті. (атқаратын жұмыс көлемінің түсінігі –циклдермен, тоннамен немесе басқа өлшем бірліктерімен белгіленген, жұмыс көлемі мен ұзақтылығы, циклдарда, тондарда және басқада бірліктерде көрсетілген нысан жұмысының ұзақтығы немесе көлемі).

Шыдам мерзімі – белгіленген техникалық күтіммен және жөндеумен шектік күйге жеткеше нысанның жұмысқабілетін сақтау қасиеті.

Ресурс – нысанның пайдалана бастағаннан бастап немесе жөндеудің белгілі түрінен кейін шектік күйге өткенше атқаратын жұмыс көлемі.

Қызмет мерзімі – осы кездердегі пайдаланудың күнтізбектік ұзақтығы.

Жөндеуге жарамдылық – нысанның істен шығулар мен зақымдануларды пайда болу себептерін болдырмауға және байқауға, техникалық күтім мен жөндеулермен жұмысқабілеттілік күйін сақтауға және қалпына келтіруге бейімділік қасиеттері.

Жөндеуге жарамдылығы бойынша нысандар қалпына келетіндер және келмейтіндер болып бөлінеді.

Сақталғыштығы – Сақтау және (немесе) тасымалдау кезінде және олардын кейін нысанның істен шықпағыштық, шыдам мерзімі және жөндеуге жарамдылық көрсеткіштерінің мәндерін сақтау қасиеті.

Резервтеу – бір немесе бірнеше элементтері істен шыққанда нысанның жұмысқабілетін сақтау мақсатында қосымша құралдарды және (немесе) мүмкіндіктерді қолдану.

4.2 Сенімділік көрсеткіштері

Сенімділік көрсеткіштері нысанның бір немесе бірнеше қасиеттерінің сандық сипаттамасы. Олар жеке және кешендік көрсеткіштер болып бөлінеді. Жеке көрсеткіштер қасиеттерінің ішінен біреуін ғана сипаттайды, ал кешендік – нысанның сенімділігін құрайтын бірнеше қасиеттерін сипаттайды. Көптеген сенімділік көрсеткіштерінің негізінде нысанның атқаратын жұмыс көлемін бағалау жатады. Бұлардан басқа сенімділік көрсеткіштері есептік, экспериментальдық, пайдаланулық және экстраполярлық болып бөлінеді.

Сенімділік көрсеткіштерінің құрылымы 4.1 және 4.2-кестелерде көрсетілген.

4.1-кестесінде көрсетілгендей сенімділіктің жекелеген көрсеткіштері 4 топқа бөлінеді: істен шықпағыштық көрсеткіштері, шыдам мерзімі көрсеткіштері, жөндеуге жарамдылық көрсеткіштері, сақталғыштық көрсеткіштері.

4.3 Істен шықпағыштық көрсеткіштері

Істен шықпағыштық көрсеткіштерінің тізімі нысанның түріне байланысты. Осылай қайта қалпына келмейтін нысандардың істен шықпағыштық көрсеткіштері мыналар: істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы, істен шығуға атқаратын жұмыс көлемі мен істен шығулар ағыны қарқындылығы. Қалпына келетін нысандардың істен шықпағыштық көрсеткіштері – істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы, істен шығуға атқаратын жұмыс көлемі мен істен шығулар ағыны параметірлері.

Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы (ІШЖІЫ) – берілген атқаратын жұмыс көлемі шегінде істен шығулар болмауы ықтималдылығы (тез тозатын элементтерді ауыстыруын есептемегенде).

Жекелеген көрсеткіштер арасында істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы ең маңызды, осыған байланысты бұл көрсеткішті жалпылап *жүйенің сенімділігі* терминімен ауыстырады.

Инженерлік тәжірибеде P_{\leftarrow} істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы t уақыт аралығында статикалық түрде анықталады:

қалпына келмейтін нысандар үшін

$$P_{\leftarrow} = \frac{N_t}{N_0},$$

(4.1)

мұнда N_t - t уақыт сәтіне дейін тоқыраусыз жұмыс істеген нысан саны;
 N_0 - t_0 бастапқы уақыт сәтінде жұмысқа қабілетті объектілер саны;
қалпына келетін нысандар үшін

$$P \left(\overset{N_{\delta 0}}{\underbrace{\quad}} \right),$$

(4.2)

мұнда $N_{\delta 0}$ - t уақыт сәтіне дейін және әрі қарай істен шықпай жұмыс істеген нысандардың атқарған жұмыс көлемі саны, r – атқарған жұмыс көлемі жалпы саны.

Егер t уақыт сәтіндегі істен шығуға ұшыраған бұйымдардың мөлшерін $n(t)$ -ға тең деп қабылдасақ, онда (4.1) теңдеуін келесідей жазуға болады

$$P \left(\overset{N_t}{\underbrace{\quad}} \right) = \frac{N_t}{N_0} = \frac{N_t - n \left(\overset{N_t}{\underbrace{\quad}} \right)}{N_0} = 1 - \frac{n \left(\overset{N_t}{\underbrace{\quad}} \right)}{N_0},$$

(4.3)

Істен шығу ықтималдылығы – берілген жұмыс жағдайларында белгілі уақыт аралығында (атқаратын жұмыс көлемінде) бұйымның істен шығуының ықтималдылығы.

Істен шығу ықтималдылығы статистикалық бағасы $Q(t)$ t уақыт сәтіне дейін істен шыққан бұйымдар санының t_0 бастапқы уақыт сәтінде ақаусыз бұйымдар санына қатынасы:

$$Q \left(\overset{N_t}{\underbrace{\quad}} \right) = \frac{n \left(\overset{N_t}{\underbrace{\quad}} \right)}{N_0}. \quad (4.4)$$

4.1-кесте

Сенімділіктің жекелеген көрсеткіштері

Нысанның қасиеттері			
Істен шықпағыштық	Шыдам мерзімі	Жөндеуге жарамдылық	Сақталғыштық
1. Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы (*)	8. Орташа ресурс	12. Қалпына келу ықтималдылығы	17. Сақталғыштықтың орташа мерзімі
2. Істен шығуға атқаратын орташа жұмыс көлемі (**)	9. Гамма пайыздық қор	13. гамма пайыздық қалпына келу уақыты	18. Гамма пайызы
3. Гамма пайыздық атқаратын жұмыс көлемі (**)	10. Орташа қызмет ету мерзімі	14. Қалпына келудің орташа уақыты	сақталғыштық мерзімі
4. Істен шығуға атқаратын орташа жұмыс көлемі (***)	11. Гамма пайыздық қызмет ету мерзімі	15. Қалпына келу қарқындылығы	
5. Істен шығу қарқындылығы (**)		16. Қалпына келудің орташа еңбек сыйымдылығы	
6. Істен шығулар ағыны параметірлері			

(***) 7. Істен шығулар ағынының орташаландырылған парметрлері (***)			
---	--	--	--

Көрсеткіштердің қолданылуы:

(* - қалпына келетін және қалпына келмейтін нысандар үшін

(** - қалпына келмейтін нысандар үшін

(*** - қалпына келетін нысандар үшін

4.2-кесте

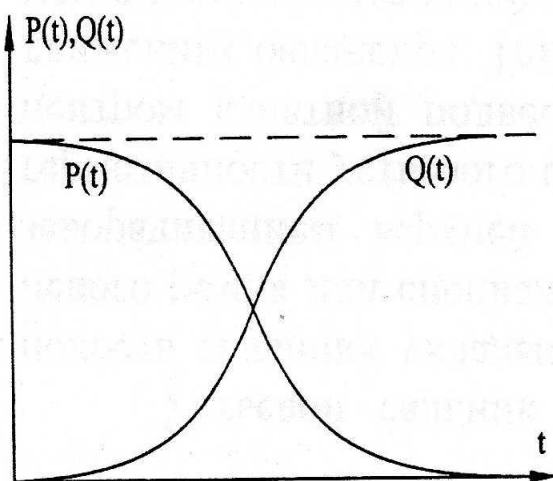
Сенімділіктің кешендік көрсеткіштері

19. Дайындық коэффициенті:	$K_r = \frac{T}{T + T_B}$
20. Шұғыл дайындық коэффициенті:	$K_{or} = K_r \cdot P_p$
21. Техникалық пайдалану коэффициенті:	$K_{TH} = \frac{T}{T + T_B + T_O}$
22. Жоспарланған пайдалану коэффициенті	
23. Тиімділікті сақтау коэффициент	

Ақаусыз күйі мен істен шығуы – бір-біріне қарама қарсы оқиғалар, сондықтан істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы мен істен шығу ықтималдылығы қосындысы бірге тең. Графиктік түрде бұл 6.1-суретінде көрсетілген.

(4.4) теңдеуін ескере (4.3) келесі түрге келеді:

$$P(t) + Q(t) = 1, \quad (4.5)$$



4.1-сурет. Істен шықпай жұмыс істеу және істен шығу ықтималдылықтарының уақытқа тәуелділіктері



4.2-сурет. Істен шыққанға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің геометриялық мағынасы

Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы $P(t)$ істен шыққанша атқаратын жұмыс көлемінің таралу функциясы $F(t)$ мен $f(t)$ таралу тығыздығына байланысты:

$$F(t) = 1 - P(t) = Q(t), \quad f(t) = \frac{dF(t)}{dt} = -\frac{dP(t)}{dt}. \quad (4.6)$$

Істен шығу ықтималдылығы тығыздығы $f(t)$ – жеткілікті аз уақыт бірлігіндегі істен шығу ықтималдылығы – істен шығу жиілігі:

$$f(t) = \frac{dQ(t)}{dt} = -\frac{dP(t)}{dt}, \quad (4.7)$$

бұдан істен шығу тоқырау мүмкіншілігі:

$$Q(t) = \int_0^t f(\tau) d\tau, \quad t \rightarrow \infty \text{ кезінде } Q(t) = \int_0^{\infty} f(\tau) d\tau = 1, \quad (4.8)$$

Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы:

$$P(t) = 1 - Q(t) = \int_t^{\infty} f(\tau) d\tau, \quad (4.9)$$

Істен шығуға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемі (6.2-сурет) – бірінші істен шығуға дейінгі нысанның атқаратын жұмыс көлемінің математикалық күтуі (қалпына келетін және қалпына келмейтін нысандар үшін).

$$\bar{t} = \int_0^{\infty} t p(t) dt. \quad (4.10)$$

Статистикалық және ықтималдық түсінігінде кездейсоқ шама X таралуының негізгі сипаттамасы оның орташа мәні немесе математикалық күтуі M_x болып табылады. Дискретті және үздіксіз шамаларды бақылау нәтижесінде анықталатын математикалық күтудің мәнін, математикалық күтудің бағасы немесе орташа мәннің бағасы деп атайды

$$\bar{X} = \sum \frac{X_i}{N}, \quad (4.11)$$

мұнда N – бақылаудың жалпы саны, X_i - кездейсоқ шаманың мәні.

Кездейсоқ шаманың үстіндегі сызықпен оның орташа мәні белгіленеді. Бақылау саны жеткілікті үлкен мөлшерде болғанда, $M_x = \bar{X}$ деп есептейді.

Сынақ мәліметтері бойынша бағалау кезінде істен шыққанға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемі:

$$M_r \approx \bar{t} = \frac{1}{N} \sum t_i, \quad (4.12)$$

мұнда N – бақылаудың жалпы саны; t_i - i -ші нысанның атқаратын жұмыс көлемі; M_r , \bar{t} - математикалық күтуі мен орташа атқаратын жұмыс көлемінің бағасы.

Ықтималдық теориясында кездейсоқ шаманың математикалық күтуі (орташа мәні) дисперсиямен және орташа квадраттық ауытқумен бағаланады.

Кездейсоқ шаманың дисперсиясы (біздің жағдайда орташа атқаратын жұмыс көлемінің дисперсиясы) сол шаманың математикалық күтуінен квадраттық ауытқуының математикалық күтілуі болып табылады.

Біздің жағдайда істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің дисперсиясы – істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі мен оның орташа мәндері айырмашылық квадратының мәні:

$$D^* = \frac{1}{N-1} \sum (t_i - \bar{t})^2, \quad (4.13)$$

«Дисперсия» сөзі сөйлісін және кездейсоқ шаманың шашырауын сипаттайды.

Дисперсияның өлшем бірлігі кездейсоқ шаманың квадратындай. Кездейсоқ шаманың өлшемін иеленген, сөйлісін сипаттамасын пайдалану ыңғайлы болу үшін, сипаттама – дисперсияның квадраттық түбіріне тең, орташа квадраттық ауытқу енгізілген:

$$S_i = \sqrt{D}, \quad (4.14)$$

Сондай-ақ кездейсоқ шаманың сөйлісін бағасын *вариация коэффициенті* ρ арқылы да жүреді, ол орташа квадраттық ауытқудың математикалық күтуге қатынасына тең

$$\rho = \frac{S_i}{M_i}, \quad (4.15)$$

мұнда M_i - істен шыққанға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің математикалық күтуі.

Ықтималдылық теориясында берілген ықтималдылыққа сәйкес келетін кездейсоқ шаманың мәнін *квантиль* деп атайды. 0,5 ықтималдылыққа сәйкес келетін квантильді *медиана* деп атайды. Медиана кездейсоқ шамалардың топтасу центрінің орналасуын сипаттайды. Таралу тығыздығы функциясы графигінің астындағы ауданды медианамен теңдей екіге бөлінеді.

Істен шықпау қасиеттерінің уақыт бойынша өзгеруі келесі көрсеткіштермен бағаланады:

- істен шығу қарқындылығы;
- істен шығу ағынының параметрі.

Істен шығу қарқындылығы λ – қарастырылып отырған уақыт сәтіндегі осы сәтке дейін істен шығу болмаған жағдайда анықталатын, қалпына келмейтін нысанның істен шығуы пайда болуының шартты тығыздығы. Таралу тығыздығы қарқынымен салыстырғанда істен шығу қарқындылығы жалпы нысандар санына емес, жұмыс қабілеттілігін сақтап қалған нысандар санына қатысты.

Статикалық өрнектелуі келесідей:

$$\lambda = \frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{N(t) \cdot \Delta t} = \frac{\Delta n}{N(t) \cdot \Delta t}, \quad (4.16)$$

мұнда $N(t)$ мен $N(t + \Delta t)$ - сәйкес t уақыт сәті мен $(t + \Delta t)$ уақыт сәтіндегі өз жұмыс қабілеттілігін сақтап қалған нысандар саны.

Ықтималдылық түсінік түрінде:

$$\lambda \langle \rangle = \frac{f \langle \rangle}{P \langle \rangle}, \quad (4.17)$$

Бұл мағына басты үш сипаттамаларды байланыстырады және сенімділік теориясында негізгілерінің бірі болып саналады.

(4.17) формуласына (4.7) формуласынан $f \langle \rangle$ мәнін қойып түрлендірсек:

$$\frac{dP \langle \rangle}{P \langle \rangle} = -\lambda \langle \rangle dt, \ln P \langle \rangle = -\int_0^t \lambda \langle \rangle dt$$

немесе

$$P \langle \rangle = e^{-\int_0^t \lambda \langle \rangle dt}$$

(4.18)

Істен шығу ағынының параметрі – қалпына келетін нысандардың азғана атқаратын жұмыс көлеміндегі істен шығулар санының математикалық күтуінің сол атқаратын жұмыс көлемі мәніне қатынасы.

Істен шығу ағынының сипаттамасы ретінде жетекші функция $\Omega \langle \rangle$ (омега)– t уақыт аралығындағы істен шығу санының математикалық күтуі – қалпына келтіру функциясы қолданылады.

$$\Omega \langle \rangle = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N r_i \langle \rangle = M \langle \rangle, \quad (4.19)$$

мұнда $r_i \langle \rangle$ - t атқаратын жұмыс көлеміне дейінгі i -ші нысанның істен шығулары саны.

Істен шығу ағынының параметрі $\omega \langle \rangle$ туындысы:

$$\omega \langle \rangle = \Omega \langle \rangle, \quad (4.20)$$

Статикалық өрнекте:

$$\omega \langle \rangle = \frac{\sum_{i=1}^N m_i \langle \rangle + \Delta t \sum_{i=1}^N m_i \langle \rangle}{N \cdot \Delta t} = \frac{\Delta n}{N \cdot \Delta t},$$

(4.21)

Сонымен, істен шығу ағынының параметрі – қалпына келтірілетін нысанның жеткілікті аз мөлшердегі атқарған жұмыс көлеміндегі істен шығулар санының сол атқарылған жұмыс көлеміне қатынасы.

Бір нысан үшін:

$$\omega \langle \rangle = \frac{1}{T_0}, \quad (4.22)$$

мұнда T_0 - істен шығуға орташа атқаратын жұмыскөлемі.

Істен шығу ағынының орташаланған параметрі – қалпына келтірілетін нысанның толық атқарған жұмыс көлеміндегі істен шығулардың математикалық күтуінің сол атқарған жұмыс көлемі мәніне қатынасы болып табылады.

4.4 Шыдам мерзімі көрсеткіштері

Қалпына келтірілетін нысанның пайдаланылу процессін 4.3-суретінде ұсынылған сұлба түрінде көрсетуге болады.



4.3-сурет. Нысанды пайдалану процессінің сұлбасы

Шыдам мерзімін бағалайтын негізгі көрсеткіштер болып келесілер саналады: ресурс (орташа ресурс, гамма пайыздық ресурс, тағайындалған ресурс), қызмет мерзімі (орташа қызмет мерзімі, тағайындалған қызмет мерзімі).

Ресурс – нысанды қолдануды бастағаннан шекті күйіне дейінгі атқарған жұмыс көлемі.

Орташа ресурс – бұйымды пайдалану кезінде оның қирағанына немесе басқа шекті күйіне дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі – немесе ресурстың математикалық күтуі

$$R_{cp} = \frac{1}{N_0} \sum_{j=1}^{N_0} R_j = \frac{1}{N_0} \sum_{j=1}^N \left(\sum_{i=1}^n t_{ij} \right),$$

(4.23)

мұнда N_0 - уақыттың бастапқы сәтінде жұмысқа қабілетті нысандар саны; R_j - j -ші бұйымның ресурсы; n – қалпына келтіру (жөндеу) циклінің саны.

$$R_j = \sum_{i=1}^n t_{ij}, \quad (4.24)$$

Гамма пайыздық ресурс – пайызбен өрнектелген, белгіленген γ ықтималдығымен шекті күйіне жетпейтін нысанның сомалық атқаратын жұмыс көлемі R_γ .

T атқаратын жұмыс көлеміне жеткенде, бастапқы кезде жұмысқа жарамды нысандардың $\gamma\%$ жұмысқа жарамды болып қалады.

Қалпына келмейтін нысандарда ресурс және істен шығуға атқаратын жұмыс көлемі түсініктері сәйкес келеді., Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы $P(t) = \gamma$ берілген, қалпына келетін нысандар үшін бұл гамма пайыздық ресурс болып табылады.

Тағайындалған ресурс – нысанды тағайындалуы бойынша қолдану тоқтатылатын (оның қандай күйде екеніне тәуелсіз), оның сомалық атқаратын

жұмыс көлемі. Тағайындалған ресурс бұйымды қауіпсіз пайдалануы немесе экономикалық түсініктер шарттарымен анықталады.

Осыға ұқсас көрсеткіштер жабдықтың қызмет мерзімін бағалау үшін де қолданылады. Қызмет мерзімін уақыт бірлігімен сипаттайды, ал ресурс атқарылатын жұмыс көлемін сипаттайтын болғандықтан, ол уақыт бірлігімен, жүріс километрмен, бұрғыланған ұңғымалар санымен, жүкті көтеру циклімен және тағы басқа бірліктермен өрнектеледі.

Қызмет мерзімі – нысанның жұмысқа қосылғанынан оның шекті күйіне жеткенге дейінгі күнтізбелік уақыт.

Орташа Қызмет мерзімі – бұйымның бұзылуына немесе басқа шекті жағдайына дейінгі орташа күн тізбелік пайдалану ұзақтылығы – қызмет мерзімінің математикалық күтуі.

Қызмет мерзіміне тек жұмыс уақыттын жөндеу мен техникалық күтім көрсетуге кеткен уақыты ғана емес, сондай-ақ тоқтау, сақтау мен тасымалдау кезіндегі уақыттар да кіреді.

Гамма-пайыздық Қызмет мерзімі – пайызбен өлшенетін, берілген γ ықтималдылықпен шектік күйге жетпейтін, нысанның күн тізбелік пайдалану ұзақтылығы. Бұл дегеніміз, бастапқы уақыт сәтінде жұмысқа жарамды күйдегі бұйымдар $\gamma\%$ пайдалану уақыты таусылғанмен жұмысқа жарамды болып қала береді.

Тағайындалған Қызмет мерзімі – тағайындалуы бойынша пайдалану тоқтатылатын нысанды пайдаланудың күн тізбелік ұзақтылығы.

МЕСТ 27.04-85 терминалогиялық анықталуы бойынша бұрғылау қондырғысы, технологиялық жабдықтаудың өзара функциональды байланысқан құралдарнан, өндіріс нәрселерінен және өндіріс жағдайында регламенттелген технологиялық процесстер мен операцияларды орындаушылардың құралған, күрделі технологиялық жүйе. Технологиялық жүйе сенімділігінің негізгі көрсеткіштері:

- технологиялық жүйенің $\gamma = 100\%$ кезіндегі гамма-пайыздық атқаратын жұмыс көлемін (ресурс, қызмет мерзімі) көрсететін, технологиялық кешеннің белгіленген істен шықпай атқаратын жұмыс көлемі (белгіленген ресурс, белгіленген қызмет мерзімі);

- өнімділік параметрлері, шығыны бойынша технологиялық жүйенің істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы – өнімділік параметрлері, шығыны бойынша белгіленген атқаратын жұмыс көлемінде технологиялық жүйенің істен шығуы болмайтындығы ықтималдылығы;

- технологиялық кешеннің баптауға дейінгі тағайындалған атқаратын жұмыс көлемі – технологиялық жабдықтау құралдарына баптау жүргізілуі керек технологиялық кешеннің атқаратын жұмыс көлемі.

4.5 Жөндеуге жарамдылық көрсеткіштері

Жөндеуге жарамдылық – бұл нысанның істен шығулар мен зақымдануды болдырмауға және байқауға, жөндеулер мен техникалық күтім көрсету

арқасында жұмыс қабілеттелігі мен ақаусыздығын қалпына келтіруге бейімділік қасиеті.

Жөндеуге жарамдылық істен шығудан кейін, оны анықтауға, себептерін іздеуге және салдарларын жоюға кеткен, жұмыс қабілеттілік күйін қалпына келтіру уақытымен сипатталады.

Осылайша, жөндеуге жарамдылық машинаның, агрегаттың, жинау бірлігінің, бөлшектің қасиеті ретінде, жүйенің компоновкалау шешімдерінің санын, элементтердің қол жеткіштігін, оңай шешілуін және өзарабайланысын сандық сипаттайды

Пайдалану кезінде машинаның сенімділігін сақтап қалу үшін ағымды жөндеулер мен жоспарлы-ескертпелі техникалық қызмет көрсету жүйелері қолданылады.

Сандық жөндеуге жарамдылық төмендегі көрсеткіштер арқылы бағаланады:

Жұмыс қабілеттілігінің қалпына келтірудің орташа уақыты T_B – істен шығудан кейін нысанның жұмыс қабілеттілігін қалпына келу уақытының математикалық күтуі:

$$T_B = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m \tau_i, \quad (4.25)$$

мұнда τ_i - i -ші объектінің жұмыс қабілеттілігін қалпына келтіру ұзақтылығы; m – сыналатын нысандар саны.

Жұмысқа қабілеттілігінің берілген уақытта қалпына келтіру ықтималдылығы P_B – нысанның жұмысқа қабілеттілік күйін берілген уақыттан тыс кетпей қалпына келтіру ықтималдылығы.

Гамма-пайыздық қалпына келтіру уақыты – пайыз түрінде берілген γ ықтималдылығымен, нысанның жұмысқа қабілеттілігі қайта қалпына келтірілетін уақыт.

Қалпына келу қарқындылығы – қарастырылып отырған уақыт сәті үшін анықталған, осы сәтке дейін қалпына келтіру әлі аяқталмады деп есептегенде, нысанның жұмысқа қабілеттілігін қалпына келуінің шартты тығыздығы.

Қалпына келудің орташа еңбексыйымдылығы – істен шығудан кейін нысанның еңбексыйымдылығының қалпына келтірудің математикалық күтуі.

Нысанның белгілі атқаратын жұмыс көлемінде жөндеу мен күтім жасауға кеткен шығындар сомалық көрсеткіштермен бағаланады.

Атқарылатын жұмыс көлемінің бірлігіне келетін күтім жасау мен жөндеуге шығын өзіндік көрсеткіштермен бағаланады.

4.6 Сақталғыштық көрсеткіштері

Сақталғыштық дегеніміз бұл нысанның ұзақ уақыт сақтау немесе тасымалдау нәтижесінде кері әсер етуші факторларға қарсы тұру және тұтас

нысан мен оның элементтерінің жұмыс істеу қабілетінің көрсеткіштерін (істен шықпай жұмыс істеуі және шыдам мерзімі) сақтап қалу қабілеті. Сақталғыштықтың сандық сипаттамасы сақталғыштық мерзімі болып табылады. Сақталғыштық мерзімі дегеніміз нысанның жұмыс қабілеті мен НТҚ бекіткен сенімділік көрсеткіштерін сақтап қала алатын тасымалдау мен сақтаудың күнтізбектік ұзақтығы.

Сақталғыштық мерзімі келесі көрсеткіштермен бағаланады:

Гамма-пайыздық сақталғыштық мерзімі – нысанның шектік жағдайына (істен шықпай жұмыс істеу, шыдам мерзімі және жөндеуге жарамдылық көрсеткіштері белгіленген шектен аспауы тиіс) пайызбен алынған, γ ықтималдылықпен жетпейтін күнтізбелік сақтау ұзақтығы.

Орташа сақталғыштық мерзімі – сақталғыштық мерзімінің математикалық күтуі.

4.7 Сенімділіктің кешендік көрсеткіштері

Сенімділіктің кешендік көрсеткіштерін қалпына келтірілетін нысандардың істен шықпай жұмыс істеуі мен жөндеуге жарамдылығын біріктіріп бағалау үшін қолданылады. Бұл көрсеткіштерге мыналар жатады: техникалық дайындық коэффициенті, техникалық пайдалану коэффициенті және шұғыл дайындық коэффициенті.

Техникалық дайындық коэффициенті K_T - нысанның белгіленген мақсатта қолданылуы қарастырылмайтын жоспарланған кезеңдерден басқа кез-келген уақыт мезетінде жұмысқа жарамды күйде болу ықтималдығы. Бұл коэффициент нысанның жоспардан тыс (апаттық) жағдайлардан басқа уақытта берілген міндетті орындауға дайындығын сипаттайды.

Статистикалық ол мына теңдеумен анықталады:

$$K_T = \frac{\sum_{n=1}^N t_n}{\sum_{n=1}^N t_n + \sum_{n=1}^N \tau_n}, \quad (4.26)$$

мұнда: t_n – n -ші нысанның берілген пайдалану интервалындағы жалпы атқаратын жұмыс көлемі; τ_n – n -ші объектінің берілген пайдалану интервалында жұмысқа қабілеттілігін қалпына келтірудің жалпы ұзақтығы; N – сынақтағы нысандар саны.

Істен шыққаннан кейін лезде қалпына келтіруді қарастыратын бір нысанға қызмет көрсету кезінде:

$$K_T = \frac{T}{T + T_B}, \quad (4.27)$$

мұнда: T – істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі; T_B – қалпына келтіру уақыты.

Техникалық пайдалану коэффициенті K_{TI} – нысанның қандай да бір пайдалану кезеңінде жұмысқа қабілетті күйде болған уақыт интервалының

математикалық күтуінің сол уақыт интервалындағы нысанның жұмысқа қабілетті күйде болған уақыт интервалының және техникалық қызмет көрсету мен жөндеуге байланысты тоқтау уақытның математикалық күтулерінің қосындысына қатынасы.

Статистикалық ол мына теңдеуден анықталады:

$$K_{TH} = \frac{\sum_{i=1}^n t_{Pi}}{\sum_{i=1}^n t_{Pi} + \sum_{j=1}^m t_{Tj} + \sum_{k=1}^r t_{Bk}}, \quad (4.28)$$

мұнда: t_{Pi} – нысанның жұмысқа қабілетті күйде болған i -ші интервалының ұзақтығы; t_{Tj} – нысанның j -ші қызмет көрсетуге тоқтауының ұзақтығы; t_{Bk} – нысанның k -ші жөндеуге тоқтауының ұзақтығы; n – нысанның жұмысқа қабілетті күйінде болған интервалдар саны; m , r – сәйкесінше нысанға техникалық қызмет көрсетулер мен жөндеуге тоқтаулар саны.

K_{TH} анықтағанда ұйымдастыру себептерінен тоқтаулар уақытын есепке алмайды.

Бір нысан үшін K_{TH} былай анықталады:

$$K_{TH} = \frac{t_c}{t_c + t_0 + t_p}, \quad (4.29)$$

мұнда: t_c – қарастырылып отырған кезеңдегі нысанның сомалық атқаратын жұмыс көлемі; t_0 – қарастырылып отырған кезеңдегі жоспарлық және жоспардан тыс техникалық қызмет көрсетуге тоқтаудың сомалық уақыты; t_p – қарастырылып отырған кезеңдегі жоспарлық және жоспардан тыс жөндеуге тоқтаудың сомалық уақыты.

Шұғыл дайындық коэффициенті K_{OG} – тағайындалған мақсатта қолдану қарастырылмайтын жоспарланған кезеңдерден басқа кез-келген уақыт сәтінде нысанның жұмысқа қабілетті күйде болу және осы сәттен бастап берілген уақыт интервалында істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығы. Ол t_t уақыты ішінде нысанның ШЖІЫ коэффициентінің $P(t_p)$ туындысы ретінде есептеледі.

$$K_{OG} = K_T \cdot P(t_p) \quad (4.30)$$

Жоспарлы қолдану коэффициенті – нысан жоспарлы техникалық қызмет көрсету мен жөндеуде болмауы керек пайдалану кезеңінің үлесі.

Тиімділігін сақтау коэффициенті – белгілі бір пайдалану ұзақтығындағы пайдалану тиімділігі көрсеткіші мәнінің сол уақыт ішінде нысанның істен шығу жағдайлары болмаған кездегі сол көрсеткіштің нимоная мәніне қатынасы.

4.8 Таңдау мәліметтері бойынша істен шықпау көрсеткіштерін есептеу

4.8.1 Негізгі түсініктер. Таңдаудың қажетті көлемі

$F(x)$ бойымен таралған n көлемді жинақтан x_1, \dots, x_n таңдауы деп $F(x)$ таратулы функциядан ξ кездейсоқ шамасына жүргізілген n тәуелсіз бақылауды айтамыз.

$x_{(1)} \leq x_{(2)} \leq \dots \leq x_{(n)}$ вариациялық қатары деп элементтерінің өсу ретімен жазылған таңдауды айтамыз.

Таңдаудағы әрбір бақылауға $1/n$ -ға тең ықтималдылық беріледі, эмпирикалық деп аталатын таралу қолданылады. Эмпирикалық таралудың функциясы мынадай:

$$F_n^*(x) = F_n^*(x; x_1, \dots, x_n) = \frac{\mu_n(x)}{n},$$

мұнда: $\mu_n(x)$ – x -тен аз таңдау мүшелерінің саны. Статистика үшін бұл функцияның мәні былай анықталады, егер $n \rightarrow \infty$ болса, $F_n^*(x) \rightarrow F(x)$.

Үлкен көлемдегі таңдауларды бақылау қиын, сондықтан таңдау мәндерінің диапазондарын бірдей аралықтарға бөліп және әрбір аралық үшін сол аралыққа түскен бақылау санының жиілігін анықтайды. Жалпы бақылау санына қатысты жиілікті n салыстырмалы жиілік деп атайды, жиіліктердің таралуы бойынша графиктік көрінісін гистограмма деп атайды, ал берілген интервал пен оның сол жағындағы барлық жиіліктерінің қосындысын берілген интервалдың жинақталған жиілігі деп атайды.

Есептеуге бастапқы мәліметтер болып істен шығулар арасындағы атқаратын жұмыс көлемі немесе қандай да бір қысқа уақыт интервалында жабдықтың істен шығуы туралы мәліметтер табылады. Нысанның бүкіл пайдалану тарихындағы істен шығулары туралы мәліметтердің толық жиынтығы бас жиынтық деп аталады. Егер таңдау қарастырылған құбылыстың маңызды қырларын жеткілікті түрде көрсетсе, онда бұл таралу өкілетті деп аталады.

Таңдаудың қажетті көлемі МЕСТ 27.502-83 "Техникадағы сенімділік. Ақпаратты жинау және өңдеу жүйесі. Бақылауды жоспарлау" регламенттейді (4.3-кесте).

4.3- кесте

Таңдаудың қажетті көлемі

t_{cp} бағалауд ағы салыстырмалы қателік δ , %	γ біржақты сенімділіктегі ықтималдылықта қажетті бақылаулар саны n			
	0,80	0,90	0,95	0,99
5	315	650	1000	>1000
10	100	200	400	650
15	40	80	150	315
20	25	50	100	150

Қандай да бір t уақыт ішінде талап етілетін минималь істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығы белгілі болған жағдайда бақылаулар саны былай анықталады:

$$n = \frac{\ln(1-\gamma)}{\ln P(t)}, \quad (4.31)$$

мұнда: γ – біржақты сенімділіктегі ықтималдылық (4.4-кесте); $P(t)$ – t уақыт ішіндегі істен шықпай жұмыс істеудің талап етілген минималь мәні.

4.4 кесте

ІШЖІЫ бойынша талап етілетін бақылаулар саны

$P(t)$	γ			
	0.8	0.9	0.95	0.99
0.8	8	10	13	20
0.9	15	21	30	44
0.95	30	40	60	85
0.98	75	120	140	230
0.99	150	220	280	430
0.995	330	430	600	800

4.8.2 Істен шықпау сипаттамаларын анықтаудың әдісі

Бастапқы берілгендер:

- сынау ұзақтығы t_{Σ} ;
- сыналатын нысандар саны N ;
- сынау кезінде істен шыққан нысандар саны n_{Σ} ;
- нысандардың істен шығуға дейінгі атқарған жұмыс көлемі t_1, t_2, \dots, t_n ;

Есептеу тәртібінің жүйесі:

Нысан атқарған жұмыс көлемінің вариациялық қатары $t_1 < t_2 < \dots < t_n$.

Сынаудың жалпы уақыты t_2 интервалдарға K бөлінеді.

Әр интервал үшін эмпирикалық сипаттамалар анықталады:

Δt – интервал ұзақтығы.

n_i – әр интервалда істен шыққан нысандар саны.

$f_i^*(t) = \frac{n_i}{N \cdot \Delta t}$ – әр интервалдағы істен шығулардың таратылу тығыздығын бағалау;

$\lambda_i^*(t) = \frac{n_i}{(N - n_{\Sigma(i-1)}) \cdot \Delta t}$ – әр интервалдағы істен шығулардың қарқындылығын бағалау;

$P_i^*(i) = \frac{f_i^*(t)}{\lambda_i^*}$ – интервалдағы істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығын бағалау.

$f^*(t)$ және $\lambda^*(t)$ гистограммалары тұрғызылады, гистограмманың түріне қарап таратылу заңы туралы гипотеза айтылады.

Егер $\lambda^*(t) = \text{const}$ болса, онда экспоненциалдық заң туралы гипотезаны қабылдайды.

Егер $t > t_0$ болғанда интервалдың бірінші жартысында $\lambda^*(t)$ минимум болса – таратылу заңы қалыпты.

Егер t -ның t_0 -ден бастап өскен кезінде $\lambda^*(t)$ кемісе немесе өссе, онда бұл кезде Вейбулл-Гнеденко заңы қолданылады.

Эмпирикалық мәліметтер бойынша болжамды таралу заңының параметрлерінің бағаларын анықтайды.

Мысалы: 31 дана бұрғылау сораптарының КСК-5-1 клапанының жұмыс істеу сенімділігі көрсеткіштерін анықтау қажет.

Бастапқы берілгендер:

Клапандардың істен шығуға атқарған жұмыс көлемі, сағ:

202, 248, 284, 145, 206, 200, 200, 246, 170, 211, 211, 135,
194, 218, 194, 210, 179, 230, 250, 145, 200, 209, 197, 228,
256, 137, 218, 246, 324, 82, 109, 223, 243, 239, 195, 163,
143, 147.

Осы таңдау үшін вариациялық қатар тұрғызамыз:

82	109	200	218	246
109	170	200	218	248
135	179	202	223	250
137	194	206	228	256
143	194	209	230	284
145	195	210	239	324
145	197	211	243	
147	200	211	246	

Таңдау ауқымын табамыз (қатардың экстремалды және шеткі мәндері арасындағы айырмашылық)

$$R = m_{\max} - m_{\min} = 324 - 82 = 242$$

Вариациялық қатардың интервалдар санын « K » анықтаймыз. Бір интервалдың ұзындығы

$$l = \frac{R}{1 + 3.2 \cdot \ln n} = \frac{242}{1 + 3.2 \cdot \ln 38} = \frac{242}{6.05} \approx 40 \text{ сағ.}$$

яғни $\Delta t = 40$ сағ, мұндағы $n = 38$ – таңдау саны

Осыдан интервалдар саны (6.5-кесте)

$$K = \frac{m_{\max}}{l} = \frac{324}{40} \approx 8$$

Статистикалық мәліметтер кестесін тұрғызамыз (4.5-кесте).

Тарату гистограммасын тұрғызамыз (4.4-суретті қара). Абсцисса өсі бойынша – интервалдар (сағатпен). Әр интервалда ауданы сол интервалдың жиілігіне тең тік төртбұрыш тұрғызылады. Оның биіктігі клапандардың істен

шығуға дейін атқарған жұмыс көлемдерінің статистикалық тығыздығына $f^*(t)$ тең. Гистограмманың толық ауданы бірге тең.

Бұл гистограмма таңдау мәндерінің эмпирикалық (статистикалық) тарату тығыздығын көрсетеді. Егер бақылаулар санын көбейтсек, онда гистограмманың бейнесі тарату тығыздығының теориялық сызығына жақындайды.

4.5-кестенің мәндері бойынша істен шығулар қарқындылығы мен істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығының сызықтарын тұрғызамыз (4.4-сурет).

4.8.3 Істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің таралу заңдары

Таңдау мәндерінің эмпирикалық таралу тығыздығының графигін тұрғызғаннан кейін осы таралу тығыздығының түріне байланысты таралудың белгілі бір теориялық заңына таңдау жүргізіледі. Теориялық заңдар сенімділік параметрлерін есептеуді жеңілдетеді. Ал бұл есептер қатаң негізделген формулалар арқылы қарапайым математикалық операцияларды орындаудан тұрады.

Бұйымның істен шықпай жұмыс істеуін бағалау мақсатымен статистикалық ақпараттарды өңдеу үшін кеңінен қолданылатын заңдар мыналар:

- экспоненциалдық заң;
- Вейбулл заңы;
- қалыпты заң;
- гамма-заң және т.б.

Тарату заңын таңдауда мына екі негізгі факторды ескереді: тарату тығыздығының теориялық сызығының формасы $f(t)$ мен істен шығудың табиғатын. Экспоненциалдық, Вейбулл және тұрақты заңның негізгі сипаттамалары 4.5, 4.6, 4.7- суреттерде келтірілген.

4.5 Кесте

Бұрғылау сорабының КСК-5-1 клапанының жұмыс істеуінің статикалық мәліметтері

Интервал №			3	4	5	6	7	8
Интервал, сағ	-40	0-80	0-120	20-160	60-200	00-240	40-280	80-320
Интервалдағы істен шығулар саны, n_i			2	6	10	12	6	2
Істен шығулардың жиілігі, $\omega_{ш} = \frac{n_i}{N}$.0526	.1579	.26316	.3158	.1579	.0526

Интервалдағы таратудың тығыздығын бақылау $f_i^*(t) = \frac{n_i}{N \cdot \Delta t}$.0 013157	.0 039475	. 00658	. 007895	. 003947	. 001315
Аралық функцияны анықтаймыз $\varphi_i = (N - n_{\sum(i-1)}) \cdot \Delta t$	520	520	1 520	1 440	1 200	8 00	3 20	8 0
Әр интервалдағы істен шығудың қарқындылығын бағалау $\lambda_i^*(t) = \frac{n_i}{\varphi_i}$.0 013157	.0 041666	. 008333	. 015	. 01875	. 025
Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығын бағалау $P_i^*(t) = \frac{f_i^*(t)}{\lambda_i^*(t)}$			1	.9 474	. 78963	. 52633	. 2105	. 0526

4.8.4 Таралудың экспоненциальдық заңы

Экспоненциальдық заң сипатталады (4.5-суретті қара):

- істен шыққанға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі тығыздығымен (істен шығу ықтималдылығы тығыздығымен) $f(t)$:

$$f(t) = \lambda \cdot \exp(-\lambda \cdot t), \quad (4.32)$$

мұнда, λ – істен шығу қарқындылығы;

- таралу функциясымен:

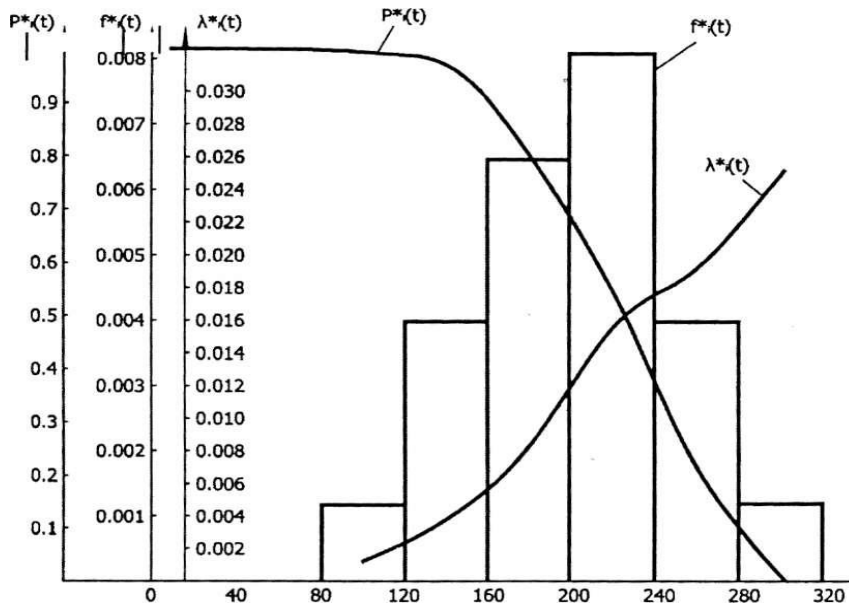
$$F(t) = \int_0^t f(t) dt = 1 - \exp(-\lambda \cdot t) \quad (4.33)$$

- t уақыты ішінде істен шығу ықтималдылығымен:

$$Q(t) = \int_0^t f(t) dt = 1 - \exp(-\lambda \cdot t) \quad (4.34)$$

- істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы (сенімділік функциясы):

$$P(t) = 1 - Q(t) = \int_0^t f(t) dt = \exp(-\lambda \cdot t) = \exp\left(-\frac{t}{T_0}\right) \quad (4.35)$$



4.4-сурет. $P_i^*(t)$, $f_i^*(t)$, $\lambda_i^*(t)$ таралулар гистограммасы

- нысанның істен шыққанша атқаратын жұмыс көлемінің бақыланатын мәндерінің математикалық күтілуіне тең, істен шығу пайда болғанға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемімен:

$$T_0 = M(t) = \int_0^{\infty} P(t) dt = \frac{1}{\lambda} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N t_i \quad (4.36)$$

- істен шыққанға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің дисперсиясымен:

$$D(t) = \int_0^{\infty} (t - T_0)^2 \cdot f(t) dt = \frac{1}{\lambda^2} = (S(t))^2 \quad (4.37)$$

- істен шыққанға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің орташа квадраттық ауытқуымен:

$$S(t) = T_0. \quad (4.38)$$

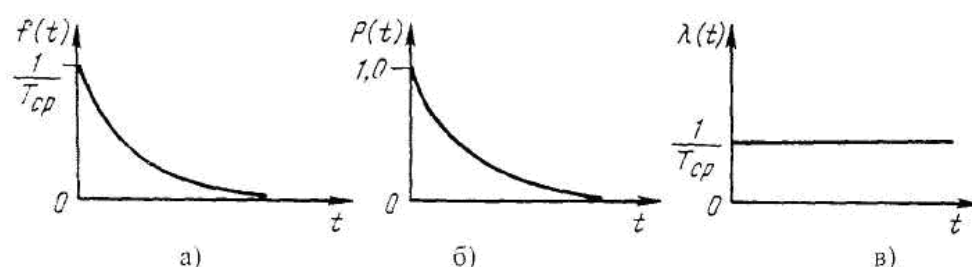
Орташа квадраттық ауытқудың істен шықпай жұмыс істеудің орташа уақытына теңдігі – экспоненциальдық заңға тән белгі. Бұл белгіні тәжірибеде экспоненциальдық заңның барлығы жөніндегі гипотезаның шындығын тексеру үшін пайдаланады. Бұл үшін статистикалық мәліметтерден орташа жұмыс уақыты мен орташа квадраттық ауытқуды анықтайды. Егер олардың мәндері бір-біріне жуық болса, онда бұл гипотеза қабылдаудың дұрыстығын көрсетеді. Экспоненциальдық заң кезіндегі істен шығу қарқындылығы:

$$\lambda(t) = \lambda = \frac{0}{T_0} = const. \quad (4.39)$$

Яғни, экспоненциальдық заң кезінде істен шығу қарқындылығы, істен шықпай жұмыс істеудің орташа уақытына кері пропорционал, тұрақты шама болып табылады. Тәжірибе жүзінде қарағанда, уақытқа қатысты істен шығу қарқындылығының тұрақтылығы, пайдалану процесінде нысан ... әсеріне ұшырамайтынын көрсетеді.

4.8.5 Вейбуллдің таралу заңы

Таралудың Вейбулл заңы уақыт бойынша өзгертін ағын тығыздығымен істен шығулардың стационарлық емес ағынын сипаттау үшін қолданылады. Мысалы, шаршаумен, тозу мен соққылық салмақтардың біріккен әсерімен сипатталатын ағындар. Бұл заң тербелу мойынтіректерінің, берілісті ауыстыру қорабының, бұрғылау шығырларының, тракторлардың және басқа да тізбектей жалғанған қосарланған элементтерден тұратын нысандардың істен шығуын жақсы түсіндіреді.



4.5 сурет. Экспоненциалдық заңның негізгі сипаттамалары:

а – ықтималдылықтың тығыздығы $f(t)$; б – істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығы $P(t)$; в – істен шығу қарқындылығы $\lambda(t)$

Вейбулл заңының екі параметрі бар. Біріншісі істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі ықтималдығының таралу тығыздығы, ол былай анықталады

$$f(t) = \frac{b}{a} \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right] \quad (4.40)$$

және таралу функциясы

$$F(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right] \quad (4.41)$$

мұнда: a – масштаб параметрі (абсцисса өсі бойынша таралу сызығының масштабын береді); b – пішін параметрі (таралу тығыздығы сызығының асимметриясы мен үшкірлігін анықтайды).

Қорыта айтқанда a мен b – Вейбулл таралуының параметрлері.

Сенімділік функциясы

$$P(t) = \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right]$$

(4.42)

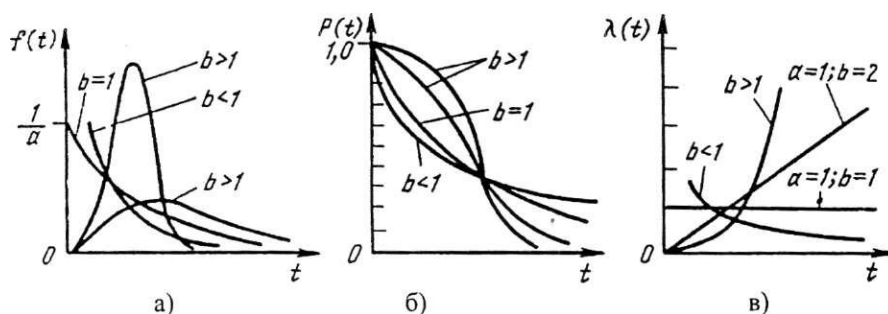
Істен шығу ықтималдылығы

$$Q(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right] \quad (4.43)$$

Істен шығу қарқындылығы

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{P(t)} = \frac{b}{a} \cdot \left(\frac{t}{a}\right)^{b-1} \quad (4.44)$$

А және b мәндері әрқашан да оң. $b=1$ болғанда Вейбулл таралуы экспоненциалдыққа көшеді, яғни экспоненциалдық таралу Вейбулл таралуында көп кездеседі. $b<1$ болғанда істен шығу қарқындылығы функциясы уақытқа байланысты төмендейді. Бұл өз кезегінде нысандардың ыңғайласу кезеңінде сенімділігін бағалауға мүмкіндік береді. $b>1$ болғанда таралу істен шығу қарқындылығының өсуіне сәйкес келеді, бұл жағдайда «қартайған» нысандардың сенімділігін бағалау мүмкін болады. Бұл жағдайда таралу тығыздығының сызығы қоңырау тәрізді формада болады, бұл $b=3.5\div 4.0$ сәйкес келеді.



4.6-сурет. Әр түрлі t_0 және m параметрлері кезіндегі Вейбулл таратуының негізгі сипаттамалары:

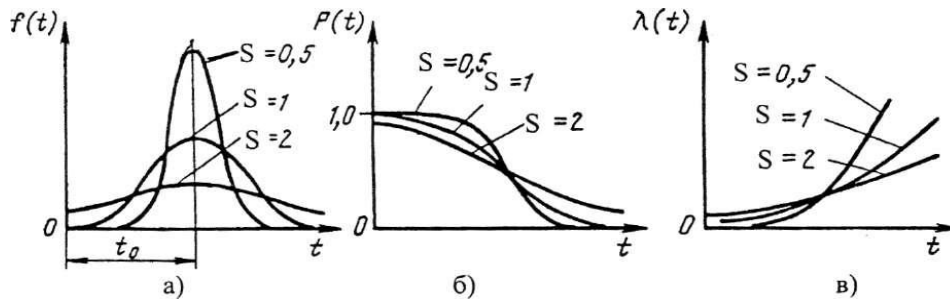
а – ықтималдылықтың тығыздығы $f(t)$; б – істен шықпай тоқырасыз жұмыс істеу ықтималдығы $P(t)$; в – істен шығу қарқындылығы $\lambda(t)$

Вейбулл заңы үшін таралу тығыздығының, істен шығу қарқындылығының және ІШЖІЫ сызығының түрі 4.6-суретте көрсетілген.

4.8.6 Қалыпты таралу заңы

Қалыпты таралу заңын істен шыққанға әсері бойынша біртектес кездейсоқ факторлардың көп мөлшеріне тәуелді нысандардың істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі ықтималдығының таралуын бағалауға қолданылады. Бұл заң нысанға бір уақытта әсер ететін жегіденің, тозудың, ескірудің себебінен болған істен шығуларды сипаттайды. Қалыпты таралуға көптеген қалпына келтірілетін және қалпына келтірілмейтін бұйымдардың істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемдері жатады.

Нысады пайдалану моментінен бастап істен шығу қарқындылығының монотонды өсуі қалыпты заңның сипаттық белгісі болып табылады. (4.7-сурет).



4.7-сурет. Орташа квадраттық ауытқудың әр түрлі мәндеріндегі тұрақты таратудың негізгі сипаттамалары: а – ықтималдылықтың тығыздығы $f(t)$; б – істен шықпай тоқырасыз жұмыс істеу ықтималдығы $P(t)$; в – істен шығу қарқындылығы $\lambda(t)$

Қалыпты таралу тығыздығы:

$$f(t) = \frac{1}{S \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left[-\frac{(t - m_t)^2}{2 \cdot S^2}\right]$$

(4.45)

Таралудың екі тәуелсіз параметрі бар – істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің математикалық күтуі m_t және орташа квадраттық ауытқу S . Сынау санын көбейткенде істен шығуға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемінің бағасы оның математикалық күтуіне ұмтылады (S да соған ұқсас).

Таралу функциясы

$$F(t) = \int_{-\infty}^t f(t) dt = \frac{1}{S \cdot \sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^t \exp\left[-\frac{(t - m_t)^2}{2 \cdot S^2}\right] dt, \quad (4.46)$$

мұнда: m_t – істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің математикалық күтуі;

S – істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің орташа квадраттық ауытқуы.

$$m_t \approx \bar{t} = \sum_{i=1}^N \frac{t_i}{N}, \quad (4.47)$$

мұнда: t – істен шығуға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемі; N – сыналатын нысандар саны.

Математикалық күтудің орташа квадраттық ауытқуы мен дисперсия былай анықталады:

$$D^* = S^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (t_i - \bar{t})^2}{N - 1}, \text{ немесе } S^* = \sqrt{\frac{1}{N - 1} \cdot \sum_{i=1}^N (t_i - \bar{t})^2}. \quad (4.48)$$

t параметрі абсцисса өсіндегі таралу топтасуы центрінің орналасу қалпын, ал S параметрі – таралу тығыздығы сызығының формасын сипаттайды. S көбейгенде t -ға сәйкес келетін сызықтың максимум ординатасы кемиді, ал сызықтың өзі абсцисса өсі бойымен созылып, жалпақ болады (4.7 суретті қара).

$(0, t)$ аралықта нысанның істен шығу ықтималдығы:

$$Q(t) = \frac{1}{S \cdot \sqrt{2\pi}} \int_0^t \exp\left[-\frac{(t - \bar{t})^2}{2 \cdot S^2}\right] dt, \quad (4.49)$$

Ал істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығы (сенімділік функциясы):

$$P(t) = 1 - Q(t) = 1 - \frac{1}{S \cdot \sqrt{2\pi}} \int_0^t \exp\left[-\frac{(t-\bar{t})^2}{2 \cdot S^2}\right] dt. \quad (4.50)$$

Есептеулерді жеңілдету үшін нормаланған қалыпты таралуға көшеді. Мұнда топтастыру центрі координаттар басыменбеттескен, ал абсцисса мәндері S -тің үлесінде көрсетілген.

Қалыпты таралуды нормалаудың мәнісі t шамасынан көмекші сызықтық функцияға өтуінде:

$$z = \frac{t - \bar{t}}{S}. \quad (4.51)$$

Нормаланған таралудың тығыздығы:

$$\varphi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right); \quad -\infty < z < \infty. \quad (4.52)$$

Нормаланған таралудың функциясы:

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_0^z \exp\left(-\frac{z^2}{2}\right) dz. \quad (4.53)$$

$\Phi(z)$ функциясы Лапласың нормаланған функциясы деп аталады.

z -тің теріс мәндерінде минус таңбасын функцияға көшіреді: $\Phi(-z) = -\Phi(z)$.

Лаплас функциясын есептеуге кесте құрылған, бұл кесте көбінесе анықтамалық әдебиеттерде беріледі.

Таралудың қалыпты функциясы $F(t)$ Лаплас функциясы арқылы былай өрнектеледі:

$$F(t) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{t - \bar{t}}{S}\right) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Phi(z), \quad (4.54)$$

ал істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы

$$P(t) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi(z). \quad (4.55)$$

Қалыпты заңның ерекшелігі мынада: барлық кездейсоқ мәннің таралуы (99.73%) $\bar{t} \pm 3 \cdot S$ бөлігінде орналасады, яғни алты орташа квадраттық ауытқулар шегіндегі топтастыру центрі айналасында.

Кестені қолданғанда z шамасы тұрақты таралуды нормалау квантили деп аталады және u_p деп белгіленеді.

Қалыпты заңға бағынатын істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемін таратқанда, берілген істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығына сәйкес келетін атқаратын жұмыс көлемін жеңіл табуға болады

$$t_p = m_t + u_p \cdot S, \quad (4.56)$$

мұнда: u_p – тұрақтандырылған тұрақты бөлудің квантили, бұл мәнді кестеден аламыз.

Мысалы:

$P(t)$	0.5	0.9	0.9	0.9	0.9	0.9
u_p	0	-	-	-	-	-
		1.282	1.645	2.326	3.090	3.719

4.9 Сенімділікке сынау жоспарлары

Сенімділік талаптары мөлшерлік-техникалық және құрылымдық құжаттарда бекітіледі. Бұл құжаттарда сонымен қатар сенімділік көрсеткіштерін бақылау әдістері мен бақылау сенімділігіне сынау жоспарлары да бекітіледі.

Мөлшерлік сенімділік көрсеткіштерін бақылаудың мынадай міндеттері бар:

- берілгендерді алу және математикалық өңдеу;
- бұйымның белгіленген талаптарға сай екендігі туралы шешім қабылдау;
- бұйымның сенімділігін көтеру үшін шараларды игеру мақсатында істен шығулардың себебі мен салдарына анализ жасау.

Бастапқы мәліметтерді алу тәсіліне қарай сенімділік көрсеткіштерін бақылау әдістерін есептік, тәжірибелік және есептік-тәжірибелік деп бөледі.

Есептеу әдістері анықтамалар мәліметтері бойынша бұйымның функционалдық құрылымын және оның бұзылу түрлерін ескеретін, оның құрамдас бөліктерінің сенімділігі, ұқсас бұйымдардың сенімділігі, сенімділікті эксперттік бағалау қорытындылары, материалдарының қасиеттері, бұйым элементтерінің және оларға түсетін күшсалмақтар, істен шығу механизмі туралы мәліметтер және басқа да сенімділікке есептеу кезінде қолданылатын ақпараттар бойынша сенімділік көрсеткіштерін есептеуге негізделген.

Экспериментальдық әдіс бұйымды сенімділікке сынағанда алынатын статистикалық мәліметтерге немесе тәжірибелік немесе бақылаудағы пайдалану мәліметтеріне негізделген.

Сенімділік көрсеткіштерін бақылау жоспарына сыналатын үлгілер саны (N), істен шыққан бұйымдарды қалпына келтіріп (M нысандар) және ауыстырып (R нысандар) және істен шыққан бұйымдарды ауыстырмай және қалпына келтірмей (U нысандар) сынақтар жүргізу стратегиясы, сондай-ақ сынақты тоқтату ережелері кіруі тиіс.

Сынақты тоқтату ережелері:

- берілген сынау уақытына T жеткенде;
- істен шыққан нысандар саны белгіленген мәніне r жеткенде;
- қайсысы шартының ерте орындалғанына қарамастан r немесе T мәндеріне жеткенде;
- жалпы сынау уақытына немесе жалпы жұмыс істеу уақытына T_{Σ} жеткенде;
- тізбектелген сынақтар кезінде шешім қабылдау, S .

Сенімділікке сынау жоспарларының анықтамалары мен терминдері

Термин	Анықтама
1	2
[NUT]* сынау жоспары [NUT]* жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынайды, сынау кезінде істен шыққан нысандарды қалпына келтірмейді және ауыстырмайды, сынақты әрбір істен шықпаған нысан үшін сынау уақыты біткеннен кейін немесе әрбір істен шықпаған нысанның атқаратын жұмыс көлемі T біткеннен кейін аяқтайды.
[NUr] сынау жоспары [NUr] жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынайды, сынау кезінде істен шыққан нысандарды қалпына келтірмейді және ауыстырмайды, сынақты істен шыққан нысандар саны r -ға жеткенде тоқтатады. ЕСКЕРТУ: $r=N$ болғанда [NUN] жоспарын аламыз.
[$NU(r,T)$] сынау жоспары [$NU(r,T)$] жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынайды, сынау кезінде істен шыққан нысандарды қалпына келтірмейді және ауыстырмайды, сынақты істен шыққан нысандар саны r -ға жеткенде немесе істен шықпаған нысанның атқаратын жұмыс көлемі T біткеннен кейін және қай шарт бұрын орындалғанына тәуелді тоқтатады.
[NRT] сынау жоспары [NRT] жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынап бастайды, сынау кезінде істен шыққан нысандарды жаңа нысандармен ауыстырады, сынақты сынау уақыты біткенде немесе N позициядан әрбір нысан үшін атқаратын жұмыс көлемі біткенде тоқтатады.
[NRr] сынау жоспары [NRr] жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынап бастайды, сынау кезінде істен шыққан нысандарды жаңа нысандармен ауыстырады, сынақты барлық позиция бойынша істен шыққан нысандардың жалпы саны r -ға жеткенде тоқтатады.
[$NR(r,T)$] сынау жоспары [$NR(r,T)$] жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынап бастайды, сынау кезінде істен шыққан нысандарды жаңа нысандармен ауыстырады, сынақты барлық позиция бойынша істен шыққан нысандардың жалпы саны r -ға жеткенде немесе сынау уақыты біткенде немесе әр позициядағы атқаратын жұмыс көлемі T біткенде және қай шарттардың бұрын орындалғанына тәуелді тоқтатады.
[NMT] сынау жоспары [NMT] жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынайды, сынау кезінде істен шыққан нысандарды қалпына келтіреді, әрбір нысанды сынау уақыты біткенше немесе атқаратын жұмыс көлемі біткенше сынайды.
[NMT_{Σ}] сынау жоспары [NMT_{Σ}] жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынайды, әр істен шығудан кейін нысандарды қалпына келтіреді, сынақты барлық нысандар бойынша жалпы сынау уақыты немесе атқаратын жұмыс көлемі біткесін тоқтатады.
[NMr] сынау жоспары	Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынайды, әр істен шығудан кейін нысандарды қалпына

[NMr] жоспары	келтіреді, сынақты барлық нысандар бойынша істен шығулардың жалпы саны r -ға жеткенде тоқтатады.
---------------	--

4.6-кестенің жалғасы

1	2
<p>$\mathbb{N}U(r_1, n_1) \dots (r_{k-1}, n_{k-1})$ сынау жоспары</p> <p>$\mathbb{N}U(r_1, n_1) \dots (r_{k-1}, n_{k-1})$ жоспары</p>	<p>Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынақтан өткізеді, сынау кезінде істен шыққан нысандарды қалпына келтірмейді және ауыстырмайды, r_1 істен шығу болғаннан кейін сынақтан n_1 істен шықпаған нысанды алып тастайды, r_2 істен шығу болғаннан кейін сынақтан n_2 нысанды алып тастайды және әрі қарай дәл солай, сынақты r_k істен шығу болғанда тоқтатады.</p>
<p>$\mathbb{N}U(T_1, n_1) \dots (T_{k-1}, n_{k-1})$ сынау жоспары</p>	<p>Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынақтан өткізеді, сынау кезінде істен шыққан нысандарды қалпына келтірмейді және ауыстырмайды, сынау уақыты немесе</p>
<p>$\mathbb{N}U(T_1, n_1) \dots (T_{k-1}, n_{k-1})$ жоспары</p>	<p>атқаратын жұмыс көлемі T_1 өткеннен кейін сынақтан n_1 нысанды алып тастайды (егер нысандар саны n_1-ден көп болса, басқа жағдайда сынауды тоқтатады) және әрі қарай дәл солай, сынақты сынау уақыты немесе атқаратын жұмыс көлемі біткесін тоқтатады</p>
<p>[NUz] сынау жоспары</p> <p>[NUz] жоспары</p>	<p>Бұл сынау жоспарында бір уақытта N нысанды сынақтан өткізеді, сынау кезінде істен шыққан нысандарды қалпына келтірмейді және ауыстырмайды, әрбір нысанды z_i жұмыс істеу ағынында сынады, мұндағы $z_i = \min(t_i, \tau_i)$. Мұнда $i = 1 \dots N$; t_i – i-ші нысанның істен шығуға атқаратын жұмыс көлемі, τ_i жұмысқа қабілетті i-ші нысанның сынақтан алып тастағанға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі.</p>
<p>[NUS] сынау жоспары</p> <p>[NUS] жоспары</p>	<p>Бұл сынау жоспарында бір уақытта немесе кезектестіріп N нысанды сынақтан өткізеді, сынау кезінде істен шыққан нысандарды қалпына келтірмейді және ауыстырмайды, сынаудың толық уақыты немесе істен шығу саны бойынша және атқаратын жұмыс көлемі бойынша кез-келген уақытта қабылдау туралы немесе сынақты жалғастыру туралы шешім қабылдайды. Сынақты қабылдау немесе брақтау туралы шешім қабылдаумен тоқтатады.</p>
<p>[NRS] сынау жоспары</p> <p>[NRS] жоспары</p>	<p>Бұл сынау жоспарында бір уақытта немесе кезектестіріп N нысанды сынақтан өткізеді, сынау кезінде істен шыққан нысандарды жаналармен ауыстырады, сынаудың толық уақыты немесе істен шығу саны бойынша және атқаратын жұмыс көлемі бойынша кез-келген уақытта қабылдау туралы немесе сынақты жалғастыру туралы шешім қабылдайды. Сынақты қабылдау немесе брақтау туралы шешім қабылдаумен тоқтатады.</p>
<p>[NMS] сынау жоспары</p> <p>[NMS] жоспары</p>	<p>Бұл сынау жоспарында бір уақытта немесе кезектестіріп N нысанды сынақтан өткізеді, әр істен шығудан кейін нысанды қалпына келтіреді, сынаудың толық уақыты немесе істен шығу саны бойынша және атқаратын жұмыс көлемі бойынша кез-келген уақытта қабылдау туралы немесе сынақты жалғастыру туралы шешім қабылдайды. Сынақты қабылдау немесе брақтау</p>

4.10 Істен шықпағыштық көрсеткіштерін есептеу мысалдары (КСК-5-1 клапандарын сынау мәліметтері бойынша)

Экспоненциалдық заң (сәйкес келушілік туралы тұжырым жасаймыз)

1.1. Істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі ($[NUN]$ бақылау жоспары)

$$T_0 = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N t_i = \frac{1}{38} \cdot (82 + 109 + 135 + 137 + 143 + 145 + 145 + 147 + 163 + 170 + 179 + 194 + 194 + \\ + 195 + 197 + 200 + 200 + 200 + 202 + 206 + 209 + 210 + 211 + 211 + 218 + 218 + 223 + 228 + 230 + \\ + 239 + 243 + 246 + 246 + 248 + 250 + 256 + 284 + 324) = \frac{7637}{38} = 200. \quad \text{сағ}$$

1.2. Істен шығу қарқындылығы

$$\lambda = \frac{1}{T_0} = \frac{1}{200.97} = 0.0049758$$

1.3. Атқаратын жұмыс көлемінің таралу тығыздығы

$$f(t) = \lambda \cdot \exp(-\lambda \cdot t)$$

$$f(t) = 0.0049758 \cdot \exp(-0.0049758 \cdot t)$$

1.4. Істен шығудың тарату функциясы

$$F(t) = 1 - \exp(-\lambda \cdot t)$$

$$F(t) = 1 - \exp(-0.0049758 \cdot t)$$

1.5. Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығы

$$P(t) = \exp(-\lambda \cdot t)$$

$$P(t) = \exp(-0.0049758 \cdot t)$$

Мысалы: $t = 50$ сағ., $t = 100$ сағ., $t = 200$ сағ. болғанда

$$P_{50} = e^{-0.0049758 \cdot 50} = e^{-0.24879} = 0.78$$

$$P_{100} = e^{-0.0049758 \cdot 100} = e^{-0.49758} = 0.61$$

$$P_{200} = e^{-0.0049758 \cdot 200} = e^{-0.99516} = 0.37$$

1.6. Істен шыққанға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің дисперсиясы

$$D(t) = \frac{1}{\lambda^2} = \frac{1}{0.0049758^2} = \frac{1}{0.0000247} = 40485.8$$

1.7. Орташа квадраттық ауытқуы

$$S(t) = T_0 = \sqrt{D(t)} = 201.21 \text{ сағ.}$$

1.8. Берілген сенімді ықтималдылықпен $\beta=0.8$, төменгі және жоғарғы сенімді шекараларды табуға мүмкіндік беретін χ^2 (хи-квадрат) таратуды пайдаланып, T_0 үшін сенімді шекараларды анықтауды орындайды орындайды.

$$T_{0H} = \frac{2 \cdot T_{СVM}}{\chi_B^2(m_1, \beta_H)} = \frac{2 \cdot 7637}{92.166} = 165.72 \text{ сағ.}$$

$$T_{0B} = \frac{2 \cdot T_{\text{сум}}}{\chi_H^2(m_1, \beta_B)} = \frac{2 \cdot 7637}{60.69} = 251.67 \text{ сағ.}$$

мұнда $m = 2 \cdot n = 2 \cdot 38 = 76$; n – таңдаулар саны;

$$\beta_B = (1 - \beta) / 2 = (1 - 0.8) / 2 = 0.1$$

$$\beta_H = (1 + \beta) / 2 = (1 + 0.8) / 2 = 0.9$$

1-кестесі бойынша $m = 76$ және $\beta_H = 0.9$ үшін $\chi_B^2 = 92.166$ аламыз, ал $\beta_B = 0.1$ болғанда $\chi_H^2 = 60.69$.

Осылайша $\beta = 0.8$ ықтималдылықпен $T_0 = 165.72 \div 251.67$ сағ.

Қалыпты заң (сәйкестік туралы тұжырым жасаймыз).

[NUT] бақылау жоспары.

Бақылауда жөнделмеген және жаңаларымен ауыстырылмаған 38 клапан болды.

Бақылау шамамен $T = 250$ сағ. созылды, осы уақыт ішінде 35 клапан істен шықты, яғни $N = 38$, $T = 250$, $d = 35$.

Клапандардың сенімділік көрсеткіштерінің төмендегідей нүктелік бағаларын анықтайды:

істен шығуға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемі;

50, 100 және 200 сағ атқаратын жұмыс көлеміне сәйкес келетін ШЖІ және \bar{t} ;

90 % ресурс;

$t = 100$ сағ жұмыс істеп тастаудағы істен шығу қарқындылығы.

2.1. Жұмыс істеп тастаудың математикалық күтуі мен дисперсиясын анықтаймыз:

$$\bar{T} = \frac{1}{D} \cdot \sum_{i=1}^d t_i = \frac{1}{35} \cdot (82 + \dots + 250) = \frac{7635 - 256 - 284 - 324}{35} = \frac{6771}{35} = 193.457 \text{ сағ.}$$

$$D = S^2 = \frac{1}{d-1} \cdot \sum_{i=1}^d (t_i - \bar{T})^2 = \frac{1}{35-1} \cdot [82 - 193.457]^2 + \dots = \frac{59488.922}{34} = 1749.67 \text{ сағ.}$$

Орташа квадраттық ауытқу $S = 41.829$ сағ. Көмекші мәндерді табамыз

$$\rho = \frac{S^2}{(\bar{T} - T)^2} = \frac{1749.67}{(193.457 - 250)^2} = 0.547$$

$$h = \frac{(N - d)}{N} = \frac{38 - 35}{38} = 0.7895$$

2-кестесі бойынша ρ және h үшін $k = 0.1$ анықтаймыз.

Қалыпты таратудың бағалары мынаған тең

ортаңғы ресурс үшін

$$\bar{i} = \bar{T} - K \cdot (\bar{T} - T) = 193.457 - 0.1 \cdot (193.457 - 250) = 199.1 \text{ сағ.}$$

дисперсиясы

$$D = S^2 + K \cdot (\bar{T} - T)^2 = 1749.67 + 0.1 \cdot (193.457 - 250)^2 = 2069.38$$

орташа квадраттық ауытқуы

$$\bar{S} = \sqrt{D} = 45.49 \text{ сағ.}$$

2.2. Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдығы

$t=50$ сағ атқаратын жұмыс көлемі үшін

$$P(t=50) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{t-\bar{t}}{S}\right) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{50-199.1}{45.49}\right)$$

3-кесте бойынша

$$\Phi\left(\frac{50-199.1}{45.49}\right) = \Phi(-3.2776) = -\Phi(0.9989) = -0.9989$$

осыдан $P(t=50) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot 0.9989 \approx 0.9989 \rightarrow 1 \underline{\underline{=}} 1$

$t=100$ сағ. жұмыс істеу үшін

$$P(t=100) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{100-199.1}{45.49}\right) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Phi(2.1785)$$

$$\Phi(2.1785) = 0.97$$

$$P(t=100) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot 0.97 = 0.985$$

$t=200$ сағ. жұмыс істеу үшін

$$P(t=200) = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{200-199.1}{45.49}\right) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Phi(0.01978)$$

$$\Phi(0.01978) = 0.015$$

$$P(t=200) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot 0.015 = 0.4925$$

$t = T_0 = \bar{t} = 199.1$ үшін

$$P(t=199.1) = 0.5$$

2.3 90% ресурсты төмендегі теңдеуден анықтаймыз

$$\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{t_\gamma - \bar{t}}{S}\right) = \frac{90}{100}$$

$$\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{t_\gamma - 199.1}{45.49}\right) = 0.9$$

осыдан $\Phi(x) = -2 \cdot (0.9 - 0.5) = -0.8$

3-кестеден $\Phi(x) = -0.8$ болғанда мынаны аламыз

$$x = -1.28 = \frac{t_\gamma - 199.1}{45.49}, \text{ осыдан } t_{90\%} = 199.1 - 1.28 \cdot 45.49 = 140.87 \text{ сағ.}$$

2.4 100 сағ. атқаратын жұмыс көлеміндегі істен шығу қарқындылығын $\lambda^*(t)$ бағалау.

$$\lambda^*(t) = \frac{\frac{1}{S} \cdot f_0\left(\frac{t-\bar{t}}{S}\right)}{\frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{t-\bar{t}}{S}\right)} = \frac{f_0\left(\frac{100-199.1}{45.49}\right)}{45.49 \cdot 0.985} = \frac{1}{45.49} \cdot \frac{f_0(-2.1785)}{0.985}$$

мұнда $f_0(2.1785) = 0.0375$ (4-кестені қара)

$$\lambda^*(t) = \frac{1}{45.49} \cdot \frac{0.0375}{0.985} = 0.0008368$$

2.5 $\beta = 0.9$ ықтималдылықпен сенімді шекараларды t_{cp} анықтау

$$\begin{aligned} \overline{T}_{\beta H} &= \bar{t} - U_{\beta} \cdot \frac{\bar{S}}{\sqrt{N}} \cdot \sqrt{f_2(k)} \\ \overline{T}_{\beta B} &= \bar{t} + U_{\beta} \cdot \frac{\bar{S}}{\sqrt{N}} \cdot \sqrt{f_2(k)} \end{aligned}$$

мұнда $f_2(k)$ 5-кестеден алынады.

$$k = \frac{\bar{t} - t_m}{S} = \frac{199.1 - 250}{45.49} = -1.119, \text{ мұндағы } t_m = T = 250, f_2(k) = 1.032$$

U_{β} – тұрақты таралудың квантили (6-кесте)

$$U_{0.9} = 1.282$$

$$\overline{T}_{\beta B} = 199.1 - 1.282 \cdot \frac{45.49}{\sqrt{35}} \cdot \sqrt{1.032} = 189.5 \text{ сағ.}$$

$$\overline{T}_{\beta H} = 199.1 + 1.282 \cdot \frac{45.49}{\sqrt{35}} \cdot \sqrt{1.032} = 208.7 \text{ сағ.}$$

Осылайша $\beta = 0.9$ ықтималдылықпен $T_0 = 189.5 \dots 208.7$ сағ.

4.11 Теориялық және статистикалық таралулардың сәйкестігін тексеру

Эмпирикалық және теориялық таралулардың графиктерін олардың сәйкес келуін анықтау мақсатымен визуалдық беттестіру олардың таралуларын тек субъективті бағалауға мүмкіндік береді. Сәйкес келушіліктің объективтік сипаттамасын тек қана ерекше статистикалық көрсеткіштер – келісім сынбағаларының көмегімен алуға болады.

Теориялық және статистикалық таралулардың сәйкестігі таралулардың шегі немесе деңгейін бекітетін келісім сынбағасымен бағаланады. Егер таралу қандай да бір белгіленген шектен асып кетсе, онда таралу сәйкестігі туралы гипотеза кері қайтарылады және керісінше.

Тәжірибеде бірнеше келісім сынбағаларын қолданады. Мысалы: Пирсон сынбағасы χ^2 (хи-квадрат), Стьюдент, Колмогоров, Романовский, Ястремский сынбағалары және т.б.

Колмогоров сынбағасын қолдану кезінде таралу шамасы ретінде статистикалық $\overline{F}(t)$ және теориялық $F(t)$ тарату функцияларының арасындағы айырма модулінің максималь мәнін қабылдайды.

$$D = \max |\overline{F}(t) - F(t)|, \quad (4.57)$$

ал статистикалық таралу функциясы былай анықталады

$$\overline{F}(t) = \frac{\sum n_i}{N} \quad (4.58)$$

экспоненциалдық заң үшін теориялық таралу функциясы былай анықталады

$$F(t) = 1 - P(t) = 1 - \exp(-\lambda \cdot t) \quad (4.59)$$

қалыпты заң үшін:

$$F(t) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{t - \bar{t}}{S}\right). \quad (4.60)$$

Содан кейін $\lambda = D \cdot \sqrt{n}$ мәнін анықтайды, мұндағы n – таңдау саны.

Әрі қарай 4.7-кесте бойынша λ үшін ықтималдылықты $P(\lambda)$ табады.

Егер ықтималдылық $P(\lambda)$ өте аз болса, теориялық және статистикалық таралулар сәйкестігі туралы гипотезаны қабылдамау ету керек. $P(\lambda)$ – ның салыстырмалы үлкен мәндерінде (0.8 және одан да көп) гипотеза қабылданады.

4.7-кесте

λ үшін ықтималдылықты $P(\lambda)$ табу

	λ	$P(\lambda)$	λ	$P(\lambda)$	λ	$P(\lambda)$	λ	$P(\lambda)$
0	0.	1.000	6	0.864	1	0.178	6	0.012
1	0.	0.000	7	0.711	2	0.112	7	0.006
2	0.	0.000	8	0.544	3	0.068	8	0.003
3	0.	0.000	9	0.393	4	0.040	9	0.002
4	0.	0.997	0	1.270	5	0.022	0	2.001
5	0.	0.964						

4.12 Күрделі техникалық жүйелердің сенімділігі

4.12.1 Жалпы мәліметтер

Күрделі техникалық жүйе деген ұғым сенімділік теориясында жүйенің (элементтердің) біртұтастылығы дегенді білдіреді. Бұл элементтер бағыты бойынша қолдану процесінде нақты тапсырманы орындау кезінде анықталған өзара іс-әрекет алгоритміне сәйкес функционалды немесе құрылымдық біріккен.

Көптеген жағдайларда күрделі техникалық жүйелердің сенімділігі төмен болады, бұл өз кезегінде тұтынушылар жағынан сенімнің жоғалуына, сыртқы нарықта бәсекелесу қабілетінің төмендеуіне, кепілдік кезеңінде істен шығуларды жоюға кететін шығынның көбеюіне алып келеді. Сонымен қатар

бұл қауіпсіздіктің төмендеуіне алып келеді, жөндеу мен қосалқы бөлшектерге кететін материалдық шығын мен еңбек ресурстары шығыны артады, тоқтап қалу кезінде оның орнын толықтыратын машиналар паркін толықтыру қажеттілігі артады.

Күрделі техникалық жүйелерді сенімділікпен қамтамасыз ету бұйымның өмірлік циклының барлық сатыларын – «жобалау-жасап шығару-пайдалануды» қамтитын іс-шаралар кешенімен жүзеге асырылады. Негізінде сенімділік жобалау кезінде қарастырылады, жасап шығару кезінде қамтамасыз етіледі, пайдалану мен жөндеу кезінде қалпына келтіріледі және тұрақтандырылып тұрады.

Ұйымдастыру жұмыстарына сенімділікпен қамтамасыз ету бойынша қойылатын талаптар халықаралық стандарттарда шығарылған. Мысалы: ISO 900 ÷ ISO 904, ISO 8402, ISO/TK 176 «Сапамен қамтамасыздау» және ресейлік стандарттарда да шығарылған.

4.12.2 Жүйенің сенімділігін есептеу

Күрделі жүйенің жұмысқа жарамдылығы оның жұмыс істеу қабілеттілігін сипаттайтын оның құрылымы мен өзара байланысы (иерархиялық сұлба) арқылы анықтайды. Жүйенің сенімділік көрсеткіштерін талдау кезінде оның құрылымдық сұлбасы жүйешелер мен элементтерге бөлінеді, ал олар өз кезегінде төмендегідей топтарға бөлінеді:

- істен шығуы жүйенің жұмысқа жарамды күйіне еш әсер етпейтін *элементтерге*. Істен шығуларды жүйеден тысқары, бөлек қарастыруға болады;
- қарастырылып отырған уақыт аралығында жұмысқа жарамдылығы мүлдем өзгермейтін *элементтерге*, яғни; $P(t) \rightarrow 1$.

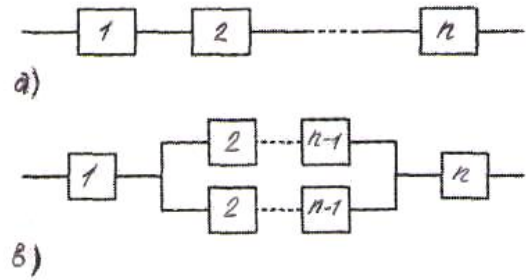
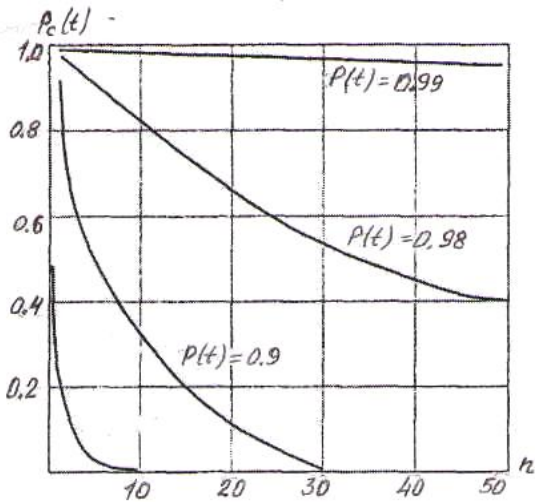
- қалпына келтірілуі (жөнделуі) мен реттелуі жүйенің жұмысы кезінде немесе жұмыс жасамай тұрған уақытта мүмкін болатын *элементтерге*;

- істен шығуы бүкіл жүйенің істен шығуына алып келетін *элементтерге*;

Күрделі жүйені есептеу кезінде қандай да бір базалық уақыт аралығы белгіленеді, осы уақыт аралығында күрделі жүйенің элементтері мен жүйешелерінің сенімділіктері тұрақты деп есептеледі. Сонымен қатар әр элемент екі жағдайдың біреуінде болады: істен шыққан немесе жұмысқа қабілетті.

Және де элементтердің жалғануы түрінде жүйенің істен шығуының басталуын білдіретін функционалдық байланыс болады.

Механикалық жүйелер үшін элементтері тізбектеп жалғанған жүйе ең көп тараған болып есептеледі (4.8-суретті *a* қара). Тізбектеп жалғау кезінде бір элементтің істен шығуы бүкіл жүйенің істен шығуына алып келеді, сондықтан да жүйе жұмысқа қабілетті күйде болу үшін жүйенің барлық элементтері істен шықпай жұмыс істеуі қажет.



4.8. – сурет. Механикалық жүйе құрылымдық сұлбаларының а – элементтердің тізбектеп жалғануы; параллель жалғануы; в – элементтердің

Элементтері тізбектеп жалғанған қалпына келтірілмейтін жүйелер үшін уақыт t ішінде істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы оның барлық элементтерінің істен шықпай жұмыс істеу

ықтималдылықтарының туындысына тең.

$$P_c(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot \dots \cdot P_n(t) = \prod_{i=1}^n P_i(t),$$

$$(4.61)$$

мұнда $P_c(t)$ – n элементтен тұратын жүйенің ІШЖІЫ; $P_i(t)$ – жүйенің i -ші элементінің ІШЖІЫ.

Теңдеуден көріп отырғанымыздай, элементтер саны көбейген сайын тізбектеп жалғанған жүйенің сенімділігі төмендейді, ал жүйенің жалпы сенімділігі ең аз сенімді элементтің сенімділігінен артық болмайды (4.9-суретті қара). Бірдей сенімділіктегі элементтерде жүйенің ІШЖІЫ келесі теңдеуден анықталады:

$$P_c(t) = P_i^n(t)$$

$$(4.62)$$

Жүйенің сенімділігінің ондағы тізбектеп жалғанған бірдей сенімділіктегі элементтер санына ($P(t) = 0.5; 0.9; 0.98; 0.99$ үшін) тәуелділігі 4.9-суретте көрсетілген.

Элементтері параллель жалғанған жүйе (4.8-сурет б) оның барлық элементтері істен шықпайынша істен шықпайды. Мұндай жүйенің ІШЖІЫ t уақыттағы жүйенің істен шығу ықтималдылығы бойынша есептеледі.

Жүйенің элементтерінің істен шығуларының тәуелсіздігі кезінде t уақыт ішінде жүйенің істен шығу ықтималдылығы мынаған тең:

$$Q_c(t) = Q_1(t) \cdot Q_2(t) \cdot \dots \cdot Q_n(t) = \prod_{i=1}^n Q_i(t),$$

$$(4.63)$$

4.9 – сурет. Жүйенің ондағы тізбектеп жалғанған бірдей сенімділіктегі элементтер санына n тәуелді тоқыраусыз жұмыс істеу ықтималдылығы $P_c(t)$

ал жүйенің істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы

$$P_c(t) = 1 - Q_c(t) = 1 - \prod_{i=1}^n Q_i(t). \quad (4.64)$$

Жүйенің барлық элементтері бірдей сенімділікте болғанда оның ШЖІЫ мынаған тең:

$$P_c(t) = 1 - \prod_{i=1}^n P_i(t). \quad (4.65)$$

Жүйенің сенімділігі элементтерді параллель жалғау есебінен артады, яғни резервтік элементтерді жалғау есебінен.

Машина жасау өнімдеріне қолданылатын резервтеу келесі сұлба бойынша жүзеге асырылады:

- жүктелмеген резерв;
- жүктемелері элементтерге таратылған параллель жалғау;
- іске қосылғанда жеңілдетілген режиммен жұмыс істейтін жүктелмеген элементтерді параллель жалғау;
- жүктелген резервтеу.

Жүктелмеген резерві бар жүйеде жүктелмеген элемент жүктелген элемент істен шыққаннан кейін барып жұмысқа қосылады. Осындай сұлбамен көп жағдайда үлкен тереңдіктегі барлау және пайдалану мұнай-газ ұңғыларын бұрғылауға арналған қондырғыларда екі (және одан да көп) бұрғылау сораптары жұмыс істейді. Осы мақсат үшін автомобильде қосымша дөңгелек қолданады.

Жүктемелері элементтерге таратылған параллель жалғауды кеңінен қолданады, мысалы, механизмдердің трансмиссиясында – шынжырлы берілістің көп қатарлы шынжырлары, көп ағында тісті берілістер, соның ішінде бірнеше сателлитті планетарлық тісті берілістер. Жүктемелері таратылған жалғауға ұқсас жалғаулар, мысалы, жүк автомобильдерінде артқы доңғалақтарында қос шина қолданады және т.с.с.

Іске қосылғанда жеңілдетілген режиммен жұмыс істейтін жүктелмеген резервті жалғау бұрғылау шығырларының әр түрлі көмекші апаттық (құрылғылар, механизмдер) жетектері түрінде іске асырылады.

Жүктелген резервтеу – бұл нысанның қосымша жүктемелерді көтеру мүмкіншілігін пайдаланатын резервтеу. Резервтеудің бұл түріне негізінде бұйымды конструкциялау кезінде беріктік қоры коэффициентін өсіру арқылы қол жеткізуге болады.

Параллель жалғанатын сенімділіктері бірдей элементтердің санына тәуелді элементтерді параллель жалғау есебінен жүйе сенімділігін арттыру 4.10-суретте көрсетілген.

4.12.3 Қайта қалпына келтірілетін жүйелердің сенімділігі

Тізбекті байланысқан жүйелердің істен шығуы оның кез келген n -ші элементтерінің істен шығуы жағдайында болады. Істен шыққан элемент қалпына келтіріледі және сол себепті барлық жүйенің жұмысқа жарамдылығы қайта қалпына келтіріледі. Көптеген жағдайларда элементтердің істен

шығулары мен қалпына келтіру жұмыстары тәуелсіз деп санауға болады. Онда, n тәуелсіз істен шығу ағымдарын аламыз, олар жинақталып, жүйенің істен шығу ағымын және қалпына келу ағымын құрайды. Жүйенің жұмыс жасау көлемінің t_1 және t_2 уақыт аралығында n істен шығудың пайда болу ықтималдылығы Пуассон формуласы бойынша анықталады:

$$Q_n(t_1, t_2) = \frac{[\Omega(t_2) - \Omega(t_1)]^n}{n!} \exp \{-[\Omega(t_2) - \Omega(t_1)]\} \quad (4.66)$$

мұнда, $\Omega(t_2) = \sum_{i=1}^k \Omega_i(t_2)$ және $\Omega(t_1) = \sum_{i=1}^n \Omega_i(t_1)$ - сәйкесінше t_2 және t_1 уақыты ішінде жүйенің жетекші функциялары; $\Omega_i(t_2)$ және $\Omega_i(t_1)$ - құраушы элементтердің жетекші функциялары; k - жүйедегі элементтер саны.

$$\Omega(t) = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k m_i(t)$$

$$(4.67)$$

мұнда, $m_i(t)$ - i -ші нысанның (элементтің) t атқаратын жұмыс көлеміне дейін істен шығу саны

Жүйенің істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы сол уақыт аралығында мынаған тең:

$$P(t_1, t_2) = \exp \{-[\Omega(t_2) - \Omega(t_1)]\}$$

$$(4.68)$$

$\omega = const$ болған кезде істен шығудың стационарлы ағымы үшін бұл формула қарапайымданады:

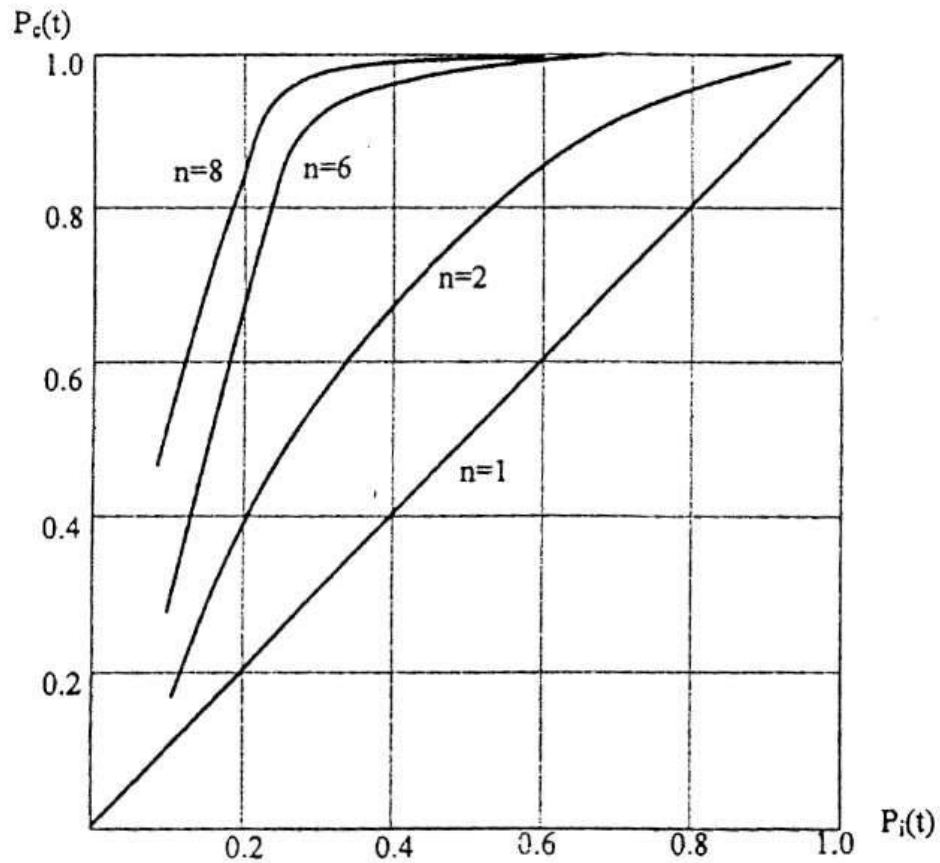
$$P(t_1, t_2) = \exp \{-\omega(t_2 - t_1)\}$$

$$(4.69)$$

және істен шығудың стационарлы ағымы кезінде атқарылатын жұмыс көлемі формуласы:

$$T = 1/\omega$$

$$(4.70)$$



4.10-сурет. Параллель жалғасқан сенімділіктері бірдей элементтердің n санына тәуелді $P_c(t)$ жүйесінің істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы

Мысалы:

У8-4 және НБТ-600 бұрғылау сораптарының атқаратын жұмыс көлемі 100, 10 және 6 сағат болғанда істен шығу ықтималдылығын есептеу (істен шығуға орташа атқаратын жұмыс көлемін сорғының аусытырылатын бөлшектерінің техникалық шарттар бойынша қабылдаймыз).

Бастапқы берілгендер.

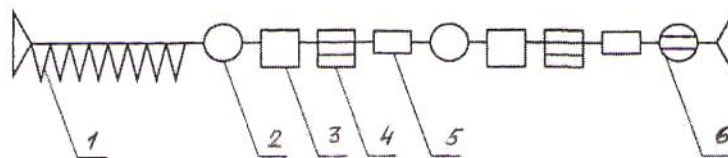
Жуу сұйықтығының тығыздығы $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$, сораптардан пайда болатын қысым $P = 20 \div 25 \text{ МПа}$. Сорғылардың аусытырылатын бөлшектерінің істен шығуына орташа атқаратын жұмыс көлемі 4.8-кестесінде келтірілген.

Ссораптардың құрылымды-функционалды сұлбасын құрастырамыз. У8-4 сорғылары үшін ол 4.11-суретінде, ал НБТ-600 сорғысы үшін 4.12-суретінде көрсетілген.

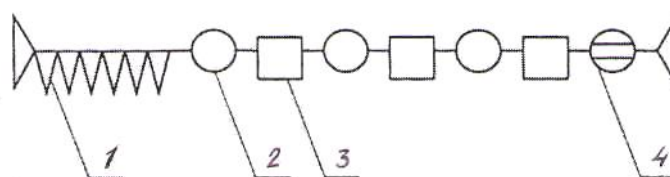
Есептеудің келесі сұлбасын қабылдаймыз. Істен шығуға орташа атқаратын жұмыс көлемі бойынша істен шығулардың жиілігін және бір бөлшектің (клапан, төлке, піспек, шток тығыздауышы, шток) істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығын есептеп көрелік.

$$\omega = \frac{1}{T}; P(t) = \exp(-\omega \cdot t) \tag{4.71}$$

ІШЖІЫ есептеу формулаларын тізбекті қосылыс үшін қолдана отырып, барлық поршень, клапан, төлке, шток тығыздауыштары және шток үшін де ІШЖІЫ анықтаймыз. Алынған топтық ІШЖІЫ көбейтіп, сораптың гидравликалық бөлігінің және жалпы сораптың ІШЖІЫ шығарамыз. Есептеулерді 4.8-кестесіне енгіземіз.



4.11-сурет. Екі жақты қызметті екі поршеньді бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігінің сенімділігін есептеуге арналған құрылымдық сұлбасы: 1-клапан, 2 –төлке, 3 –поршень, 4 – шток тығыздауышы, 5 – шток, 6 – пневмо компенсатордың диафрагмасы



4.12-сурет. Бір жақты қызметті бар үш поршеньді бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігінің сенімділігін есептеуге арналған құрылымдық сұлбасы: 1 – клапан, 2 – төлке, 3 –поршень, 4 - пневмо компенсатордың диафрагмасы.

4.8-кестесіндегі мәліметтерден көрініп тұрғандай бұрғылау сорғысының сенімділігі өтетөмен. Бұған есептеулер кезінде қабылданған жүйенің жеке элементтерінің істен шығуының тәуелсіздігі мен олардың құрылымдық сұлбада тізбекті байланысуы себеп болады. Бұрғылау сорғыларын пайдалану процесінде іс жүзінде барлық клапандардың (олардың біреуі болсын қатардан шығатын болса), сонымен қатар, барлық поршеньдерді цилиндрлі төлкелерімен бірге біруақытта ауыстырылуын жүзеге асырады, ол жалпы сораптың ІШЖІЫ және істен шығулардың арасындағы атқаратын жұмыс көлемін айтарлықтай жоғарылатуға мүмкіндік береді.

Элементтері тізбекті жалғанған жүйелер үшін екі жағдай болады: жұмысқа жарамдылық және істен шығу. Осындай жүйенің жұмысқа қабілетті күйінде болу ықтималдылығын анықтай отырып, дайындық коэффициентін мына формула бойынша анықтайды:

$$P_1(t) = K_d = \frac{\mu}{\omega + \mu} = \frac{1/T_B}{1/T + 1/T_B} = \frac{T}{T_B + T}, \quad (6.72)$$

мұнда, $\omega = 1/T$ - істен шығу ағыны параметрі; T – істен шығуға атқаратын жұмыс көлемі; $\mu = 1/T_B$ - жүйені қайта қалпына келтіру қарқындылығы; T_B - қайта қалпына келудің орташа уақыты.

Мысалы:

Істен шығу мен қайта қалпына келтіру жұмыстары қарапайым, сораптың істен шығуына жасалатын жұмыс көлемі $T=19.3$ сағ., қайта қалпына келтірудің

орташа уақыты $T_B = 1,3$ сағ. болған жағдайда бұрғылау сорабының K_D дайындық коэффициентін есептеп табу керек.

Шешімі.

ω және μ анықтаймыз

$$\omega = \frac{1}{T} = \frac{1}{19.3} = 0.0518, 1/\text{сағ.}$$

$$\mu = \frac{1}{T_B} = \frac{1}{1.3} = 0.7692, 1/\text{сағ.}$$

Одан:

$$P_1(t) = K_T = \frac{0.7692}{0.0518 + 0.7692} = 0.937$$

4.8-кесте

У8-4 және Н6Т-600 бұрғылау сораптарының сенімділігін есептеу нәтижелері

Сораптың құраушылары			Орташа атқаратын жұмыс көлемі Т, сағ	Істен шығу жиілігі ω	Атқаратын ұмыс көлемі $P(t) = \exp(-\omega t)$, сағ. кезіндегі істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы		
Атауы	С ораптағы саны	Е септік саны			10	1	6
Ауыстырылатын бөлшектер:							
Поршень		1	15	0	0.	0	0
У8-4	2	2	0	.00666	513	.935	.960
Н6Т-600	3	3			0.	0	0
Цилиндр төлкесі					263	.874	.922
У8-4					0.	0	0
Н6Т-600					135	.817	.885
		1					
	2	2	10	0	0.	0	0
Клапан	3	3	0	.01	357	.905	.942
У8-4					0.	0	0
Н6Т-600					127	.819	.887
Шток					0.	0	0
тығыздауышы					0455	.741	.836
У8-4		1			0.	0	0
Шток	8	8	12	0	449	.923	.953
У8-4	6	6	5	.008	0.	0	0
					00165	.5267	.680
					0.	0	0
					0082	.618	.749

	2	1 2	40	0	0.	0	0
				.025	08	.78	.86
					0.	0	0
					0064	.5084	.74
	2	1 2	10	0	0.	0	0
			0	.01	357	.905	.942
					0.	0	0
					127	.819	.887
Жалпы гидравликалық бөлігі: У8-4 Н6Т-600					0.	0	0
					00000	.155	.365
					0.	0	0
					00005	.374	.554
Жалпы механикалық бөлігі: Екі сорғы үшін			40	0	0.	0	0
			0	.0025	778	.975	.985
Жалпы сорап үшін: У8-4 Н6Т-600					0.	0	0
					00000	.151	.3595
					0.	0	0
					00004	.364	.5457

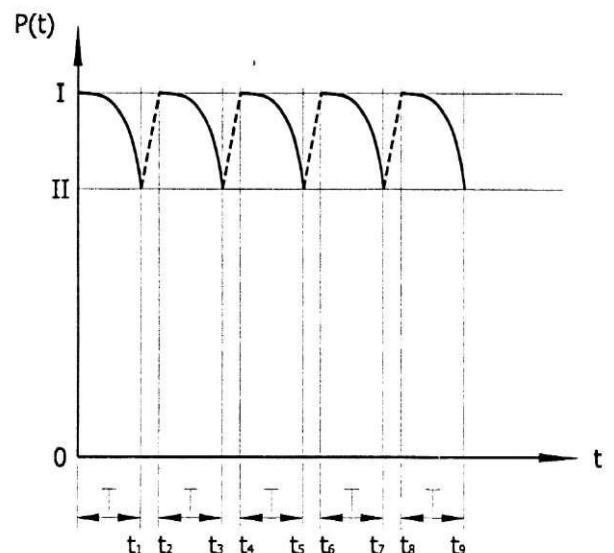
4.12.4 Жоспарлы техникалық қызмет көрсету (ТҚК) жүйелердің сенімділігі

Жоспарлы техникалық күтімді қайта қалпына келтірілетін жүйелердің сенімділігін есептеу қызмет көрсетілмейтін жүйелердің сенімділігін есептеуге ұқсас орындалады. Алайда, берілген жағдайда істен шығудың орынына жүйелердің кейбір бөліктері техникалық қызмет көрсету жағдайында тұратын сәттер пайда болады (4.13-сурет).

Техникалық қызмет көрсету процесінің мәні жүйенің сенімділігінің деңгейін белгілі бір жұмыс жасау көлемінен T кейін берілген ТҚК аралығында қайта қалпына келтіруде.

Әдетте, бұрғылау жабдығының техникалық қызмет көрсету регламентімен мойынтіректерді майлау, қозғалтқыштарда, БАҚ, роторда, ұршықта және т.б. майды ауыстыру, бекіту жұмыстары, білікпен орталықтандыру және басқа қарастырылады. ТҚК бұрғылау қондырғыларында қолданудың мысалдарының бірі тәл арқанының ол ескірген кезінде қайта өткізу болып табылады.

ТҚК жүргізу сенімділіктің кешенді көрсеткішін— техникалық пайдалану коэффициенті $K_{\text{ТТ}}$



4.13-сурет. Техникалық күтімдер арасындағы кезеңдерде жүйе сенімділігінің өзгеруі

төмендетеді, бірақ екінші жағынан істен шықпай атқаратын жұмыс көлемі ықтималдылығын $P(t)$ жоғарылатады. Ұқсас жағдайларда жүйенің сенімділік көрсеткіштері ретінде техникалық пайдаланудың жалпыландырылған коэффициентін қолданады, ол мына өрнектен анықталады

$$R = K_{III} \cdot P(t)$$

мұнда,

$$K_{III} = \frac{T}{T + T_{TO} + T_B}$$

T, T_B, T_{TO} - сәйкес жөндеу жұмыстарының және қайта қалпына келтіру жұмыстарының және техникалық қызмет көрсету уақыты

ТҚК кезеңділігі мен ұзақтылығын R максималды шамада болатындай жоспарлайды.

4.13 Атқару элементтерінің сенімділігін олардың беріктігін және оларға жүтелген жүктеменің таралуына тәуелді есептеу

Машина бөлшектерін материалдар кедергісі теориясының әдісі негізінде есептеу кезінде, жабдық, оған әсер ететін күшсалмақтар бөлшек материалының беріктігінен асып түспесе тоқтаусыз жұмыс жасайды деп саналады. Осы кезде беріктік шарты төмендегідей жазылады:

$$R \geq Q$$

мұнда, R – бөлшек материалының беріктігі;

Q – бөлшекке әсер ететін күшсалмақ.

Бұрғылау жабдығына әсер ететін күшсалмақтар факторлардың көп санына тәуелді екенін атап өткен жөн:

- ұңғыма жағдайы;
- жуу сұйықтығының параметрлері;
- ұңғыма құрылымы мен бұрғылау тізбектерінің компоновкасы;
- жетекті атқарушы механизмдердің сипаттамасы;
- қызмет көрсетуші мамандардың (бұрғылау бригадасының мүшелерінің) біліктілігі;
- техникалық пайдалану ережелерін сақтау және т.б.

Өз кезегінде машиналар мен агрегаттар бөлшектерінің беріктігі бөлшектің материалының механикалық қасиеттерінің жинақсыздығына (мысалы, шартталған материалдың біртексіздігіне, сапасыз термиялық өндеуден металдың құрылысының біртексіздігіне және басқаларға), дайындау технологиясынан ауытқуға (яғни, технологиялық ауытқуларға), жинау сапасына тәуелді. Сондықтан, R беріктігі және Q күшсалмағы кездейсоқ өлшем болып табылады, және нысанның істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығын бағалау үшін беріктік пен күшсалмақтың таралу заңдарын білу қажет.

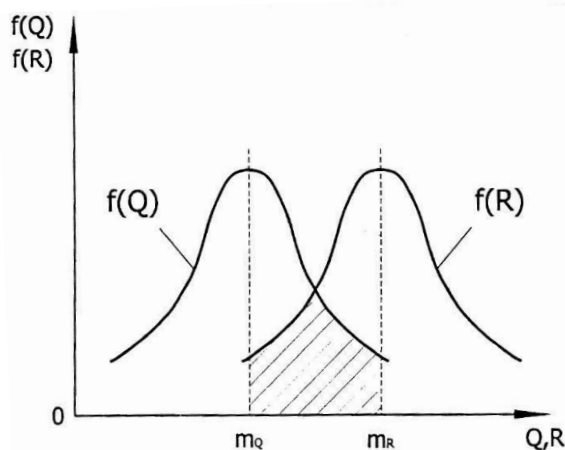
Q күшсалмағы таралу тығыздығы мен материалдың R беріктігінің тәуелділігін салып көрелік. Жалпы жағдайда олар 4.14-суретінде келтірілген түрге ие болады.

Штрихталған телім Q мен R таралуларының қабаттасу облысы болып табылады және бөлшектің істен шығу ықтималдылығын сипаттайды.

Егер, кездейсоқ өлшемді l деп қарастырсақ

$$l = R - Q \quad (4.76)$$

және Q мен R өлшемдерінің таралу заңының композициясы болып табылатын осы кездейсоқ өлшемнің $f(l)$ таралу заңын табу, онда



$P(R > Q)$ тоқтаусыз жұмыс ықтималдылығын күшсалмақтың барлық мүмкін мәндері кезінде анықталады:

$$P(R > Q) = \int_{m_R - m_Q}^{\infty} f(l) dl \quad (4.77)$$

мұнда, m_R, m_Q - R және Q математикалық күтілуі.

R және Q өлшемдерінің қалыпты таралу заңы жағдайында осы заңдардың $f(l)$ таралу

ықтималдылығының тығыздығы дәл солай қалыпты заңға бағынады.

4.14-сурет жүктеме мен беріктіктің таралу тығыздығының тәуелділігі

$$f(l) = \frac{1}{S \cdot \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(l - m_l)^2}{2 \cdot S^2}\right], \quad (4.78)$$

мұнда m_l және S^2 - l кездейсоқ

өлшемінің дисперсиясы және математикалық күтілуі, формула бойынша анықталады:

$$m_l = m_R - m_Q \quad (4.79)$$

$$S^2 = S_R^2 + S_Q^2$$

мұнда, S_R^2, S_Q^2 - R және Q дисперсиясы.

Қалыпты таралу жағдайында істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы мына формуламен өрнектеледі:

$$P(R > Q) = \frac{1}{\sqrt{2\pi \cdot (S_R^2 + S_Q^2)}} \cdot \int_0^{\infty} \exp\left\{-\frac{(m_R - m_Q - l)^2}{2 \cdot (S_R^2 + S_Q^2)}\right\} dl \quad (4.81)$$

немесе, Лапластың қалыпты функциясын қолданып.

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} \exp\left[-\frac{z^2}{2}\right] dz \quad (4.82)$$

Мұнда,

$$z = (m_R - m_Q) / \sqrt{S_R^2 + S_Q^2} \quad (4.83)$$

Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы үшін мынадай өрнек аламыз:

$$P(R > Q) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{(m_R - m_Q)}{\sqrt{S_R^2 + S_Q^2}}\right) \quad (4.84)$$

Егер, осы формулаға мына қатынастарды енгізсек

$$n_\sigma = \frac{m_R}{m_Q} \quad (4.85)$$

Ол беріктік қоры болып табылады және күшсалмақ вариациясының коэффициенті

$$v_Q = \frac{S_Q}{m_Q} \quad (4.86)$$

Және беріктік вариация коэффициенті

$$v_R = \frac{S_R}{m_R} \quad (4.87)$$

Онда істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы беріктік қорынан байланысты формула бойынша анықталады

$$P(R > Q) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot \Phi\left(\frac{n_Q - 1}{\sqrt{v_R^2 \cdot n_Q^2 + v_Q^2}}\right) \quad (4.88)$$

Мұнда Лаплас функциясының аргументін *қауіпсіздіктің статистикалық сипаттамасы* деп атайды.

Мысалы:

Айналдыру моментін беретін *біліктегі кернеулер* $m_Q = 100$ МПа математикалық күтуіммен және $S_Q = 12$ МПа орташа квадраттық ауытқулармен қалыпты заң бойынша таратылған, материалдың механикалық қасиетінің ауытқуының нәтижесінде білік беріктігі де $m_R = 125$ МПа математикалық күтумен және орташа квадраттық ауытқумен $S_R = 16$ МПа қалыпты заң бойынша таралған. Біліктің істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығын анықтау керек.

Шешімі.

(4.83) формуласы бойынша:

$$Z = (125 - 100) / \sqrt{16^2 + 12^2} = 25/20 = 1.25 .$$

4.1-кестесінен $Z=1.25$ үшін қалыпты Лаплас функциясының мәнін анықтаймыз

$$\Phi(1.25) = 0.7887$$

Осыдан біліктің істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы

$$P(R > Q) = \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \cdot 0.7887 = 0.894$$

Сол себепті, істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығын есептеу үшін беріктіктің немесе ағушылықтың орташа шектерінің мәнін және олардың орташа квадраттық ауытқулары немесе вариация коэффициентін білу қажет. Мұндай мәліметтер болмаса, $\nu_{\sigma B}$ беріктік шегінің вариациялау коэффициентін орташа алғанда жақсартылған немесе қалыптандаралған болаттар үшін 0.03...0.04 және термиялық жолмен қатайтылған болаттар үшін 0.05...0.07 қабылдайды.

Айнымалының белгілі шекті мәндері үшін ықтималды есептеулері кезінде оның орташа мәнін және орташа квадраттық ауытқуларын табуға болады

$$\bar{X}_i = \frac{X_{i\max} + X_{i\min}}{2} \quad (4.89)$$

$$\sigma = \frac{X_{i\max} - X_{i\min}}{d} \quad (4.90)$$

Мұндағы $\bar{X}_i, X_{i\max}, X_{i\min}$ – сәйкесінше айнымалылардың орташа, максималь және минималь мәні, $S - X_i$ айнымалының орташа квадраттық ауытқулары, d -N сынақтар санына тәуелді коэффициент:

N	2	5	10	15	20	30	50	100
d	.13	.3	.1	.5	.7	.1	.5	.0

Ауытқулардың таралуының қалыпты заңы кезінде оның орташа мәннен ауытқуы $\pm 3 \cdot S$ интервалында $P=0,997$ ықтималдылықпен орналасады, яғни,

$$S = \frac{X_{i\max} - X_{i\min}}{6} \quad (4.91)$$

P ықтималдылығының басқа мәндері кезінде айнымалының орташа квадраттық ауытқуы оның қалыпты таралуы кезінде анықталады:

$$S = \frac{X_{i\max} - X_{i\min}}{2U_p} \quad (4.92)$$

Мұндағы $2 \cdot U_p$ -ды P мәніне байланысты таңдайды.

P	0.9	0.95	0.98	0.99	0.995	0.999
$2 \cdot U_p$	3.29	3.92	4.66	5.16	5.62	6.38

4.14 Сенімділіктің деңгейін мөлшерлеу

Техникалық құрылғылары үшін белгіленген немесе мөлшерленетін және жобалау процесінде ескерілетін сенімділік көрсеткіштері мыналар болып табылады:

«істен шықпағыштық» қасиеттері үшін:

- істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы;
- істен шығуға атқаратын жұмыс көлемі (істен шыққанға дейін);

«шыдам мерзімі» қасиеттері үшін:

- күрделі жөндеуге дейінгі орташа ресурс;
- қызмет етудің орташа мерзімі;

«жөндеуге жарамдылығы» қасиеттері үшін:

- қайта қалпына келтіру уақыты;

«сақталу» қасиеттері үшін:

- сақталудың орташа мерзімі.

Әдетте, сенімділік көрсеткіштерін нормалау инженер-конструктор міндетінде емес, мемлекеттік және салалы стандарттармен жүзеге асырылады, және техникалық бұйымдарды игерудің техникалық шарттарында көрініс табады. Бұрғылау жабдығын жобалау тәжірибесінде сенімділікті оңтайландыру бойынша мақсатты функцияны құрудың сынбағалары жоқ. Жобалау кезінде негізгі мақсаттардың болып табылады: біріншіден, жасап шығарылған жабдықты пайдалану кезінде қауіпсіздікті қамтамасыз ету, екіншіден, оның бәсекеге қабілеттілігін қамтамасыз ету.

4.14.1 Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы

Техникалық әдебиеттерде «істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы» термині жиі «механикалық сенімділік» немесе «сенімділік» терминімен ауыстырылады.

Жүйенің сенімділігін элементтерді параллель байланыстыру есебінен параллель қосылатын тең сенімді элементтер санына тәуелді жоғарылату 4.10-суретінде келтірілген.

Сенімділік деңгейін белгілеуде бірнеше бағыттар белгілі.

Бірінші бағыт А.С. Прониковтің сенімділік сыныптары түрінде ұсынылды (4.9-кесте).

4.9-кесте

Сенімділік сыныптары

Сыныптар	0	1	2	3	4	5
Сенімділік деңгейі	< 0.9	0.9	0.99	0.999	0.9999	1

Нөлдік сынып істен шығуы іс жүзінде ескерілмейтін бөлшектер мен тораптарды біріктіреді. 1÷4 дейінгі сыныптары істен шығудың талаптары жоғары бұйымдарды біріктіреді, ал 5-ші сынып істен шығуы болмайтын, жоғары сенімділікті бұйымдарды сипаттайды.

В.Н.Когаев, Ю.Н.Дроздов мәліметтері бойынша $P(t)$ нормативті мәні теміржол, автомобиль және теңіз көлігі үшін, тау-кен және жол-құрылысы

машиналары үшін $P(t) \approx 0.99 \div 0.9999$ тең. Жүккөтергіш машиналардың жауапты элементтері үшін жалпы $P(t) \approx 0.99$ тең.

ВЛ-60, ВЛ-8, ВЛ -10, ВЛ-80К және ВЛ-80Т электровоздарының істен шығулары бойынша статистикалық мәліметтерде істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы бір рейс ішінде $P(t)=0.987\dots 0.989$, ал жөндеу аралық кезең үшін $P(t) = 0.70\dots 0.75$.

Қауіпті жағдайға келтіруі мүмкін, ИЛ-86 ұшағының істен шығу ықтималдылығы ұшудың бір сағатында 10^{-4} тең, яғни, $P(t)=0.9999$, бұл ұшудың орташа алғанда 10000 сағатына тең.

Батыс Европа елдерінде жүйенің қауіпсіздігі көптеген жағдайларда істен шығулармен салдарлар санатымен және қауіптілік деңгейімен бағаланады (авиацияда, ғарыш техникасында және т.б.).

Қабылданған сенімділіктің әдістемелік деңгейіне сәйкес жүйелер сенімділігі әлеуметтік маңыздылығын – әлеуметтік маңыздылық коэффициентін ескере белгіленеді. Кез-келген себептен туындаған, кез-келген құрылымның істен шығу ықтималдылығы оның есептелген қызмет ету мерзімі кезінде мына формула бойынша анықталады:

$$Q = \frac{10^{-4} \cdot \xi \cdot T}{L} \quad (4.93)$$

мұнда, ξ – әлеуметтік маңыздылық коэффициенті (4.10-кестесінен қара); T – құрылымның жылмен есептегенде есепті қызмет ету мерзімі; L – қауіптілік уақыты кезінде құрылыс ішінде немесе тікелей жақын аралықта болатынадамдардың орташа саны.

4.10-кесте

Әлеуметтік маңыздылық коэффициенті

Құрылыс түрі	ξ
Адамдардың жиналу орны, платина	0.005
Тұрғын үй, конторлық, сауда және өнеркәсіп мекемелері	0.05
Көпірлер	0.5
Мұнаралар, мачталар және теңіз өнімдерін алу үшін арналған құрылыстар	5

Күрделі жүйелер үшін істен шығу ықтималдылығын мына формула бойынша анықтаған жөн:

$$Q = \frac{10^{-5} \cdot \xi \cdot T}{L} \quad (4.94)$$

Мысал:

Бұрғылау қондырғысының түсіру-көтеру кешенінің қажетті сенімділік деңгейін келесі мәліметтер бойынша анықтау: бұрғылау бригадасының

мүшелерінің мұнара ішінде жұмыс жасайтын жұмыскерлер саны – 4 адам, бұрғылау қондырғысының қызмет ету мерзімі – 10 жыл, әлеуметтік маңыздылық коэффициенті – 5. (6.94) Формуласы бойынша анықтаймыз

$$Q = \frac{10^{-4} \cdot 5 \cdot 10}{4} = 1.25 \cdot 10^{-3} \quad (4.95)$$

Бұдан $P(t) = 1 - 1.25 \cdot 10^{-3} = 0.99875$.

Сол себепті түсіру-көтеру кешенін жобалау және пайдалану кезінде ТКК элементтерінің (жылжымайтын шетінің бекіту механизмі, тәл арқаны, кронблок, тәл блогік, бұрғылау білігі және тежеу жүйесі) істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығын 0.999-ге жуық қамтамасыз ету қажет.

Жүйенің (құрылымның) элементтерінің сенімділігін нормалауды келесі оңтайландыру сынбағалары бойынша жүзеге асырылады:

Тең сенімділік сынбағасы:

$$P_i = \sqrt[N]{P_{mp}}, \quad (4.96)$$

мұнда, P_i - i -ші элементтің сенімділік деңгейі; N – сенімділіктің құрылымдық сұлбасындағы элементтер саны (тізбекті байланыс кезінде); P_{mp} - құрылыстың сенімділігінің ортақ талап етілетін деңгейі.

прототип бойынша

$$P_i = 1 - (1 - P_{mp}) \cdot \Theta_i \quad (4.97)$$

мұнда, $\Theta_i = \frac{1 - P_i^{np}}{1 - P_{\Sigma}^{np}}$ - i -ші типті элементтердің істен шығуларының меншікті салмағы; P_i^{np} - i -ші прототип элементінің бұзылмау ықтималдылығы; - құрылыс прототипінің бұзылмау ықтималдылығы.

Минималды құны немесе салмақ критериясы

(P_i) элементтерінің құрылыстың қосынды минималды құнын қамтамасыз ететін сенімділік деңгейін төмендегі формула бойынша анықтайды:

$$C(P_{mp}) = \sum_{i=1}^n C_i(P_i) \quad (4.98)$$

Шектеулер бар болса,

$$\left. \begin{array}{l} \prod_{i=1}^n P_i = P_{mp} \\ 0 < P_i < 1 \\ i = 1, 2, \dots, N \end{array} \right\} \quad (4.99)$$

Мұнадғы $C_i(P_i)$ - i -ші элементтің құны мен оның сенімділігінің арасындағы тәуелділік ($G_i(P_i)$ салмақ минимумының критериясы жағдайында – i -ші элементтің салмағы мен оның сенімділігі арасындағы тәуелділік).

4.14.2 Экономикалық көрстекіштерден шығатын сенімділік нормаларын оптимизациялау

Бұйымның сенімділік көрсеткіштері бұйымды пайдалануды дайындау және оған кететін шығындар кезіндегі бұйымның құны сияқты экономикалық көрсеткіштермен тығыз байланысты.

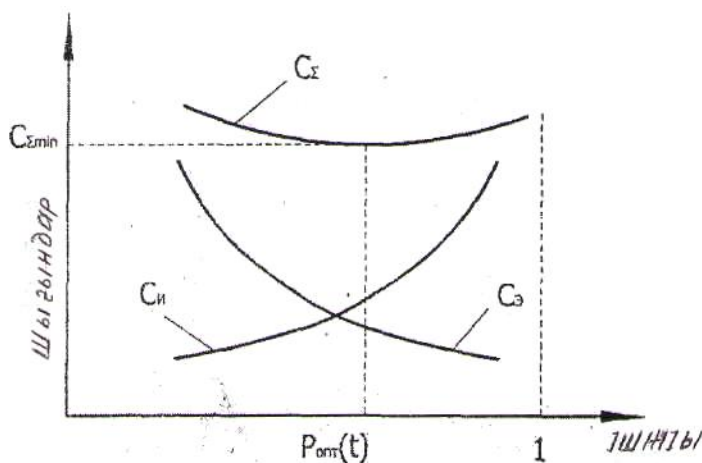
Машинақұрастыру тәжірибесінен сенімді бұйымды жасау кезінде дайындауға көп шығын кететіні және жоғары сенімді бұйымдарды пайдалану үрдісінде пайдалану шығындары азайатыны белгілі. 6.15-суретте экономикалық көрсеткіштердің бұйымның сенімділік деңгейімен өзара байланысы келтірілген.

$$C_{\Sigma} = C_u + C_3 \quad (4.100)$$

$P_{opt}(t)$ сенімділіктің оптималды деңгейі $C_{\Sigma min}$ минималды қосынды экономикалық шығындарға сәйкес келеді.

С.Г.Бабаев [2] істен шығулардың статистикасын ескере отырып, сенімділіктің бес сыныбы үшін істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығының «оңтайлы» деңгейін келтірген (4.11-кестесінен қара).

Алайда, тереңдігі 5000 м ұңғыманы бұрғылау немесе 200 сағат атқаратын жұмыс көлемі кезеңінде ТЖЫ «оңтайлы» мәнін әдістемелік белгілеу негізделмеген, себебі бұрғылау жабдығының жұмыс жасау шарттары және оның күшсалмақ сипаттамалары әр түрлі аудандарда (Орынбор обылысында, Теңізде, Грозныйда және т.с.с.) ұңғымаларды бұрғылау кезінде әрқалай және одан басқа апаттар және тәл жүйелердің құлауы одан кіші ұңғымаларды бұрғылау кезінде орныалады. Сондай-ақ теңізде тіпті терең емес ұңғымаларды бұрғылау кезінде бұрғылау жабдығының істен шығуынан болатын материалдық шығындар жер бетінде сондай ұңғымаларды бұрғылау кезіндегі шығындардан асып түседі.



4.15-сурет. Экономикалық шығындардан бұйымның сенімділік деңгейінен тәуелділігі:

C_u - бұйымның құны; C_3 - пайдалану сатыларына кететін шығын көлемі
 C_{Σ} - қосынды шығындар

4.15 Сенімділіктің берілген деңгейі бойынша тасушы элементтердің талап етілетін беріктік қоры коэффициентін анықтау

Сенімділіктің берілген деңгейі бойынша i -ші шекті жағдайына байланысты талап етілетін орташа «беріктік» қоры коэффициентін мына қатынастан анықтайды:

$$\eta = \frac{\langle R_i \rangle}{\langle Q_i \rangle} \geq \eta_{mp} \quad (n_\sigma = \frac{m_R}{m_Q}) \quad (4.101)$$

мұнда, η_{mp} - i -ші шекті жағдайы бойынша құрылымның талап етілетін «беріктік» қоры коэффициенті; $\langle R_i \rangle$ - құрылымның тасу қабілетінің математикалық күтуі; $\langle Q_i \rangle$ - құрылымға әсер ететін күшсалмақтың математикалық күтуі.

R_i және Q_i кездейсоқ өлшемдерінің өздерінің математикалық күтуілері $\langle R_i \rangle$ және $\langle Q_i \rangle$ айналасында таралу деңгейі тасу қабілеті ν_R мен күшсалмағының ν_Q вариация коэффициенттерімен беріледі:

$$\nu_R = \frac{S_R}{m_R}; \quad \nu_Q = \frac{S_Q}{m_Q} \quad (4.102)$$

мұнда, S_R және S_Q - m_R және m_Q өлшемдерінің орташа квадраттық ауытқулары; m_R және m_Q - беріктік пен күшсалмақтың математикалық күтуі.

Күшсалмақ пен тасу қабілетінің қалыпты таралуы кезінде беріктік қоры коэффициенті былай анықталады:

$$n_\sigma = \frac{1 + \sqrt{1 - (1 - u_p^2 \cdot \nu_Q^2) \cdot (1 - u_p^2 \cdot \nu_R^2)}}{1 + u_p^2 \cdot \nu_R^2} \quad (4.103)$$

Мұндағы u_p - элементтің қажетті бұзылмау ықтималдылығына жауапты квантиль; ν_Q және ν_R - есептік элемент үшін эквивалентті кернеу мен беріктік шегінің вариациялау коэффициенті.

Күшсалмақ пен тасу қабілетінің логарифмдік қалыпты таралу жағдайында орташа талап етілетін беріктік қоры коэффициентінің n_σ мәні мына жолмен анықталады

$$n_\sigma = 10^{\frac{\alpha}{2.31} \sqrt{\ln(1 + \nu_R^2) \cdot (1 + \nu_Q^2)}} \quad (4.104)$$

4.16-суретінде күшсалмақ пен тасу коэффициентінің қалыпты таралуы кезінде берілген сенімділік бойынша талап етілетін қор коэффициентін анықтау үшін номограмма келтірілген. Номограмманы пайдалану реті мынадай:

I-ші квадрантқа V_R (А нүктесі) және V_S (В нүктесі) мәндеріне жауапты түзулерге дейін берілген сенімділік мәнімен кіру;

- А нүктесінен екінші квадрантқа горизонталь бойынша өтіп, онда V_R мәнін көмекші түзу бойынша y өсіне (С нүктесі) дейін көшіру;
- В нүктесінен I-ші квадранттан II-ші квадрантқа z тік сызығымен D нүктесінде қиылысқанша горизонталь сызық жүргізу;
- С нүктесі арқылы II-ші квадрантта z тік сызығын жүргізу;
- В нүктесінен I-ші квадранттан II-ші квадрантқа z тік сызығымен D нүктесінде қиылысқанша горизонталь сызық жүргізу;
- D нүктесінен H қисығы, I жақын эквидистантты гипербола бойынша n өсіне (E нүктесі) өту;
- E нүктесінен горизонталь бойымен тік сызығымен қиылысқанша (G нүктесі) өту; G нүктесінен F қисығы 2 жақын эквидистантты параболаға бойымен n өсіне өту, онда талап етілетін орташа беріктік қоры коэффициентін n_{mp} мәнін табу.

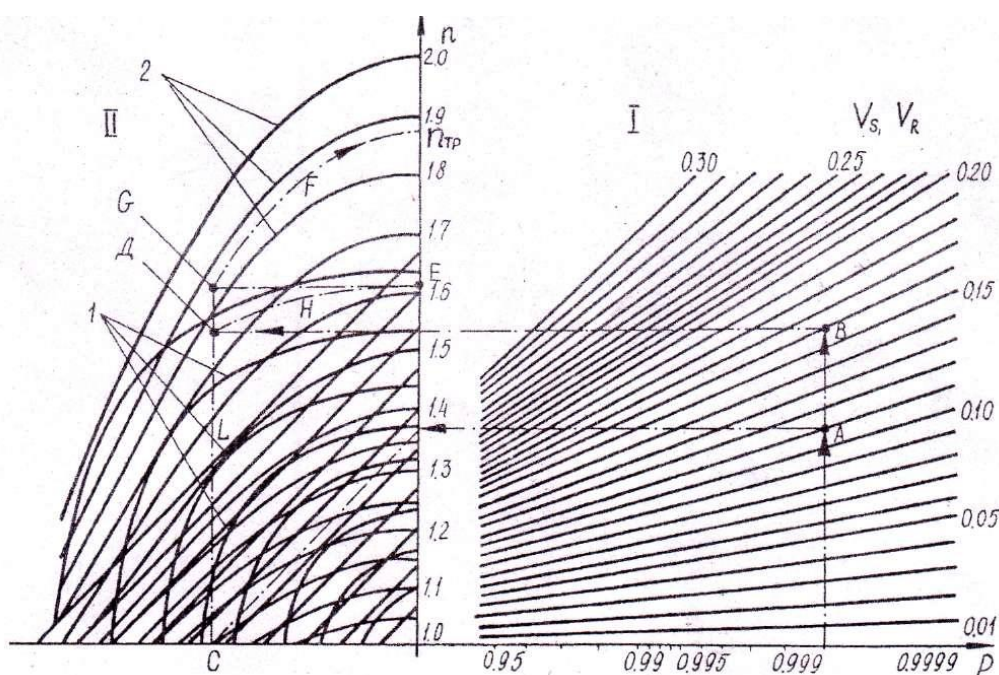
[40] жұмысында беріктік пен күшсалмақтың таралу заңының комбинациялары келтірілген, сонымен қатар, осы комбинациялар үшін қажетті қор коэффициентін анықтау үшін номограмма келтірілген.

4.11-кесте

Сенімділік сыныптары

Се- нім-дік сынып- тары	Істен шығулардың сипаттамасы	Ақаулы жабдықтардың, жинақ бірліктерінің, бөлшектерінің атауы	Істен шығудың салдарлары	Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылы- ғының оңтайлы мәні
I	Бұрғылау процесі кезінде болмауы керек, негізгі бөлшектер мен бөліктердің кездейсоқ істен шығулары	Тәл жүйесінің тасушы элементтері, бұрығының тежеу жүйесі, құбырларды ұстауға және ілуге арналған құрылғылар	Мүмкін болатын адам шығындары мен материалдық шығын	$p \approx 5000 \text{ м } \left. \vphantom{p} \right\}$
II	Ұңғымаларды өткізу кезінде негізгі технологиялық операциялардың орындалуын қамтамасыз ететін негізгі бөлшектер мен бөліктердің кездейсоқ істен шығулары	Жуу сұйықтығының айналымын қамтамасыз ететін жабдық	Бұрғылау кезінде маңызды материалдық шығын болатын мүмкін апаттар мен қарысып қалулар	$p \approx 5000 \text{ м } \left. \vphantom{p} \right\}$
III	Бұрғылау кезеңінде жабдықтың мерзімінен бұрын	Ұршықтың негізгі тіреуі, ротордың негізгі және көмекші	Жөндеу кезінде жабдықтың ұзақ уақыт	$p \approx > 5000 \text{ м } \left. \vphantom{p} \right\}$

	ауыстырылуына әкелетін негізгі бөліктер мен бөлшектердің істен шығулары	тіреулері, бұрғылау сорабының жетектік бөлігінің бөлшектері	тұрып қалуы немесе мерзімінен бұрын ауыстырылуы	
IV	Тез тозатын бөлшектер мен бөліктердің қатардан шығуының нәтижесінде жабдықтың істен шығулары	Бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігінің бөлшектері, нәтижесінде жабдықтың істен шығулары	Жабдықтың бұрғылау кезеңінде тез тозатын бөлшектерін ауыстырумен байланысты тұрып қалуы	$p \approx 200 \text{ саг}$
V	Көмекші жабдықтар мен құралдардың істен шығулары	Гидроциклонды қондырғылардың, араластырғыштардың бөліктері	Азғана шығынмен жабдықтың қысқа уақытқа тұрып қалуы	$p \approx 200 \text{ саг}$



4.16-сурет. Күшсалмақ пен тасу қабілетінің қалыпты таралу заңы кезінде қор коэффициентін анықтауға арналған номограмма

4.16 Жобалау кезінде бұрғылау жабдығының сенімділігін болжау

Бұрғылау қондырғысы күрделі машиналарды және ұңғыманы жүргізудің технологиялық процесінде әртүрлі функционалдық тағайындалулы бұрғылау кешенін біріктіреді. Сондықтан, бұрғылау қондырғысының сенімділік көрсеткіштерінің уақытқа байланысты өзгеруін болжау қиынға соғады. қайта жобаланатын машиналардың сенімділін бағалауды тәжірибелік үлгіні жобалау

кезінде немесе оны жасау кезінде жүргізу қажет болғанда мақсаттың күрделілігі едәуір өседі.

Сенімділік теориясында талдаудың статистикалық әдісі маңызды рөл атқарады. Алайда, статистикалық әдістерді бір немесе бірнеше күрделі объектілерді жобалау кезінде, сондай-ақ, пайдалану шарттары бойынша істен шығуы болмайтын немесе олардың пайда болу ықтималдылығы өте төмен нысандарды жобалау кезінде қолдану мүмкін емес.

Сондықтан сенімділікті болжау әдістерін игерудің негізі ретінде істен шығу физикасы, бөлшектердің деформацияланған күйі, сондай-ақ, бұйымның параметрлік істен шығуларының заңдылығы қабылдануы қажет, себебі сапа параметрлерінің рауалы шектерден шығуы бұрғылау машиналарына тән істен шығулар түрі болып табылады. Яғни, бұйымның сенімділігін болжау негізіне болып жатқан құбылыстардың физикасын және олардың статистикалық табиғатын ескеретін уақыттың өтуімен машинаның шығу параметрлерінің өзгерісі математикалық түрде суреттелген параметрлік істен шығудың моделі болуы қажет.

Бұйымның сенімділік көрсеткіштерін жобалаудың мақсаты бұйымды жасау мен пайдалану кезінде шығындардың жинақтық құнын оңтайлы таралуына және мыналарға қажет:

- а) құрылымның оңтайлы нұсқаларын таңдауға;
- б) бұйымның жұмыс параметрлері мен режимдерін нақтылауға;
- в) техникалық күту және жөндеу стратегиясын оңтайландыруға;
- г) сенімділікті жоғарылату бойынша іс шаралар өткізуге;
- д) қосалқы бөлшектер шығаруды жобалауға.

Жобаланатын бұйымның сенімділік көрсеткіштері бірлігін анықтау және бұйымның божанатын сенімділік көрсеткіштерін қажетті мәндермен сәйкестендіру жолымен болжауды жүзеге асырылады.

Жасап шығарудың әр түрлі сатыларында бұйымның, жинақ бірліктерінің және бөлшектердің сенімділік көрсеткіштерін сандық бағалау сенімділікті болжаудың нәтижесі болып табылады.

Бұйымның сенімділігін болжаудың реті МЕСТ 27.301-83 стандарттарымен белгіленген. 4.17-суретте жобалау кезінде бұйымның сенімділігін болжаудың блок-сұлбасы көрестелген.

Сенімділікті болжау үшін бастапқы ақпараттар:

- бұйымды жасаудың әртүрлі сатысындағы (техникалық ұсыныстар (П), эскиз жобасы (ЭЖ), техникалық жоба (ТЖ), және жұмыстық сызбалар) конструкторлық құжаттар;
- олардың пайдалану сенімділігі туралы статистикалық мәліметтері кіретін ұқсас бұйымдар туралы мәліметтер банкі;
- бөлшектер мен жинақ бірліктерінің жүктелгені туралы мәліметтер кіретін сынақтар туралы мәліметтер банкі;
- пайдалану шарттары туралы мәліметтер.

Сенімділікті болжау әдістері мыналар: есептік, эксперттік, тәжірибелі-статистикалық, және зерттеу сынақтары.

Сенімділікті болжаудың есептік әдісі қолданған дұрыс деп саналады, себебі ол сенімділікті құрайтын факторларды – істен шығулардың физикасын, бөлшектер мен жинақ бірліктерінің деформацияланған және шекті жағдайын, құрылымның кинематикалық және динамикалық сипаттамаларын, бөлшектер мен жинақ бірліктері арасындағы тура және жанама байланыстарды, сыртқы әсерлерді – толық есептеуге мүмкіндік береді.

Есептік әдіс беріктік теориясы мен қирау механикасының және үйкеліс пен тозу теориясының әдісімен бірлескен ықтималдылық теориясына, математикалық статистикаға, функционалды талдауға негізделеді.

Сенімділік көрсеткіштерін болжаудың эксперттік әдістерін жауапты емес бөлшектер мен жинақ бірліктері үшін ақпараттың жетіспеушілігі және жуықтап бағалаудың рұқсат етілген кезде, есептік әдістерді қолдану мүмкін болмайтын жағдайда пайдалану ұсынылады.

Болжаудың тәжірибелі-статистикалық әдісін ұқсас бұйымдардың, құрама бөлшектердің, жинақ бірліктерінің, сонымен қатар, макеттер мен тәжірибелік үлгілердің сенімділігі туралы ақпараттар алу үшін қолданылады.

Зерттеу сынақтарының әдісін мына жағдайларда қолданады: бөлшектердің, жинақ бірліктерінің және макеттері мен тәжірибелі үлгілері негізінде жасалған бұйымдардың сенімділік көрсеткіштерін болжау үшін; жүктеме мен пайдалану шарттары туралы ақпарат алу үшін; басқа әдістермен алынған сенімділік көрсеткіштерін нақтылау және бақылау үшін.



Шаршау	Қысқа уақытты асқын жүктемелер	Серпімділік	Тозу, үйкелу	Жегіде, ыдырау және т.б.
--------	--------------------------------	-------------	--------------	--------------------------

Шекті жағдайлар бойынша ықтималдылық есептері (элементтердің істен шығуларының таралуы қисығын салу)

Әр түрлі әдістермен алынған элементтердің сенімділік көрсеткіштерін түзеу

Жинақ бірліктерінің және бұйымдардың сенімділігін есептік әдіспен немесе статистикалық модельдеу әдісімен болжау

Алынған сенімділік көрсеткіштерін талап етілетіндермен салыстыру және осы сәйкестікті қамтамасыз ету бойынша шешім қабылдау

II және ЭП кезеңдерінде эксперттік және экстраполяциялық әдістерді, сонымен қатар, ұқсас бұйымдар бойынша тәжірибелі-статистикалық әдістерді қолданумен, бұйымның сенімділік көрсеткіштерін бағдарлы болжауды жүргізеді. Болжау нәтижелерін II және ЭП түсіндірме жазуларына енгізеді.

Жұмыстық құжаттары бар ТП игеру кезеңінде есептік әдіспен зерттеу сынақ әдісін қолданумен жобаланатын сенімділік көрсеткіштерін қорытынды болжауды жүргізеді. Болжау нәтижелерін ТП түсіндірме жазуына енгізеді.

Жалпы бұйымның сенімділігін болжау кезінде оның құрылымдық сұлбасын минималь және асқын құрылымын айқындап, «бөлшек – жинақ бірлігі – бұйым» иерархиялық сұлбасы түрінде көрсетеді.

Иерархиялық құрылымдық сұлба – бұйымның өзара деңгейлері бойынша бағыну ретінде байланысқан жинақ бірліктері мен бөлшектерінің бірлестігі түріндегі графиктік суреті. Бірінші деңгейде құрылыстық-аяқталған және өзіндік функционалдық тағайындалуы бар жинақ бірліктері қарастырылады. Келесі деңгейлерде элементар және бөлінбейтін бірліктер қарастырылады.

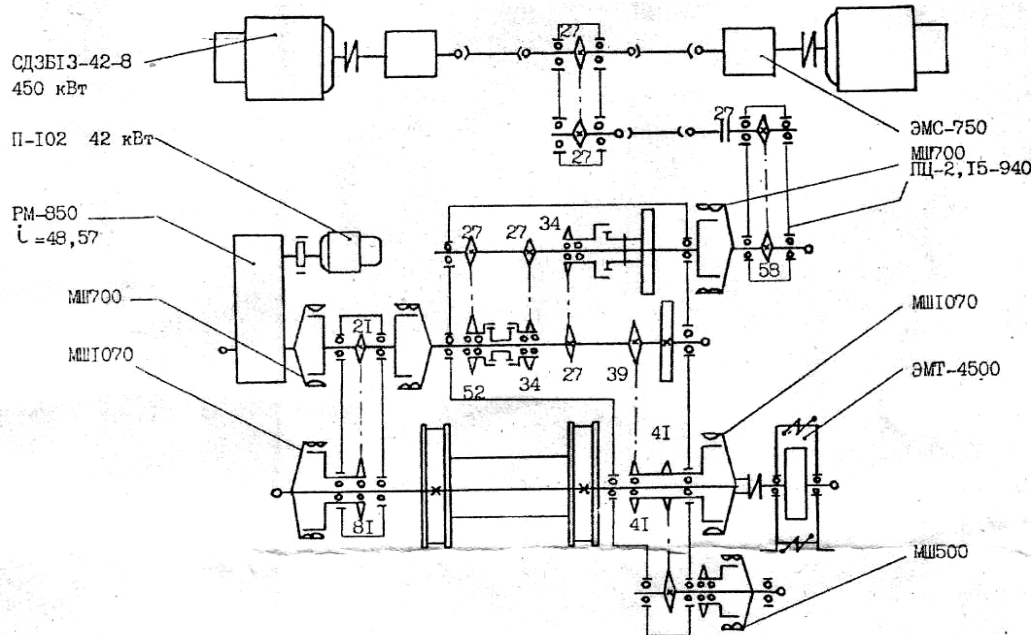
Минималь құрылым ретінде оның функционалдық тағайындалуын көрсететін байланысын және бірінші деңгейдегі жинақ бірлігін қосатын бұйымның үлкейтілген сұлбасын айтамыз.

Асқын құрылым – бұл минималь құрылымын қамтамасыз етуші және резервті жүйешіктер енгізілген бұйымның сұлбасы.

Иерархиялық құрылымдық сұлбасының негізгі функционалдық элементтері, сондай-ақ, бағыну ретінің деңгейі бойынша орналасқан және арасындағы байланысты көрсететін күштік және кинематикалық тізбек элементтері болуы қажет. Функционалдық элементтер арасындағы байланыс тура және жанама болып бөлінеді. Тура байланыстар жинақ бірліктері мен бөлшектерді тұтас бір бөлшекке біріктіреді, жанама байланыстар бұйымның

жұмысқа жарамдылығын қамтамасыз етеді – бұл майлау, салқындату сұйықтығы, беру жүйелері және басқа көмекші элементтер.

4.18-суретте ЛБУ1100 бұрғылау қондырғысының кинематикалық сұлбасы көрсетілген, оның иерархиялық құрылымдық сұлбасы 4.19-сурет көрсетілген.



4.18-сурет. ЛБУ1100 бұрғылау қондырғысының кинематикалық сұлбасы

Бұр келтірілген.

уретте

ИҚС талдау кезінде элементтерді сенімділігі жоғары және сенімділігіне жобалаушы әсер ете алмайтын элементтерге бөледі. Соңғыларына мысалы, электр қозғалтқыштарын, ЭМС-750 сырғанау жалғастырғыштарын жатқызуға болады. Бұрғылау қондырғысының сенімділігінің құрылымдық сұлбасында осы элементтердің тоқтаусыз жұмыс ықтималдылығы берілген болып саналады. Осы принципке қарап, ИҚС әрбір деңгейін объектінің қарапайым элементтеріне дейін қарастырады. Сенімділіктің құрылымдық сұлбасын (СҚС) құру қорытынды кезең болып болады.

ЛБУ1100 бұрғылау қондырғысының СҚС 4.21-суретінде көрсетілген.

Суреттегі жұлдызбен СҚС қорытынды элементтері белгіленген. Берілген СҚС оның элементтерімен бір шекті күйге – беріктікке жетуі нәтижесінде істен шығудың пайда болу мүмкіндігіне байланысты құрылады. Алайда, ЛБУ1100 бұрғылау қондырғысының элементтерінің істен шығулары оның элементтері бір немесе екі шекті күйге қол жеткізген кезде пайда болуы мүмкін. Сондықтан, СҚС 4.22-суретінде көрестейлгендей келтіруге болады.

Бұрғылау сорабының құрылымдық сұлбасын талдау, оның сенімділік көрсеткіштері гидравликалық блоктың тез істен шығатын элементтерінің істен шығуға дейін атқаратын жұмыс көлемімен шартталатынын көрсетеді. Осыны ескерумен бұрғылау сорабының гидроблоктарының сенімділігінің есептік

құрылымдық сұлбасы қарапайымданады және 4.11 және 4.12-суреттерде көрсетілген сұлба түрінде болады.

4.17 Бұрғылау жабдығының сенімділік көрсеткіштерінің атаулары

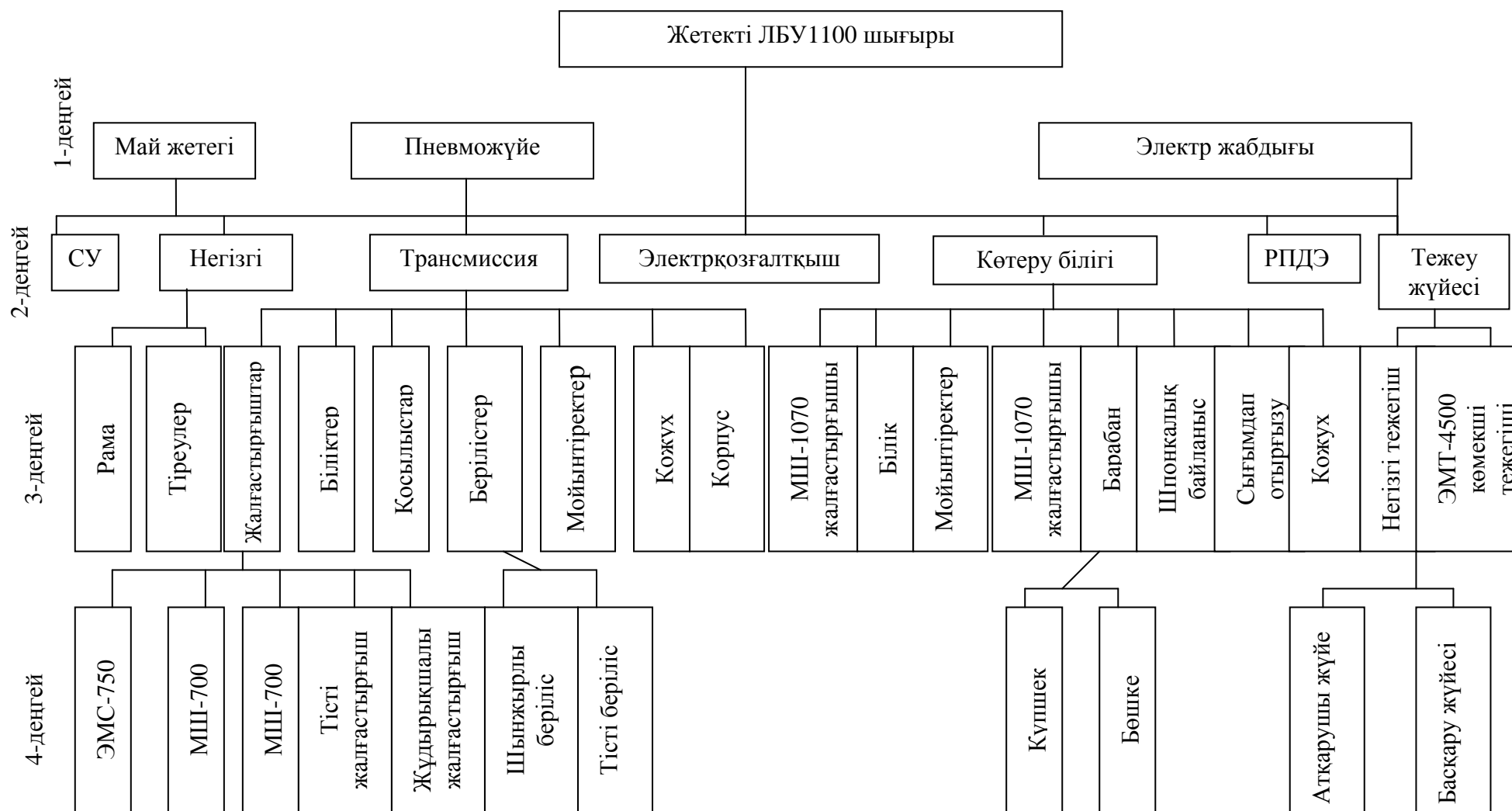
Бұрғылау жабдығының сенімділік көрсеткіштерінің атаулары Гостандарттың 05.12.85 жылғы № 143 қаулысымен бекітілген. Бұрғылау жабдықтары комплектісінің және бұрғылау қондырғысының сенімділігі келесі көрсеткіштермен сипатталады:

- белгіленген қызмет мерзімі, жыл;
- толық орташа қызмет мерзімі, жыл;
- жабдықтың және құраушы бөліктердің сенімділік көрсеткіштерімен.

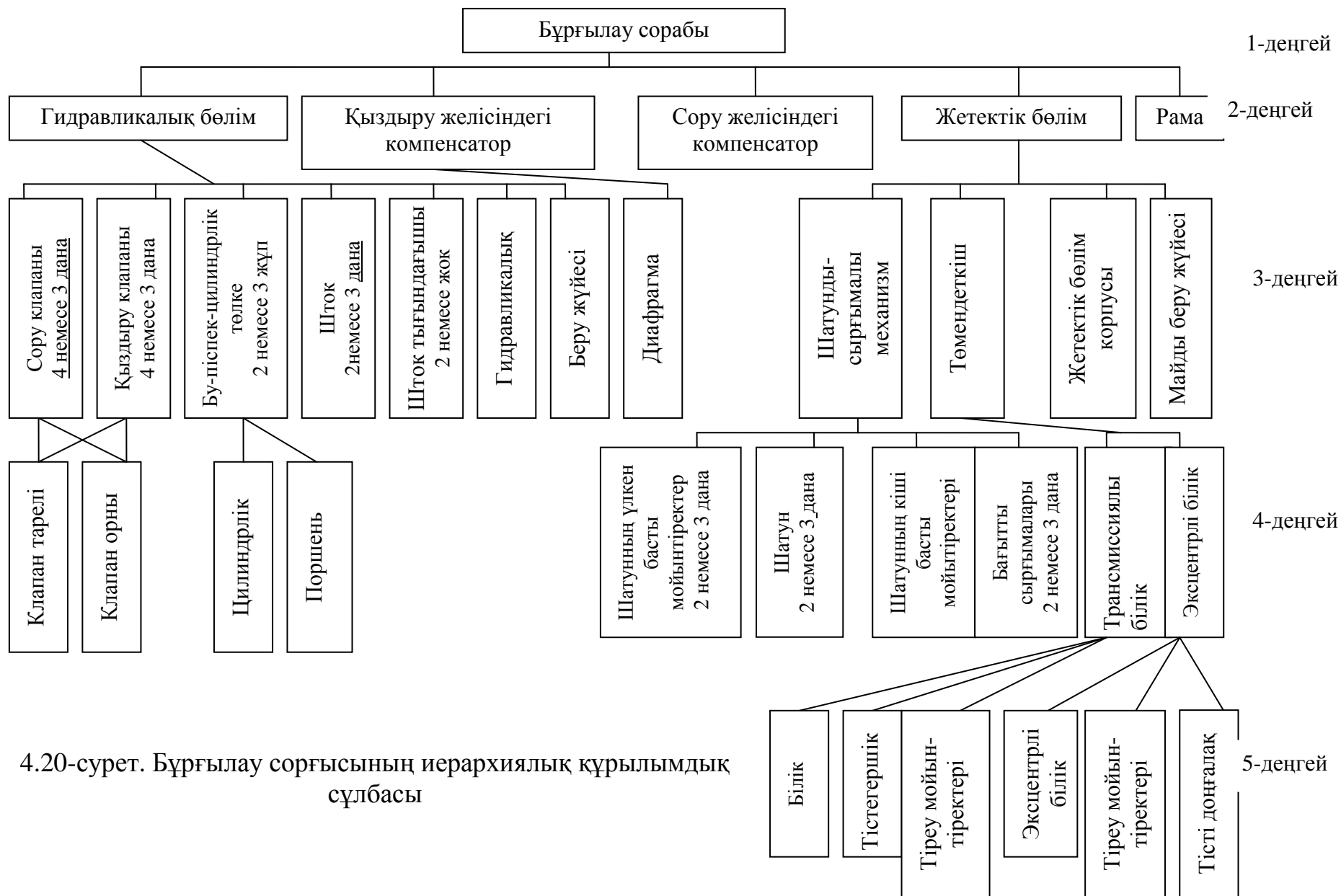
Бұрғылау жабдығының және оның құраушы бөліктерінің сенімділік көрсеткіштерінің атаулары 4.12-кестеде көрсетілген.

Белгіленген істен шықпай атқарған жұмыс көлемі (T_y) – бұйымды жасаушы регламенттеген техникалық күтім мен жөндеу жүйесін сақтағанда, бұйымның істен шықпай атқаратын жұмыс көлеміне кепілдік берілетін, істен шықпай атқарған жұмыс көлемінің минималь мәні.

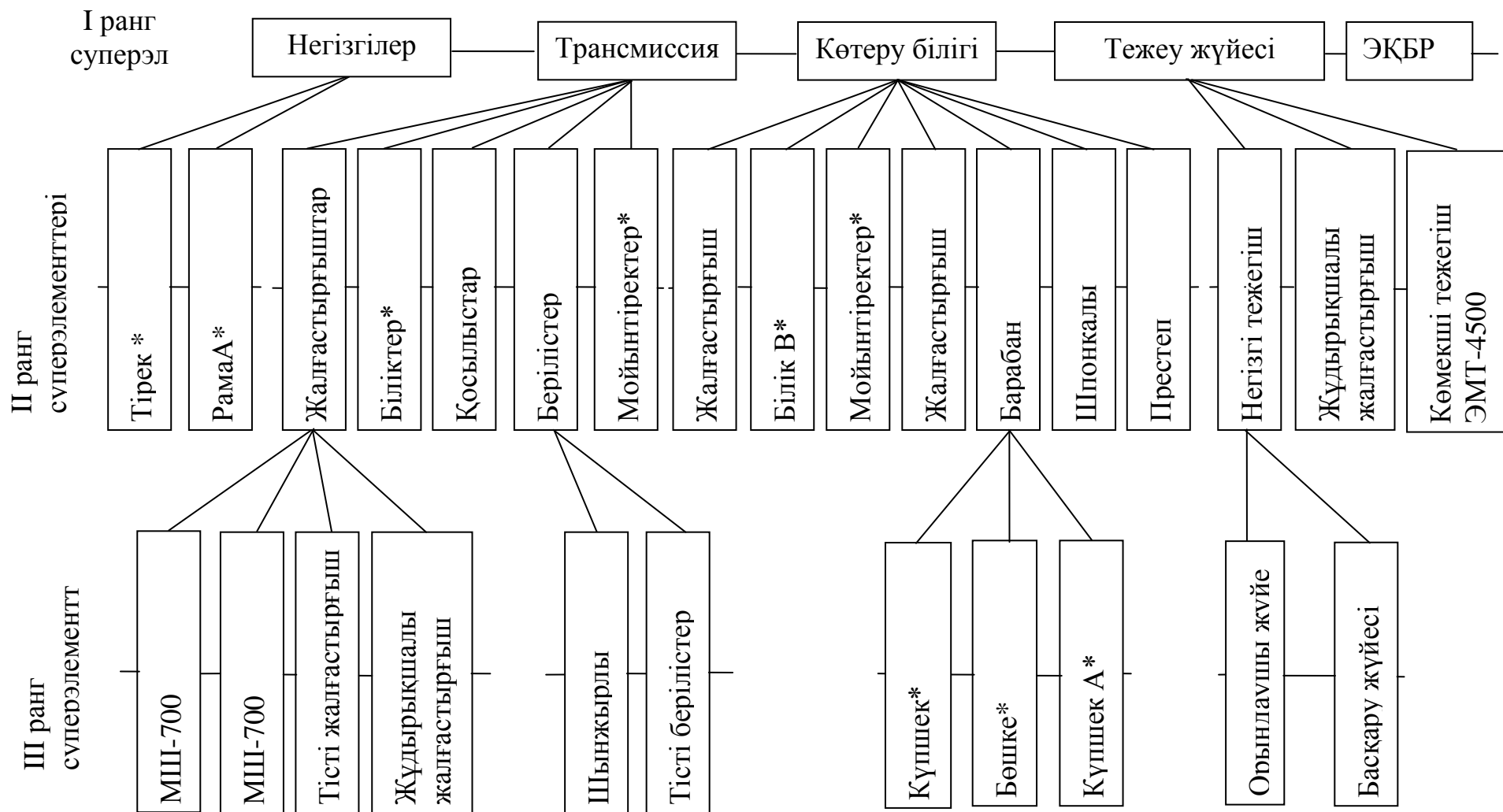
Белгіленген ресурс (қызмет мерзімі) (T_{py}) – регламенттелген техникалық күтім мен жөндеу жүйесін сақтағанда, бұйымның жұмыс қабілеттілігіне кепілдік берілетін, бұйым ресурсының (қызметмерзімінің) минималь мәні.



4.19-сурет. ЛБУ1100 бұрғылау қондырғысының иерархиялық құрылымдық сұлбасы

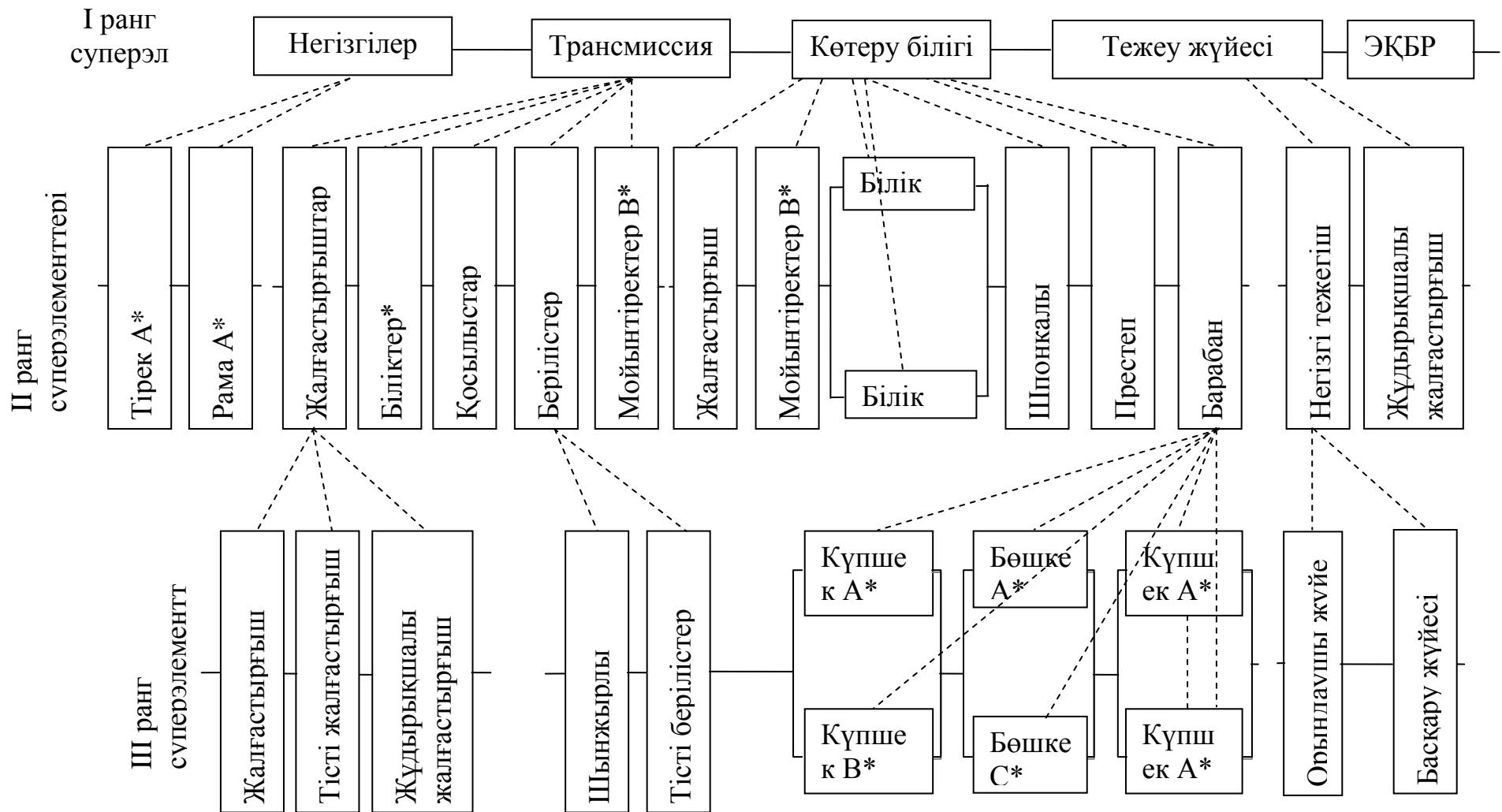


4.20-сурет. Бұрғылау сорағының иерархиялық құрылымдық сұлбасы



4.21-сурет. ЛБУ1100 бұрғылау шығырының сенімділік құрылымы сұлбасы:

*-ақырғы элемент (РПДЭ – регулирующий подачи долота электрически)



4.22-сурет. Статикалық беріктігі, төзімділігі, орнықтылығы бойынша шектік күйі көрсетілген жетекті ЛБУ1100 бұрғылау шығырының сенімділік құрылымы сұлбасы:

*-ақырғы элемент; А-статикалық беріктігі бойынша шектік күйі; В-төзімділігі бойынша шектік күйі; С-орнықтылығы бойынша шектік күйі; (РПДЭ – регулирующий подачи долота электрически)

Белгіленген T_y және T_{py} пайызбен өрнектелген берілген γ ықтималдылығымен (сенімділік деңгейімен) өзінің шектік күйіне жетпейтін, атқаратын жұмыс көлемі (қызмет мерзімі) ретінде қолданылатын, гамма-пайыздық көрсеткіштері болып табылады.

Ротор, ұршық, шығыр, тәл жүйесінің түйіндері үшін сенімділік көрсеткіштері болып келесілер табылады:

- күрделі жөндеуге дейінгі белгіленген ресурсы, T_{py} ;
- белгіленген істен шықпай атқарған жұмыс көлемі, T_y ;
- күрделі жөндеуге дейінгі орташа ресурсы, T_p ;
- толық орташа ресурсы, T_{cl} ;
- істен шыққанға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі (*, T_{cp} ;

(* ұршық және шығыр үшін – негізгі құраушы бөліктер арналған T_{cp} . Істен шыққанға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі ұршықтың негізгі тірегі, қарқындық құбырлары, жоғары қысым тығыздаулары үшін белгіленеді.

Істен шыққанға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі бұрғылау шығырының тежеуіші шкиві үшін белгіленеді.

Бұрғылау сорабы үшін сенімділік көрсеткіштері болып келесілер табылады (4.13-кесте):

жеке көрсеткіштері:

- белгіленген істен шықпай атқарған жұмыс көлемі, бұдан кем емес, сағ.;
- күрделі жөндеуге дейінгі белгіленген ресурсы, бұдан кем емес, сағ.;
- толық орташа ресурсы, бұдан кем емес, сағ.

“Толық орташа ресурс” көрсеткіші бір-екі капиталды жөндеуді жүргізу шарттарынан анықталады.

Жеке көрсеткіштер әрбір бұрғылау сорабының сенімділігі сипаттайды және үкімет органдарының дерективтік нұсқауларымен регламенттеледі.

Гидравликалық блок элементтерінен күрделі жөндеу, сенімділік көрсеткіші күрделі жөндеуге дейінгі белгіленген ресурсы болып табылатын, қорапқа жүргізіледі.

Бұрғылау сораптарының негізгі бөліктері – поршен, төлке, клапан, компенсатор диафрагмалары, тығыздауышты шток (екі поршенді сорап арналған)– үшін істен шығуға орташа атқарған жұмыс көлемі T_{cp} және қалпына келтірудің орташа уақыты T_e белгіленеді.

Бұрғылау сорабы және оның құраушы бөліктері және элементтері үшін белгіленген істен шықпай атқарған жұмыс көлемі және белгіленген күрделі жөндеуге дейін ресурсы сенімділік деңгейі γ 0,9-ден кем емес кезде есептелуі керек.

Сырғақ штогінің тығыздауышы үшін тағайындалған ресурс көрсетіледі, өйткені бұл элементтің жұмысы бұрғылау сорабының ең қымбат бөлігінің – оның төмендеткішінің пайдалану кезіндегі сенімділігі мен үнемділігін анықтайды.

Бұрғылау сорабының белгіленген істен шықпай атқарған жұмыс көлемі гидравликалық блоктың белгіленген істен шықпай атқарған жұмыс көлемінен

анықталады және техникалық-экономикалық есептеулермен белгіленуі және бұрғылау сораптарын жасаушылар мен тұтынушының арасында келісуі керек. Бұл кезде жасаушы тұтынушы регламенттелген техникалық күтім (РТК) мен жөндеуді орындағанда ғана бұрғылау сорабының белгіленген істен шықпай атқаратын жұмыс көлеміне кепілдік береді. Бұрғылау сорабын жасаушы зауыт пайдалану жөніндегі нұсқауда тозатын бөлшектердің атауларын және оперативтік қорын, сондай-ақ бұрғылау сорабының істен шықпай атқаратын жұмыс көлемінің берілген деңгейін сақтау үшін регламенттелген техникалық күтімді (РТК) жүргізу уақытын анықтауы қажет.

Тозатын бөлшектерді (элементтерді) істен шығу уақыты келгенше пайдаланудан алып тастау және бұрғылау сорабы қндірістік тапсырманы орындамай тұрғанда (яғни, РТК берілген уақыт кезеңінде) қордрыкомплектінің ұқсасымен ауыстыру істен шығу болып есептелмейді. Осының негізінде бұрғылау сорабына РТК берілген уақыт кезеңінде жоспарлы-ескертулік ауыстыру (ЖЕА) жасалуы керек.

4.12-кесте

Бұрғылау жабдығының сенімділік көрсеткішінің номенклатурасы

Көрсеткіш атауы	МЕС Т 27.003-83 бойынша белгіленуі	Жабыдықтың атауы					
		Бұ рғы-лау сорабы	Р о- т ор	Ұ ршық	Ш ығыр	Т әлдік ж үйе-нің т үйін- дері	СП
Капитал ды жөндеуге дейінгі бегіленген ресурс	$T_{ру}$		+	+	+	+	
Бегіленг ен істен шықпай атқарған жұмыс көлемі	T_y		+	+	+	+	
Күрделі жөндеуге дейінгі орташа ресурсы	T_p		+	+	+	+	
Толық орташа ресурсы	$T_{сл}$		+	+	+	+	
Істен шығуға орташа атқарған жұмыс көлемі	T_o		+	+	+	+	

Істен шыққанға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі	T_{cp}	негізгі ¹ құраушы бөліктер	негізгі ² құраушы бөліктер	негізгі ³ құраушы бөліктер		
Қалпына келудің орташа уақыты	T_b	негізгі құраушы бөліктер				

Ескерту: негізгі құраушы бөліктердің құрамына келесілерді кіреді:

поршен, төлке, клапан, компенсатор диафрагмасы, тығыздауышты шток – екі поршенді сорап үшін; негізгі тірек, қарқынды құбыр, жоғары қысым нығыздауышы; тежеуіш шкиві.

4.13-кесте

Бұрғылау сораптарының сенімділік көрсеткіштері

Атауы	Сенімділік көрсеткіштері					
	Істен шықпағыштығы		Шыдам мерзімі		Жөн деуге жарамдылығы	
	Белгіленген істен шықпай атқарған жұмыс көлемі, кем емес, сағ.	Істен шыққанға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі, кем емес, сағ.	Күрделі жөндеуге дейін белгіленген ресурсы, кем емес, сағ.	Толық орташа ресурсы, кем емес, ч	Жұмыс қабілетін қалпына келуінің орташа уақыты, артық емес, сағ.	
Бұрғылау сорабы	+	-	+	+	-	
сораптың гидравликалық блокгінің құраушы элементтері	Клапанды қорапша	-	-	+	-	-
	Клапанды тобы	-	+	-	-	+
	Цилиндр төлкесі	-	+	-	-	+
	Поршень	-	+	-	-	+
	Поршень	-	+	-	-	+
	* штогі ⁽	-	+	-	-	+
	Поршень	-	+	-	-	+
	штогінің тығыздауы-					

	шы ^{(*} ПК диафрагма сы (немесе басқа орталарды бөлгіш)					
--	--	--	--	--	--	--

Ескерту: (*- тек екі поршенді сорапқа тиесілі негізгі элементтер.

Ауыстырудың жоспарлы-ескертулік бағдарламасы гидроабразивтік тозу әсерінен БС бөлшектері ресурсының таусылу уақытын білу негізінде төмендегі алғышарттар ескеріле жасалуы керек:

- тозуға ұшырайтын бөлшектерді ауыстыру оның ресурсы біткенше және шектік күйі келгенше регламенттік техникалық күтімді орындау уақытында, яғни бұрғылау сорабы өзінің тікелей қызметін орындамай тұрғанда жүргізілуі керек;

- операторлар жұмысқа қабілеттіліктің белгілерін білу және бастапқының 7-10 % артық болмау керек, қалдық ресурсты болжай білу керек;

- бұрғылау қондырғысында, бұрғылау сорабының пайдлану бойынша нұсқаумен регламенттелген, ауыстыру бөлшектерінің оперативтік қоры болу керек.

Бұрғылау сорабының және оның құраушы бөліктері мен элементтерінің топтық сенімділік көрсеткіштері:

- істен шыққанға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі;
- жұмысқабілеттілігін қалпына келудің орташа уақыты;
- толық орташа ресурсы.

Бұрғылау сорабының қалпына келмейтін элементтердің істен шықпағыштығын сипаттайтын істен шыққанға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемін, жұмыстың стандартты шарттарында көрсетеді, яғни ол кезде бұрғылау насосының тығыздығы, тазалаудың үшінші сатысынан кейін, $1,2 \cdot 10^3$ кг/м³ болуы керек.

Жоспарлы-экономикалық есептеуді жүргізу үшін анықтама ретінде толық орташа ресурсы (тізімнен шығарғанға дейінгі) көрсетіледі. Берілген сенімділік көрсеткіші нақты мұнай-газ регионындағы бұрғылау сорабы жұмысының эквиваленттік режимдерімен шарттастырылған.

Жеке сенімділік көрсеткіштері, мысалы күрделі жөндеуге дейінгі белгіленген ресурсы, топтық сенімділік көрсеткіштерінен, атап айтқанда пайдалану ауданына тәуелсіз күрделі жөндеуге дейінгі орташа ресурста, кем болуы керек.

Топтық сенімділік көрсеткіштері тікелей әрбір мұнайгаз регионы үшін пайдалану және статикалық өңдеу нәтижелері бойынша анықталады.

Бұрғылау сораптарын пайдалану тізімінен шығаруды, тұтынушы белгілейтін, шекті күйге жеткеннен кейін ғана жүргізуге болады.

Бұрғылау сорабының және оның құрамдық бөлігі – гидравликалық блоктың берілген істен шығуға орташа атқаратын жұмыс көлемін қамтамасыз

ету мақсатында қосымша бөлшектердің атаулары мен көлемін есептеу, сондай-ақ шетелдік аналогтармен салыстыруда ғылыми-техникалық деңгейді бағалау үшін гидравликалық блок элементтеріне арналған істен шыққанға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемін қолданады.

Жөндеуге жарамдылығының топтық көрсеткіштерінің нормалары – жұмыс қабілеттілік күйін қалпына келтірудің орташа уақытын регламенттік техникалық күтімді жасау және есептеу кезінде, сондай-ақ пайдалану орындарында нақты ұңғыманы бұрғылау кезінде бұрғылау сорабы гидравликалық блогінің тозатын бөлшектерінің жоспарлы-ескертулік ауыстыру графигін жасау және есептеу кезінде пайдаланады.

4.18 Бұрғылау жабдығының сенімділік көрсеткішін есептеу

4.18.1 Нормаланған сенімділік көрсеткіштерін есептеу

Есептеу келесі бастапқы мәліметтер бойынша іске асырылады:

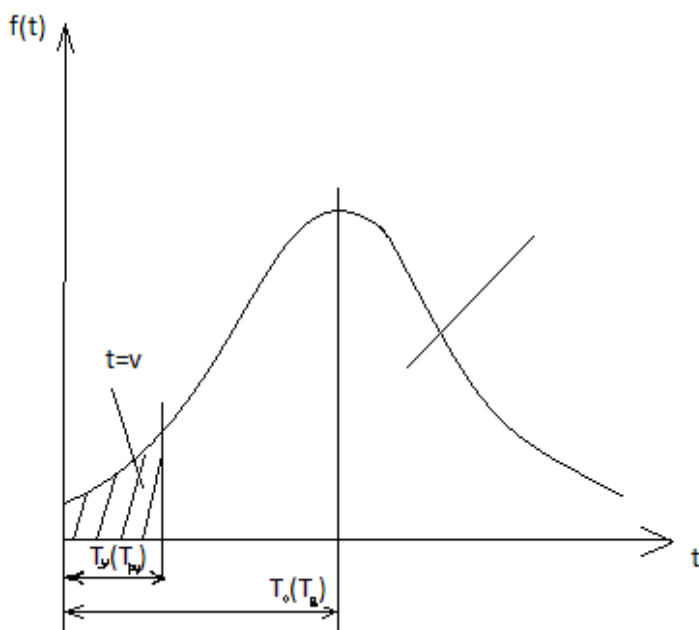
- сенімділік деңгейі (бұрғылау жабдығының шығарылған аз сериялы шарттан) – $\gamma=90\%$;
- бұрғылау жабдықтарын барлық негізгі түрлерінің шеттік күйлеріне дейінгі атқаратын жұмыс көлемін сипаттау үшін Вейбуллдың қос параметрлі таралуының функциясы немесе қалыпты таралу функциясы .

«Белгіленген» сенімділік көрсеткіштерін есептеуді сенімділік көрсеткішінің орташа мәнідерінің төменде көрсетілген қатынастары бойынша іске асыру ұсынылады [30].

Белгіленген істен шықпай атқаратын жұмыс көлемі:

$$T_y = \kappa \cdot T_o \quad (4.105)$$

мұнда, T_o – істен шығуға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемі, сағ.; κ - пропорционалдық коэффициенті.



4.23-сурет. Атқаратын жұмыс көлемінің таралу тығыздығы және нормалау үшін пайдаланылатын оның параметрлері

Күрделі жөндеуге дейінгі белгіленген ресурс анықталады (T_{py})

$$T_{py} = \kappa \cdot T_p \quad (4.106)$$

мұнда, T_p - күрделі жөндеуге дейінгі орташа ресурс, сағ.

(4.105) және (4.106) қатынастары график түрінде 4.23-суретте көрсетілген

Вейбулл таралуы үшін κ коэффициентінің мәні γ -ның берілген шамасына және β форма параметріне тәуелді анықталады :

$$K = \frac{(-\ln 0,01 \cdot \gamma)^{\frac{1}{\beta}}}{\Gamma(1 + \frac{1}{\beta})} \quad (4.107)$$

мұнда β - форма параметрі;

γ – гамма-функциясы (20П- кестесі бойынша анықталады).

Бұрғылау жабдықтарының негізгі түрлерінің шыдам мерзімі мен істен шықпағыштығын сипаттайтын таралу үшін форма параметрлерінің мүмкін мәндері 4.14-кестеде көрсетілген.

$\beta=3,27$ кезінде Вейбулл таралуы қалыпты таралуға сай келеді.

Егер функция параметрлері таралымы белгіленбеген болса, онда пропорционалдық коэффициенті $k= 0,3...0,4$ шектер аралығын қабылдайды.

4.18.2 Сенімділіктің орташа көрсеткіштерін анықтау

Бұрғылау жабдығының құрама бөліктерінің сенімділігі жайында мәліметтер бойынша оның орташа сенімділік көрсеткішінің орташа мәндерін бағалау негізінде бұл элементтерді тізбектей жалғау сұлбасы қабылданды, себебі кез-келгенінің істен шығуы жүйенің (түйіннің) істен шығуына әкеледі.

Істен шығуға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі:

$$T_0 = k_{\lambda} T_{01} \quad (4.108)$$

мұнда, T_{01} - жүйедегі аса әлсіз элементтің істен шығуға дейінгі орташа атқарған жұмыс көлемі, сағ.;

k_{λ} - жүйедегі элемент санын сипаттайтын істен шығудың қарқындылығы коэффициенті, әр түрлі элементтің істен шықпағыш-тығының немесешыдам мерзімінің көрсеткіші.

Егер әр типті элементтің вариация коэффициенті бір-бірінен онша ерекшеленбесе ($\pm 15\%$ көп емес), k_{λ} мәні келесідей формуламен анықталады:

$$K_{\lambda} = \left(\sum z_i \alpha_i \right)^{\frac{1}{\beta}} \quad (4.109)$$

мұнда, n - әр типті элемент саны

z_i -ші типті элементтердің саны;

α_i - түзету коэффициенті, келесі формуламен анықталады:

$$\alpha_i = \left(\frac{T_{01}}{T_{0i}} \right)^{\beta} \quad (4.110)$$

мұнда, T_{0i} -ші типті істен шығуға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемі.

Күрделі жөндеуге дейін орташа ресурс былай анықталады:

$$T_p = k_{\lambda} T_{p1} \quad (4.111)$$

k_{λ} коэффициенті (6.108) формуламен анықталады, мұнда α_i :

4.14-кесте

ν, β және k мәндері

Жабдық атауы	Параметрлер атауы	Вариация коэффициенті(ν)	Форманың параметрі (β)	Коэффициент k
Ротор	Істен шығуға дейінгі атқарған жұмыс көлемі, капиталды жөндеуге дейінгі ресурс	0,5.....0,6	2,1.....1,7	0,4.....0,3
Ұршық	Бас тартуға дейінгі дайындама,	0,4...0,5	2,7...2,1	0,5.....0,4
	капиталды жөндеуге дейінгі ресурс	0,5..0,6	2,1....1,7	0,4...0,3
Шығыр	Бас тартуға дейінгі дайындама	0,6	1,7	0,3
	капиталды жөндеуге дейінгі ресурс	0,5...0,6	2,1...,1,7	0,4....0,3
Белдік жүйесінің түйіні	Бас тартуға дейінгі дайындама, капиталды жөндеуге дейінгі ресурс	0,5...0,6	2,1.....1,7	0,4.....0,3
АСП	Бас тартуға дейінгі дайындама,	0,4..0,5	2,7.....2,1	0,5.....0,4
	Толық ресурс	0,5...0,6	2,1...1,7	0,4.....0,3

$$\alpha_i = \left(\frac{T_{pl}}{T_{pi}}\right)^\beta \quad (4.112)$$

мұнда, T_{pl} – аса әлсіз элементтің күрделі жөндеуге дейінгі орташа орташа атқаратын жұмыс көлемі;

T_{pi} - і-ші элементтің күрделі жөндеуге дейінгі орташа орташа атқаратын жұмыс көлемі.

4.18.3 Қалпына келтіру уақытының орташа мәнін есептеу

Көп элементті қалпына келтіретін жүйеде қалпына келтірудің орташа уақытының мәні келесі формуламен анықталады:

$$T_B = k_\varphi T_{B1} \quad (4.113)$$

мұнда, k_φ – қалпына келтіру қарқындылығы коэффициенті;

T_{B1} - аса әлсіз элементтің қалпына келтірудің орташа уақыты, сағ.;
 k_{ϕ} коэффициенті келесі формуламен анықталады

$$k_{\phi} = \frac{\sum_{i=1}^n z_i \alpha_i \varphi_i}{\sum_{i=1}^n z_i \alpha_i} \quad (4.114)$$

мұнда, $\varphi_i = \frac{T_{Bi}}{T_{B1}}$ - і-ші элементті қалпына келтіру уақытының салыстырмалы шамасы.

4.18.4 УВ -250 ұршығының қалыпты сенімділік көрсеткіштерін есептеудің мысалы

Есептеу үшін бастапқы мәліметтер:

Ұршықтың негізгі тірегінің динамикалық жүккөтергіштігі (АНИ нормасы бойынша), $C_{дин}$, кН.....	400	1
Бұрғылау колоннасының максималь салмағы (ауада), $Q_{Бкmax}$, кН.....	200	1
Бұрғылау ерітіндісінде бұрғылау тізбегінің жеңілдеуі коэффициенті ($\rho_{ж}=1400 \text{ кг/м}^3$), $\left(1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{гр}}\right)$,82	0
Күшсалмақтың динамикалық коэффициенті, $k_{д}$,4	1
Эквивалентілік коэффициенті, $k_{э}$,87	0
Жоғары қысымды тығыздаушы құрылымның орташа ресурсы, сағ.....	50	4

Шығырдың негізгі тірегінің орташа ресурсы келесі формула бойынша есептеледі:

$$T_p = L_n \left(\frac{C_{дин}}{Q_{Бкmax} \cdot k_{д} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{ж}}{\rho_{гр}}\right) \cdot k_{э}} \right)^m \quad (4.115)$$

$$T_p = 3000 \cdot \left(\frac{1400}{1200 \cdot 1,4 \cdot 0,82 \cdot 0,87} \right)^{3,33} = 5000 \text{ сағ.},$$

мұнда, $L_n=3000$ - АНИ бойынша мойынтіректің нормативтік ресурсы, сағ;
 $m= 3,33$ -мойынтірек төзімділігі қисықсызығы деңгейінің көрсеткіші.

Күрделі жөндеуге дейінгі белгіленген атқаратын жұмыс көлемі ($\beta = 1.7$ кезінде) келесіні құрайды $T_{py} = 0.3 \cdot 5000 = 1500$ сағ.

Жоғары қысымды тығыздау қондырғысына $k = 0,4$ қабылдай отырып ($\beta = 2.1$), шығырдың орнатылған дайындамасының мәнін аламыз

$$T_y = 0,4 \cdot 450 = 180 \text{ ч.}$$

Сонымен, УВ-250 ұршығы техникалық шарттарында келесі сенімділік көрсеткіштері жазылуы мүмкін:

Белгіленген істен шықпай атқаратын жұмыс көлемі, сағ.....	80	1
Күрделі жөндеуге дейінгі белгіленген ресурсы, сағ.....	500 [*]	1
Күрделі жөндеуге дейінгі орташа ресурсы, сағ.....	000 [*]	5
Жоғары қысымды тығыздаушы құрылымның істен шығуға дейінгі орташа атқаратын жұмыс көлемі, сағ.....	50	4

Ескерту: ^{*} Бұрғылау тізбегінің ауадағы максималды салмағы 1200 кН артық емес.

4.18.5 Бұрғылау сораптарының сенімділік көрсеткіштерін есептеу мысалы

Сораптың күрделі жөндеуге дейінгі белгіленген ресурсы сорап корпусының, мойынтіректі айналшақты жылжымалы механизмнің және тісті берілістің шекті күйімен шарттастырған. Сондықтан оның есептеуін сораптың берілген төлқұжатық қуатына және жобалауға берілген жалпы машинажасау нормалары мен есептеу әдістеріне негізінде есептейді.

Бұл кезде бөлшектің (мысалы, тісті доңғалақтың, мойынтіректің, жылжыманың) ресурсын анықтайтын жеке параметрлердің және коэффициенттердің нормаларын, ресурстың ең аз мәнін анықтайтын ұсынылған диапозонда қабылдайды. (Мысалы, тісті доңғалақтың (тістегершіктің) тіс беттерінің қаттылығы, температуралық жұмыс режимі және т.б.)

Сораптың белгіленген істен шықпай атқаратын жұмыс көлемі гидравликалық блоктың белгіленген атқаратын жұмыс көлемімен шарттастырылған және есептеу-тәжірибелік әдісімен анықталады.

Бұрғылау сорабының функционалды-құрылымдық сұлбаларының екі нұсқасын қарастырайық.

Бірінші нұсқа гидравликалық блок элементтердің тізбектей жалғануы түрінде көрсетілуі мүмкін. Кез келген элементтің істен шығуы толықтай түйіннің функционалдық тоқтауына әкеледі. Істен шығулар тәуелсіз болып табылады.

Екінші нұсқада тозатын бөлшектердің топтық ауыстырылған техникалық қызмет көрсету және қосымша бөлшектерді пайдалану үшін орнату және пайдаланудан шығару 4.15-кестеде көрсетілген мәндерге сәйкес сұлба бойынша жүргізу қарастырылады.

Бұл кезде бір типті функционалдық түйіндер бір функционалдық түйін ретінде қарастырылады (8 немесе 2 және т.б. емес).

Бұрғылау сорабының компоновкасы

Қосымша бөлшектің атауы	Ауыстыру бөліктерінің саны	
	Екі поршенді сорап	Үш поршенді сорап
Клапан топтар	8	6
Поршендер	2	3
Цилиндрі төлкелері	2	3
Поршеннің штоктары	2	-
Поршен штоктары	2	-
тығыздауышы		

Екі поршенді және үш поршенді бұрғылау сораптарының гидравликалық бөліктерінің функционалды-құрылымдық сұлбалары 4.11- және 4.12-суреттерінде көрсетілген.

Сораптың гидравликалық бөліктері элементтерінің істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі қалыпты таралу заңына бағынатын болған соң, онда і-ші элементтің қарастырылатын уақыт аралығында істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы келесі формуламен анықталады:

$$P_i(t) = 1/2 - 1/2 \Phi\left(\frac{t - T_{cpi}}{S_i}\right) \quad (4.116)$$

мұнда, Φ - нормаланған Лаплас функциясы;

t - істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі;

T_{cpi} - і-ші элементтің істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемі;

S_i - і-ші элементтің істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің орташа квадраттық ауытқуы, оның мәні эксперименталды берілгендер бойынша анықталады немесе келесі формула бойынша:

$$S_i = v \cdot T_{cpi} \quad (4.117)$$

мұнда, v - вариация коэффициенті, қалыпты таралудың заңы бойынша $0,1 \div 0,4$ шегінде ауытқиды.

КСК-5-1 клапандарының істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы есептеу мысалы $T_{cpi} = 199,1$ сағ., $S = 45,49$ сағ. кезінде 6.11-бөлімінде қарастырылған. Содан алынған:

$$P(t=50) \approx 1; P(t=100) = 0,985; P(t=200) = 0,4925; P(t=199,1) = 0,5;$$

$$\gamma = 90\% - t_{90\%} = 140,87 \text{ сағ кезіндегі гамма-пайыздық ресурс.}$$

УНБ-600-1 және УНБТ-950 үшін T_y есептеудің нәтижелері төмендегі 4.16-кестесінде көрсетілген

Есептеу үшін қабылданған T_{cpi} және σ_i бастапқы мәліметтері:

Клапан үшін	$T_{cpi} = 545$ сағ.;	$\delta_1 = 0,3 * 545 = 163,5$ сағ.
Втулка үшін	$T_{cpi} = 500$ сағ.;	$\delta_2 = 0,3 * 500 = 150$ сағ.
Поршень үшін	$T_{cpi} = 250$ сағ.;	$\delta_3 = 0,3 * 250 = 75$ сағ.
Шток үшін	$T_{cpi} = 500$ сағ.;	$\delta_4 = 0,3 * 500 = 150$ сағ.
Штоқты тығыздауыш үшін	$T_{cpi} = 300$ сағ.;	$\delta_5 = 0,3 * 300 = 90$ сағ.
Диафрагма үшін	$T_{cpi} = 1200$ сағ.;	$\delta_6 = 0,3 * 1200 = 360$ сағ.

Сенімділік көрсеткіштерін есептеу есептеу сұлбасының бірінші нұсқасы бойынша мына формулалар бойынша іске асырылады

- Екі поршенді сорап үшін

$$P(t) = P_1^2(t) \cdot P_2^2(t) \cdot P_3^2(t) \cdot P_4^2(t) \cdot P_5^2(t) \cdot P_6(t) \quad (4.118)$$

- Үш поршенді сорап үшін

$$P(t) = P_1^6(t) \cdot P_2^3(t) \cdot P_3^3(t) \cdot P_6(t) \quad (4.119)$$

Сенімділік әдістерін бейнелеу үшін келтірілген, $T_{срi}$ есептеуге арналған бастапқы мәліметтердің [21], бұрғылау сорабының таза ерітіндіде жұмыс істеуіне ең төмен дегенде үш сатылы тазартудан кейін сәйкес келетінін атап өткен жөн. Бұрғылау сораптарының белгіленген істен шықпай атқаратын жұмыс көлемі 90%-дық ресурста есептеледі (90%-дық ресурсты есептеу мысалын қара, 4.11-кестеден) және есептеу сұлбасының бірінші нұсқа бойынша 4.16-кестесінің мәліметтерін құрайды:

- УНБ-600-1 екіпоршенді сорап үшін $T_y=62$ сағ;
- УНБТ-950 үш поршенді сорап үшін $T_y=110$ сағ.

Есептеудің екінші нұсқасы бойынша сенімділік көрсеткішін есептеу кезінде, яғни бір типті функционалды түйіндер бір функционалды түйіндер ретінде қарастырылғанда, гидроблоктың істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы негізінен төмендегідей анықталады:

- екі поршенді сорап үшін

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \cdot P_4(t) \cdot P_5(t) \cdot P_6(t), \quad (4.120)$$

- үш поршенді сорап үшін

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \cdot P_6(t), \quad (4.121)$$

Поршенді гидроблок ВБР төлкелерімен бір уақытта ауыстыру кезінде анықталады:

- екі поршенді сорап үшін

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_3(t) \cdot P_4(t) \cdot P_5(t) \cdot P_6(t), \quad (4.122)$$

- үш поршенді сорап үшін

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_3(t) \cdot P_6(t). \quad (4.123)$$

ВБР есептеу нәтижелері 4.16-кестеде көрсетілген.

90% ресурста есептеу сұлбасының екінші нұсқасы үшін бұрғылау сораптарының істен шықпай атқаратын жұмыс көлемі келесіні құрайды:

- УНБ-600-1 екіпоршенді сорап үшін $T_y=124$ сағ.;
- УНБТ-950 үш поршенді сорап үшін $T_y=149$ сағ.

4.19 Техникалық құрылғылардың сенімділігін арттыру әдістері

Статикалық анализге сүйене отырып техникалық қондырғылардың сенімділігін келесі шарттан табады:

$$P(t) = P_{P,K}(t) \cdot P_T(t) \cdot P_{ЭК}(t) \quad (4.124)$$

мұнда, $P_{P.K}(t)$ - есептеу-конструкторлық қателіктермен шартталған ВБР; $P_T(t)$ - технологиялық қателіктерден ВБР; $P_{ЭК}(t)$ - пайдалану шарттарынан ВБР; $P_{P.K}(t) \cdot P_T(t)$ – бастапқы істен шықпағыштығы.

Есептеу-конструкторлық жұмыстары кезеңінде сенімділікті арттырудың негізгі әдістеріне келесілер жатады:

- құрылымын қарапайымдандыру және оңтайландыру;
- құрылымындаудың модульді- блокты әдісін қолдану;
- стандартталған және бірізділенген бұйым түйіндерін кең қолданылу;
- сенімділігі жоғарылатылған элементтерді қолдану;
- асқындықты (резервтеуді) енгізу;
- істен шығулар физикасын және материалдар қасиеттерін білу;
- техникалық құжаттардың сапасын жоғарлату;
- сенімділікке есептеулерді жүргізу;
- жоғары жөндеуге жарамдылықты қамтамасыз ету.

Құрылымдау кезеңінде машиналар мен агрегаттардың сенімділікке жұмыс істеуінің негізі ретінде қажет етілетін (тағайындалған, кепілдік берілген) атқаратын жұмыс көлемі T_{mp} , ресурс немесе қызметмерзімі алынуы тиіс. Қажет етілетін атқаратын жұмыс көлеміне немесе ресурсына тәуелді конструкторлар материалдарды, бұйымның құрылымдық орындалуын, өлшемдерін, технологиялық процестерді, техникалық күтім жасау және жөндеу жүйелерін жобаланатын нысан үшін осы нормалар қамтамасыз етілетіндеу қылып таңдайды.

Бұл кезеңде берілген деңгейде сенімділікті қамтамасыз етудің әдістері болып табылатындар: резервтеуді енгізу, беріктілік қорын негіздеу, істен шығуларды және істен шығар алдындағы күйін анықтау үшін құрылымына диагностикалаудың техникалық құралдарын енгізу, өлшемдік тізбектерді есептеу және өлшемдер мен параметрлерге ауытқуларды негіздеу, жағар майларды таңдау, жөндеу және пайдалану технологиялығын қамтамасыз ету, сенімділікке сынаулар мен есептеулер жүргізу, шаршаулық беріктігі жоғары материалдарды таңдау жолымен құрылым жүйелері элементтерінің шаршауға беріктігін арттыру, құрылымдық кернеу шоғырланғыштарды жою, сондай-ақ құрылым беттерінің өңделу тазалығын жақсарту және қайталау-циклдік жүктелу деңгейін төмендететін құрылымдық жаңалықтар енгізу, қоспаланатын элементтер құрамы мен олардың пропорциясын өзгерту жолымен құрылымдық элементтер материалдарын жетілдіру есебінен жүйе элементтерінің беріктігі ұзақтығын арттыру, үйкелістің, үйкелісетін материалдардың және жағармайлардың сыртқы шарттырын өзгерту жолымен тозуға төзімділігін арттыру және тозуға қарсы диффузиялық қаптауларды қолдану.

Сенімділікті арттырудың технологиялық әдістері болып келесілер табылады:

- жартылай фабрикаттардың, материалдардың, құрамдас бұйымдарды бақылау;
- технологиялық процесстің жетілдірілуі;

- технологиялық процессті және технологиялық қондырғыны бақылау;
- дайындаудан кейін бұйымды толықтай бақылау;
- тасымалдаудың және қаптаудың жаңа заманғы әдістері;
- детальдардың беткі қабатын тығыздау

Сенімділікті арттырудың эксплуатациялық әдістері болып келесілер табылады:

- эксплуатацияға бұйымды ендіру кезінде приработка;
- эксплуатация шарттарын оптимизациялау;
- бас тартуларды іздеудің оптимизациясы;
- бас тартулар туралы статикалық мәліметтерді жинау;
- бас тартуларды болжамдау- параметрлік бас тартуларды;
- диагностика;
- қосымша бөліктермен қамтамасыз ету;
- техникалық қызмет көрсетудің көлемі мен жиелігін анықтау;
- кепілді қызмет көрсету;
- машинаның шекті күйінің дұрыс тағайындалуы.

4.20 Сенімділік көрсеткіштерін есептеу үшін статикалық мәліметтерді өңдеуді автоматтандыру құралдары

Мәліметтерді өңдеудің стандартты статикалық әдістері Excel, Lotus 1-2-3, QuattroPro сияқты электронды кестелердің және жалпы қолданудағы математикалық пакеттерге, мысалы Mathcad, құрамына енгізілген. Заманауи математикалық статистикалық әдістері қолдануға мүмкіндік беретін, арнайы статикалық пакеттер үлкен мүмкіндіктерге ие.

Берілген типтегі терең мамандандырылған бағдарламалардың ішінде құрамында статикалық функциялардың көпшілік түрі: факторлы анализ, тіркеу анализі, кластерлік анализ, көп өлшемді анализ және т.б. функциялары бар, Statistica және STADIA – статикалық бағдарламалар комплексін ерекшелеп айтуға болады. Берілген бағдарламалар алынған нәтижелерді көзбен көруге ыңғайлауға арналған құралдары бар: әр түрлі графиктер, диаграммалар, әр түрлі карталарға мәліметтерді беру.

Қолданушыға статикалық бағдарламалар пакетін анализдеу кезінде статиканың түрлі есептеулерін жүргізуге, оларды анализдеу үшін мәліметтерді түрлендіруге және беруге, сонымен қатар алынған нәтижелерді көрнекі күйде көрсетуге тура келеді. Сондықтан пакеттерді салыстыру үшін статикалық пакетті таңдау кезінде, келесі сипаттамаларға зер салу керек:

- мәліметтерді басқару ыңғайлылығымен (мәліметтерді экспорттау/им-порттау, оларды қайта құрылымдау);
- қол жететін функциялардың әртүрлілігі (статистикалық модульдердің саны);

- графикалық мүмкіншіліктер (енгізілген графиктік редактордың болуы, графиктің жеке элементтерін көрсету мүмкіндігі, графиктерді экспорттау мүмкіндігі).

Бұдан басқа пакетпен жұмыс істеу ыңғайлылығы, оны меңгеру жеңілдігінің (енгізілген көмекші жүйенің болуы, қолдану нұсқамасы, мәліметтерді, есептеу нәтижелерін, кестелер мен графиктерді басқару ыңғайлылығы деңгейі), сонымен қатар есептеулерді жүргізу жылдамдығының мәні зор.

Берілген бөлімде қарастыруға келесілер таңдалды: біздің елге әйгілі STATISTICA бағдарламасы және отандық туынды – STADIA.

STATISTICA пакетін StatSoft (США) компаниясы жасалған. STATISTICA мәліметтерге толық, жан-жақты анализ жүргізуге, анализдің нәтижелерін кесте және график түрінде көрсетуге, істелген жұмыс бойынша автоматты түрде есеп беруге мүмкіндік береді. Жүйе үнемі жаңартылып отырады, оған жаңа модульдер және есептеу процедуралары енгізіледі.

Пакетте әртүрлі статистикалық операциялар жүргізуге мүмкіндік беретін арнайы модульдер саны өте көп.

УБН-600-1 және УНБТ-950 сораптарының ауыстыру бөлшектері мен гидроблогінің істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы

Ауыстыру бөлшегі немесе гидроблок 1-ші немесе 2-ші нұсқамен есептеу кезінде	Ауыстыру бөлшектерінің және гидроблоктың атқаратын жұмыс көлемі кезінде (сағ) істен шықпай жұмыс істеуінің ықтималдылығы сағ.															
	,0	0	00	50	100	200	500	000	500	300	400	0	45	0	50	50
Ауыстыру бөлшегі:					0	0				0,	0,		0,7		0,6	0
Р ₁ (t)-клапан	,999	,998	,993	,992	,982	,964	,933	885	0,	794	0,	14	0,7	05	0,6	,494
Р ₂ (t)- төлке					0	0			0,	0,			0,6		0,5	0
Р ₃ (t)- поршень	,999	,998	,996	,989	,997	,951	,905	841	0,	745	0,	24	0,6	00	0,5	,376
Р ₄ (t)- шток					0	0			0,	0,			0,0		0,0	0
Р ₅ (t)-штоктың тығыздауышы	,999	,996	,989	,905	,745	,500	,255	094	0,	022	0,	03	0,0	00	0,0	,000
Р ₆ (t)-диафрагма	,999	,998	,996	,989	,977	,951	,905	841	0,	745	0,	24	0,6	00	0,5	,376
					0	0			0,	0,			0,0		0,0	0
	,999	,997	,986	,951	,865	,711	,500	289	0,	135	0,	48	0,0	13	0,0	,002
					0	0			0,	0,			0,9		0,9	0
	,999	,999	,998	,998	,997	,995	,993	990	0,	986	0,	80	0,9	74	0,9	,964
Сораптың гидравликалық блогы:																
Есептеудің бірінші нұсқасы:					0	0			0,	4,			3,6		4,2	
УНБ-600-1	,992	,972	,887	,667	,327	,069	,006	0001	0,	5·10 ⁻⁷	0,		·10 ⁻¹⁰	6·10 ⁻¹⁴		
УНБТ-950					0	0			2,	1,			1,8			
Есептеудің екінші нұсқасы:	,994	,977	,918	,685	,346	,086	,005	37·10 ⁻⁴	0,	19·10 ⁻⁶	0,		8·10 ⁻¹³			
УНБ-600-1																
УНБТ-950																

	,995	,986	,938	,883	0	0	,308	,097	017	0,				
					0	0				0,	-		-	
	,997	,993	,959	,896	,729	,480	,236	082		-				

Гидроблоктың қайтарымсыз жұмыс істеу мүмкіндігі келесі мәндер бойынша анықталады:

а) Есептеу сұлбасының бірінші нұсқасы:

- екі поршенді насос үшін $P(t) = P_1^8(t) \cdot P_2^2(t) \cdot P_3^2(t) \cdot P_4^2(t) \cdot P_5^2(t) \cdot P_6(t)$

- үш поршенді насос үшін $P(t) = P_1^6(t) \cdot P_2^2(t) \cdot P_3^2(t) \cdot P_6(t)$

б) есептеу сұлбасының екінші нұсқасы:

- екі поршенді насос үшін $P(t) = P_1(t) \cdot P_3(t) \cdot P_4(t) \cdot P_5(t) \cdot P_6(t)$

- үш поршенді насос үшін $P(t) = P_1(t) \cdot P_3(t) \cdot P_6(t)$

Графиктік мүмкіндіктері: берілген мәліметтердің және нәтижелердің кестелерінен тікелей графиктерді салу мүмкіншіліктері үлкен, мұнда мәліметтердің анализі мен графигі тығыз интегралданған. Жүйенің әр түрлі модулінде графиктерді құруға арналған, алынатын нәтижелердің ерекшелігін ескеретін арнайы құралдар бар.

STADIA пакеті “Информатика және компьютерлер” ҒӨБ-нің туындысы болып табылады және де тиімді және заманауи анализ жасаудың әдістерін ұсынады; сипаттау статистикасы, айырмашылық сынбағалары, санаттық, дисперсиялық, спектралды анализ, сүзгілеу және болжау, қарапайым, көп мағыналы, қадамдық және сызықты емес регрессия, сапаны бақылау әдістері және т.б.

STADIA құрамына толықтай іскерлік графиктің комплексі: функциялар, тәуелділіктер, таралымдар, беттер, болжаулар, үш өлшемдік графиктер, гистограммалар, бағаналы, доңғалақ диаграммалар, дендограммалар, өлшемдердің установкасы, графикалық архив және т.б.

V тарау. ҚҰРЫЛЫМДЫҚ БОЛАТТАРДЫҢ ЖАЛПЫ СИПАТТАМАСЫ ЖӘНЕ ТАҢДАУЫ

5.1 Мұнайгаз сұрыпындағы болаттардың сыныптамасы

Мұнай және газ кәсіпшілігі – өндіруші, тасымалдаушы және өңдеуші жабдықтар үшін жыл сайын әлемнің дамыған елдерінде шығарылатын болаттың 8% шығындалатын, ең металсыйымды салалардың бірі. Болат пен басқа да қорытпаларды бұндай көп тұтыну кезінде оларды оңтайлы пайдаланумен байланысты мәселелердің маңызы мен өзектілігі ерекше.

Әртүрлі пайдалану факторларының жиынтығы қолданылатын болаттардың сыныптары мен маркаларының кең тізімін анықтайды. Болаттарды сыныптау қатарына химиялық құрамы, металдың сапасы, тағайындалуы, құрылымдық-фазалық құрамы кіретін белгілер қатарымен жүргізіледі.

Болаттардың химиялық құрамы көміртек мөлшері және қоспаланатын элементтердің (көміртектен басқа) жиынтық шоғырлануымен регламенттеледі.

Көміртек мөлшері бойынша бөлінеді:

- аз көміртекті болаттар – көміртек мөлшері 0,025-тен 0,25%-ға дейін;
- орташа көміртекті – көміртек мөлшері 0,25-тен 0,55%-ға дейін;
- көп көміртекті – көміртек мөлшері 0,55%-дан асады.

Көміртекті болаттарда арнайы енгізілетін қоспаланатын элементтер болмайды және механикалық қасиеттері негізінен көміртек мөлшеріне тәуелді. Оның шоғырлану өскен сайын болаттың беріктік қасиеттері өседі, бірақ ол кезде пластикалық қасиеттері мен пластикалығын жоғалтады.

Қазіргі кезде өндірісте пайдаланылатын болаттардың механикалық, физикалық және химиялық қасиеттерінің кең кешенін қалыптастыруға, болаттардың құрылымы мен қасиеттерін өзгертетін, оларға әртүрлі элементтерді қоспалау арқасында қол жеткізіледі.

Қоспаланатын элементтердің жиынтық мөлшері бойынша болаттар бөлінеді:

- аз қоспаланған – 2,5%-ға дейін қоспаланған элементтер;
- орташа қоспаланған – 2,5-тен 10%-ға дейін қоспаланған элементтер;
- көп қоспаланған – 10%-дан астам қоспаланған элементтер.

Сапасы бойынша болаттарды сыныптаудың негізінде құрамындағы күкірт және фосфор секілді зиянды қоспалардың, сондай-ақ оттегінің болуы жатады. Күкірт қызылдай сыну құбылысын – ыстықтай өңдеу кезінде жоғары мортықты туындатады. Күкірт болаттарда темір сульфиді түрінде бөлініп, түйірлер шекарасында орналасатын, жеңіл ерігіш эвтектиканы түзеді. Фосфор ферритте ериді де, оны беріктендіреді, сонымен қатар бұл кезде температура төмендеген сайын соққылық тұтқырлық та төмендейді. Фосфордың әрбір 0,01% морттықтың сынбағалық температурасын (T_{50}) 25⁰С арттырады.

Зиянды қоспалардың рауалы шектік мөлшері бойынша болаттар бөлінеді:

- кәдімгі сапалы;

- сапалы;
- жоғары сапалы;
- ерекше жоғары сапалы.

Зиянды қоспалардың азаюы болаттың сапасын жақсартады. Зиянды қоспалардың мөлшерін шарттастыратын, болатты өндіру тәсілдерін құрамындағы зиянды қоспалардың өсуіне тәуелді келесі қатарға орналастыруға болады:

- бессемер конверторында болатты өндіру;
- мартен пештерінде толық емес тотыққан (қайнаулы) болаттарды өндіру;
- оттегі конверторларында (ОК) тыныш (тотыққан) болаттарды өндіру;
- мартен пештерінде (М) тыныш болаттарды өндіру;
- электр доғалық пештерде (Э) болаттарды өндіру.

Соңғы үш топтың болаттары әрі қарай тазартуға – рафиндеуге ұшырайды. Рафиндеу әдістерін тазартылатын қоспалардың түрі бойынша екі топқа бөледі:

1. Синтетикалық қождармен ожауда (СШ) және электр қождық қайта ерітумен (ЭШП) болаттарды рафиндеу - күкірттің, фосфордың және тотықтардың болаттағы мөлшерін азайтатын, ерітілген металды қожбен қосымша өңдеу тәсілдері.

2. Пештен тыс ожауда вакуумдеу (В), вакуумдық-доғалық қайта еріту (ВВ), вакуумдық-индукциялық қайта еріту (ВИ), электрондық-сәулелік қайта еріту (ЭЛ) – болаттардағы еріген газдар мен олармен байланысқан қосылыстардың мөлшерін азайтатын, сұйық болатты вакуумдық өңдеу тәсілдері.

Болаттарды рафиндеу беріктік сипаттамаларына σ_B және пластикалығына δ мен ψ әсер етпейді, бірақ соққылық тұтқырлығы мен суыққа төзімділігін шұғыл арттырады. Сонмен қатар болаттарды рафиндеу тәсілдері олардың бағаларын қымбаттатады.

Кәдімгі сапалы болаттар күкірт пен фосфордың арттырылған мөлшерімен сипатталады (күкірт 0,05%-дан аспайды, фосфор 0,04%-дан аспайды). Бұл механикалық қасиеттерінің шұғыл төмендеуіне және қолдану обылысын, әсіресе төмен температураларда, шектеуге әкеледі. Тағайындалуы мен сапаның кепілденетін сипаттамаларына тәуелді кәдімгі сапалы көміртекті болаттар МЕСТ 380 сәйкес үш топқа бөлінеді:

- А тобы – болат механикалық қасиеттері бойынша жіберіледі және химиялық құрамы бойынша маңызды ауытқулары болуы мүмкін. Бұл болаттардың химиялық құрамы регламенттелмейді, өйткені бұлардан жасалатын бөлшектер термиялық өңдеуге ұшыратылмайды;

- Б тобы – болат химиялық құрамы бойынша жіберіледі. Бұл топтың болаттары механикалық қасиеттерінің қажетті кешеніні алу үшін болашақта әртүрлі термоөңдеулерге ұшырайды;

- В тобы – болат кепілденген талаптармен және химиялық құрамы мен механикалық қасиеттері бойынша жіберіледі. Бұл болаттардың механикалық қасиеттері А тобындағы ұқсас болаттардыкіне, ал химиялық құрамы – Б тобының ұқсас маркаларының нормаларына сәйкес келулері керек.

Сапалы болаттардағы зиянды қоспалардың мөлшерлері маңызды төмен (күкірт пен фосфордың әрқайсысы 0,035%-дан аспайды). Олар металл емес қосындалармен аз ластанған, құрамындағы еріген газдар мөлшері де аз. Сондықтан кәдімгі сапалы болаттармен бірдей мөлшерде көміртекті болғанның өзінде олардың пластикалығы мен тұтқырлығы жоғары, әсіресе төмен температураларда. Сапалы көміртекті болаттар химиялық құрамы мен механикалық қасиеттері бойынша жіберіледі.

Жоғары сапалы болаттарды күкірт пен фосфордың мөлшері және төмендеген (әрқайсысы 0,025%-дан аспайды), бұл олардың бағаларын маңызды арттырады. Көміртекті болаттар жоғары сапалы болып сирек балқытылады. Көміртекті болаттан оттегін шығару үшін тотықсыздандырғыш элементтерді – марганец және кремнийді – енгізеді. Олар бұл топ үшін технологиялық қоспалар болып табылады.

Болатты балқыту кезінде тотықсыздандыру дәрежесіне тәуелді олар *тынышталған* (Si – 0,15-0,35%), *жартылай тынышталған* (Si – 0,05-0,15%) және *қайнаулы* (Si < 0,05%) болулары мүмкін. Тынышталған, жартылай тынышталған және қайнаулы болаттар көміртек мөлшерлері бірдей кезде іс жүзінде бірдей беріктікке ие. Тотықсыздандыру дәрежесі бойынша негізгі айырмашылықтары олардың пластикалығында, ол кремний мөлшерімен шарттастырылған, неғұрлым ол көбейген сайын пластикалығы да артады. Қоспаланған болаттар тек тыныш болып балқытылады.

Тағайындалуы бойынша болаттар келесі топтарға бөлінеді:

- құрылымдық;
- құралдық;
- ерекше қасиетті болаттар.

Құрылымдық болаттар – көміртекті және қоспаланған – мұнай-газ кешенін жасауға арналған негізгі материал болып табылады. Олардың негізгі тағайындалуы қоспаландыру жүйесімен да, термиялық өңдеумен де (егер қарастырылған болса) қалыптасатын, механикалық қасиеттер кешенімен анықталады. Әдетте құрылымдық көміртекті және аз қоспаланған болаттар беріктік қасиеттерін 350-400⁰С аспайтын температураларға дейін жақсы сақтайды.

Құралдық болаттар – көміртекті, қоспаланған және тез кескіш – кескіш құралдарды, өлшеу құралдарын және штамптарды жасауға қолданылады. Бұл топтың болаттарының негізгі сипаттамасы – жоғарғы қаттылығы. Жоғарғы сырғанау жылдамдықтары кезінде қолданылатын болаттар үшін қаттылығымен қатар жоғарғы температуралар кезіндегі беріктік қасиеттерін сақтау қабілетінің де маңызы зор.

Ерекше қасиетті қоспаланған болаттар жегідеге төзімділікті, ыстыққа төзімділікті, ыстыққа қарсылықты және жылуға тұрақтылықты қамтамасыз етуге арналған.

Негізгі белгілері бойынша болаттардың жалпы сыныптамасы 5.1-кестеде көрсетілген.

Болаттарды маркілеу әріптік-цифрлық жүйеге негізделген және болаттардың әртүрлі топтары үшін жасалған стандарттар қатарымен регламенттеледі. Болаттарды маркілеу кезінде көрсетілетін негізгі сипаттамасы химиялық құрамы болып табылады. Бұдан басқа болаттың маркасы бойынша оның тағайындалуын, балқыту және тотықсыздандыру тәсілін, сондай-ақ сапа параметрлерін анықтауға болады.

Кәдімгі сапалы құрылымдық көміртекті болат (МЕСТ 380) Ст әріптерімен және болаттағы көміртек мөлшерін ондық пайызбен көрсететін, 1-ден 6-ға дейінгі цифрлармен маркіленеді. Бұл сыныптың болаттары МЕСТ 380 сәйкес тағайындалуы мен кепілдендірілген сапалық сипаттамаларына тәуелді үш топқа – А, Б және В – бөлінеді. Б және В әріптері болаттың белгісінің алдында қойылады және ретіне сәйкес әлде химиялық құрамы бойынша, әлде механикалық қасиеттері мен химиялық құрамы бойынша топтың сапасын анықтайды. А тобы белгілеу кезінде қолданылмайды.

Болаттың тотығу дәрежесі белгілеуде құрамындағы көміртегінен кейін көрсетіледі. Егер болат қайнаушы болса - цифрден кейін **кп**, жартылай тынышталғанға – **пс**, тынышталғанға – **сп** әріптері қойылады. Кәдімгі сапалы көміртекті болаттарды конверторлық әдіспен өндіреді.

Бұл топтың болаттарының ең кең қолданылатыны Ст3сп сияқты толық тотыққан – тыныштықтағы болаттар. Одан сәл аз қолданылатыны Ст2сп. Қайнаушы, нашар тотыққан (мысалы, Ст2кп және Ст3кп), сондай-ақ аралық дәрежеде тотыққан – жартылай тынышталған (мысалы, Ст2пс және Ст3пс) болаттар арзан болып келеді.

Қайнаушылар 15-20%-ға, жартылай тынышталғандар 6-8% арзан. Олар беріктігі жағынан тынышталған болаттардан кем емес, бірақ қауіпсіз пайдалану температурасы обылысы тар, сондықтан жауапты пісіру құрылымдарында қолданылмайды. Құрамындағы көміртегі 0,30% аспайтын тынышталған құрылымдық көміртекті болаттар пісірудің барлық түрлерімен жақсы пісіріледі.

Кәдімгі сапалы көміртекті (жалпы құрылыстық) болаттардың химиялық құрамы мен қасиеттері 2п-қосымшасында келтірілген.

Көміртекті құрылымдық сапалы болаттар (МЕСТ 1050) құрамындағы көміртегін пайыздың жүздік үлесімен көрсететін 05-тен 85-ке дейінгі екі цифрмен белгіленеді. Егер болат қайнаушы болса, цифрдан кейін **кп**, жартылай тынышталған болса – **пс** әріптерін қояды. Бұл болаттар алдындағы топтағы болаттардан қасиеттер кешенінің жоғарылығымен, әсіресе тұтқырлығымен, және төмен температураларда пайдаланылу мүмкіншілігімен ерекшеленеді.

Әртүрлі машина бөлшектерін жасауға пайдаланылады және ыстықтай созылған және иленген қалыңдығы 250 мм дейінгі сұрыпты прокат түрінде шығарылады.

Бұл топтан мыналарды атауға болады:

- *төмен көміртектенген құрылымдық сапалы болаттар*, ыстықтай созылған немесе қалпына келген күйінде пісірілетін құрылымдар үшін қолданылады (мысалы, 08, 10, 15, 20 болаттары). Олар жылу алмастырғыштар корпусын, жоғары қысымдық өндірістік құбырөткізгіштерді, жұмыс

температурасы -40°C -ден $+475^{\circ}\text{C}$ -ге дейінгі кішігірім ыдыстар мен аппараттардың корпустарын жасауға пайдаланылады.

- орташа көміртектенген құрылымдық сапалы болаттар, жоғары беріктікті, кейбір жағдайларда жоғары тұтқырлықты да қажет ететін бөлшектерді жасау үшін шыныққан-жасытылған, әлде қалпына келтірілген күйінде қолданылады (мысалы, 30, 35, 40, 45, 50 болаттары).

Шығыр серіппелерін, ұршықтарды, сорап штангасының жалғастырғыштарын, сорап, компрессор, ротор біліктерін, лай сораптарының штоктарын, ұршық оқшантайы мен өтпе тетіктерін, жұмыс және бұрғылау құбырларының аудармаларын, тізбектік қашау корпусын, бұрғылау шығырларының фиксаторлары мен шпонкаларын жасауға пайдаланылады.

Жергілікті және беттік шынықтырудан кейін беті жоғары тозуға шыдамдылықты талап ететін бөлшектерді жасауға қолданылады. Орташа көміртектенген құрылымдық сапалы болаттардың химиялық құрамы мен қасиеттері 7-қосымшасында келтірілген.

5.1-кесте

Болаттардың сыныптамасы

Көмірт егінің шамасы	Қоспаланған элементтердің шамасы	Болаттың құрылымдық сыныбы (қалпына келгеннен кейін)	Сапасы	Тағайындалуы
1	2	3	4	5
Төмен көміртектенген (0,025-0,25%)	қоспаланбаған	ферритті, ферритті-перлитті	К әдімгі сапалы	Көміртекті құрылымдық: -құрылысқа -қазандыққа -пісірілетін құрылымдар үшін
	төмен қоспаланған (2,5% дейін)	ферритті-перлитті	сапалы	Қоспаланған құрылымдық: -пісірілетін құрылымдар үшін -машина жасауға (жылулық беріктендірілетін)
	орташа қоспаланған (2,5-10,0%)	ферритті, ферритті-мартенситті	сапалы жоғары сапалы	Қоспаланған құрылымдық: -жылуға төзімді -жегіге төзімді
	жоғары қоспаланған (10% астам)	ферритті, аустенитті, мартенситті,	сапалы жоғары сапалы	Ерекше қасиетті: -жегіге төзімді -ыстыққа төзімді

		аралас	аса жоғары сапалы	-ыстыққа берік
Орташа көміртектенген (0,25-0,55%)	қоспаланбаған	перлитті	К әдімгі сапалы	Көміртекті құрылымдық. -машина жасауға
	төмен қоспаланған (2,5% дейін)	перлитті	аса сапалы	Қоспаланған құрылымдық: -машина жасауға (жылулық беріктендірілетін) -рессорлық-серіппелік -штампытық
	орташа қоспаланған (2,5-10,0%)	перлитті, мартенситті	жоғары сапалы	
	жоғары қоспаланған (10% астам)	мартенситті, мартенситті-аустенитті	аса жоғары сапалы	
			аса жоғары сапалы	
Жоғары көміртектенген (>0,55%)	қоспаланбаған	мартенситті	аса жоғары сапалы	Көміртекті құрылымдық. Көміртекті құралдық: -өлшеу құралдары үшін -штампытық

5.1-кестенің жалғасы

1	2	3	4	5
	орташа қоспаланған (2,5-10,0%)		аса жоғары сапалы	Қоспаланған құралдық
	жоғары қоспаланған (10% астам)	мартенситті-аустенитті-карбидті		Тез кесуші

- құрамындағы көміртегі 0,55-тан 0,85%-ға дейінгі жоғары көміртектенген құрылымдық сапалы болаттар жоғары беріктігі мен тозуға төзімділігімен қатар жақсы серпімділік қасиеттерін сақтау талап етілетін жағдайларда жиі қоданылады (мысалы, 60, 70, 75, 85 болаттар). Талап етілетін қасиеттер кешеніне 820-840⁰С шынықтырумен және 550-650⁰С жоғары жасытумен қол жеткізіледі. Бұлар жылжымалы құрамның бөлшектерін, рессорларды, серіппелерді, амортизаторларды жасауда пайдаланылады.

Қоспаланған құрылымдық болаттар төмен көміртектенген, төмен және орташа қоспаланған болаттарға жатады. Олардың белгіленуіндегі алдыңғы екі цифр пайыздың жүздік үлесімен құрамындағы көміртегін сипаттайды, бұл цифрлардың оң жағындағы әріптер болатқа қоспаланған элементтерді көрсетеді (1.2-кесте).

Егер құрамындағы қоспаланған элемент мөлшері 1,5%-дан асса, онда сәйкес әріптерден кейін **2** және одан жоғары цифрлармен белгіленеді. Мұнай-газ саласында жауапты құрылымдарды жасауға болаттың 09Г2, 16ГС, 17ГС, 17Г1С, 09Г2С, 15ГФ, 10ХСНД маркалары көп қолданыс тапты. Бұл болаттарға негізгі қоспаланатын элементтер кремний мен марганец. Олар тұтқырлығы мен беріктігін арттырады. Басқа қоспаланатын элементтер арнайы қасиеттерді беру үшін қосылады.

Бұл топтың болаттарын құрылымдық белгілері бойынша былай бөлуге болады:

- ферритті-перлиті құрылымды төмен қоспаланған болаттар – термиялық өңдеусіз алынған немесе термиялық өңдеу нәтижесінде қалыптасқан;
- ферритті-бейнитті құрылымды төмен қоспаланған болаттар – шынықтыру және жасыту режимдері бойынша термиялық өңдеу нәтижесінде алынған;
- бейнитті құрылымды төмен қоспаланған болаттар – шынықтыру мен жасытудан кейін алынған.

Қоспаланған құрылымдық машина жасауға арналып жалпы тағайындалған болаттарға (МЕСТ 4543) төмен және орташа көміртектенген болаттар жатады. Белгіленуінің алдыңғы топтардан айырмашылығы жоқ. Егер болат жоғары сапалы болса, онда белгілеудің соңында **А** әріпі болады.

Бұл топтың болаттары әртүрлі машиналар мен механизмдер жұмыс істейтін пайдалану шарттарының кең спектрін қамтамасыз ету үшін пайдаланылады, талап етілетін қасиеттер кешенін қамтамасыз ету үшін химиялық құрамы әртүрлі болады және өңдеу технологиясы да түрлі болады. Қажет етілетін қасиеттер кешенін қамтамасыз ету технологиясы бойынша машина жасау болаттарын термиялық өңделген (термиялық жақсартылған), цементелетін және азотталатын деп бөлуге болады.

5.2-кесте

Болаттарға қоспаланатын элементтердің белгіленуі

Элем ент	Симв олы	Белгі ленуі	Элем ент	Симв олы	Белгі ленуі
Азот	N	А	Марга нец	Mn	Г
Алюм иний	Al	Ю	Мыс	Cu	Д
Берил лий	Be	Л	Моли бден	Mo	М
Бор	B	Р	Никел ь	Ni	Н

Ванадий	V	Ф	Ниобий	Nb	Б
Висмут	Bi	Ви	Сирек элементтер	-	Ч
Вольфрам	W	В			
Галий	Ga	Гл	Титан	Ti	Т
Кадмий	Cd	Кд	Көміртек	C	У
Кобальт	Co	К	Фосфор	P	П
Кремний	Si	С	Хром	Cr	Х
Магний	Mg	Ш	Цирконий	Zr	Ц

15Х, 20Х, 15Н2М, 12Х2НА маркалы төмен көміртектенген қоспаланған құрылымдық болаттар үйкелісе тозу шартында, айнымалы таңбалы күшсалмақ кезінде жұмыс істейтін, ауыр жүктелген бөлшектер үшін қолданылады және қаттылығын арттыру үшін беттік қабатын цементтейді. Бұл болаттардан жауапты бөлшектер – тісті доңғалақтар, өстер, поршень саусақтары – жасалады. Бұл топшаның құрамындағы көміртек мөлшері 0,20%-дан аспайды, негізгі қоспаланатын элемент – хром.

Термиялық өңделген күйде (көбіне шынықтыру мен жоғары жасытудан кейін) қолданылатын, орташа көміртектенген қоспаланған құрылымдық болаттардың беріктігі, пластикалығы жоғары, шыдамдылық шегі биік, жасыту морттығына сезімділігі азайған, жақсы күйдіріледі. Олардың құрамына 0,30%-дан 0,50%-ға дейінгі көміртек болуы тән және қоспалану жүйесінің ауқымы да кең (30Х, 40Х, 25ХГМ, 40ХН, 30ХГТ типті болаттар). Бұлар жүктелетін көлік механизмдерінің біліктерін, тісті біріктіру жалғастырғыштарын, төлкелі-роликті шынжыр роликтерін, өстерін және жоғарылатылған беріктік және тұтқырлық талаптары қойылатын, дірілдік және динамикалық күшсалмақтарға ұшырайтын, басқа да жауапты бөлшектерін жасау үшін қолданылады.

Ауыр жүктелген, жауапты бөлшектер (эртүрлі серпімді элементтер, сораптарға арналған жүктелген серіппелер, сақтандыру клапандары және т.б.) үшін құрамындағы көміртегі 0,50-0,70% қоспаланған құрылымдық болаттар (60С2, 55Г, 50ХГ, 50ХФА) термиялық өңделген күйде қолданылады. Бұндай болаттардың механикалық қасиеттеріне қойылатын негізгі талаптар: серпімділік шегінің жоғарғы мәндерін қамтамасыз ету, жоғарғы шаршаулық беріктік және +350⁰С-ге дейінгі жұмыс температураларында қирауға қарсыласу.

Жылуға төзімді болаттар (МЕСТ 20072) ерекше қасиетті төмен және орташа қоспаланған болаттарға жатады. Бұл топтың болаттарының белгіленуі қоспаланған құрылымдық болаттардың белгіленулерімен ұқсас. Бұлар құрамындағы көміртегі 0,08-0,15% (кейде оны 0,2-0,3% дейін көтереді), хроммен, молибденмен және ванадиймен қоспаланған, құрамындағы қоспаланған элементтері 3-5% төмен көміртектенген болаттар, мысалы 12МХ,

12Х1МФ, 18Х3МВ, 20Х1М1ФТР. Жоғарылатылған температураларды бұл болаттардың беріктігін сақтауы қатты ерітіндіні хроммен, бастысы молибденмен қоспалаумен, сондай-ақ еруі қиын карбидтердің болуымен түсіндіріледі. Мұнай-газ кешенінде негізгі қолданылу обылысы – қысым астында 510-540⁰С дейінгі температурада жұмыс істейтін, ыдыстар мен аппараттардың корпустары.

Ыстыққа төзімді, ыстыққа берік және жегілдеге төзімді болаттар (МЕСТ 5632) тағайындалуы мен жұмыс қасиеттеріне талаптарға тәуелді түрлі жүйелі қоспаланған төмен көміртектенген жоғары қоспаланған болаттар тобына жатады. Бұл топтағы бүкіл болаттар да қоспаланған құрылымдық болаттар секілді белгіленеді. Бұл топтың негізгі қоспаланушы элементтері никель мен хром болып табылады.

5.2 Бұрғылау жабдықтарына арналған машина жасау болаттары

Механикалық қасиеттері мен технологиялық сипаттамаларын анықтайтын, химиялық құрамына тәуелді құрылымдық машина жасау болаттары бірнеше топтарға бөлінеді:

- орташа көміртектенген қоспаланбаған;
- орташа көміртектенген төмен қоспаланған құрамындағы қоспаланатын элементтер мөлшері 2,5%-ға дейін;
- орташа көміртектенген орташа қоспаланған құрамындағы қоспаланатын элементтер мөлшері 6,5%-ға дейін;
- төмен көміртектенген төмен қоспаланған;
- төмен көміртектенген орташа қоспаланған болаттар.

Қажетті қасиеттер кешенін алу үшін құрылымдық машина жасау болаттары өңдеудің әрқилы түрлеріне ұшырайды. Өңдеудің әрбір түрінің орташа көміртектенген төмен қоспаланған болаттарға әсерлері 1.3-кестеде, ал сондай мәліметтер төмен және орташы көміртектенген төмен және орташа қоспаланған болаттар үшін 1.4-кестеде келтірілген.

Орташа көміртектенген қоспаланбаған болаттар. Орташа көміртектендірілген болаттардың құрамында 0,3-тен 0,5%-ға дейін көміртек болады. Бұл топтың кейбір болаттары құрамында марганецтің артырылған шамасы болуы мүмкін. Кейбір орташа көміртектенген болаттардың қасиеттері 7-қосымшадағы кестеде көрсетілген.

Бұл болаттарды термиялық өңдемей қолдану тиімді емес, өйткені термиялық өңделмеген болаттың беріктігінің төмен көміртектенген және төмен қоспаланған болаттардікінен айырмашылығы жоқ, тіпті құрамында көміртегінің жоғарылығынан соққылық тұтқырлығы төмендеу.

Бұл болаттар үшін термоөңдеу ретінде, жоғарылатылған беріктік пен тұтқырлықты қатар беретін, жоғары жасытулы шынықтыру ұсынылады. Орташа көміртектенген болаттарды қолдану ерекшеліктері:

- болаттарды шынықтыру кезінде жоғары жылдамдықты суыту (суда суыту) талап етіледі, бұндай суытуды күрделі пішінді бұйымдарды қолдануды үгітілу мен шынықтырулық шытынаудың пайда болу мүмкіндігі шектейді;

- болаттардың күйдірілгіштігі үлкен емес - 10-12 мм, яғни көлденең қимасы үлкен бұйымның ортасы шынықтырылмай қалады.

Беріктік қасиеттерін және күйдірілу тереңдігін жақсарту үшін орташа көміртектенген болаттарға марганец қосады, ол күйдірілгіштікті 15-18 мм дейін өсіреді және ірі емес бұйымдарды майда, ал ірілерін – суда суытады.

Бұл болаттарды аз күшсалмақтанатын – білікше, майда тістегершіктер, төлке, саусақ және с.с. типтегі бөлшектерді, сондай-ақ ЖЖТ (ТВЧ) қыздырылып немесе төменгі жасытулы басқа әдістермен шынықтырлатын бөлшектерді жасауға қолданады.

Орташа көміртектенген төмен қоспаланған болаттар. Бұл топ болаттарының беріктік қасиеттерін артыруға қоспаланатын компоненттерді (хром мен никель) енгізу және термоөңдеумен қол жеткізіледі. Хромды енгізу болаттың беріктігін, никельді енгізу – тұтқырлығын арттырады. Бұдан басқа хром мен никель, аустенитте еріп, оның тұрақтылығын арттырады және шынықтыру кезінде суытудың сынбағалық жылдамдығын төмендетеді, бұл бөлшекті майда шынықтыруға, соның есебінен термиялық өңдеу кезінде бұйымның үгітілуін азайтуға және болаттардың күйдірілгіштігін 30 мм дейін арттыруға мүмкіндік береді.

5.3-кесте

Орташа көміртектенген қоспаланбаған болаттардың қасиеттерін арттыру әдістері

Өңдеу	Қасиеттері					
	Бе ріктігі	П ластик- калығы	Тұтқы р-лығы және шытынауға төзімділігі	С уыққа төзім- ділігі	Т озуға төзім- ділігі	Ци кндік беріктігі
Термиялық немесе изотермиялық	+	+	+	+	+	+
Термомеханика лық	+	-	-	-	-	-
Түйірлерін майдалау	-	+	+	+	-	+
Пластикалық деформация	+	-	-	-	+	+
Зиянды қоспалар мөлшерін төмендету	-	-	+	+	-	+

Орташа көміртектенген төмен қоспаланған болаттар тобына сондай-ақ таза хромды орташа көміртектенген болаттарды да жатқызады. Бұл болаттарда никельдің болмауы олардың күйдірілгіштігінің төмендеуі (15 мм дейін)

көрсетеді. Кейде хром-никельді болаттардағы никельді ішінара марганецпен ауыстырады (38ХГН болаты). Бұл кезде болаттың күйдірілгіштігі сақталады, бірақ суыққа төзімділігі хром-никельділерден төмен. Соған байланысты орташа көміртектенген хром-никельді болаттар жоғары жасытудан кейін жасытулық морттыққа бейім, олар әлде майда, әлде тіпті суда шапшаң суытуды талап етеді. Қималар өзгертін жерлерде және кернеулер шоғырландырушыларда үгітілулер мен шынықтыру шытынаулары пайда болу мүмкіндігі себебінен, бұндай болаттарды ұзын және күрделі пішінді бөлшектер жасамаған жөн. Сондықтан орташа көміртектенген хром-никельді болаттар ұзындығы үлкен емес қарапайым пішінді бұйымдарды (өстерді, саусақтарды, білікшелерді және т.с.с.) жасау үшін пайдаланылады.

Орташа көміртектенген төмен қоспаланған болаттардың негізгі маркалары 8-қосымшаның кестесінде, ал тағайындалуы 9-қосымшаның кестесінде келтірілген.

Орташа көміртектенген орташа қоспаланған болаттар. Бұл топ болаттарының негізгі қоспаланатын элементтері хром және никель болып табылады. Қосымша элементтері молибден, кейбір жағдайларда ванадий болып табылады.

Күйдірілгіштігін және қималары үлкейтілген бұйымдарды жасау мүмкіндігін арттыру үшін болатқа никельдің, ал кейде хромның да арттырылған мөлшері енгізіледі. Молибден негізінен жоғары жасытудан кейін суыту кезінде жасытулық морттыққа бейімдігін төмендету үшін енгізіледі. Бұдан басқа молибден шынықтыруға қыздыру кезінде түйіршіктің өсуін шектеуге септігін тигізеді. Болатқа ванадийді енгізу қосымша майдаланған түйірлер алуға және жасыту температурасына тәуелді тұтқырлықты немесе беріктікті азғана арттыруға мүмкіндік береді.

5.4-кесте

Төмен және орташы көміртектенген төмен және орташа қоспаланған болаттардың қасиеттерін арттыру әдістері

Өңдеу	Қасиеттері									
	Беріктігі	Пластикалығы	Тұтқырлығы және шытынауға төзімділігі	Ыстыққа беріктігі	Суыққа төзімділігі	Күйдірілгіштігі	Жегіге төзімділігі	Тозуға төзімділігі	Циклдік беріктігі	Жасыту морттығы
Термиялық немесе изотермиялық			+							
Термомеханикалық			-							
Түйірлерін майдалау			+							

Ескіру				-						
Пластикалық деформация				-						
Беттік ХТӨ				-						
Қоспалау				+						
Зиянды қоспалар мөлшерін төмендету				+						

Беріктігін арттыру үшін хром-никельді болатты марганецпен және кремниймен қоспалайды. Беріктігі жоғары хром-никель-марганецті болат (38ХГСНА) шынықтырудан және жоғары емес жасытудан немесе жасытулы изотермиялық шынықтырудан кейін қолданылады.

Бұл топ болаттарының қасиеттерінің сипаттамасы 10-қосымшасының кестесінде келтірілген.

Төмен көміртектенген төмен және орташа қоспаланған болаттар. Төмен көміртектенген болаттардың негізгі қоспаланатын элементтері, шынықтырылғыштығы мен күйдірілгіштігін қамтамасыз ететін, тағы да хром мен никель болып табылады. Бұл топ болаттарынан жасалған бұйымдар әдетте цементтеуге – термоөңдеуден кейін жоғары қаттылықты және жоғары емес тұтқырлықты жоғары көміртектенген қабатты жасауға – ұшырайды. Бұл кезде беттік қабаттың астындағы бұйымның негізгі бөлігі термоөңдеуден кейін жоғары тұтқырлықты төмен көміртектенген болып қала береді.

Беріктік пен тұтқырлықтың бұлай үйлесуі үйкелуші беттердің тозуға төзімділігінің жоғарылығын, шаршауға қарсылығының жоғарылығын және сонымен қатар өзегінің тұтқырлығы есебінен динамикалық күшсалмақтар әсеріне жақсы қарсыласуын қамтамасыз етеді. Бұйымнан бетінің жоғары тозуға төзімділігі талап етілмеген, ал өте жоғары тұтқырлық, кернеу шоғырландырушылары бар кезде динамикалық күшсалмақтар әсеріне төмен сезімталдық талап етілген жағдайларда, алдын-ала цементтелмеген шынықтырылып жасытылған төмен көміртектенген-ендірілген қоспаланған болаттар қолданады. Егер бұл кезде болатты төмен жасытумен (180-250⁰С) шынықтырылған болса, онда жоғары беріктік пен жақсы тұтқырлық алуға болады.

Бұл топқа таза хромдалған болаттар (15ХА, 20Х), хром-ванадийлі болаттар (15ХФ, 20ХФА) және хром-молибденді болаттар (15ХМ, 20ХМА) жатады. Бірақ бұл болаттардың күйдірілгіштігі үлкен емес, беріктігі жоғарырақ. Хром-ванадийлі және хром-молибденді болаттар соларға ұқсас хромдалған болаттардан жоғарырақ тұтқырлығымен ерекшеленеді.

Төмен көміртектенген қоспаланған машина жасау болаттарының сипаттамалары 11-қосымшасының кестесінде келтірілген.

Төмен көміртектенген қоспаланған болаттардан жасалған цементтелген бөлшектерді екі қайтара шынықтыруға ұшыратады. Бірінші шынықтыру цементтелмеген өзектегі металды қайта кристалдау үшін, цементтеу кезінде өзектегі өскен түйірлерді майдалау үшін және құрамындағы көміртегінің

аздығынан жоғары сынбағалық температураға ие, өзекті шынықтыру үшін жоғарырақ температураға қыздырумен жүргізіледі. Екінші шынықтыру цементтелген қабатта «қызып кетпеген» мартенситті алу үшін, жоғары көміртектенген цементтелген қабаттың сынбағалық температурасына жауапты, төменірек температураға қыздырумен жүргізіледі. Цементтелген қабаттың тұтқырлығын біршама арттыруға мүмкіндік беретін, 180-200⁰С төмен жасыту термиялық өңдеудің ақырғы операциясы болып табылады. Төмен көміртектенген цементтелетін болаттардың тағайындалуы мен негізгі сипаттамалары 12-қосымша кестесінде келтірілген. Бұрғылау және мұнай-газ жабдықтарын жасауда пайдаланылатын болаттардың механикалық қасиеттері мен қолданылу обылыстары 13-қосымша кестесінде келтірілген.

5.3 Бұрғылау жабдықтарына арналған машина жасау болаттарын таңдау және тағайындалу бойынша негізгі ережелері

Газ-мұнай саласының құрылымдары, әсіресе бұрғылау жабдықтары үшін материал таңдау кезінде, сыныптамасы 5.1-суретте [43] көрсетілген, пайдалану процесінде жұмысқабілетін жоғалту себептерінің мүмкіндіктерін ескеру қажет. Сыныптаманың негізі келесі алғышарттарға қаланған:

- күштік жүктемелеу, қажалу жегі нәтижесінде бөлшектер өзінің жұмысқабілетін жоғалтады;
- болаттардың механикалық қасиетін тозуға төзімділігі анықтайды;
- сыртқы күштік жүктемелеудің әртүрлі шарттарында тозуды, жегіні және қирауды біріктіріп есепке алу қажет.

Құрылымдық болатты дұрыс таңдау жабдық жұмысының сенімділігін және экологиялық қауіпсіздігін қамтамасыз етуге мүмкіндік береді [45].

Жоғары жүктелген бұйымдар үшін болаттарды таңдау кезіндегі негізгі ережелер:

1. Жұмыс режимімен шарттастырылған бөлшектің кернеулік-деформациялық күйі (бетінже тозу белгісінің болуы және оның сипаттамасы, күшсалмақ түсірілуінің циклділігі, иілу, бұралу және т.б.). күшсалмақтау шарттарына және қажетті шыдам мерзіміне байланысты беттік беріктендіру түрлері – цементтеу, азоттау, беттік шынықтыру, беттік деформация өңдеулері және т.б. – таңдалады.

2. Бұйымның көлденең қимасының өлшемі бойынша күйдірілгіштікке, онымен шарттастырылған беттік қабат беріктігіне және бұйым өзегінің талап етілетін қасиеттеріне ие болаттар тобы анықталады.

3. Белгіленген күйдірілгіштігі бойынша таңдалған болаттар тобынан, талап етілетін механикалық қасиеттерді қамтамасыз ететін, болат таңдалады.

4. Күйдірілгіштігі және механикалық қасиеттері бойынша талаптарды қанағаттандыратын болаттардан белгілі сынбағаларға – ең аз қоспаланған, яғни арзандау, бүтіндей алғанда бөлшектің немесе бұйымның ең кіші өлшемдерін қамтамасыз ететін және т.б. – жауапты болаттар таңдалып алынады.

5. Егер суда суытумен шынықтыруда үгітілуге бейім, күрделі пішінді бұйым кезінде, сондай-ақ шынықтыру шытынаулары пайда болуы мүмкін, қимасының шұғыл өтулері, ойықтары, тесіктері және басқа шоғырландырушылары бар болса, онда бұл жағдайларда майда, ал кейде ауада шынықтырылатын болаттарға басымдық беріледі.

Жабдықты жобалау және жасау тәжірибесінде керекті маркілі болат жоқ болса, оны механикалық және басқа қасиеттері бойынша жақын, болаттың басқа маркасымен ауыстырады (бөлшекті пайдалану және термо өңдеу шарттарын ескере).

Құрылымдық болаттардың сапалы маркаларын өзара ауыстыру нұсқалары 5.5-кестеде, ал қоспаланғандардікі – 5.6-кестеде келтірілген.

5.3.1 Беріктігі жоғары цементтелмеген жақсартылатын болаттарды таңдауға ұсыныстар

Бұрғылау тереңдігінің өсуі және ұңғыманы өткізуді қарқындату процесі күштік жүктеменің өсуіне, жұмыс режимінің күрделенуіне және жабдықтың тасушы элементтерінің ресурсының төмендеуіне әкеледі. Бөлшектердің шыдам мерзімін өсіру үшін беттік беріктендіруді (цементеуді және басқа химиялық-термиялық өңдеу әдістерін, беттік шынықтыруды, арматорлауды және басқаларды) кеңінен қолданады.

5.5-кесте

Сапалы маркілі құрылымдық болаттардың өзара ауыстырылуы

Болаттың негізгі маркілері	8	0	5	0	5	5	0	5	0Г	0Г
Ауыстырушы болаттар маркілері	0;	8;	0;	5;	0;	0;	5;	0;	5;	0;
	5	5	0;	5;	0;	0;	5;	0Г;	5;	0Г
			т3	5Г;	0Г;	0Г;	0Г;	т6	0Г	
				0Г;	т4	т5	т6			
				т3						

5.6-кесте

Қоспаланған сапалы маркілі құрылымдық болаттардың өзара ауыстырылуы

Болаттың негізгі маркалары	1 5X	3 0X	3 5X	4 0X	4 5X	12 XH2A	12 XH3A
Ауыстырушы болаттар маркалары	1 5; 1 5Г; 2 0X; 2 0XГ	3 0; 3 0Г; 2 0X; 3 5X; 2 0XГ	3 5; 3 0X; 4 0X	4 0; 4 0Г; 3 5X; 4 5X	4 0X	15 X; 20 XГ	12 X; 12 XH2A; 20 XHA

5.7-кесте

Сапалы маркалы құрылымдық болаттардың өзара ауыстырылуы

Болаттың негізгі маркалары	8	0	5	0	5	5	0	5	0Г	0Г
Ауыстырушы болаттар маркалары	0; 5	8; 5	0; 0; т3	5; 5; 5Г; 0Г; т3	0; 0; 0Г; т4	0; 0; 0Г; т5	5; 5; 0Г; т6	0; 0Г; т6	5; 5; 0Г	0; 0Г

5.8-кесте

Қоспаланған сапалы маркалы құрылымдық болаттардың өзара ауыстырылуы

Болаттың негізгі маркалары	1 5X	3 0X	3 5X	4 0X	4 5X	12 XH2A	12 XH3A
Ауыстырушы болаттар маркалары	1 5; 1 5Г; 2 0X; 2 0XГ	3 0; 3 0Г; 2 0X; 3 5X; 2 0XГ	3 5; 3 0X; 4 0X	4 0; 4 0Г; 3 5X; 4 5X	4 0X	15 X; 20 XГ	12 X; 12 XH2A; 20 XHA

Цементеуге тісті дөңгелектердің ауыр жүктелген тістерін, бұрғылау қашауларының шарошкалық тістерін, бұрғылау сораптарының клапандарын және т.с.с. ұшыратады.

Цементтеу процесінің кемшіліктері ұзақ уақытқа созылатыны, сондай-ақ, ең бастысы, цементтелген қабаттың тереңдігіне болат құрамының және құрылымының әркелкілігі. Бөлшектің бетінде көміртек 1,0-1,1% құрайды және бетте қаттылығы мен тозуға төзімділігі жоғары мартенсит+цементит құрылымы пайда болады. Тереңдік өскен сайын көміртек шоғырлануы тұтқыр құрылымды болаттағы бастапқы шамаға дейін төмендейді. Жұмыс процесінде цементтелген қабат қажалады және көміртегі аз қабат ашылған сайын қажалу процесі қарқыны өседі, бөлшек ресурсы кемиді.

Сондықтан шынықтырылған болат қабатының көлденең қимасына оның құрылымының, химиялық құрамының және қасиеттерінің тұрақтылық талаптары цементтелетін болаттарды беріктігі жоғары цементтелмегендермен ауыстырудың тиімділігін көрсетеді. И.М.Губкин атындағы мұнай және газ РМУ металл танушылары Д5ХН2МФА-Ш (шартты белгіленуі Д5) және Д7ХНФ-Ш (шартты белгіленуі Д7) беріктігі жоғары цементтелмеген болаттарды жасап шығарды [11].

Бұрғылау қашауларын жасауда қолданылатын Д5, Д7 беріктігі жоғары болаттардың және цементтелетін 16ХН3МА-Ш болатының химиялық құрамы 1.9-кестеде келтірілген. Электрқождық қайта балқытуға ұшыратылған бұл болаттар ыстық пластикалық деформация әдістерімен (илеумен, прокаттаумен және штамптаумен) жақсы өңделгіштікке ие.

5.9 -кесте

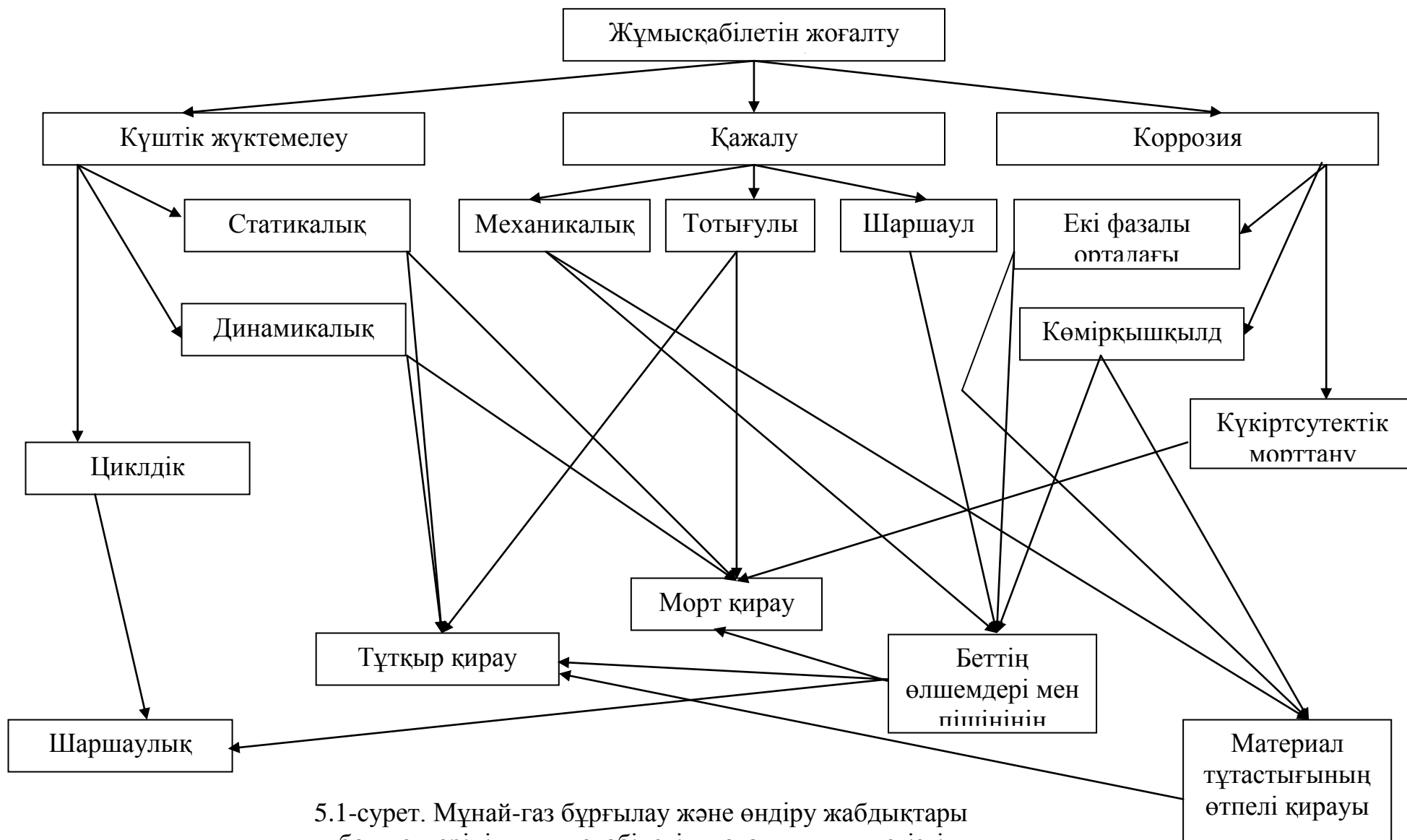
Беріктігі жоғары Д5, Д7 және 16ХН3МА-Ш болаттарының химиялық құрамы

Болат	Құрамындағы элементтер, %								
		п	і	г	і	о			
16ХН3МА-Ш	,15	,45	,16	,72	,5	,28		,015	,010
Д7ХНФ-Ш (Д7)	,74	,29	,16	,59	,4		,23	,011	,010
Д5ХН2МФА- Ш (Д5)	,47	,68	,33	,95	,4	,26	,19	,015	,010

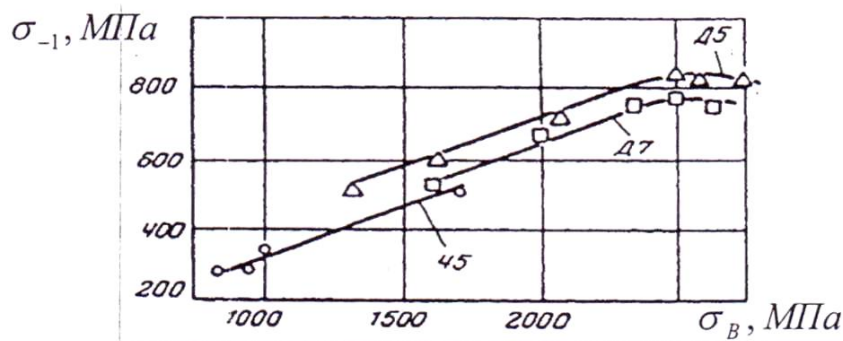
Д5 болатының құрамындағы 0,5% көміртек, 0,7-1,0% хром және 2,0-1,5% никель деформациялық өңдеумен бірге болаттың беріктік сипаттамаларын оның жоғары пластикалығымен бірге өсіруге мүмкіндік береді. Жасытулық морттығын төмендету, беріктігі мен жылуға төзімділігін арттыру үшін болат 0,2-

0,3% молибденмен қоспаланады. Болаттың қызуға төзімділігіне 0,1-0,2% ванадий қоспаланып қол жеткізіледі.

5.10-кестеде салыстыру үшін электрқождық қайта балқыту әдісімен рафинатталған цементтелетін сапалы қоспаланған 16ХНЗМА-Ш болатының қасиеттері көрсетілген. 5.3-суретте Д5, Д7 және 45 болаттарының төзімділік шектерінің олардың беріктік шектеріне тәуелділіктері көрсетілген. Суреттен көретініміздей, Д5 болатының механикалық қасиеттері Д7-ден жақсы және цементтелетін 45 болатыныкінен маңызды басымдылықта.



5.1-сурет. Мұнай-газ бұрғылау және өндіру жабдықтары бөлшектерінің жұмысқа білетін жоғалтуының негізгі себептерінің сыныптамасы



5.3-сурет. Болаттардың төзімділік шегінің олардың беріктіктеріне тәуелділігі

беріктік сипаттамалары бойынша болашағы зор болаттарды таңдаудың маңызы ерекше.

Беріктігі жоғары Д5 болаты жоғары жүктелген тісті дөңгелектерді, жетектік шынжыр бөлшектерін, бұрғылау қашауларын, оқпандарын (штоктарын), бұрғылау сораптарының ершіктері мен клапандарын және т.б. жасауға ұсынылуы мүмкін.

Болат тәлдік арқандарды жасауға арналған,

5.10 -кесте

Шынықтырудан кейін әртүрлі температураларда жасытылған Д5 болатының қасиеттері

t жас	σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ	ψ	a_1	Н RC	σ_{-1}
$^{\circ}\text{C}$	Н/мм ²		%		М Дж/м ²		Н/ мм ²
20	25	18	12,	55,	0,5	56	85
0	00	50	0	0	5		0
30	21	18	12,	60,	0,4	52	85
0	00	50	0	0	0		0
40	16	15	14,	60,	0,5	48	60
0	00	00	0	0	5		0
50	13	12	16,	60,	0,6	38	55
0	00	00	0	0	5		0

5.11-кесте

Оңтайлы термоөңдеу – шынықтыру мен төмен жасыту – кезіндегі Д5 және 16ХНЗМА-Ш болаттарының механикалық қасиеттері

Болат	Термиялық өңдеу режимдері	МПа		%		К CU	Н RC
						М Дж/м ²	
Д5	Шынықтыру майда 870 ⁰ С жоғары	2	1	1	1	0,	5

	Жасыту 200 ⁰ С кезінде	500	800	0,0	0	5	6
16ХНЗ МА-Ш	Цементтеу 920 ⁰ С кезінде Шынықтыру майда 870 ⁰ С жоғары Жасыту 200 ⁰ С кезінде	000	800	,0	,0	4 0,	8 5

Мұнай-газ өндірісінің қосарланып, дөңгелете өрілген болат арқандардың негізгі тұтынушысы болып табылатыны белгілі. Мысалы, қазіргі кезде тәлдік арқандарға жылдық қажеттілік 10 мың тоннадан асты (1990 жылы жылдық қажеттілік 32 мың тоннаны құрады).

Тәлдік арқандар бұрғылауда сыртқы күштер әсерлері жинағының (статикалық және айнымалы таңбалы динамикалық, арқанның көлденең қимасын созушы және июші, сығушы-езгілеуші күшсалмақтар, қажалу және абразив әсері және т.б.) ауыр шартында жұмыс істейді. Арқан жұмысының тиімді қосымша мүмкіндігінің бірі күрделі сыртқы күшсалмақтар мен қажалудың әрбір түрлерінің біріккен әсері шарттарында жұмыс істеуге қабілетті болаттарды қолдану болып табылады.

Арқан сымдары құрамындағы көміртегі 0,55-0,70% жоғары көміртектенген болаттардан жасалады. Арқан сымдарын жасау технологиясы қысымдау мен қақтау, талшықтарын бағыттау, болатты илеу кезінде құрылымын майдалау есебінен сымның беріктік сипаттамаларын өсіруге мүмкіндік береді. Арқан сымдарының жасап болғаннан кейінгі беріктік шегі $\sigma_B = 1600 \div 1800$ МПа. Есесіне сымдардың беріктіктері өскен сайын олардың морттығы да өседі және арқанның жұмыс қабілеті төмендейді. Осыған байланысты терең ұңғымаларды бұрғылау кезінде тәлдік арқандардың ресурсы жеткіліксіз болып табылады. Мысалы интервалы 8÷10 мың метр Кольскдегі өте терең ұңғымаларды бұрғылау кезінде диаметрі 38 мм тәлдік арқандардың жылдық қажеттілігі әрқайсысы 1500 метрден 9÷10 бухтаны құрады. Беріктірек және жұмысқабілетті арқандарға қажеттілік интервалы 4-6 мың метр терең ұңғымаларды өткізу кезінде де туындайды.

Жұмыс процесінде тәл арқандардарының жүктелу сипатын талдай келе сым материалына қойылатын негізгі талаптарды қалыптастыруға болады:

- сымның беріктігі шегі 2000 МПа-дан кем емес;
- жоғарғы тұтқырлығы (соққылық тұтқырлығы 0,5 МДж/м²-ден кем емес);
- салыстырмалы ұзаруы 10%-дан кем емес;
- салыстырмалы тарылуы 50%-дан кем емес.

5.12-кестеде мұнай-газ саласында қолданылатын жақсартылатын болаттар қатарының қасиеттері келтірілген. Бұл болаттардың қасиеттерінің кешенін Д5 болатымен салыстыра, соңғысы көрсетілген талаптарға сәйкес келетінін және кең қолданылуы мүмкін екені, оның ішінде тәлдік арқан өндірісінде де, атап өткен

жөн. Бірақ, Д5 болатынан арқандарды жасау арқан сымдарын илеудің арнайы технологиясын жасауды талап етеді.

5.12-кесте

Жақсартылатын арқандардың механикалық қасиеттері

Бола т	Н RC	σ_B	$\sigma_{0,2}$	δ	ψ	K_c , МДж/м ²	$K = \sigma_B / \sigma_{0,2}$
		Н/мм ²		%			
15	-	620	440	19,5	-	-	-
20	-	960	890	6	7	0,7	729
30	41	1540	1310	10	4	0,4	641
35	44	1870	1590	3	4	0,3	841
40	45	2500	2130	7	4	0,3	675
45	51	3040	2170	3	1	0,3	216
50	55	3200	2190	3	1	0,2	380
55	55	3800	2110	3	1	0,2	216
70	60	4050	2850	8	3	-	315
38X A	45 -50	1500	1300	6	2	0,4	330
40X	45 -50	1500	1300	6	2	-	330
35X HA	48 -54	1600	1400	7	4	0,4	640
40X H	48 -54	1600	1400	7	4	0,4	640
50X H	48 -54	1700	1500	8	2	-	425
34X H1M	30	-	-	-	-	0,6	-

38X HMA	52 -54	1 800	16 00	1 0	5 0	0,7	900 00
40X HMA	52 -54	1 800	16 00	1 0	5 0	0,7	900 00
30XГ Т	56	1 500	13 00	-	4 0	0,6	600 00
40X H2MA	30 -35	9 50	85 0	1 2	5 5	1,0	-
30X MA	45 -53	1 600	14 00	1 2	3 8	0,8	608 00
35XP A	50	1 900	-	1 0	4 5	0,8	855 00
38X C	48 -50	2 000	17 00	1 0	4 0	0,6	800 00
38XГ H	48 -52	1 500	13 60	7	2 8	-	420 00
38X MIOA	-	1 900	18 00	5	-	-	-
40X ΦA	48 -52	1 600	13 00	-	3 5	0,4	560 00
40Г2	42 -45	1 120	95 0	9	4 0	-	448 00
55C MA	55 -57	2 330	16 40	8	3 1,1	0,8	772 20
55C MΦA	55 -57	2 340	16 50	9	3 3	0,9	724 60
60C2	40 -55	1 300	-	5	2 5	0,7	325 00
65Г	55	1 350	-	-	-	-	-

VI-тарау. БҰРҒЫЛАУ ҚОНДЫРҒЫСЫНЫҢ КӨТЕРІП-ТҮСІРУ КЕШЕНІ

Ұңғымалардың тереңдегін біруақытты арттырумен бұрғылау көлемін қысқарту, жаңа кенорындарды қатарға енгізу тұрақты түрде жаңа қуатты және прогрессивті бұрғылау және мұнай өнеркәсіптік машиналарын құруды және жетілдіруде қажет етеді. Мұнайөнеркәсіптік машина жасау саласындағы техникалық прогрестің басты бағыты машиналардың және технико-экономикалық көрсеткіштердің сенімділігін арттыру болып табылады.

Бұрғылаудың түптік қозғалтқыштармен және қашауды автоматты беру технологияларын енгізу ұңғымалардың өту жылдамдықтарын арттыру мүмкіндігін берді. Өту жылдамдығының өсуі бұрғылаудың жалпы уақытын қысқартуға мүмкіндік бергенімен, басқа да қосалқы операцияларды орындауға кететін уақыт үлесінің артуына алып келді.

Көтеріп-түсіру операцияларының (КТО) уақыты ұңғымалар тереңдігінің өсуімен бірге артады. Сонымен бірге мұнда бұрғылау құбырларын түсіру және шығару жұмыстары өте күрделі үрдіс екенін ескеру қажет. КТО барысында қосалқы операциялардың үдетілуі АСП механизмдері кешендерін қолданумен жүзеге асырылады, бұл механизмдер қарапайым тәсілдермен салыстырғанда көтеріп-түсіру операцияларын біршама жылдамдатуға мүмкіндік береді. Бригада жұмыстарын жеңілдететін және қолмен орындалатын немесе басқа да операцияларға жұмсалатын уақытты қысқартуға мүмкіндік беретін механизмдерді енгізгеннен кейін көтеріп-түсіру кешендерінің өнімділігін арттыру бағытындағы ең басты бағыты болып бұрғылау құрылғыларының көтергіш механизмдерінің рационалды параметрлерін қолдану арқылы уақытты қысқарту болды.

Пайдалану кезеңінде әр бұрғылау қондырғысы бірнеше рет жинақтау (монтаж) және бөлшектеуге (демонтаж) ұшырайтындықтан, жинақтау-бөлшектеу жұмыстарын қарапайымдап және жеңілдететін және оларды барыншы қысқартуға мүмкіндік беретін құрылымдық шешімдерді құрастыруға басты назар аударылады.

6.1 Бұрғылау қондырғысының тәлдік жүйесінің құрылымдық ерекшеліктері

Тәлдік жүйе қазіргі бұрғылау қондырғыларының ең басты жауапкершілікті түйіндерінің бірі болып табылады. Арқанның үзілуімен болатын апаттардың қауіптілігі тәлдік жүйе параметрлерін есептеуге, сонымен қатар пайдалану үрдісінде арқан күйін қадағалауды негіздейді. Тереңдіктердің және бұрғылау көлемдерінің перспективті ұлғаюы және көтеріп-түсіру үрдістерінің қарқындауы арқанның жұмыс жағдайын ауырлатады және сәйкесінше арқан шығынын да арттырады. Бұрғылау құрылғыларының тәлдік жүйесі шығыр барабанының айналмалы қозғалысын бұрғылау тізбегі ілінген ілгектің орын ауыстыруына түрлендіру, сонымен бірге оның қозғалыс

жылдамдығын арттыру есебінде шығыр барабанына оралатын тәл арқанның тартылу күшін азайту қызметін атқарады. Тәлдік жүйе жылжымайтын кронблоктан, жылжымалы тәлді блоктан, иілгіш байланыстан (жылжымалы және жылжымайтын блокты біріктіруші тәл арқаны), бұрғылау тізбегі немесе құбырлары ілінілетін бұрғылау ілгішінен, штроптан және элеватордан, тәл арқанның жылжымайтын соңын бекіту құрылғысынан тұрады.

Тәлдік жүйе ауыспалы циклдік жүктемелер шартында, әсіресе КТО кезінде, бұрғылау үрдісіндегі және КТО кезіндегі дірілден болатын жүктеме жағдайында жұмыс істейді. Тізбектердің дірілі тәлдік жүйеге беріледі және оның элементтерінің ғана емес, сонымен бірге мұнараның да тербелістерін болдырады. Тәлдік жүйе әбзелдері құрылымдарын бағалау және таңдау кезінде, оның құрылымы мен түріне КТО жұмсалатын уақыт тікелей байланысты болатынын ескеру қажет.

Ұңғымалар тереңдіктерінің артуымен бірге түсіру және қайта көтеру қажет болатын барлық бұрғылау тізбектерінің салмағы артады, ал тәлдік арқанның шығыр барабанына оратылу жылдамдығы барлық бұрғылау құрылғылары сыныбы үшін өзгеріссіз ($V < 20 \text{ м/с}$) қалады. Сондықтан да құрылғылардың әр сыныбы үшін өзіндік еселік жабдықталған тәлдік жүйе қолданылады. Бұрғылау құрылғыларында тәлдік жүйелердің 4x5, 5x6, 6x7 жабдықталу түрі кеңінен қолданылады, сонымен бірге МЕМСТ бойынша 7x8 типтік жабдықталу жоспарлануда. Мұндай жабдықталуда диаметрлері 25, 28, 35, 38мм арқандар кеңінен қолданылады.

Тәлдік жүйенің еселілік жабдықталуын дұрыс таңдаудың маңызы зор. Жабдықталу еселігінен және ілгіш жүктемесіне ұңғымаларды бұрғылаудағы көтеріп-түсіру операцияларында қатысатын бұрғылау құрылғы кешенінің көтеріп-түсіру элементтерінің параметрлері тікелей байланысты. Сонымен бірге жабдықталу еселілігіне және ілгіш жүктемесіне қолданылатын тәлдік арқанның ұзындығы мен диаметрі, трансмиссиялық бөліктің кинематикасы және тәлдік механизм, бұрғылау шығыры және оның жетектерін қамтитын бұрғылау кешенінің барлық көтеру бөлігінің жүктелуі де байланысты.

Арқан ішектері күшінің төмендеуімен бірге оның диаметрін, сәйкесінше шығыр барабанының диаметрін және тәлдік блок пен кронблоқтың шкивтерінің диаметрін азайтуға болады. Ал арқанның ұзындығын арттыруда барабанның арқансыйымдылығына, орамдау қабат санына, тартқыш ішектің қозғалу жылдамдықтарына қажеттілік артады. Жабдықталу еселіктерінің артуымен бірге шкивтердегі арқандардың иілу (бүгілу) санына да артады.

Ілгіштің көтеру жылдамдығы келесі формуламен анықталады:

$$V_{кр} = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n_d}{60 \cdot U_{tc} \cdot U_{tp}}, \quad (6.1)$$

мұндағы D_{cp} - шығыр барабанына арқанның орамдалуының орташа есептік диаметрі, м; n_d - қозғалтқыш білігінің айналу жиілігі, айн/мин; U_{tc} - тәлдік жүйе жабдықталуының тасымалдану саны (еселік); U_{tp} - трансмиссияның тасымал саны (қозғалтқыш білігінен шығырға дейінгі).

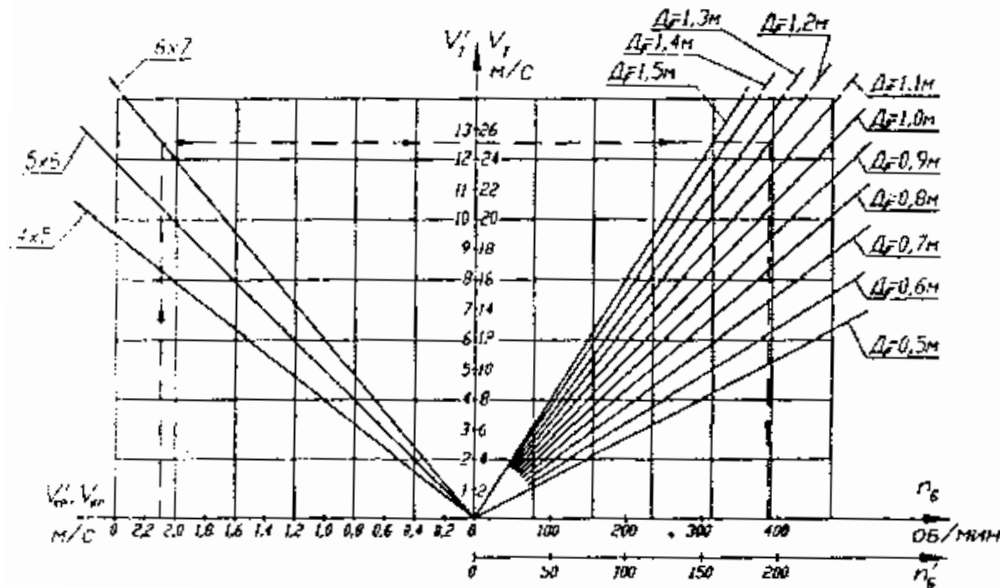
(6.1) формуласына негізделі

$$U_{\text{тр}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{\text{д}}}{60 \cdot V_{\text{кр}} \cdot U_{\text{тс}}}, \quad (6.2)$$

(6.2) формуласынан дәстүрлі бұрғылау шығырларының жетектеріндегі трансмиссияның қажетті тасымалдық саны тәлдік жүйе әбзелінің еселігінің артуымен бірге төмендейтіні анықталды. Жабдықталу еселігінің артуымен бірге шығыр мен қозғалтқыш арасында орналасқан көтеру механизмінің бөлшектеріне әсер ететін иілу (бүгілу) және айналу моменттері азаяды.

Жалғастырғыштар мен тежегіштердегі үйкеліс жылдамдықтарының артуымен байланысты, үйкелетін беттердің де тозуы артады. Сонымен қатар динамикалық жүктеме және арқанның тозуы артып, жүйенің инерциялылығы, тәлдік жүйенің ПӘК нашарлайды, яғни бір сөзбен айтқанда, КТО барысындағы машиналық уақыт шығыны артады.

Тартқыш ішектің қозғалыс жылдамдығы, атанақтың айналу жиілігі, атанаққа арқанның орамдалуы есептік диаметрі, ілгіш жылдамдығы мен тәлдік жүйенің жабдықталуы тасымалдық қатынастары арасындағы өзарабайланыс номограмма бойынша анықталады (6.1 сурет) немесе келесі формуламен анықталады



6.1-сурет. Тартқыш ішек жылдамдығы, ілгіктің көтеру жылдамдығы, тәлдік жүйенің жабдықталу түрі, арқанның орамдалуының орташа есептік диаметрі және атанақтың айналу жиілігі араларындағы өзара байланыс

$V_{\text{кр}}, V_{\text{т}}, n_{\text{б}}$ - қарапайым (дәстүрлі) тәлдік жүйесі үшін, $V'_{\text{кр}}, V'_{\text{т}}, n'_{\text{б}}$ - біруақытта барабанға орамдалатын екі тартқыш арқанды тәлдік жүйе

$$V_{\text{т}} = \omega \cdot \frac{D_{\text{ср}}}{2} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{\text{б}}}{60} = V_{\text{кр}} \cdot U_{\text{тс}}, \quad (6.3)$$

Белгіленген қуатты рационалды пайдалану үшін және ілгіштің көтергу уақытын азайту үшін шығыр жетегі ілгіштегі жүзеге асыралатын қуаттың тұрақтылығын қамтамасыз ететін сипатта болуы тиіс

$$N_{кр} = Q_{кр} \cdot V_{кр} = idem, , \quad (6.4)$$

Шығырдың кіріс білігіндегі қажетті қуатты келесідей анықталады

$$N_{л} = V_{кр*р} (Q_{БК.маx} + G_{ТС}) / (\eta_{ТС} \cdot \eta_{л}), \quad (6.5)$$

мұндағы $N_{кр}$ - ілгіштегі қуат, Вт; $Q_{кр}$ - ілгіштегі жүктеме, Н; $G_{ТС}$ - тәлдік жүйенің қозғалмалы бөлігінің салмағы, Н; $N_{л}$ - шығырдың кіріс білігіндегі қуат, Вт; $\eta_{л}$ - тәлдік жүйенің және шығырдың ПӘК; $V_{кр*р}$ - ілгектің есептік көтері жылдамдығы (0,4-0,5мс); $Q_{БК.маx}$ - ауадағы бұрғылау тізбегінің ең жоғарғы салмағы.

Көтергіш механизм жетек қозғалтқышының қуаты келесі формуламен анықталады

$$N_{л} = \frac{N_{л}}{\eta_{ТР}}, \quad (6.6)$$

мұндағы $\eta_{ТР}$ - көтергіш агрегаттың трансмиссия ПӘК (қозғалтқыш білігінен шығырдың кіріс білігіне дейін).

6.1.1 Бұрғылау және КТО кезіндегі жабдықталудағы тәлдік арқанның ұзындығы бойынша иілу (бүгілу) санының таралу заңдылығы

Тәлдік арқанның қызметтік мерзімі және көтеріп-түсіру операцияларының қауіпсіздігі арқан байланысқа түсетін үстіңгі беттегі жабдықтардың жағдайына және біріккен жұмыс режиміне тікелей байланысты.

Арқанның жұмыс жағдайына келесідей факторларды жатқызуға болады: тәлдік жүйенің шкивтері арқылы арқанның өтуіндегі иілу (бүгілу) кернеулері және шығыр барабанындағы; тартқыш жүктемелер; ортаның коррозиялығы; ортаның абразивтілігі; арқанның қозғалыс жылдамдығы; арқан түйісетін жабдықтардың (тәлдік жүйе шкивтері, барабан бөшкесі) құрылымы.

Төмен тартқыш жүктемеде жұмыс істеуінде (25% үзу күшінен) арқанның істен шығуына әсер ететін факторлардың ішіндегі ең басым келентіні сымдардың тозуы (қажалуы). 25% аса жүктемеле жұмыс істейтін тәлдік арқанның қызметтік мерзімін анықтайтын доминирлеуші факторлар болып қазіргі бұрғылау құрылғыларындағы тәлдік жүйедеге және шығыр барабанының шкивтеріндегі арқанның иілу (бүгілу) мен ілгіштегі жүктемеден арқанның керілу кернеуі саналады.

Шкивтердегі жұмыс істеу барысында арқанның иілу (бүгілу) циклдері саны келесі тәуелділіктермен анықталады

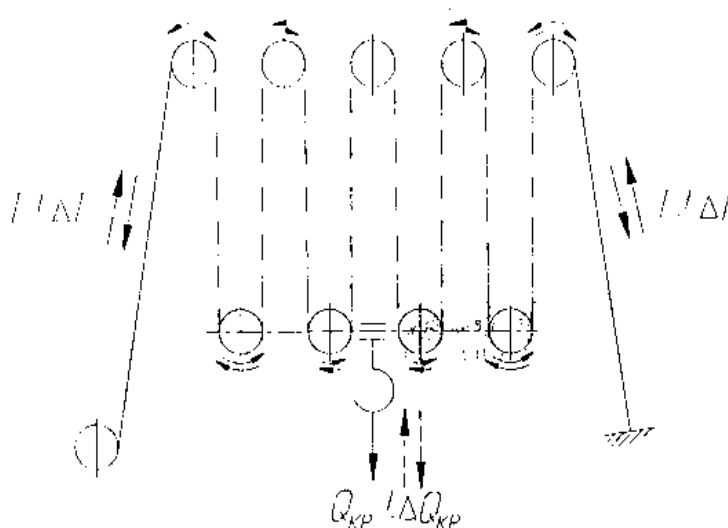
$$N = \frac{\left(\frac{D_{ш}}{d_{к}}\right)^k}{T^m} \cdot C, \quad (6.7)$$

мұндағы N – бұзылуға дейінгі арқанның иілу (бүгілу) саны; $D_{ш}$ - шкив (немесе барабан) диаметрі; T – арқандағы тартылу жүктемесі; $m=1.65 \div 1.7$ - арқанның қажуының дәреже көрсеткіші; K – Американдық мұнай институты мәліметтері бойынша 2-ге тең, ресейлік зерттеулер бойынша $2,5 \div 3$ тең коэффициент; C – арқанның типтік өлшеміне және шкив диаметріне тәуелді пропорционалдық коэффициент.

(6.7) тұжырымынан көріп отырғанымыздай, бұзылуға дейінгі арқанның иілу (бүгілу) саны арқанның қисық қажу параметрлеріне және иілу (бүгілу) кернеуі шамаларына тікелей байланысты.

Қажу факторларының арқан сымдарында жинақталу үрдісі бұрғылау және шгендеу тізбектері көтеріп-түсіру операциялары барысында, сонымен бірге бұрғылау барысында орын алады.

Бұрғылау бағаналары мен тәлдік жүйенің дірілімен бірге жүретін тәлдік арқанның физикалық жүктелу үрдісі жетілдірілмеген немесе тәлдік жүйенің кинематикалық ерекшеліктерімен негізделген және 6.2-суретте берілген тәлдік жүйе сұлбасымен түсіндіріледі.



6.2-сурет. Бұрғылау кезіндегі тәлдік жүйенің тербелмелік үрдісінің сұлбасы

Кейбір мәліметтерге қарағанда, бұрғылау кезінде дірілдік жүктемелер нәтижесінде тәлдік арқандардың қажулы бұзылулары себебінен үзілу жағдайлары орын алған. Діріл бұрғылау барысында Q ілгішіндегі жүктеме жабдықталу ішектерінде бірқалыпты таралады (T). Жүк дірілі әр ішекте $\pm \Delta T$ тең жүктеменің айнымалы құрауышының пайда болуымен бірге жүреді, ол өз кезегінде ұзарудың айнымалы құрауышын туындатады. Мұнда әр тасымалдаушы ішек бірдей серпімді ұзаруға немесе қысқаруға ие болады. Яғни сонымен бірге $\pm \Delta T$ жүктеменің циклдік өзгеруінде тартқыш және жылжымайтын ішектері де ΔL_t және ΔL_n шамаларына сәйкесінше ұзарады

немесе қысқарады. Жүктеменің арту циклінде тартқыш және жылжымайтын ішектердің пайда болған серпімді ұзаруы барлық тасымалдауыш ішектерінде бірқалыпты таратылуы тиіс, яғни арқанның бір бөлігі перифериямен бірге (оңынан және сол жағынан да) әбзел ортасына қарай орын ауыстырады. Тартқыш және жылжымайтын ішектердің қысқару циклінде (олардағы жүктеменің азаюында) кері үрдіс орын алады – серпімді күштер әсерінен арқан осы ішектерге жабдықталу орталығынан қайта оралады. Барлық ішек бойымен ΔL_t және ΔL_n серпімді деформациялардың орын ауыстыру және таралуы әсерінен тәлдік жүйенің барлық шкивтері (кронблоқтың орталық немесе тәлдік блоктан басқасы) кронблоқтың шеткі шкивтерінде ең жоғары тербелу амплитудасы бар тербелмелі жағдайда болады, ал қалған шкивтерде амплитуда орталыққа жақындауына байланысы кеми түседі.

Барабанның айналуынсыз (нөлдік өтуде мүмкін) жүйенің ұзақ жұмысы барысында барлық шкивтерде қажулық факторлардың жинақталуы орын алады.

Бұрғылау белгілі бір өтумен жүретіндіктен тәлдік арқан барабаннан жүйеге түседі, ал арқанда пайда болған иілулер арқанның барлық ұзындығына таралады. Жылжымайтын ішектің тіркелген жағдайында шкивке келу және шкивтен кету зоналары бірдей келеді. Сонымен ұзақ мерзімді діріл кезінде бұрғылау барысында жинақталған қажалу факторлары орын алады, нәтижесінде арқанның қажалып тозуына алып келеді, яғни арқанның үзілуі – апаттарға әкеліп соқтырады.

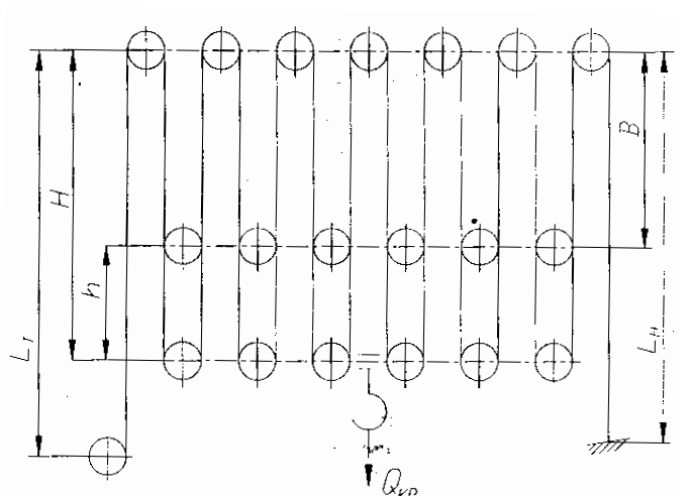
Тәлдік арқанның істен шығуының басты себебі көп жағдайларда КТО кезінде қайталамалы кернеулер әсерінен материалдың қажуынан болатын сыртқы қабаттың сымдарының үзілуімен негізделеді. Мұндай кернеулерге бірінші кезекте тәлдік жүйе шкивтері арқылы арқанның өтуі кезіндегі иілу (бүгілу) кернеуі және оның шығыр барабанына орамдалу кернеуін жатқызамыз. Арқанның бүгілуінің циклдік саны оның қажу беріктілігін (ұзақ мерзімділігін) анықтайды. Тәлдік арқанның циклдік бүгілу санының оның жабдықталу ұзындығы бойынша таралу заңдылығын білу тәлдік блокты биіктікке көтеру (түсіру) кезінде бұрғылау қондырғысын жобалауда тәлдік жүйенің параметрлерін оптимизациялау мүмкіндігін береді. Оптимизациялау критеріі ретінде арқанның асқын жүктелген бөлігіндегі ең төмен циклдік бүгілу саны қабылданады. Сонымен қатар бүгілулердің таралу заңдылығын білу, КТО кезінде тәлдік блоктың көтерілу биіктігін шектеу бойынша бұрғылаушыларға нұсқаулықты құрастыруға және ұңғымаларды өткізу барысында тәлдік арқанды оңтайлы өтеу әдістемесін құрастыру мүмкіндігін береді.

Циклдік бүгілудің ұзындық бойынша жабдықталуда таралу заңдылығы 6.3-суретте берілген тәлдік жүйе сұлбасын талдау арқылы алынады.

Сұлбадан көріп отырғанымыздай, тәлдік блокты төменгі бөлігінен жоғарыға көтеру кезінде КТО кезіндегі барабанға оралатын және жабдықтаудан алынған арқанның ұзындығы келесіге тең

$$L_{\sigma} = \varepsilon \cdot l_{cb} \cdot U_{tc}, \quad (6.8)$$

мұндағы L_6 - жабдықтауға таңдалынған және барабанға оратылатын арқанның ұзындығы; ε - қайта көтеру коэффициенті, $\varepsilon = 1,01 \div 1,02$ деп қабылданады; l_{cb} - свеча ұзындығы; U_{tc} - тәлдік жүйенің тасымалдық қатынасы.



6.3-сурет. Тәлдік жүйенің есептік сұлбасы

Жабдықтауға қалған арқанның ұзындығы, келесіге тең

$$L_{tc} = L_t + L_n + U_{tc} \left(H + \frac{\pi \cdot D_{ш}}{2} - \varepsilon \cdot l_{cb} \right), \quad (6.9)$$

мұндағы L_{tc} - КТО кезінде тәлдік блоктың жоғары орналасуындағы жабдықталуға қалған арқанның қалған бөлігі; L_t, L_n - тартқыш және жылжымайтын ішектердің сәйкес ұзындықтары; H – кронблок өсі мен төмен орналасқан тәлдік блок араларындағы қашықтық; $D_{ш}$ - шкивтің науаша түбі бойынша диаметрі.

$$A = \frac{\pi \cdot D_{ш}}{2} \quad \text{және} \quad B = H - \varepsilon \cdot l_{cb} \quad \text{деп беру арқылы, (6.9) келесідей}$$

тұжырымдалады

$$L_{tc} = L_t + L_n + U_{tc} \cdot (A + B), \quad (6.10)$$

Циклдік бүгілудің ұзындық бойынша жабдықталу таралу заңдылығы шкив жанында арқанның толық бүгілуі (иілу) қажу факторларының жинақталуы бойынша оның барабанда бүгілу мәніне тең келеді.

Тәжірибе көрсеткендей, бұл шарт арқанның барабанда мықты бекітілуі кезінде орындалады.

6.3-суреттен көріп отырғанымыздай тәлдік блокты көтеру кезінде бірінші (тартқыш) ішек бір бүгілуге (барабанда) ұшырайды, ал екіншіде – екі (бірі барабанда және бірі кронблоктың жылдам жүрісті шкивінде), үшіншісі – үш (бірі барабанда және екеуі шкивте) және т.с.с., ал ең жоғарғы бүгілу санына ие болған ішек келесі формуламен анықталады

$$Z_{\max} = \frac{\varepsilon \cdot l_{cb} \cdot U_{tc} - (A + B)}{H + \frac{\pi \cdot D_{ш}}{2}}, \quad (6.11)$$

Алынған санның бөлшектік бөлігі бүтін санға өсуі бойынша жуықталуы керек.

Жабдықталуда қалған циклдік бүгілудің ұзындық бойынша арқанда таралу заңдылығын анықтау үшін, арқанның қозғалмайтын бөлігінің ұзындығын келесідей өрнектейміз

$$L_n = L + A + L_N, \quad (6.12)$$

мұндағы L_N - қозғалмайтын соңының тартқыш ішектің ұзындығынан шығырдың түрлі орналасу деңгейіне байланысты кішігірім асып кетуі, сонымен қатар бекіту механизміндегі $3 \div 4$ орамдары ұзындығы.

Есептеу нәтижелерін бақылау үшін тәлдік блоктың төмен орналасу жағдайындағы жабдықталудағы арқанның жиынтық ұзындығын анықтаймыз

$$L_\Sigma = L_r + (H + A) \cdot U_{tc} + L_n, \quad (6.13)$$

Тәлдік жүйенің жоғары орналасуындағы жүйеде қалған толық ұзындықты $(H+A)$ тасымалдау ішектерінің санын анықтаймыз

$$\eta_1 = \frac{(H + A) \cdot U_{tc}}{H + A}, \quad (6.14)$$

(6.14) формуласының бөлшектік бөлігі бүтін санға дейін үлкен жағына қарай жуықталады.

Ары қарай жүйенің шкивтері бойынша жылжымайтын соңынан тартқыш ішекке дейінгі n_1 ішектері арқылы арқанның өтуін қарастырамыз.

Екі массив – арқанның кесінді ұзындығы массиві $X(j)$ және осы кесінділерге сәйкес бүгілу саны $Z(j)$ массивтері түрінде берілген бүгілудің таралу заңдылығын есептеу алгоритмін құрамыз.

Арқанның қарастырылып отырған бөліктерінің ұзындықтары соммасы келесі шартты қанағаттандыруы тиіс

$$\sum X(j) = L_\Sigma \quad (6.15)$$

Бірінші бөлікке бүгілу саны нөлге тең жылжымайтын бөлігінің ұзындығына тең ұзындықты береміз

$$X(1) = l_n; \quad Z(1) = 0; \quad S = l_n, \quad (6.16)$$

мұндағы S - ұзындықтың өсу соммасы.

Жылжымайтын бөлігінен қозғала отырып,

$$X(2) = B + A; \quad Z(2) = 0; \quad S = X(2) + S, \quad (6.17)$$

Ары қарай цикл операторы арқылы әр n_1 ішектен арқанның шкив бойынша кронблоктың «жылжымайтын» шкивінен тартқыш ішекке өту заңдылығын қарастырамыз. Ол үшін бірінші учаскенің тасымалдау ішегінің анықталған ұзындығына

$$X(1) = X(2); \quad Z(1) = Z(2) \quad (6.18)$$

Содан кейін $X(j) = B + A$ тең толық бірінші тасымалдау ішегінен құралған, (яғни тәлдік блоктың жоғары орналасуындағы тасымалдау ішектерінің) бөлік санын анықтаймыз

$$M1 = \frac{H + A - XI}{B + A} \quad (6.19)$$

Циклдік режимде $M=1$ ден $M1$ ге дейінгі осы бөліктердің әрқайсысына мән береміз

$$X(j) = B + A; Z(j) = M + Z1; S = S + X(j) \quad (6.20)$$

Бірінші тасымалдау ішектің қалған бөлік ұзындығы келесідей анықталады

$$X(j) = H + A - X1 - (B + A) \cdot M1; \quad (6.21)$$

ал осы бөліктің бүгілу саны

$$Z(j) = M1 + Z1 + 1; \quad (6.22)$$

Бірінші бөліктің параметрі

$$X(j) = B + A - X(j-1); Z(j) = Z(j-1) - 1 \quad (6.22)$$

мұндағы $X(j)$, $Z(j)$ - алдыңғы толық тасымалдау ішегінің соңғы бөлігінің параметрлері. Алынған параметрлер мәні бойынша $X1$ және $Z1$ мәндері беріліп, есептеу ары қарай қайта қайталанады.

Тартқыш ішек ауданында орналасқан арқан бөліктері параметрлері құралымданады.

Барабанда толығымен оратылатын толық тасымалдау ішектерінің санын келесідей анықталады

$$K_1 = \frac{(H - B) \cdot U_{тс}}{H + A}; \quad (6.23)$$

Циклдік режимде $K=1$ ден $K1$ ге дейінгі осы бөліктердің әрқайсысына мән береміз

$$X(j) = H + A; Z(j) = K1 + 1 - K \quad (6.24)$$

Есептеудің соңғы аяқталу кезеңінде соңғы бөлікке тартқыш ішектің ұзындығы беріледі, содан кейін бөліктердің барлық параметрлері, яғни $X(j)$, $Z(j)$ массивтері инвертацияланып, ары қарай өңдеуге беріледі немесе координаталар жүйесінде тәлдік жүйенің жабдықталу ұзындығы бойынша арқанның бүгілу санының таралу тәуелділіктері түрінде - арқанның бүгілу саны - жабдықталудағы арқан ұзындығы түрінде басылымға беріледі (6.4-сурет).

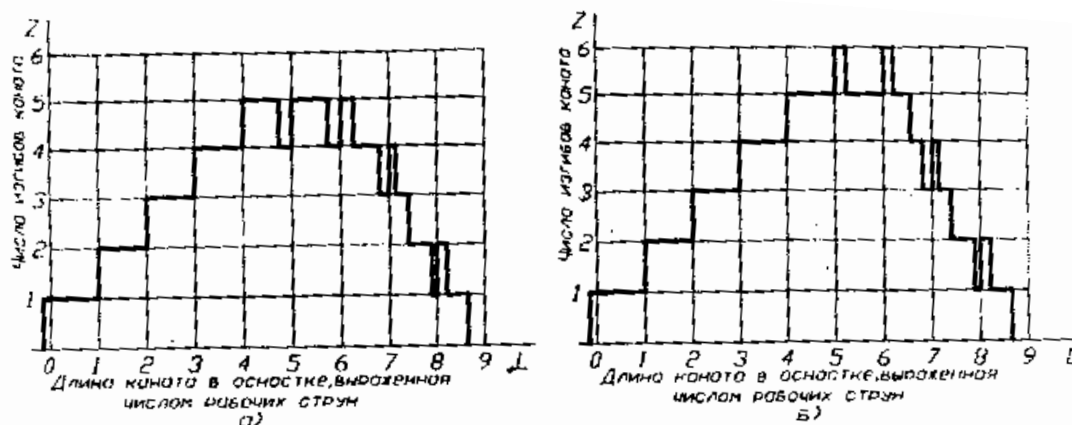
Жабдықталудағы арқанның жүктелу сұлбасы тәлдік блоктың көтерілу биіктігінің азаюымен бірге (свеча ұзындығының өзгеруімен), мұнара биіктігінің өзгеруімен бірге өзгертіледі.

Егер КТО кезінде жүктелген тәлді блоктың көтеру биіктігі тұрақты деп болжамдасақ, онда бұрғылау тізбегінің әр рейсінде бүгілу (иілу) санына және ілгектің жүктемесіне пропорционал қажу факторларын қосындылау жүргізіледі.

Арқан иілу санының таралу заңдылығының БУ – 2500 бұрғылау құрылғысының көтергіш бөлігінің геометриялық параметрлерімен өзара байланысы 6.4-суретте берілген.

Бұл құрылғының мұнарасы свеча ұзындығы 25-27м көтеріп-түсіру операцияларын орындауға арналған. Осы құрылғының геометриялық қатынастарын ескерумен $\frac{H + A}{h}$ қатынасы (мұндағы h – шырағдан ұзындығы)

1,63 және 1,51 тең болады, ал арқанның бүгілу санының ұзындық бойынша таралу заңдылығы 6.4-суретте берілген қисық түріне ие болады.



6.4-сурет Тәлдік блокты бір свеча биіктігіне дейін көтеру кезіндегі БУ-2500 ЭҚ тәлдік жүйесі жабдықталуының ұзындығы бойынша арқанның бүгілу саны таралуының тәуелділігі

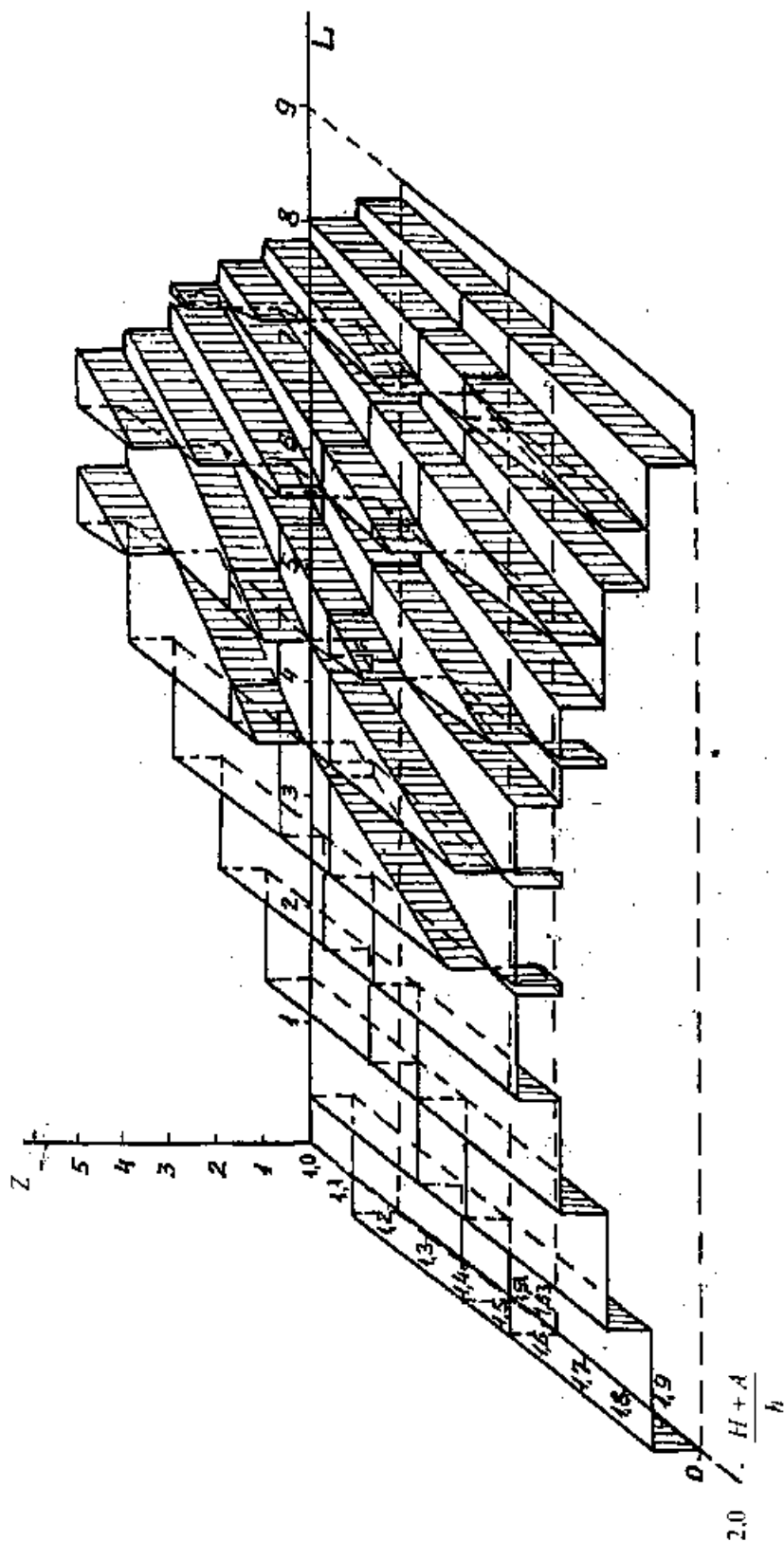
а) – 25м свеча ұзындығында, б) 27м свеча ұзындығында

Қисықтарын талдай отырып, ұзындығы 25 м свечаларында жұмыс істеу барысында арқанның ең көп жүктелген бөлігі 5-ке тең бүгілу санына ие, ал мұнара биіктігінің 1,25 м кемуі бүгілу санына, арқанның ұзақ мерзімге жарамдылығына әсер етеді. Ал 27 м свечалармен жұмыс істеу барысында арқанның ең көп жүктелген бөлігі 6 бүгілуге (иілу) ие болады. Мұндай жағдайда жүктелу үрдісінің біркелкілігін алу үшін және арқанның біркелкі ұзақ мерзімге жарамдылығына (25 м свечалармен салыстырғанда) қол жеткізу үшін мұнара биіктігін 2,7 метрге арттыру қажет. 6.4-суреттен (б) көріп отырғанымыздай 27 м свечамен жұмыс істеу барысында мұнара биіктігін 5м азайтуда арқанның жүктелген учаскелерінің бүгілу санының артуын болдырмайды (ол 6-ға тең).

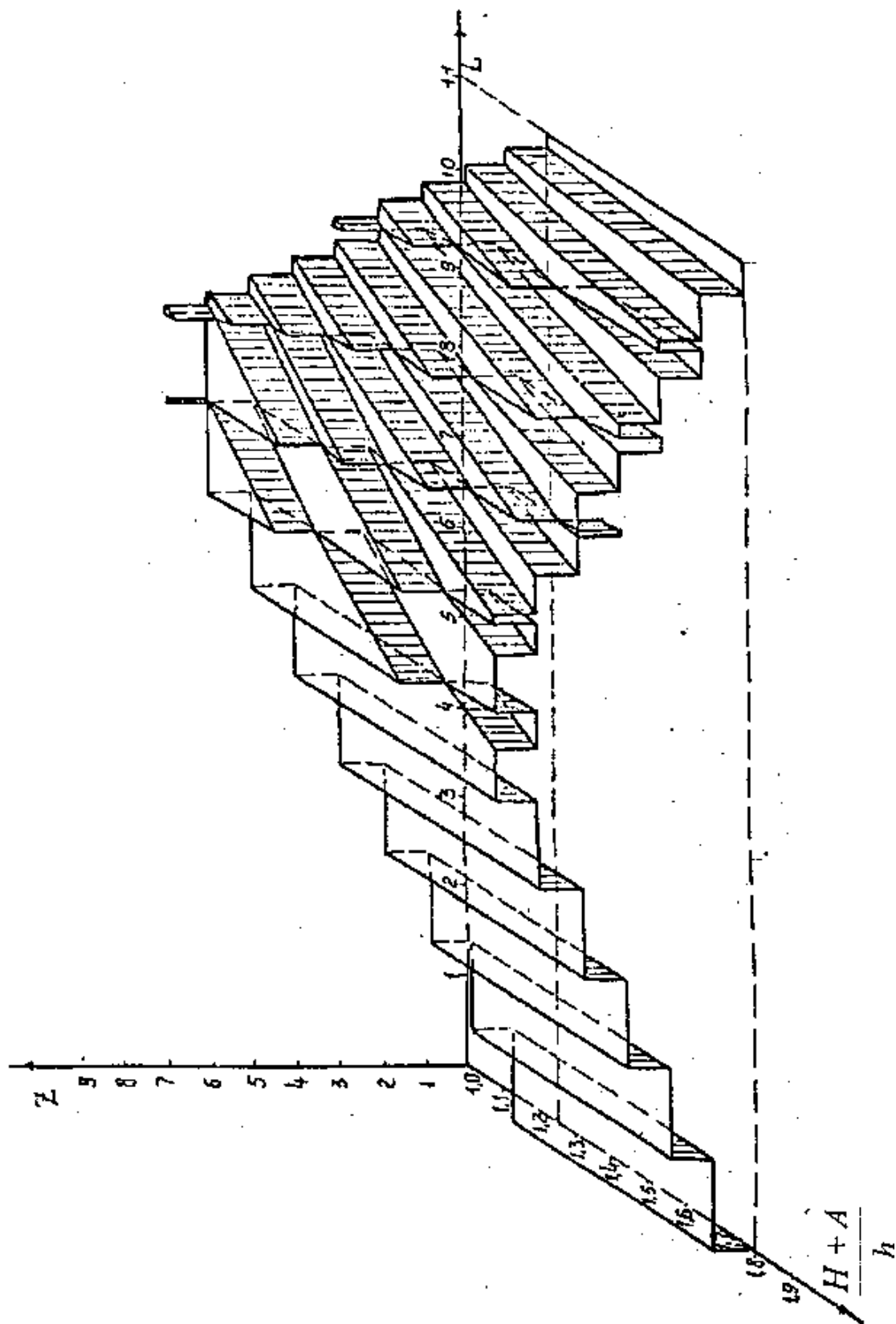
Сонымен мұнара биіктігін 1,25 м азайту (свеча ұзындығы 24 м болғанда – 2,2 м) арқанның ұзақ мерзімге жарамдылығын азаюына алып келмейді.

Шкивтердегі арқанның бүгілу санының өзгеру заңдылығы мұнара биіктігіне және онымен байланысты тәлдік жүйенің жұмысшы ішектерінің биіктіктеріне, сонымен бірге бұрғылау құбырларының ұзындығына және жабдықталу түріне тікелей байланысты.

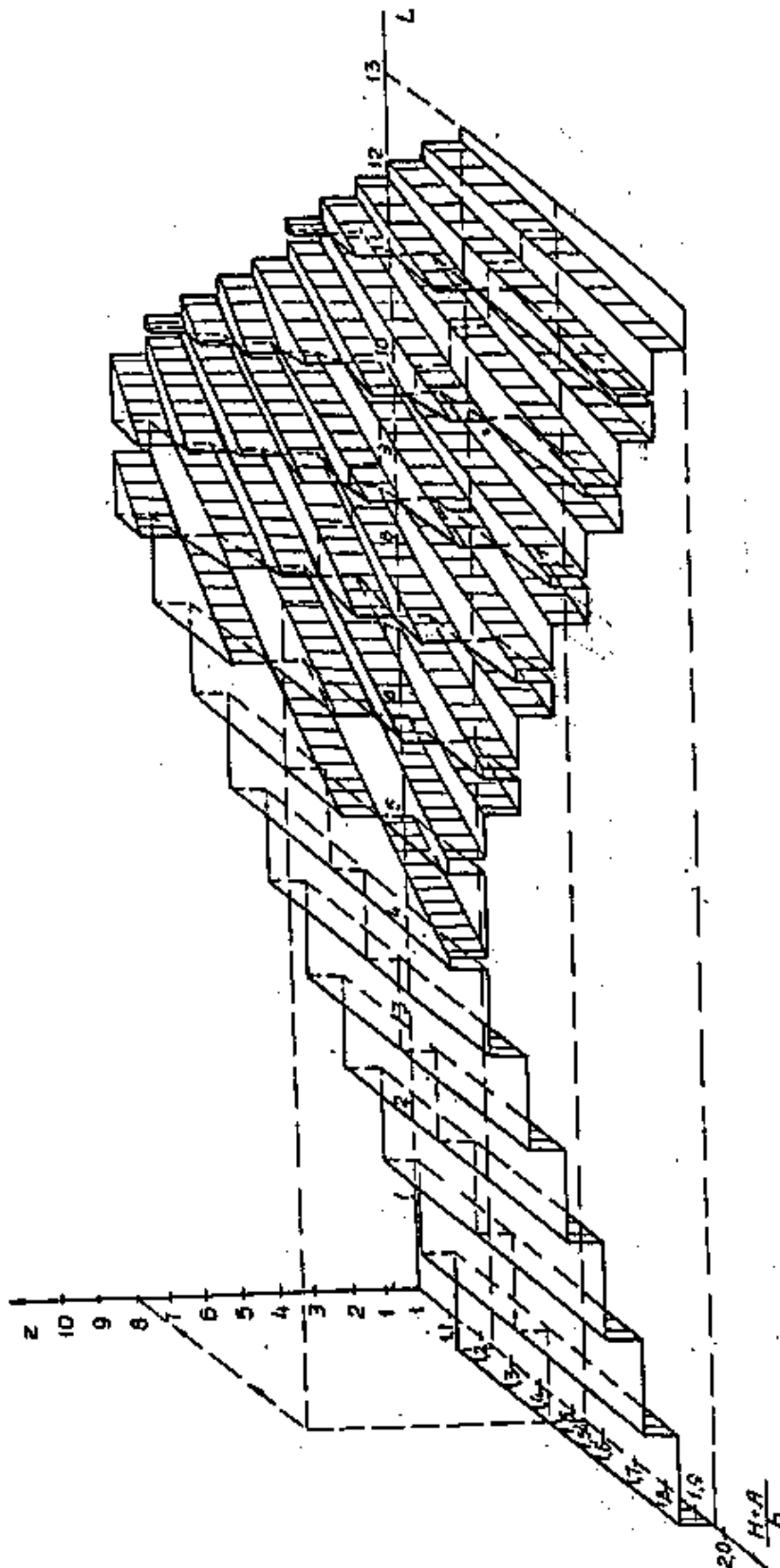
КТО кезінде түрлі биіктікті мұнара және тәлдік көтеру блок түрлі биіктікті келеді, бұл көтеру кезінде жабдықталудағы арқан бүгілу санының ұзындық бойынша таралу заңдылығының көп санын қажет етеді. Бұл таралу



6.5-сурет. Тәлдік блокты бір свеча биіктігіне көтеру кезіндегі арқанның бүгілу санының жабдықталудың ұзындығы бойынша таралу заңдылығы (4x5 жабдықталу)



6.6-сурет. Тәлдік блокты бір шырағдан биіктігіне көтеру кезіндегі арқанның бүгілу санының жабдықталу ұзындығы бойынша таралу заңдылығы (5x6 әбзел)



6.7-сурет. Тәлдік блокты бір свеча биіктігіне көтеру кезіндегі арқанның бүгілу санының жабдықталу ұзындығы бойынша таралу заңдылығы (6x7 жабдықтау)

заңдылықтары 6.5, 6.6, 6.7-суреттерде берілген. Суретте Z өсінде жатқан тәлдік жүйенің және барабан шкивтеріндегі арқанның бүгілу саны жабдықталудың еселігіне тәуелді болады (6.5-суретте – 4x5 жабдықтау, 6.6-суретте – 5x6 жабдықтау; 6.7-суретте – 6x7 жабдықтау), X өсінде тәлдік жүйенің арқан ұзындығы орналасқан және кронблоктың шкив саны Y өсінде жатқан $\frac{H+A}{h}$, мұндағы H кронблок және тәлдік блок өстері араларындағы қашықтық, h – свеча ұзындығы, A – арқанның шкивті айналу шеңберінің жартысы $A = \frac{\pi \cdot (D_{ш} + d_{к})}{2}$.

6.5 – 6.7 суреттерге негізделе жабдықталуы ұзындық бойынша арқанның бүгілу (иілу) санының өзгеру заңдылығын жеңіл анықтауға болады. Мысалыға «Уралмаш-15000» бұрғылау қондырғысының көтергіш бөлігі 3x7 жабдықталуға ие, ұзындығы 36,7 свечалармен жұмыс істеу барысында $\frac{H+A}{h} = 1,54$ тең болады.

6.7-суреттен көріп отырғанымыздай бір свеча биіктігіне көтеру кезінде арқанға келетін бүгілу саны 8 тең болған, сонымен бірге мұнда тәлдік блоктың жүрісін 38,5м дейін арттыруға болады, бірақ ең жоғарғы бүгілу саны мұнда 9 тең болады. Мұндай иілу мәнінің артуы арқанның ұзақ мерзімге жарамдылығын төмендетеді.

Тәлдік жүйедегі жүктелген арқан бөліктерінде мүмкін болатын бүгілу саны: 4x5 жабдықтауда – 7 иілу, 5x6 жабдықтауда – 9 иілу, 6x7 жабдықтауда – 10 иілу.

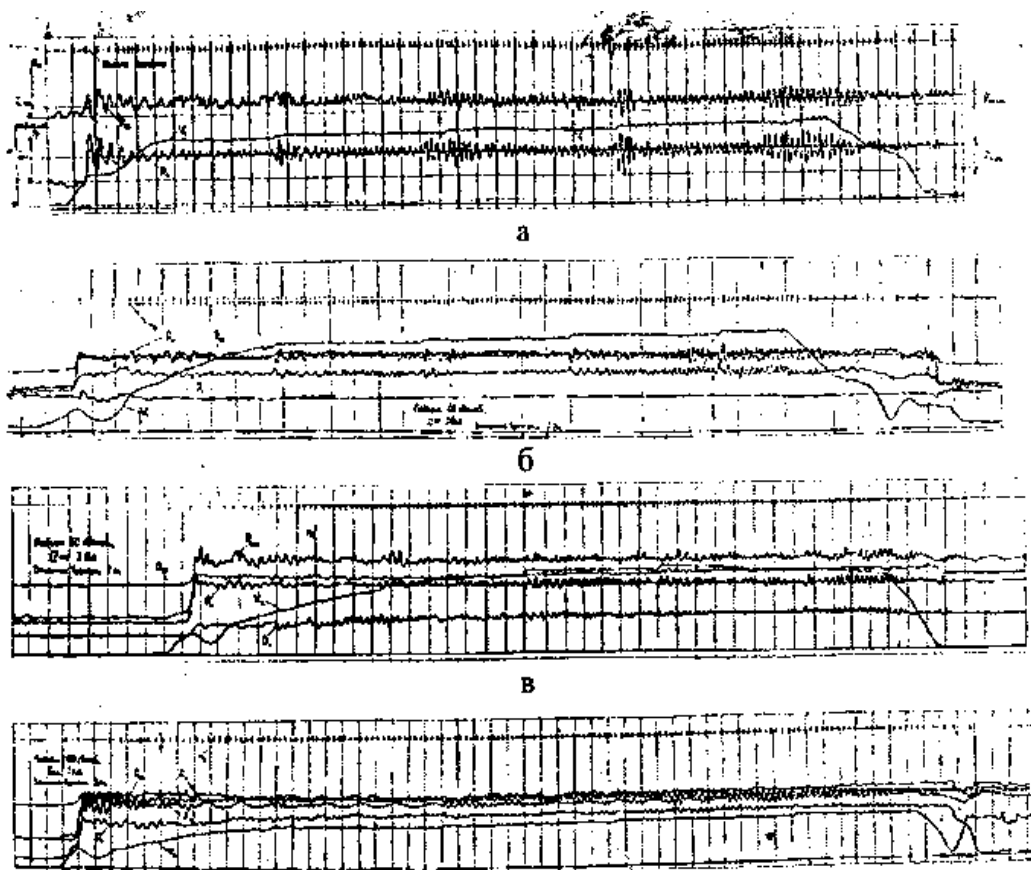
Жоғарыда келтірілген мысалдар, 6.5-6.7-суреттерде берілген тәуелділіктер кинематиканы бағалау және бұрғылау қондырғыларының геометриялық қатынастарын бағалау мүмкіндігін береді. Мұндай бағалауларды бұрғылау қондырғыларының көтергіш бөлігін жобалауда, пайдалану барысында жүзеге асырған абзал. Аталған мәліметтер негізінде тәлдік арқан регламенттері бойынша нұқсаулықтар, инструкциялары құрастырылып, 2001 жылы енгізілген.

6.2 Тәлдік арқанның шығыр барабанына оратылуы кинематикасы және бұрғылау қондырғысының көтергіш бөлігіндегі оның динамикалық жүктемелері

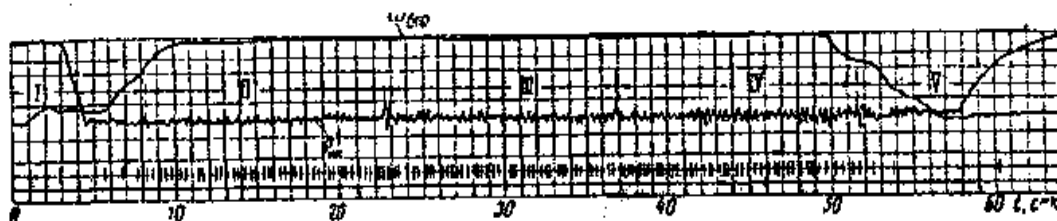
Ұңғымалардың тереңдіктерінің артуымен бірге көтеріп-түсіру операцияларына кететін уақытты азайту мәселесі өзекті мәселелердің біріне айналуға. Жобаланған және жана бұрғылау қондырғыларында бұл мәселе негізгі көтеріліп жетек қуатын өсу есебінде көтеру жылдамдығын арттыру жолымен және қосалқы жұмыстарды автоматтандыру мен механикаландыру арқылы шешілуде. Бірақ көтеру жылдамдығының өсуі ротордан бұрғылау құбырларын қармау кезеңіндегі динамикалық жүктемелердің артуына алып

келеді. Соңғылары барабанға арқанның көп қабатты (қатпарлы) етіліп орамдалу кинематикасы себебінен болады.

Арқанның көп қабатты орамдалу кинематикасының бұрғылау қондырғыларының көтергіш кешендерінің жүктелу элементтерінің динамикалық жүктелуіне әсер етуін иллюстрациялау үшін 6.8 және 6.9-суретте көтеру оциллограммасы берілген, ал 6.10-суретте бұрғылау свечасы биіктігіне бұрғылау тізбектерінің түсірілу оциллограммасы берілген. 6.8 және 6.10-суреттер оциллограммалары Арал СГ-1 ұңғымаларын Уралмаш-3Д қондырғыларымен бұрғылауда алынған.



6.8-сурет Арал-Соредегі СГ-1 ұңғымасындағы «Уралмаш-3Д» бұрғылау құрылғысының жүктелген тәлдік блоктың көтерілу оциллограммасы, бұрғылау тізбегінің ұзындығы: а – 720м, б – 1728м, в – 2880м, г – 3600 м.



6.9-сурет. Бір свеча биіктігіне көтеру үрдісінің оциллограммасы, бұрғылау тізбегінің салмағы 150м (I-V – арқан қабаттары)



6.10-сурет. «Уралмаш-3Д» қондырғысында диаметрі 114м, ұзындығы 720м бұрғылау тізбегін түсіру оциллограммасы. Свеча ұзындығы 36м. Түсіру гидротезегішпен орындалады.

6.9-суретте бір свеча биіктігіне салмағы 150т бұрғылау тізбегінің көтеру үрдісінің оциллограммасы берілген. Ұңғыма түбі 5860 м. Оциллограмма Баку қаласында 100в ұңғыманы БУ-300Э бұрғылау қондырғысымен 7000м тереңдікке дейін бұрғылау барысында алынған. Оциллограммада келесідей параметрлер тіркелді: қозғалмайтын соңындағы күші $P_{ик}$, барабанның айналу жылдамдығы және барабанның әр айналым уақыты. 6.9-суреттен арқанның ең жоғары тербелу амплитудасы қозғалмайтын бөліктің орташа күшінен 36,5% жететінін, ал динамикалық коэффициент 1,16 тең.

Орнатылған қозғалыстағы (6.8-6.10-суреттерде берілген) тербелмелі үрдісті көптеген оциллограммада жүргізілген талдаулары келесілерді көрсетті:

1. Жылжымайтын соңында күштің тербелу жиілігі тартқыш соңдарының арқанның барабанға көп қабатты етіліп оралуында (қабат саны үштен көп) секунд ішінде барабан білігінің айналу санына тең.

2. Күштің тербелу амплитудасы барабандағы оратылған арқан санының өсуімен бірге өседі және бір қабаттың айналуында тұрақты болады.

3. Әр қабаттың оратылуында ең жоғарғы амплитуда арқанның бір қабаттан екіншісіне ауысуында – жоғарыдағысына ауысуында пайда болады.

4. Көтерілетін жүктің азаюымен бірге тербеліс амплитудасы өседі.

5. Жетек қуаты артуымен бірге тербеліс амплитудасы өседі.

Тербеліс күшінің біршама ауытқуы және беріктілік шегінен асып кеткен жағдайда қажу факторларының жиналуына алып келеді, ал бұл өз кезегінде барлық элементтерінің - әсіресе тәлдік арқанның жұмыс қабілеттілігін төмендетеді.

6.2.1 Барабанға арқанның көп қабатты оратылу кинематикасы

Бұрғылау шығырларының айырмашылықты ерекшелігі барабанға арқанның көпқабатты етіп оратылуы саналады, ол оның ықшамдылығын

қамтамасыз етеді, яғни оның кішігірім ұзындығын ең төменгі шақтамалы диаметрде қамтамасыз етуі.

Бұрғылау шығыры үшін маңызды болатын барабан өлшемі (ұзындығы мен диаметрі), арқанның оратылу қабаты және арқанның оратылу диаметрі – барабанның арқансыйымдылығы.

Барабанның арқансыйымдылығы – тәлді блоктың бір свеча биіктігіне көтеруіндегі барабанға оралатын арқанның толық ұзындығы келесідей анықталады:

$$L_{к.б} = l_{св} \cdot U_{тс} + \alpha \cdot \pi \cdot D_{б} + d_{к}, \quad (6.25)$$

мұндағы $L_{к.б}$ - барабанның арқансыйымдылығы, м; $l_{св}$ - бұрғылау құбырларының свеча ұзындығы, м; $U_{тс}$ - тәлдік жүйенің тасымалдау саны; $D_{б}$ - барабан диаметрі, м; $d_{к}$ - арқан диаметрі; $\alpha = 10 \div 15$ барабанның орам саны.

Тәлдік арқанды ауыстыру кезінде, тәлді блок бұрғылау қондырғысының еденіне салынады және осы жағдайда барабанда кем дегенде арқанның 3 орамдары қалуы тиіс.

Барабанда оратылатын арқан қабат санын құрылымдау кезінде бұрғылау свечасы 25-27м болғанда 3 тең деп және 36 м свечамен жұмыс істеу барысында 4 ке тең деп алынады.

Арқанның барабанға орамдалу шарты арқанның жарамдылық мерзімін анықтайды. Сондықтанда барабан диаметрін арттыру, қабаттық орамдалуды азайту, барабандарда арқанды орауда бунақтау, осылардың барлығы арқанның жүктелу режимін жақсартады, яғни оның ұзақ мерзімге жарамдылығын анықтайды.

Барабанның ұзындығы келесідей анықталады

$$L_{б} = z \cdot \pi \cdot d_{к} + m, \quad (6.26)$$

мұндағы $L_{б}$ - барабанның ұзындығы, мм; z - әр орамдалу қабатындағы арқан орам саны, мм; $d_{к}$ - арқан диаметрі; $m = 1 \div 2$ - арқан орамдары арасындағы саңылаулар.

$$L_{мп} = \sum_{n=1}^n L_n = \sum_{n=1}^n z \cdot \pi \cdot D_n = z \cdot \pi \cdot \sum_{n=1}^n D_n, \quad (6.27)$$

мұндағы $L_{мп} = L_{кб}$ - қажет етілген арқансыйымдылық, мм; D_n - n қабаттың орам саны, м; n – барабанға арқанның оратылған қабат саны.

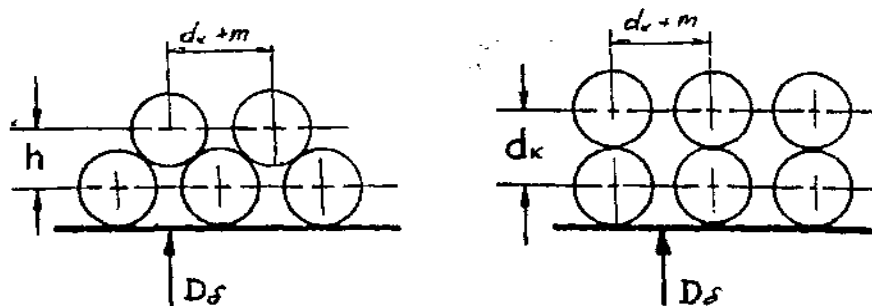
Әр қабаттың орам диаметрін анықтау үшін арқанның 14.11- суретте берілген оратылу сұлбасын қарастырамыз. Сұлбадан көріп отырғанымыздай ізделіп отырған диаметрлері келесідей анықталады:

$$\begin{aligned} D_1 &= D_{\sigma} + d_k \\ D_2 &= D_1 + 2h = D_{\sigma} + d_k + 2h \\ D_3 &= D_2 + 2h = D_{\sigma} + d_k + 4h \\ D_n &= D_{\sigma} + d_k + 2 \cdot h(n-1) \end{aligned} \quad (6.28)$$

мұндағы h – бір-бірімен шектесетін үш орамдар түзілген үшбұрыштың биіктігі.

$$h = \sqrt{d_k^2 - \left(\frac{d_k + m}{2}\right)^2} \quad (6.29)$$

мұндағы - $1 \div 2$ мм – орамдар арасындағы саңылаулар.



6.11-сурет Арқанның барабанға салыну сұлбасы:

А – жоғары орналасқан қабаттың орамдарының төмен орналасқан қабаттың орамдары арасындағы шұңқырында тұрақты орнығуы; б – жоғары жатқан орамдардың ауыспалы орнығуы

Егер $m = 0$ болса, онда

$$h = \sqrt{d_k^2 - \frac{d_k^2}{4}} = \frac{1}{2} d_k \sqrt{3} = \alpha \cdot d_k = 0,866 \cdot d_k \quad (6.30)$$

Мұндағы $\alpha = \frac{\sqrt{3}}{2} = 0,866$

Егер саңылау m мәнін арқанның диаметрін байланысты қабылдасақ, онда α коэффициенті келесі кестеде берілген мәндерге ие болады.

6.1-кесте

α коэффициент мәні

Арқан диаметрлері	Орамдар арасындағы саңылаулар	Коэффициент мәндері, α
25	1	0,854
28	1	0,855
30	1,5	0,851
32	1,5	0,852
35	2	0,849
38	20	0,85

Кестедегі мәліметтерден көріп отырғанымыздай, тәжірибелік есептеулерде барлық арқандар үшін $\alpha = 0,85$ деп қабылданады.

(6.30) тұжырымы мен $\alpha = 0,85$ деп ескергенде n – қабаттың орамдалу диаметрі келесіге тең

$$D_n = D_0 + d_k + 2 \cdot a \cdot d_k \cdot (n-1) \approx D_0 + d_k \cdot (1,70 \cdot (n-1)) \quad (6.31)$$

Әр қабаттағы орам саны

$$z = \frac{l_{св} \cdot U_{тс} + \alpha \cdot \pi \cdot (D_0 + d_k)}{\pi \cdot \sum_{n=1}^n D_n} \quad (6.32)$$

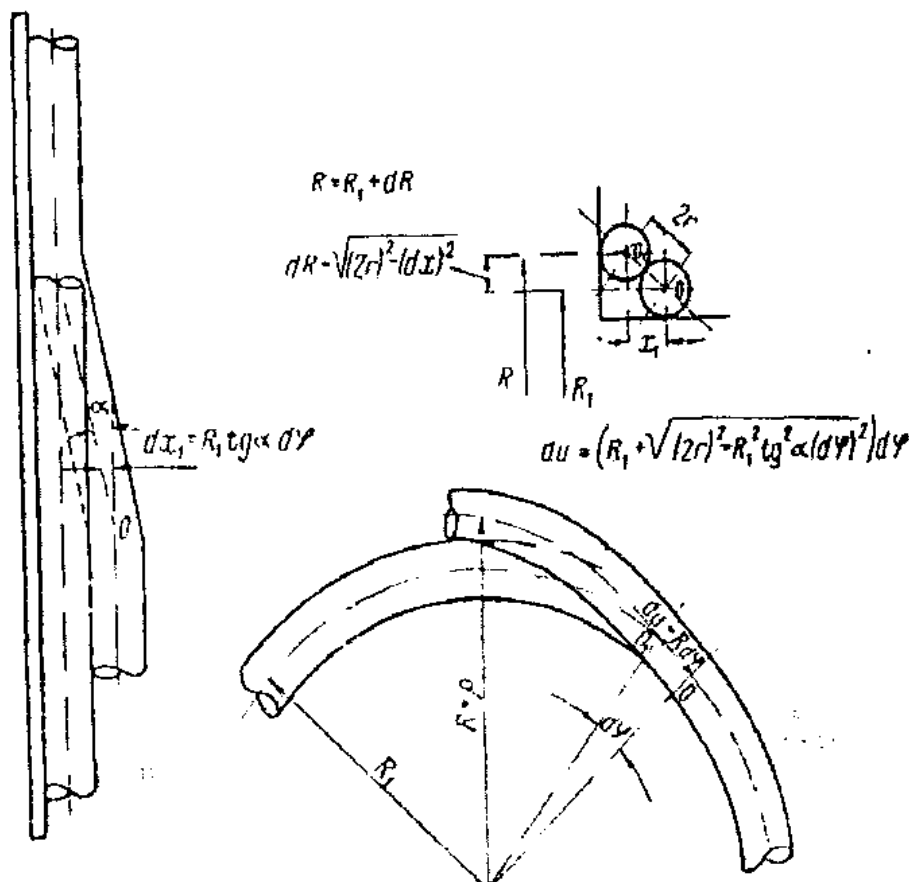
Барабанның ұзындығы (6.32) z орнына қойып, (6.27) тұжырым бойынша анықталады.

Орамның есептік диаметрі келесідей анықталады:

$$D_r = \frac{l_{св} \cdot U_{тс}}{\pi \cdot (n - a)} \quad (6.32)$$

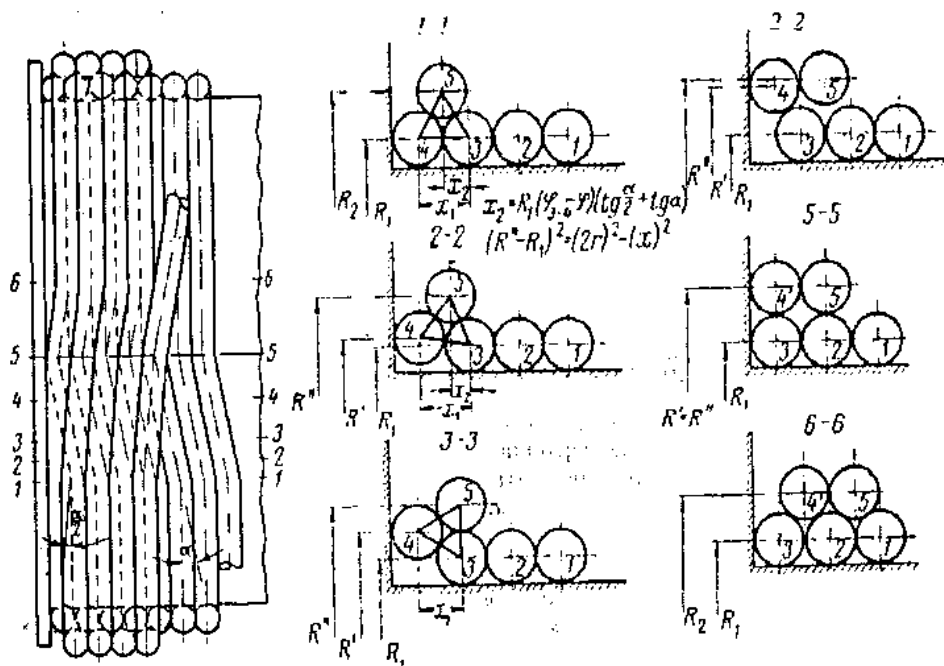
Барабанға көпқабатты орамдалудың ерекшелігі арқанның барабанға оралуының сындық (ауыспалы) зонасының болуы және барабанның сындық орны.

Барабанның сындық орны деп арқанның бір оралу қабатынан (6.12-сурет) екіншісіне ауысу орнын аталады. Арқанның көпқабатты оралуының сындық бөлігі деп, төмен жатқан 3 және 4 орамдары арасындағы үзілген шұңқырлардан (1-1 қима) арқанның орам шыңына (3-3 қима) ауысуы және ары қарай 3 және 2 орамдары арасына түсуі, яғни орамның бірінен екіншісінен ауысу зонасы.



6.12-сурет. Бір қабаттан екіншісіне арқан орамының ауысу сұлбасы

Арқанның тегіс барабандарға оратылуында арқанның бірінші қабаты көтеріп-түсіру жұмыстары барысында есілмейді және келесі қабаттарда берік орамдалуды қамтамасыз ету үшін бірінші қабаттың орамдарын қолмен нығыздалады. Мұнда әр орам барабанның шығыңқы шетіне параллель орналастырылады. Бірінші орамның екіншісіне өтуінде барабанның соңдарын бекіту орындарында жүзеге асырылады. α бұрышындағы арқан шығыңқы шетінен 1-1 қимада ауытқиды (6.13 сурет) және осы бұрышта 5-5 қимаға дейін салынады. Ары қарай екінші орамды түзе отырып, арқан шығыңқы шетіне параллель орналастырылады.



6.13-сурет. Орамның орамға өту сұлбасы

Екінші орам біріншінің ауысуы орнына α бұрышында келеді; ары қарай үшіншісі өтеді және солай жалғаса береді. Барабанның шығыңқы шеті α бұрышының ауытқуы арқанның диаметрі мен барабанның диаметріне байланысты болдады.

Бірінші қабаттың ауысу бөлігіндегі арқанның ұзындығы келесі формуламен анықталады

$$l = \sqrt{R_1^2 \cdot \varphi_{1-5}^2 + d_k^2} \quad (6.34)$$

мұндағы R_1 - орамның бірінші қабатының радиусы; φ_{1-5} - 1-1 және 5-5 қималары арасындағы бұрыш; d_k - арқан диаметрі.

Бірінші орамнан екіншісіне ауысуы үшін бірінші қабатта қажетті арқанның ұзындығын арттыру, параллель орамдаумен салыстырғанда келесідей анықталады

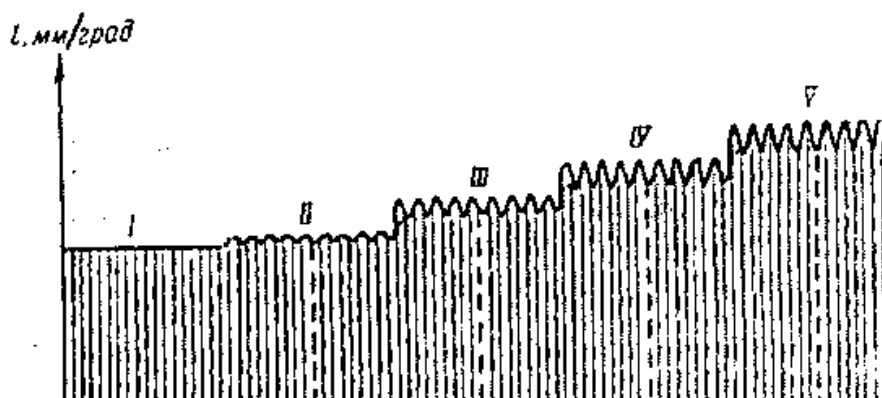
$$\Delta l_1 = \sqrt{R_1^2 \cdot \varphi_{1-5}^2 + d_k^2} - R_1 \cdot \varphi_{1-5} \quad (6.35)$$

6.12 және 6.13-суреттерден көріп отырғанымыздай, бірінші қабаттан екіншіге ауысудағы арқан ұзындығының өсімі келесі формуламен анықталады:

$$\Delta l = \int_0^{\varphi_{1-5}} \left[R_1 + \sqrt{d_k^2 + R_1^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha} \right] d\varphi - R_1 \cdot \varphi_{1-5} \quad (6.35a)$$

мұндағы α - ауысу кезіндегі арқанның шығыңқы шетіне еңкіштік өсі бұрышы.

Осындай жолмен екінші қабаттан үшіншіге, үшіншіден төртіншіге ауысу үшін қажетті қосымша арқан ұзындығын анықтауға болады. Сындық бөліктеріндегі арқанның қосымша ұзындықтарын 6.12 және 6.13-суреттерден ұқсас графоаналитикалық әдіспен анықтауға болады. Аталған жағдайда қосымша ұзындық арқанның барабан бойымен орын ауыстыруында және жақын орналасқан төменгі орамдардың шыңдары арқылы өтуінде құрылады. Бұл ауысулардың барлығы барабан диаметрінің бір жартысында ғана болады, нәтижесінде арқандардың қиылыстыра салынуында арқан орамының адырайып кетуіне алып келеді. Нәтижесінде біртегіс барабанға көпқабатты оратылған арқанның шынайы ұзындығы 6.14-суретте беріледі, мұндағы абциссалар осі бойымен атанактың бұрылыстық бұрышы, ал ордината осі бойынша – барабанның бір градус бұрышына келетін арқан ұзындығы деп саналады.



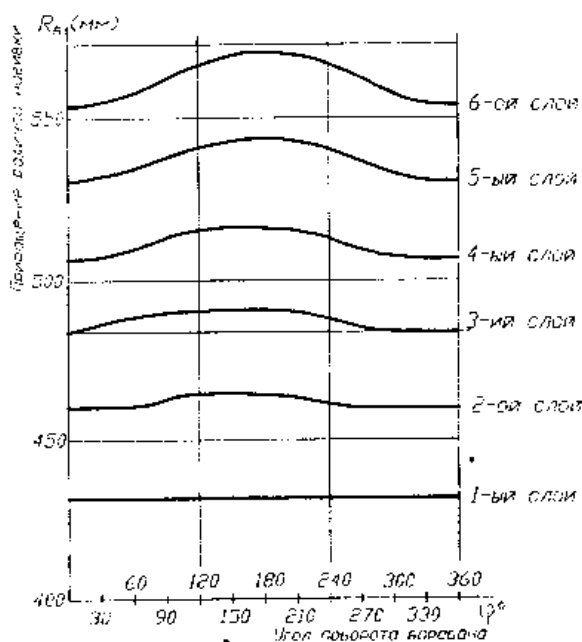
6.14 сурет. Барабанға арқанның оратылуының біркелкісіздік сұлбасы. I-V арқан қабаты

6.15-суретте барабанның бұрылыстық бұрышынан және оратылатын қабаттар санына байланысты диаметрі 32 мм У2-5-5 шығыр барабанына келетін арқанның орамдалу радиусының өсімшесі берілген.

Суреттен көріп отырғанымыздай, барабанның бір айналымға (арқанның 11 т керілуінде) бұрылуындағы орамдалу радиусының өзгеруі 15 мм жеткен, жүргізілген өлшеулерге көрсеткендей ол керілудің азаюымен бірге өсе түседі. Диаметрі 38мм арқанның БУ-300Э бұрғылау қондырғысының барабанына оратылуында бұл біркелкісіздік 30 мм жетеді.

Арқанның барабанға орамдалу радиусының бір айналымға өзгеруі тартқыш ішектің қозғалыс жылдамдығына импульстік сипат береді. Импульс тәлдік жүйенің элементтері арқылы өте отырып, динамикалық жүктемені

туындатады, яғни жүйе элементтеріндегі жүктемелердің тербелістік сипатын болдырады, бұлардың оциллограммасы 6.8-6.10 суреттерде берілген.



6.15-сурет. Диаметрі 32мм арқанның У2-5-5 шығыр барабанына оратылуы диаметрінің өзгеруі

6.2.2 КТО кезіндегі бұрғылау қондырғысының көтергіш бөлігіндегі динамикалық жүктемелер

Бұрғылау қондырғысының көтергіш бөлігіндегі амалсыз тербелістердің көзі оған тән кезеңдік жүктелу үрдісі және тәлдік жүйе мен мұнарадан жүктемені алу, сонымен қатар арқанның барабанға оратылу жылдамдығының біркелкісіздігі. Оратылу жылдамдығының біркелкісіздігі тізбектерді бір свечаға көтеру немесе түсіруде орын алады, ол түрлі себептермен болады, түсіру соңында жүйенің тежелуі, арқанның барабанға көпқабатты оралу кинематикасы.

КТО кезіндегі тербелістік үрдістер шығуы жолына байланысты келесілерге бөлінеді:

1. Свечаның ротордан қармап алу кезіндегі көтеру бөлігіндегі оқыс жүктелуден туындаған тербелістік үрдістер.

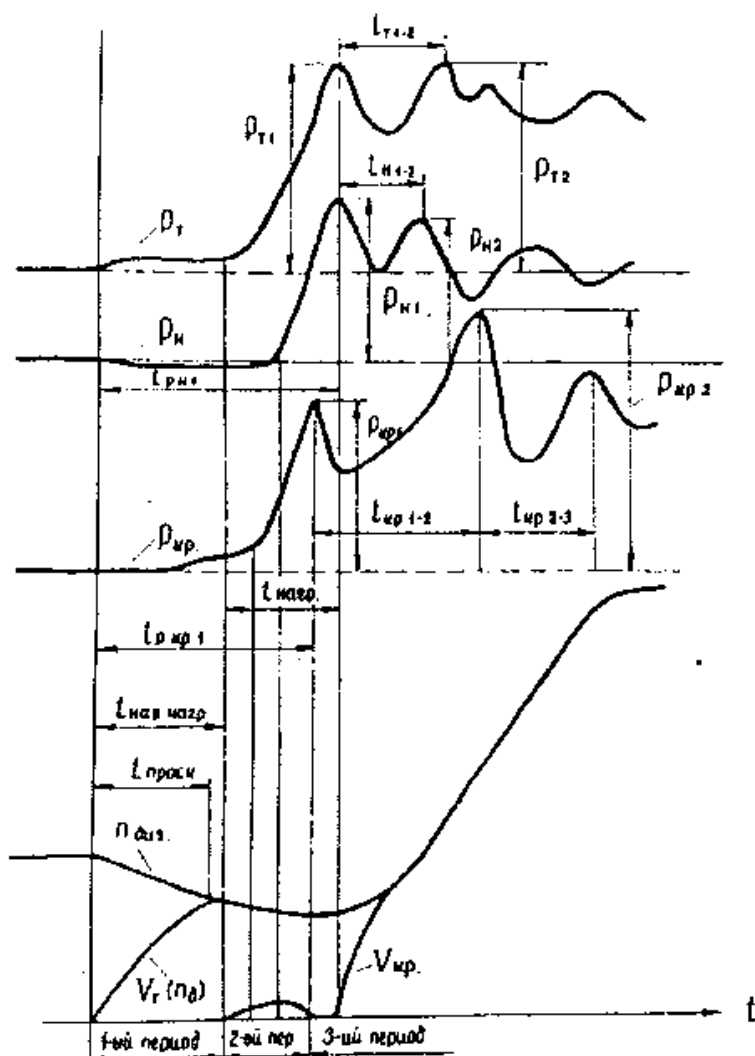
2. Көтерілетін свечалардың (немесе түсірілетін) инерциялық күштері себебінен туындаған тербелістік үрдістер, келесі жағдайларда:

- ілінген жүкті екпіндетуден бұрын;
- екпіндету аяқталғаннан кейін, белгіленген жылдамдыққа ауысуда;
- көтеру аяғында, бәсеңдеуге ауысуда;
- түсіру соңында, бірқалыпты қозғалыстан бәсеңдеуге тежелу және тоқтау кезінде ауысуы.

3. Барабанға арқанның көпқабатты оратылу кинематикасынан туындаған, тартқыш ішек қозғалысының жылдамдығының біркелкісіздігінен болған тербелістік үрдіс.

Бұрғылау тізбектерін ротордан қармап алудағы тербелістік үрдіс ротордан тәлдік жүйеге ауысу қарқындылығымен негізделеді, ол жүйе қатандығына (тәлдік жүйе – мұнара – шығыр жетектерінің элементтері) және екпіндету барысында қозғалтқыш білігінің айналу жиілігін реттеу қалыптылығына байланысты.

Көтеру кешендерінің элементтеріндегі тербелістік үрдісі 6.16-суретте берілген. Тәжірибе барысында келесідей параметрлер тіркелді: P_T , P_H , $P_{кр}$ - тарқыш ішектегі, қозғалмайтын ішектердегі және ілгектегі күштер; $n_{оиз}$, n_0 - жалғастырғыш пен барабанның бастапқы және жетекші бөліктерінің айналу жиілігі. Суреттен көріп отырғанымыздай жүктелу үрдісін үш кезеңге бөлуге болады, олар келесі шектерде өзгеріп отырады: біріншісі – 0...2; екіншісі – 0,15-1; үшіншісі – 0...10с.

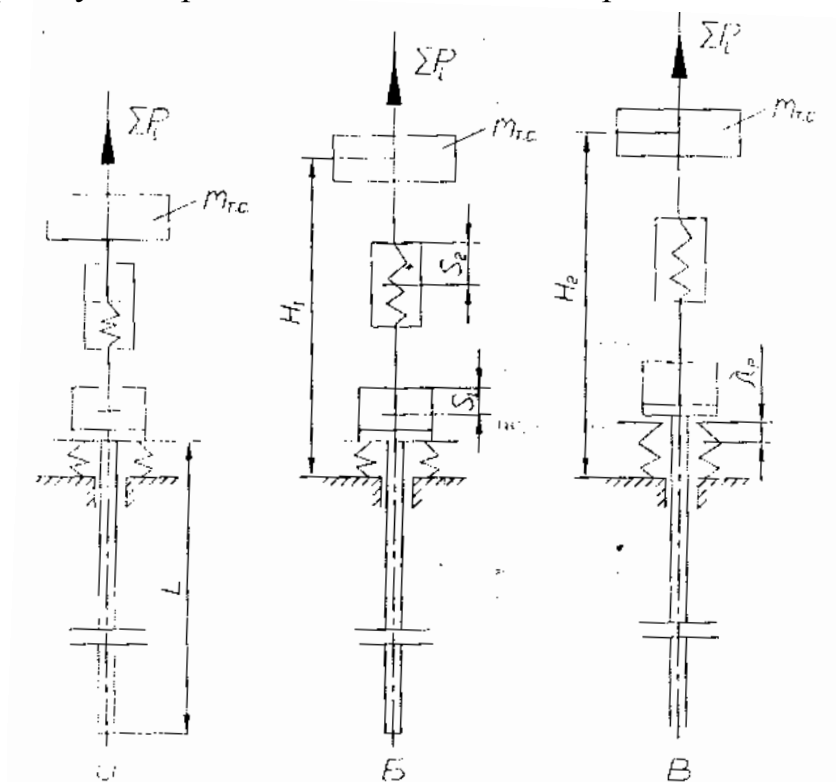


6. 16 сурет. Бұрғылау тізбектерін көтерудің басындағы бұрғылау қондырғысының көтергіш бөлігінің элементтеріндегі тербелістік үрдіс

Бірінші кезең – жалғастырғыш бөліктердің айналуы басынан тәлдік жүйеде саңылауларды таңдауға дейінгі. Кезеңнің ұзақтығы жүйедегі саңылауларға және тәлдік жүйенің қозғалмалы бөлігіндегі үдетілген қозғалыста пайда болатын күш әсерінен арқанның ұзаруына байланысты.

Екінші кезең – тәлдік жүйеде саңылауларды таңдаудан элеватордың бұрғылау тізбектерінен үзілу моментіне дейінгі (6.17 сурет). Бұл кезеңде тәлдік жүйе мен мұнараның жүктелуі жүреді. Екінші кезең соңында бұрғылау тізбектерінің үлкен ұзындығында ілгектегі күш оның статикалық салмағына жақын келеді, ал бұрғылау құбырларының жоғарғы бөлігінің орын ауыстыру жылдамдығы нөлге жақын.

Екінші кезең барысында бұрғылау тізбегінің жоғарғы бөлігіне түсетін күші ротордың серпімді тірегінің потенциалдық энергия әсерінен, сонымен қатар жетек қозғалтқыштары энергиясымен қамтамасыз етіледі. Кезең соңында ротордың серпімді тірегінің потенциалдық энергиясы нөлге жақындап, кинетикалық энергияға ауысады, нәтижесінде құбырлардың үстіңгі жағына келетін күштің өсу қарқыны төмендейді, ал қозғалыс жылдамдығы біршама уақытта нөлге жақын келеді. Сонымен серпімді тіректің потенциалдық энергиясы және жетек қозғалтқыштарының энергиясы бұрғылау құбырларының серпімді тізбегіне бірінші түрткіні құрайды, оның басталуы мен аяқталуы жүктелудің бірінші және екінші кезеңдеріне сәйкес келеді.



6.17-сурет. Қармау кезіндегі ТКК элементтерінің қозғалыс сұлбасы

Үшінші кезеңде бұрғылау қондырғысының барлық элементтеріндегі күштері ең жоғарғы мәнге дейін өседі және ары қарай барлық тізбектерді екпіндету орындалады.

Ішектердің 45м ұзындығында (ротордан қапсырмалауда) ілгектегі ең жоғары күш екінші тербелісте пайда болады. Мұндағы екінші жүктелу кезеңі мен ілгектегі күштің екінші максимумы арасында құбырлар мен құбырлар ұзындықтарында серпімді толқындардың таралу жылдамдықтары анықталады. Ол келесідей анықталады

$$t = \frac{2L}{a} \quad (6.36)$$

мұндағы L - бұрғылау құбырының ұзындығы; a - құбырлардағы серпімді толқындардың таралу жылдамдығы.

Бірінші жуықтаудағы тартқыш ішектегі динамикалық жүктеме $P_{\text{дин}}$ келесі формуламен анықталады

$$P_{\text{дин}} = \frac{C \cdot U_{\text{тс}}}{Q_{\text{кр}}} \int_{t_1}^{t_2} N \cdot dt \quad (6.37)$$

мұндағы N - қапсырмалау кезіндегі шығыр барабанына келтірілетін өзгермелі қуат; t_1 - жүктелудің басталу уақыты; t_2 - тәлді жүйенің жүктелуінің аяқталу уақыты; C – жүйенің келтірілген қатандығы; $Q_{\text{кр}}$ - ілгектегі жүктеме; $U_{\text{тс}}$ - тәлдік жүйе жабдықталу еселігі.

6.18-суретте қапсыру кезеңіндегі көтеру барысында Уралмаш-3Д және БУ-125БрД қондырғыларының көтеру бөліктеріндегі динамикалық коэффициент мәні берілген, ол келесі формуламен анықталады

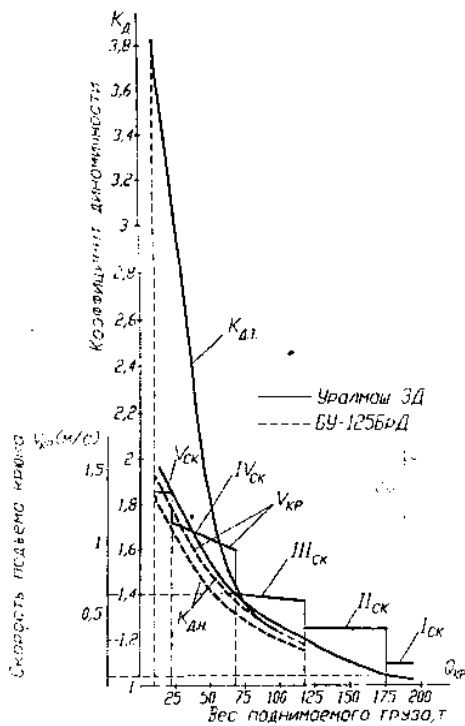
$$K_{\text{дин}} = \frac{P_{\text{дин}}}{P_{\text{ст}}} \quad (6.38)$$

Динамикалық $P_{\text{дин}}$ және статикалық $P_{\text{ст}}$ жүктемелері мәндері эксперимент жүзінде осилограмма мәліметтері бойынша анықталған. 6.19-суретте Уралмаш-3Д бұрғылау қондырғысында алынған тәлдік жүйенің жылжымайтын бөлігіндегі динамикалық коэффициенттің тартқыш ішектің жүктелу барысында қозғалыс жылдамдығына тәуелділігі берілген.

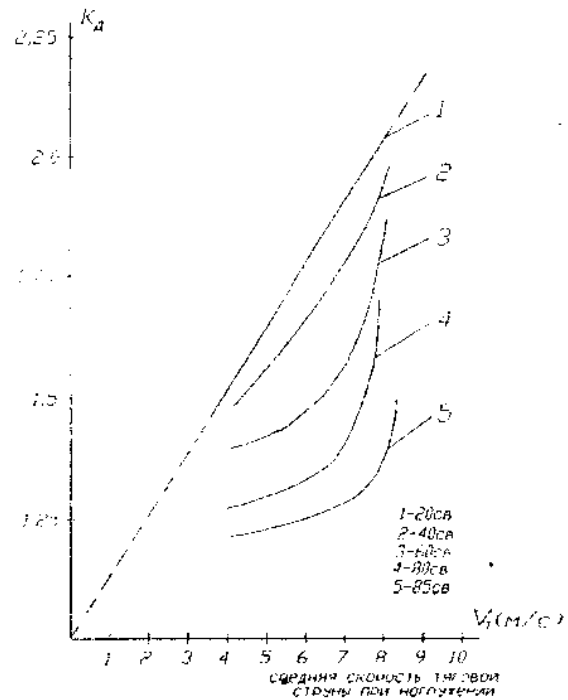
6.16 және 6.19 суреттерді талдай отырып, жүйе элементтеріндегі ең жоғарғы жүктеме ұзақтығы 0,15 тен 1,0 дейінгі жүктелудің екінші кезеңінде, тартқыш ішектің 4 тен 8м/с қозғалыс жылдамдығында қалыптасады. Қозғалмайтын ішектегі динамикалық коэффициент 1,2 ден 2,0 дейін, ал тартқышта – 3,8 дейін өзгереді.

Тәжірибе көрсеткендей екінші кезеңнің қапсыру кезіндегі ұзақтылығы тартқыш ішектің қозғалыс жылдамдығының азаюымен бірге артуында динамикалық жүктеме төмендейді. Бұл көп жағдайларда шығыр жетектерінде тұрақты ток электрқозғалтқыштарында реттеледі, сонымен қатар барабанға бір

уақытта оратылатын екі тарқыш ішекті тәлдік жүйені қолдану барысында орын алады.



6.18-сурет. Тартқыш және жылжымайтын ішектердегі динамикалық коэффициенттің ілгіштің көтерілу жылдамдығына және ілгектегі жүктемеге тәуелділігі



6.19-сурет. Динамикалық коэффициенттің жүктелу кезіндегі тартқыш ішектің орташа жылдамдығына тәуелділігі

Бұрғылау тізбектерін түсіру немесе көтеру кезіндегі инерциялық күштермен туындайтын тербелістік үрдістер. Тізбектерді екпіндету барысындағы динамикалық жүктеме келесідей анықталады

- ілмектегі:

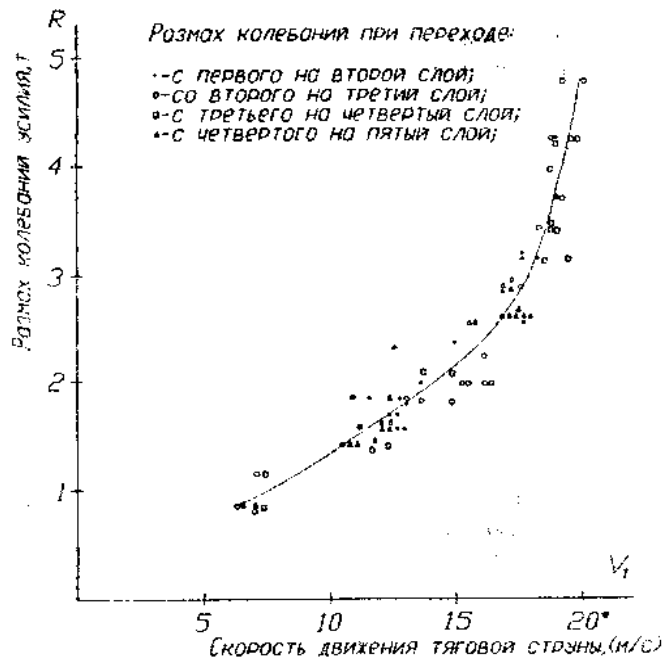
$$P_{\text{дин}} = \frac{Q_{\text{кр}}}{g} \cdot W + Q_{\text{кр}} = Q_{\text{кр}} \left(1 + \frac{W}{g} \right) \quad (6.39)$$

мұндағы W - екпін үдеуі, g – еркін түсу үдеуі.

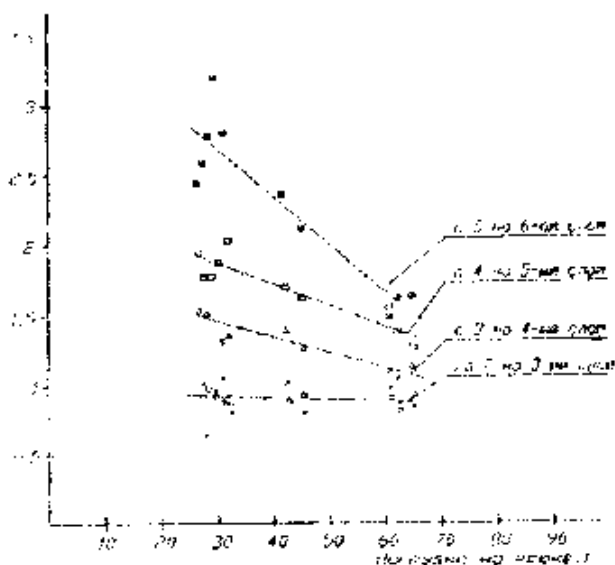
- тартқыш ішекте

$$P_{\text{т.д}} = m_{\text{кр}} \cdot W + \frac{Q_{\text{кр}} + G_{\text{тс}}}{U_{\text{тс}}} \quad (6.40)$$

мұндағы $m_{\text{кр}}$ - айналмалы шкивтер мен қозғалмалы тәлді арқанның, бұрғылау тізбектерінің тартқыш ішекке түсіретін салмағы; $G_{\text{тс}}$ - тәлдік жүйенің қозғалмалы бөлігінің салмағы.



6.20 - сурет. Тартқыш ішектің жылдамдығына байланысты, арқанның бір қабаттан екіншісіне өтуінен болған, жылжымайтын ішектегі күш тербелісі құлашының өзгеруі



6.21 сурет. Орамдалу қабаты мен ілгектегі жүктемеге байланысты, арқанның бір қабаттан екіншісіне өтуінен болған, жылжымайтын ішектегі күш тербелісі құлашының өзгеруі

Көпқабатты орамдалу ерекшелігіне байланысты қапсырмалау кезінде динамикалық жүктемені төмендету екі тартқыш соңы бар тәлдік жүйеге ауысуына мүмкіндік береді, олардың қозғалыс жылдамдығы – дәстүрлілермен салыстырған екі есе кіші.

6.20-суретте жылжымайтын ішектегі арқанның бір қабаттан екіншісіне ауысуынан туындаған тартқыш ішектің жылдамдығына байланысты күш

тербеліс құлашының тәуелділігі берілген. Тәуелділік Уралмаш-3Д бұрғылау қондырғысынан эксперименттік мәліметтер бойынша алынған.

Жүргізілген эксперименттер динамикалық жүктемелер тартқыш ішектің жылдамдығы шаршысына пропорционал екенін көрсетті. Ішектердегі күш тербелісі 5 т жуық.

6.21-суретте жылжымайтын ішектегі арқанның бір қабаттан екіншісіне өтуіндегі орамдалу қабатына және ілгіштегі жүктемеге байланысты күш тербелісінің құлаштану тәуелділігі берілген. Суреттен орамдалу радиус өсімінің тербеліс құлашына әсер анық көрінеді.

6.3 Бұрғылау шығырлары барабандарындағы науашалы бастырмалау

6.3.1 Құрылымдық ерекшеліктері және арқанның ұзақ тұрақтылығына әсер ететін параметрлеріне қойылатын талаптар

Бұрғылау шығырларының барабандарына арқанның оратылу кинематикасының ерекшелігі көтеріп-түсіру операциялары барысындағы оның көпқабаттылығы.

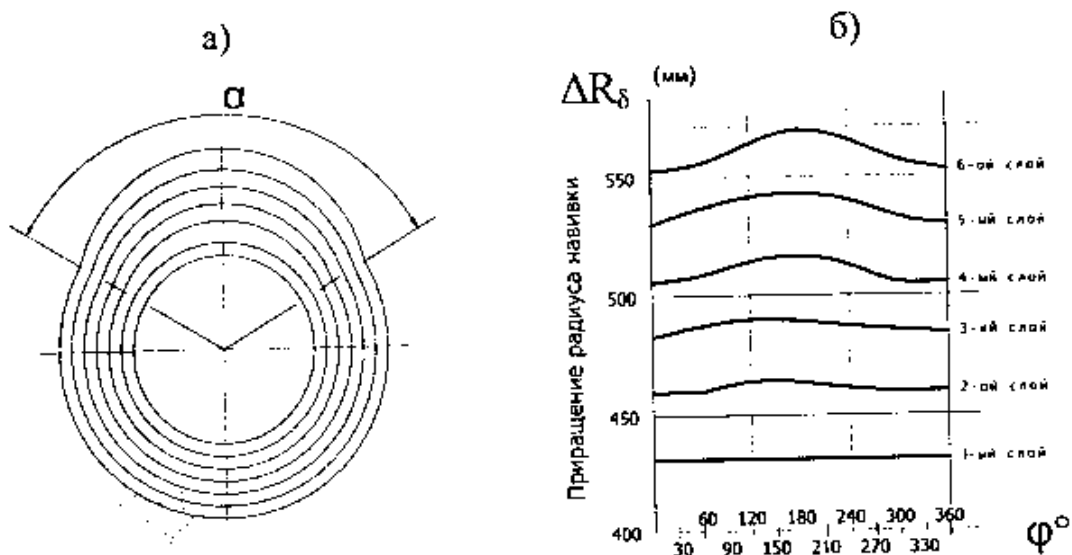
Көпқабатты орамдауда әр қабаттың орамдары барабан бойында секірмелі орын ауыстырады, тақ қабаттардың орамдары – солға, жұптарының – оңға ығысады, атанақтың әр айналымында арқанның әр орамы төмен орналасқан орамдардың шыңдарымен қиылысады.

Сындық бөлімдерде орамдалуда қажет етілетін арқанның қосымша ұзындығы арқанның барабан бойынша секірмелі орынауыстыру кезінде және төменгі орамдардың шыңдары арқылы өтуінде құрылады. Бұл ауысулар барабанның бір бөлігінде орындалады, нәтижесінде арқан қабаттарының қиылысып орналасуы оратылған арқанның адырайып кетуін болдырады, яғни оның оратылған қабат санының артуымен бірге өседі (6.22-сурет).

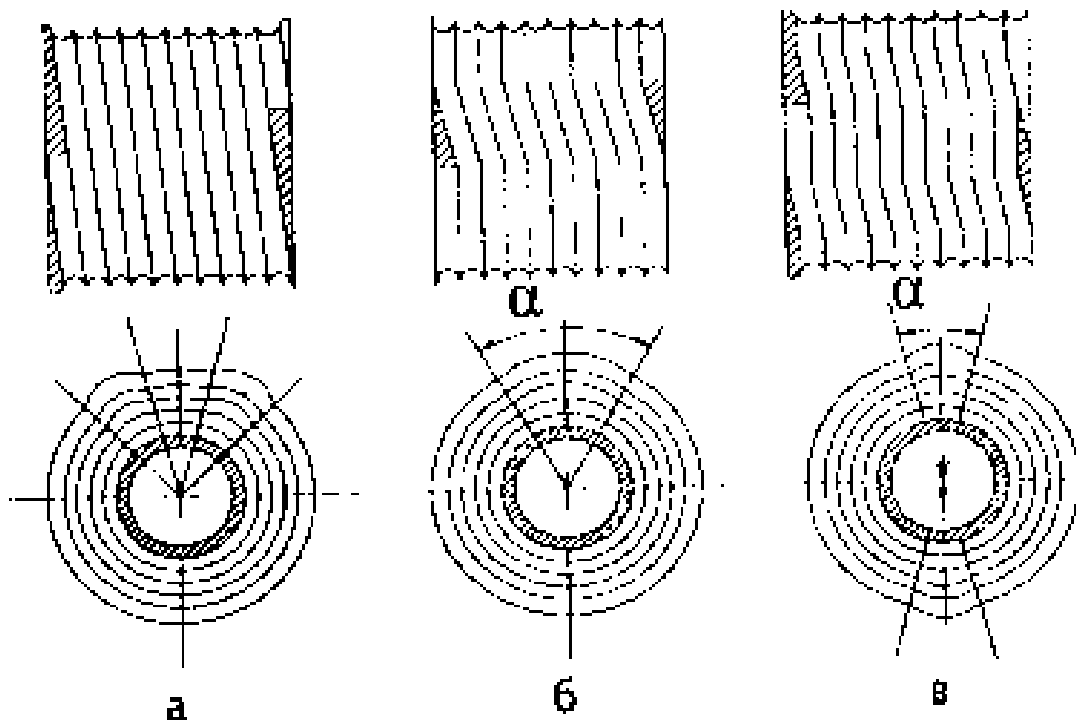
Барабанға бірқалыпты және тізбектелген арқанның оратылуын қамтамасыз ету үшін оларды спиральды бунақты бастырмалармен жабдықтайды. Көп жағдайларда бунақтар барабанға жасалынады.

Барабанға арқанды оратудың үш негізгі кеңінен тараған сұлбалары бар, 6.23-суретте берілген, (а-спиральдық (винттік) бунақ); б – бір орында орамдардың ығысуы; в – екі орында орамдарының ығысуымен параллель; α - ығысу бұрышы).

Бұрғылау шығырларын жобалау барысында кеңінен таралғандардың бірі екі диаметрлі секторлармен бунақтарды кесу болып табылады. (6.23-сурет в).

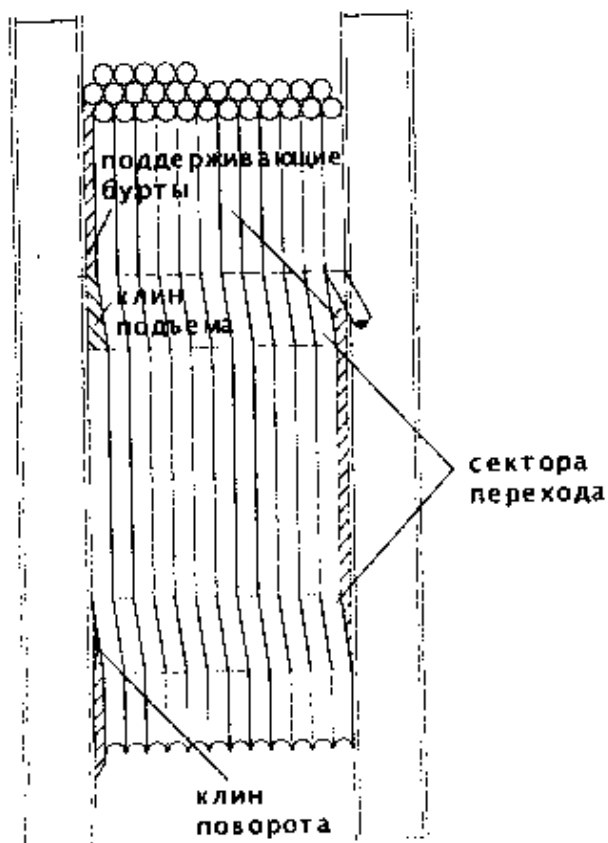


6.22-сурет. Көпқабатты салу барысындағы арқанның тегіс барабанға оратылу радиусының өзгеруі:
 а – салу сұлбасы; б – 32 м диаметрлі арқанның К2-5-5 шығыр барабанына оратылу радиусының өзгеруі



6.23-сурет Бунақты барабанға арқанның оратылу сұлбасы

Қолда бар сұлбаларда (6.24-сурет) барабанның үстіңгі беті төрт секторға бөлінген, олардың әр екеуі барабанның қарама-қарсы жақтарына орналасқан. Екі үлкен секторлары барабан шығыңқы шетіне диаметрльды орналасқан, 45° алады және ауысу секторлары болып табылады. Әр секторда арқанның барабан өсі бойында арқан диаметрінің жартысына тең әр орамның ығысуы орын алады.



6.24- сурет, Бұрғылау шығырларындағы бунақтарды кесу сұлбасы

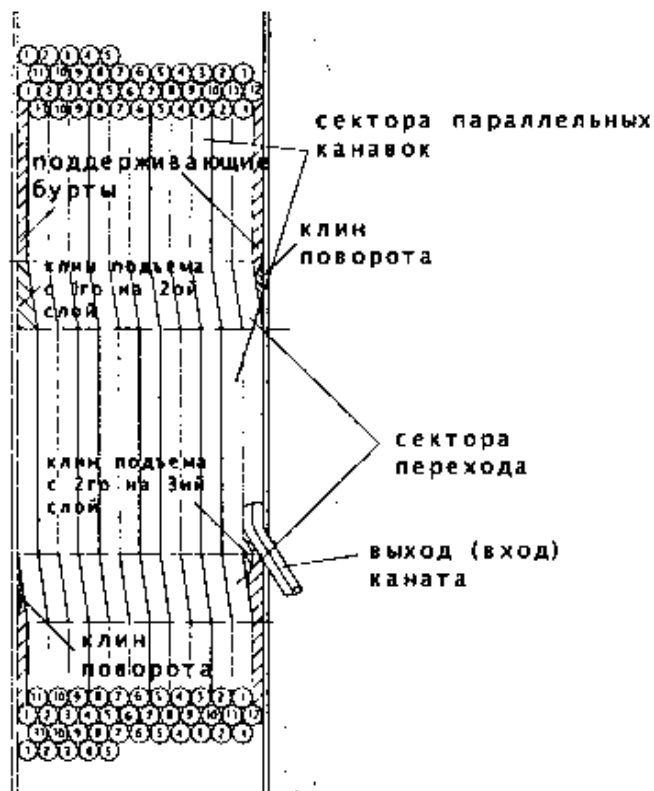
Арқанның дұрыс салуын екінші қабатта қалыптастыру үшін барабандар екі бұрттармен, бұрылыс белдемелерімен жабдықталады.

Дұрыс жобаланған және барабанға орнатылған науашалы бастырмалар арқанның салуын бірқалыпты етіп, оны теңгерімділікті етіп, динамикалық коэффициентті терең бұрғылау барысында азайтады.

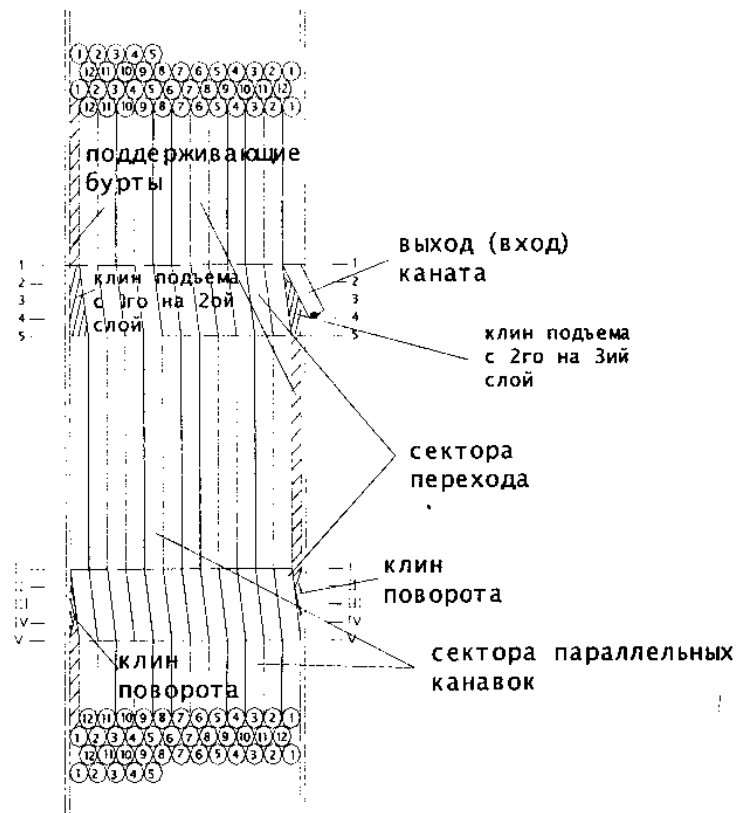
6.25 және 6.26-суреттерде екі диаметралды ауыспалы (Лебус сұлбасы бойынша) науашалы бастырмалары екі сұлба бойынша дайындалады – бірі барабан ұзындығы бойынша, бірінші қабаттағы (6.26-сурет) арқан орамдарының бірнеше санын қамтамасыз етеді, екіншісі – 0,5 еселікте (6.25-сурет) орам сандарының салынуын қамтамасыз ететін барабан ұзындығы.

Екінші құрылымдық ерекшелігі, арқанды барабанға енгізу орны (бекіту зонасынан) ауысу секторы зонасынан тыс шекке шығарылады, ол үшінші құрылымдық ерекшелікті орындауға, дәлірек айтқанда – ауысу секторында екіншіден үшінші қабатқа арқанды көтеру сынаны орнатуды орындау мүмкіндігін береді. Екіншіден үшінші қабатқа арқанды көтеру сынасының болуы екінші қабаттағы орамның оратылуындағы және үшінші қабаттың бірінші орамындағы кемшіліктерді жояды және үшінші қабатта арқанның салыну тізбектілігін қамтамасыз етеді.

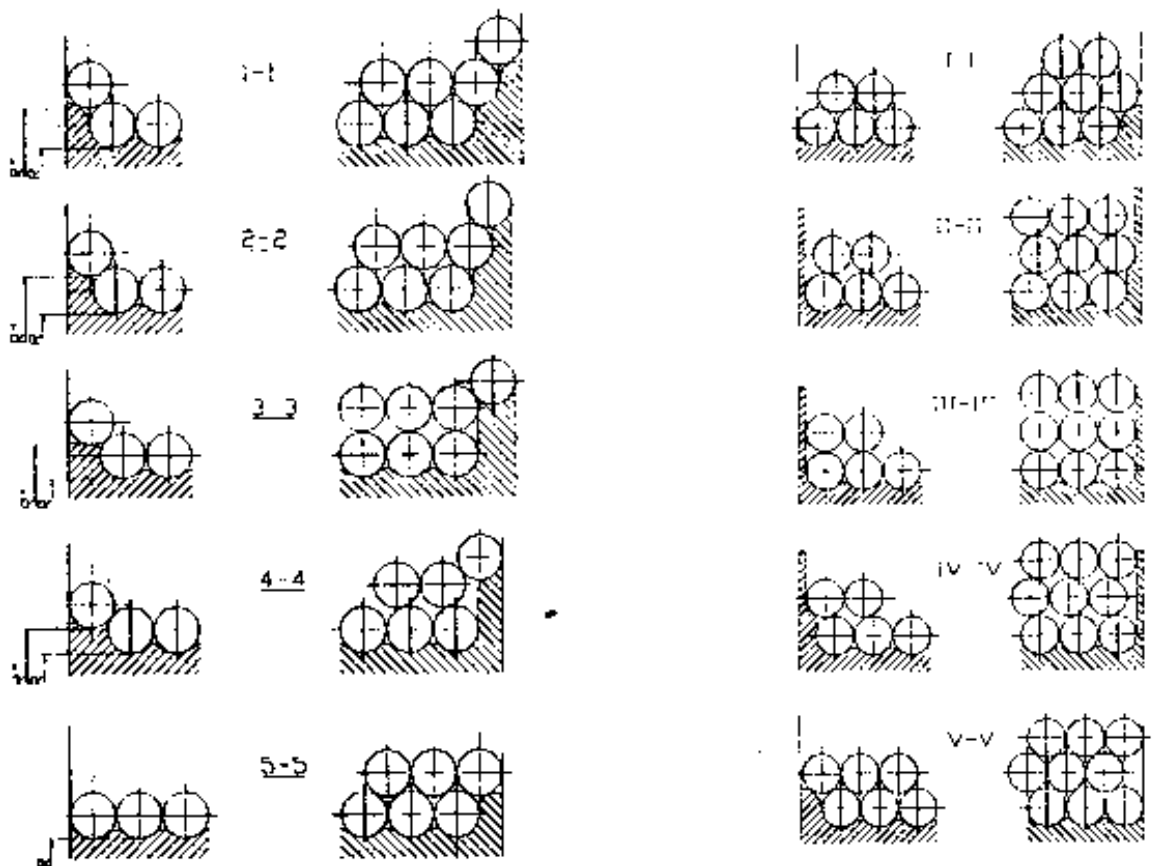
Бұрылыстық сыналы ауысу секторларының және бірінші қабаттан екіншіге және үшіншіге көтеру секторларының құрылымдық сұлбалары 6.27 және 6.28-суреттерде берілген.



6.25-сурет. Бұрғылау шығырларының барабандарына бунақтарды кесудегі кеңес берілген сұлбасы (I нұсқа)



6.26-сурет. Бұрғылау шығырларының барабандарына бунақтарды кесудегі кеңес берілген сұлбасы (II нұсқа)



6.27-сурет. Арқанның бірінші қабаттан екіншіге, екіншіден үшінші қабатқа көтерілуінің сыналы секторларының ауысуының құрылымдық сұлбасы

6.28-сурет. Сыналы бұрылыстық арқанның ауысу секторларының құрылымдық сұлбасы

Барабанға көпқабатты арқан салудың ерекшелігі арқанда бірнеше ауыспалы зоналардың (орамнан екінші орамға арқанның ауысуы зонасы, қабаттан қабатқа арқанның ауысу зонасы) болуы. Осы зоналардағы арқанның орамдалу параметрлері бір-бірінен айырмашылықты келеді, яғни олардың бүгілу (иілу) радиустарының азаюы, соның себебінен арқанның ұзақ тұрақтылығының төмендеуі. Осыған байланысты ауыспалы зоналарда науашалы бастырмалардың құрылымдары арқанның иілу радиустары оңтайландырылуы керек, бұл олардың жеткілікті ұзақ тұрақтылығын қамтамасыз етеді. Сындық бөліктер үшін арқанның иілу радиустары келесі 6.29 және 6.30-сурет сұлбаларына негізделі анықталынады.

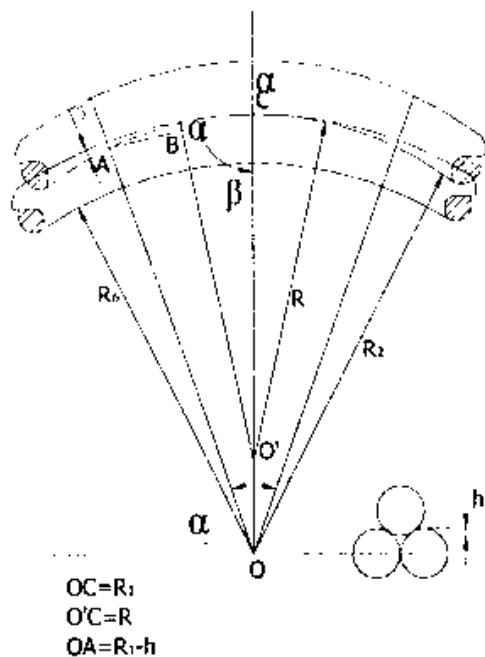
6.29-суретте орамдалудың екінші қабатындағы ауыспалы зонаның (ауыспалы зона секторындағы орамнан екінші орамға арқанның ауысуы) сындық бөлігі берілген, 6.30-суретте бірінші орамдалу қабатынан екіншісінен арқанның ауысуы сұлбасы берілген.

6.29 және 6.30-сурет сұлбаларын талдай отырып, бір қабаттан екіншіге өту кезіндегі арқанның иілу радиусының тәуелділіктерін анықтауға болады және төмен орналасқан орамдардың шыңдары арқылы ауыспалы бунақтарының сектор шамаларын анықтауға болады (6.23-сурет).

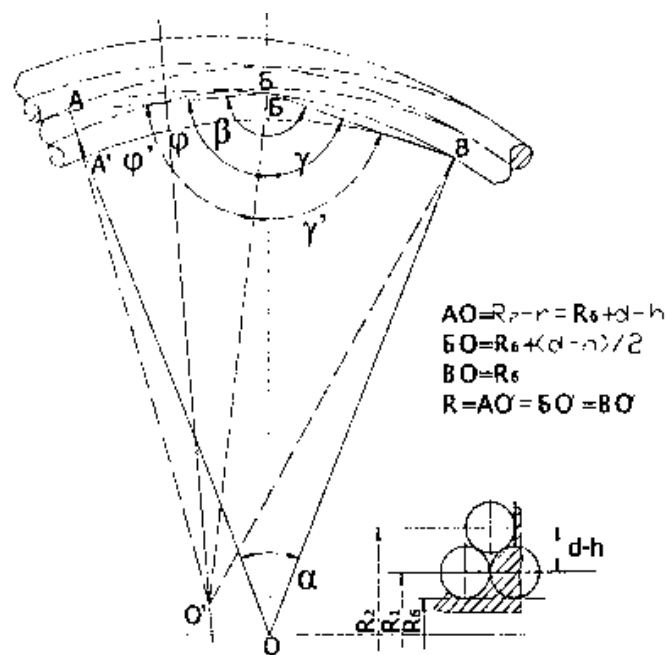
6.29-суреттен анықтайтынымыз

$$AO^2 = AC^2 + OC^2 - 2 \cdot AC \cdot OC \cdot \cos \beta \quad (6.52)$$

$$AC^2 = AO^2 + OC^2 - 2 \cdot AO \cdot OC \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (6.53)$$



6.29-сурет Арқанның орамнан екінші орамға өту сұлбасы



6.30-сурет. Қабаттан екінші қабатқа арқанның өту сұлбасы

(6.53)-ті (6.52) орнына қоя отырып, алатынымыз

$$\cos \beta = \frac{OC - AO \cdot \frac{a}{2}}{\sqrt{AO^2 + OC^2 - 2 \cdot AO \cdot OC \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}}. \quad (6.54)$$

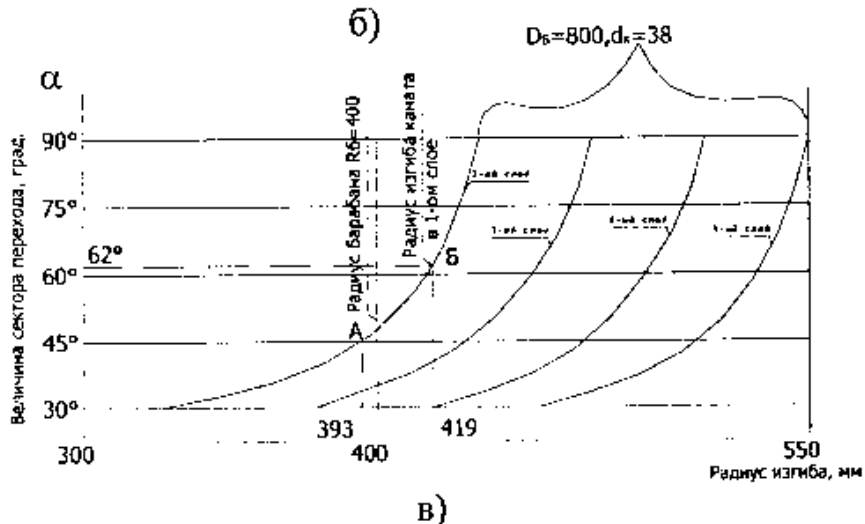
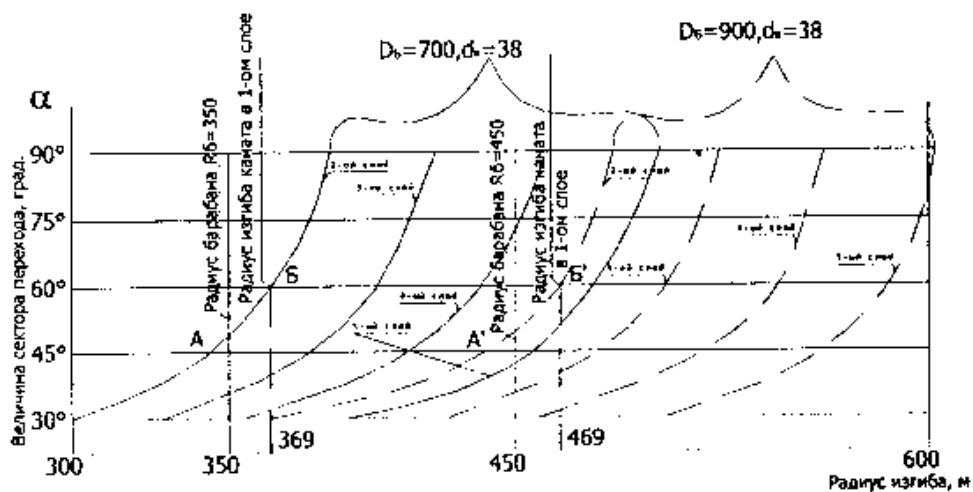
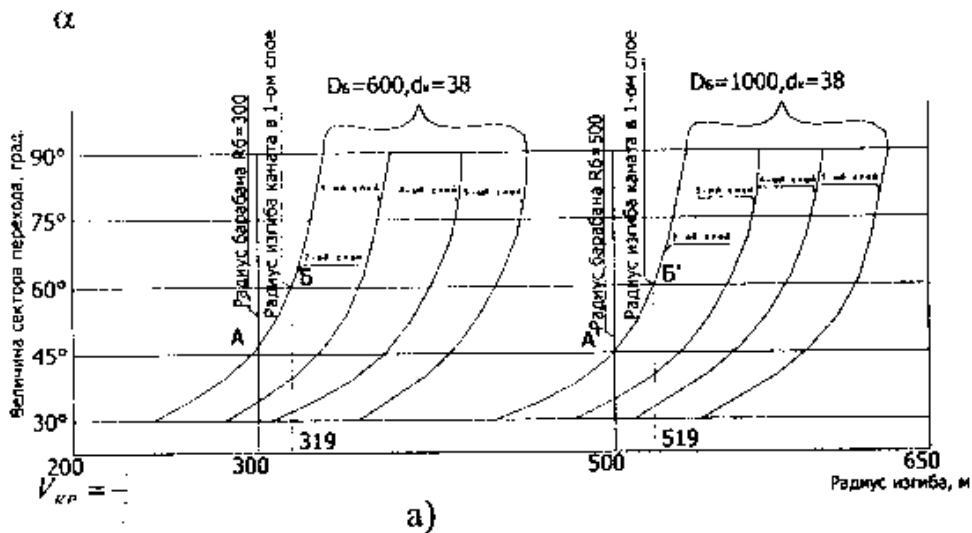
BCO үшбұрышынан табамыз:

$$\cos \beta = \frac{AC}{2 \cdot R}. \quad (6.55)$$

(6.55) орнына (6.53) және (6.54) мәндерін қоя отырып, қарапайымдай, иілу радиусын анықтаймыз:

$$R = \frac{AO^2 + OC^2 - 2 \cdot AO \cdot OC \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{2 \left(OC - AO \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right)},$$

немесе кесінділерін орамдалу радиусы, арқан диаметрі және h шамасын арқылы белгілей отырып, алатынымыз:



6.31-сурет Төмен орналасқан орам шыңдары арқылы асуындағы арқанның бүгілу радиусының бунақтары ауысу секторлары шамаларына тәуелділігі

- а) $D_6=600$ мм атаңақ диаметрлері үшін және $D_6=1000$ мм арқан диаметрі $d_k=38$ мм.
- а) $D_6=700$ мм атаңақ диаметрлері үшін және $D_6=900$ мм арқан диаметрі $d_k=38$ мм.

а) $D_6=800$ мм атаңақ диаметрлері үшін және $D_6=1000$ мм арқан диаметрі $dk=38$ мм.

$$R = R_1 - \frac{2 \cdot R_1 \cdot h - h^2}{2 \left[R_1 - R_1 - h \right] \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (6.56)$$

Диаметрі 38 мм арқанның бүгілу радиусының төмен орналасқан орамдардың шыңдары арқылы өтуінде және түрі барабан диаметріндегі, формула (6.56) формуласы бойынша орындалған есептеу нәтижелері 6.31-суретте берілген.

Алынған нәтижелерге қарағанда, ауысу секторының бұрышы арқанның иілу бұрышына мәнді әсер етеді және $60-62^0$ сектор бұрышында сындық бөліктегі арқанның иілу радиусы бірінші қабаттағы арқанның радиусынан кіші.

Сондықтан да науашалы бастырмалар ауыспалы секторларының бұрышы $a=60^0$ болуы тиіс.

Уралмаш құрастырушылары да, a ауыспалы секторларының КТО кезінде тәлдік арқандардың тұрақтылығына әсер етуін зерттей келе осындай қортындыға келді.

Кейде шығыр барабандарына бунақтарды кесу сұлбасын құрастыру барысында ауыспалы бунақ секторларының өлшемдерін 60^0 асыру тілегі пайда болады. Бірақ a орталық бұрышын арттырудың кері жағдайлары бар, олардың себебі, біріншіден – арқанның орамдалып жатқан орамы үлкен ауыспалы зонада тұрақсыз болып келеді және вибрация болған жағдайда тартқыш ішекте орам алдын ала түсіп кетуі мүмкін. Екінші себебі – ауысу секторының артуымен бірге барабанның әр айналымындағы тартқыш ішек қозғалысының біркелкісіздігіне алып келеді, бұл тәлдік жүйеде тербелістік үрдістің пайда болуына алып келеді – яғни тәлдік арқандағы динамикалық жүктеменің өсуіне алып келеді.

Барабанда бунақтар сұлбасының маңызды элементтеріне ауысу секторындағы бұрылыстық сынасы болып табылады. Бұрылыстық сына пішін бойынша үшқырлы биіктігі 4-5 арқан диаметрлі призмалы, ал қимада теңбүйірлі үшбұрышты келеді.

6.3.2 Шкивтер бунақтары мен шығыр барабандарына кесілетін бунақтарының пішін радиустарына қойылған талаптар

Тәлдік жүйенің шкивтері пішінің өлшемдері мен бұрғылау шығырлары барабандарының бунақтары пішіндері өлшемдері тәлдік арқандарды дұрыс эксплуатациялау үшін өте маңызды болып табылады. Пішіннің кіші радиусы арқанның қысылуына алып келеді – яғни жылғада тұрып қалуына, бұл арқанның қажалып, сыртқы қабатының тозуына алып келеді, сонымен қатар шкивтер науашаларының қабырғаларының қажалып тозуын болдырады. Пішіннің үлкен радиусты болуы түйіншектеліп оратылуына алып келеді, яғни сопақ пішінді келеді.

Жүккөтергіш машиналарының шкивтер пішіндері өлшемдеріне қойылатын талаптар ОСТ 24.191.05.82 де қарастырылған. Осы салалық стандартқа сәйкес шкивтердің пішін радиустары келесідей анықтауға кеңес беріледі:

$$R = (0,53...0,54)d_k$$

6.2-кестеде осы нұсқаулықтарға сәйкес тәлдік жүйелерге қолданылатын шкивтердің пішін радиустары берілген, сонымен қатар металдық және органикалық өзекті асқын және ортала дәлдікті арқандар үшін сәйкес арқан радиус мәндері берілген.

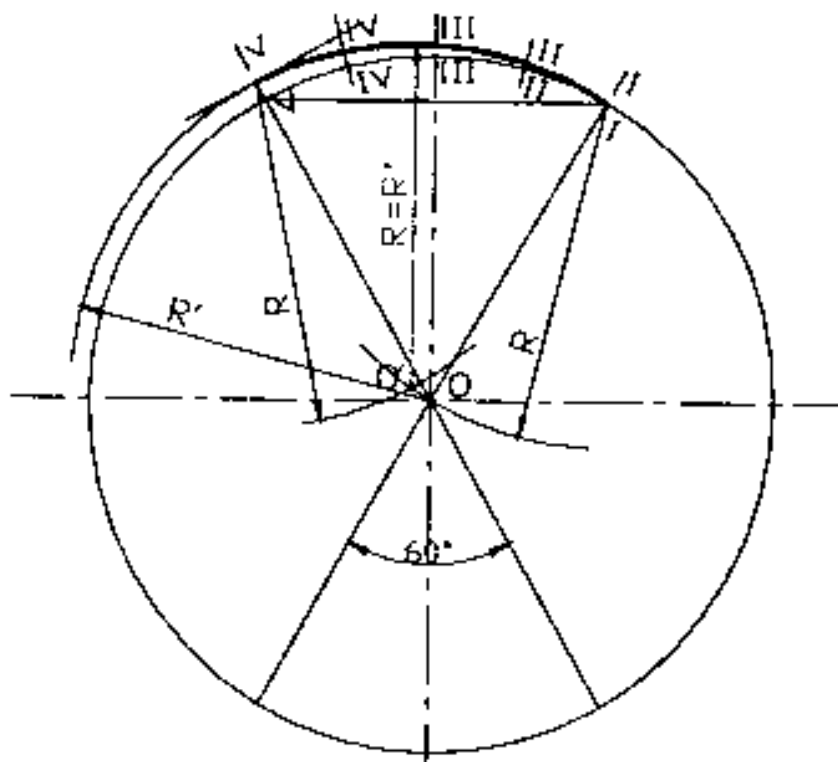
Кестеден көріп отырғанымыздай шкивтердің $R=0,53d_k$ пішін радиустары металдық өзекті арқандар үшін жеткілікті, бірақ органикалық өзекті арқандар үшін жеткіліксіз.

Bridon фирмасы шкив науашасы диаметрін номиналдық арқан диаметрінен 7,5% артық етіп орындауға кеңес береді. Барабанның пішін кесу өлшемдері келесі тәуелділіктер бойынша алынады:

$$R = d_k + 5\% ; R = \frac{d_k}{2} + 7,5\%$$

мұндағы d_k - арқанның номиналдық диаметрі; R – пішін радиусы, P – кесу қадамы.

Әлемдік тәжірибеде Американдық Мұнай Институтының APIStd 9AWire Rope және API RP-9B-86 стандарттарында мазмұндалған кеңестері кең қолданысқа ие болды.

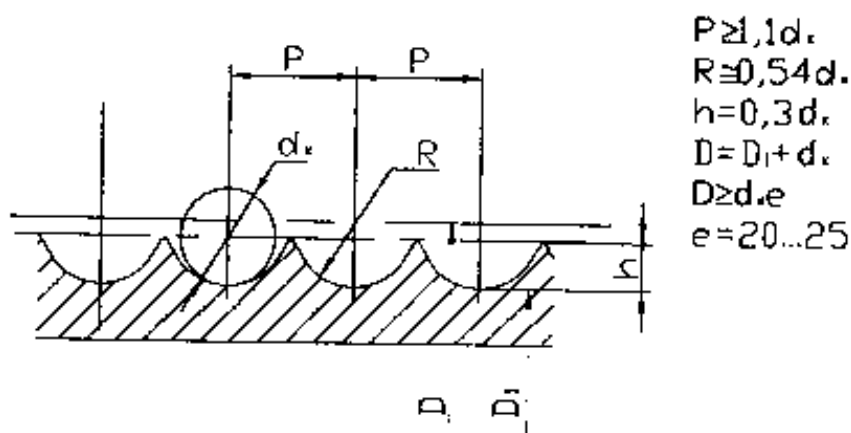


6.32-сурет. Арқанды бірінші қабаттан екіншіге көтеру сынасының R радиусын анықтау

6.2-кесте

ОСТ 24.191.05.82 бойынша шкивтердің науашалары пішін радустері және ең жоғары шақтама бойынша арқан радиусы

k, мм	Науаша жылға пішінінің радиусы, мм		Дайындау барысындағы арқанның жоғары шақтамасы бойынша радиусы					
	R=0, 53 d _k	R=0, 54 d _k	Металды өзек		Органикалық өзек			
			Жоғары дәлдік	Орташа дәлдік	Жоғары дәлдік	Орташа дәлдік		
5	5	13,2	0	13,5	13,00	13,25	13,50	13,75
8	4	14,8	2	15,1	14,56	14,84	15,12	15,40
2	6	16,9	8	17,2	16,64	16,96	17,28	17,60
5	5	18,5	0	18,9	18,20	18,55	18,90	19,25
8	4	20,1	2	20,5	19,78	20,14	20,52	20,90



6.33-сурет. Шығыр барабандарындағы бунақ пішінлері өлшемі (ОСТ 24.191.05.82 бойынша)

Шкивтер науашаларының кеулей жону және барабандардағы бунақтары АНИ кеңес нұсқаулықтары бойынша арқанның номиналдық диаметріне байланысты радустары. 6.3 және 6.4-кестелерде API Std және MEMCT3241-91 және MEMCT1683-88 бойынша арқан диаметрлерінің ауытқуы берілген. 6.5-кестеде АНИ нұсқаулықтары бойынша жаңа және тозған шкивтердің науаша бунақтарының радиус мәндері берілген.

6.5-кесте мәліметтерін талдай отырып, келесідей қортынды жасауға болады:

- арқанның әр номиналдық типтік өлшемнің ең жоғарғы диаметрі келесі номиналдық арқын өлшемдерінен аспайды; Мысалыға, 32 мм номиналдық арқан өлшемдері үшін ең үлкен диаметр мәні 33,34мм.

- жаңа шкивтер науашаларының және барабан бунақтары радиустарын келесіге тең деп алынады:

$$r_n = \frac{d_{\max}}{2} k_n,$$

мұндағы d_{\max} – жоғары шақтама бойынша арқанның ең үлкен диаметрі; k_n – коэффициент, $k_n = 1,025 \pm 0,01$;

- тозған шкивтердің шектік ең үлкен радиус мәнін $r_{из}$ келесі тең деп алынады:

$$r_{из} = \frac{d_{\max}}{2} k_u$$

мұндағы k_n – коэффициент, $k_n = 1,0,97 \pm 0,015$.

АНИ нормативтік құжаттарына сәйкес тәлдік жүйенің науашалар түбі r_n радиусқа ие болуы тиіс, олардың мәні 14.5 кестеде берілген, қамту доғасы 150° , ал науаша жағынан 15° бұрышта болуы тиіс. Науашаның жалпы ұзындығы $1,33d$, ең үлкені $1,85d$, мұндағы d – арқанның номиналдық диаметрі.

Шкивтер үшін материалдар – легірленген және шкив бунақтары термоөңделген көміртекті болатты – ТВЧ.

6.3-кесте

API Std 9A Wire Rope бойынша арқан диаметрлерінің шектік ауытқулары

Арқанның номиналдық диаметрі		Төменгі ауытқу	Жоғарғы ауытқу	
дюйм	мм		дюйм	мм
0 ден $\frac{3}{4}$	0-19	0	1 /32	0,8(0 ,79375)
$1\frac{3}{16}$ ден $1\frac{1}{8}$	20-29	0	1 /64	1,2(1 ,19)
$1\frac{3}{16}$ ден $1\frac{1}{8}$	30-38	0	1 /16	1,6(1 ,5875)
$1\frac{1}{16}$ ден $2\frac{1}{4}$	39-57	0	3 /32	2,4(2 ,38125)
$2\frac{5}{16}$ және одан жоғары	58 және одан жоғары	0	1 /8	3,2(3 ,175)

6.4-кесте

Ресей стандарттары бойынша арқан диаметрлерінің шектік ауытқулары

Өзектің дайындалуының дәлдігі және типі	Жалпытехникалық мақсаттағы арқандар МЕМСТ 3241-91 бойынша	Тальдік арқандар МЕМСТ 16853-88 бойынша
1. Жоғары дәлдік: - метал өзекшелі	+4 -1	+4 -1
- органикалық өзекшелі	+5 0	+8 +3
2. Орташа дәлдік - метал өзекшелі	+6 -2	+6 -2
- органикалық өзекшелі	+7 0	+10 +3

6.5-кесте

API RP-9B-86, Std 9A және SPEC 8C ұсынған арқандар диаметрі (жасалуына рауалылығы ескеріле номиналь, минималь және максималь) жаңа және қайта қалпына келтірілген шығыр шкивтері мен барабандарының астаушалары жылғаларының минималь радиусы және тозған шкивтер мен барабандарды брактауға жылғалардың минималь радиусы

Арқан диаметрі						Бунактар радиусы								
номиналды d			ең төменгі d _{min}			ең жоғарғы d _{max}			жаңа шкивтер үшін, r _n			тозған шкивтер үшін ең төменгі, r _{из}		
дюйм	д	м	дюйм	д	м	дюйм	д	м	дюйм	д	м	дюйм	д	м
1/2	12	305	1/8	3	76,2	5/16	8	203,2	0	0	0	0	0	0
3/4	18	457	1/8	3	76,2	3/8	10	254	,468	1,89	,440	1,18		
1	25	635	1/4	6	152,4	3/8	10	254	,543	3,79	,513	3,03		
1 1/8	32	813	1/4	6	152,4	1/2	13	330,2	,605	5,37	,577	4,66		
1 1/4	38	965	1/4	6	152,4	5/16	8	203,2	,669	6,99	,639	6,23		
1 3/8	45	1143	3/8	10	254	7/16	11	279,4	,736	8,69	,699	7,75		
1 1/2	50	1270	1/2	13	330,2	9/16	14	354,1	,803	0,40	,759	9,28		

6.6-кесте

Ресей Федерациясы стандарттары бойынша қос өрімді домалақ тоқылған болат арқандардың диаметрлері (жоғарғы және төменгі рауалық ауытқулары және жасалу дәлдігі ескерілген номиналь, минималь және максималь)

Арқан диаметрлері, мм								
Номиналдық	Жалпы техникалық мақсаттағы МЕМСТ3241-91 бойынша				Тәлдік МЕМСТ 16853-88 бойынша			
	Жоғары дәлдікті		Орташ дәлдікті		Жоғары дәлдікті		Орташ дәлдікті	
	е ң төменгі	е ң жоғарғы	е ң төменгі	е ң жоғарғы	е ң төменгі	е ң жоғарғы	е ң төменгі	е ң жоғарғы
Метал өзекшелі								
2	2	2	2	2	2	2	2	2
5	7,75	6	5,5	6,5	4,75	6	4,5	6,5
2	2	2	2	2	2	2	2	2
8	7,72	9,12	7,44	9,68	7,72	9,12	7,44	9,68
3	3	3	3	3	3	3	3	3
2	1,68	3,28	1,34	3,92	1,68	3,28	1,34	3,92
3	3	3	3	3	3	3	3	3
5	4,65	6,40	4,3	7,1	4,65	6,40	4,03	7,1
3	3	3	3	4	3	3	3	4
8	7,62	9,52	7,24	0,28	7,62	9,52	7,24	0,28
Органикалық өзекшелі								
2	2	2	2	2	2	2	2	2
5	5	6,25	5	6,75	7,75	7	5,75	7,5
2	2	2	2	2	2	3	2	3
8	8	9,4	8	9,96	8,84	0,24	8,84	0,8
3	3	3	3	3	3	3	3	3
2	2	3,6	2	4,24	2,96	4,56	2,96	5,2
3	3	3	3	3	3	3	3	3
5	5	6,75	5	7,45	6,05	7,8	6,05	8,5
3	3	3	3	4	3	4	3	4
8	8	9,9	8	0,66	9,14	1,01	9,14	1,8

6.7-кесте

Барабанның диаметрі арқанның ұзақ тұрақтылығын қамтамасыз етуі тиіс және экономикалық тұрғыдан таңдалынады. API RP9B-86 мәліметтері бойынша органикалық өзекті арқандар үшін $D_o \geq 20d_k$. Болатты өзекшелі арқандарды пайдалануда - $D_o \geq 24d_k$.

Номиналдық	Жоғарылатылған жасалу дәлдікті			Қалыпты жасалу дәлдікті		
	Арқан ның максималь диаметрі, d_{max}	Шкив жылғаларының радиусы,		Арқан ның минималь диаметрі, d_{min}	Шкив жылғаларының радиусы,	
		Жа ңа, мм r_H	Тоз ған, мм $r_{из}$		Жа ңа, мм r_H	Тоз ған, мм $r_{из}$
Метал өзекшелі арқан						
25	26,0	13,3	12,6	26,5	13,5	12,8

28	0	2	1	29,6	8	5
32	29,1	14,9	14,1	8	15,2	14,3
35	2	2	2	33,9	1	95
38	33,2	17,0	16,1	2	17,3	16,4
	8	5	4	37,1	8	5
	36,4	18,6	17,6	40,2	19,0	17,9
	0	5	5	8	4	9
	39,5	20,2	19,1		20,6	19,5
	2	5	7		4	4
Органикалық өзекшелі арқан						
25	27,0	13,8	13,0	27,5	14,4	13,3
28	0	4	95	30,8	15,8	4
32	30,2	15,5	14,6	0	18,0	14,9
35	4	0	6	35,2	19,7	4
38	34,5	17,7	16,7	38,5	5	17,0
	6	1	6	41,8	21,4	7
	37,8	19,3	18,3			18,6
	41,0	7	3			7
	4	21,0	19,9			20,2
		3				7

Арқандардың ұзақ тұрақтылығы көбнесе кронблоктың шкив диаметріне және тәлдік блокқа және арқанның өзіндік типтік өлшеміне байланысты.

Науашалар түбі бойынша шкивтердің диаметрі D_T келесі формуламен алынады:

$$D_T = d \cdot F$$

мұндағы d – арқанның номиналдық диаметрі; F – арқан түріне және жұмыс режиміне тәуелді коэффициент (6.8-кесте).

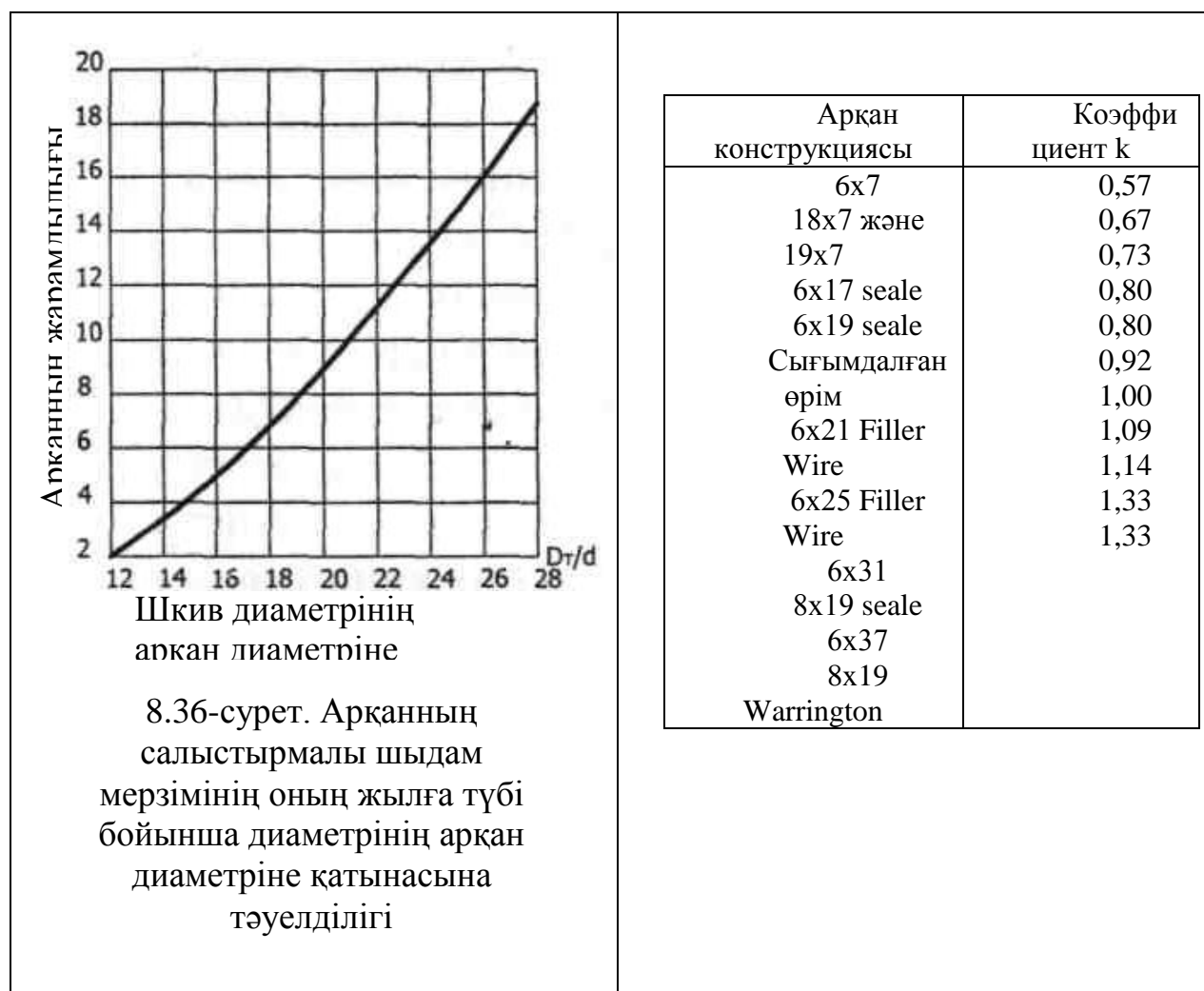
Режим А – шкивтердегі майысу кернеуі арқанның жарамдылық мерзімін шарттастырады, мысалы, ілмектегі үлкен күшсалмақ кезінде терең бұрғылауда және көтеріп-түсіру операциялары саны көп болғанда. Бұл кезде коэффициент F 6.8-кестенің А режиміне сәйкес таңдау ұсынылады.

Режим В – бұл кезде де шкивтегі майысу кернеуі арқанның жарамдылық мерзімін анықтаушы болып табылады. Бірақ, көтері кешенінің габариті мен салмаға үнемділі жағынан ұтымды, жылжымалы бұрғылау қондырғыларын жобалау кезінде коэффициент F 6.8-кестенің В шартынан таңдалады.

Режим С – жұмыс шарты А және В режимдеріне сәйкес келмейді. Бұл кезде арқанның салыстырмалы жарамдылық мерзімі шкивте жұмыс істегенде 6.36-суретте және 6.9-кестеден алынған мәліметтерді қарастырылатын шкивтің жығасы түбі бойынша диаметрінің арқан диаметріне қатынасының ординатасын 6.9-кестеден алынатын, арқан конструкциясына тәуелді коэффициентке k көбейтумен анықталады. Арқан режим С-мен жұмыс істегенде шаршаулық майысу кернеуінен өте жылдам тозуға ұшырайды. Сондықтан арқанды бұндай жағдайда қолдану қатаң дәлелдермен және белгілі «ережелермен» анықталады.

6.9-кесте

Құрылымдық орындалуына тәуелді арқан шыдам мерзімінің салыстырмалы коэффициентінің мәні



6.4 Тәл арқандары

Бұрғылау құрылғыларында диаметр диапазондары 25 тен 40мм дейінгі тәлдік арқандар қолданылады, бұларда диаметрлері 0,75 тен 3,20 мм дейінгі болат сымдар пайдаланылады.

Арқандық сымдар көпретті филерлер арқылы сымдаумен аралық және термиялық (патентеумен) және химиялық өңдеу тәсілімен орындалады, бұл материалдың жоғары беріктілігін, біртекті құрылымдықты, үстіңгі беттің жақсы сапасын қамтамасыз етеді. Негізгі материал ретінде жоғары көміртекті 50,55 ..75 құрамынла марганец бар (0,40,8%), кремний (0,2-0,4%), хром, никель, мыс, кейде біршама күкірт мен фосфор қосылған (0,03%) болаттар қолданылады.

Сымдау нәтижесінде материал беріктілікгі қатайып, талшықтар құрылымы тізбектеліп, жақсы тойтарыс түзіледі, бұл үзілуге деген кедергіні 1600-1800МПа дейін арттырады.

6.4.1 Тәл арқандарының құрылымы

Болат арқандар көптеген сымдар (3 тен 800) санынан және органикалық немесе метал өзекшелерден тұрады.

Алдымен сымдарды бұрымдап еседі – бұл арқанның негізгі элементі, ал олардан арқанның өзі есіледі.

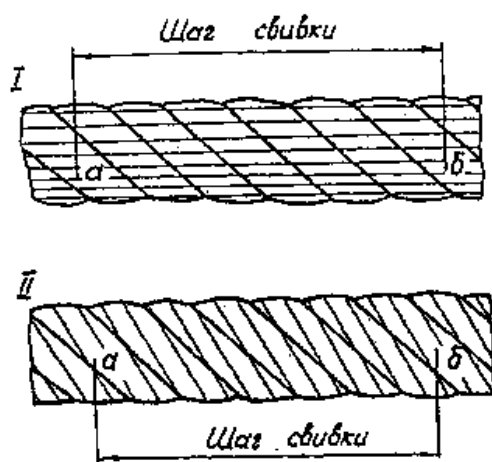
Болат арқандардың бірқабатты және көпқабатты, дөңгелек және фасонды деп жіктеледі. Құрастырылу қағидасы бойынша және бұрымдалудағы қабаттарда сымдардың түйісу сипатына қарай үш түрге бөлінеді:

ДЖ – дәлдікті жанасу

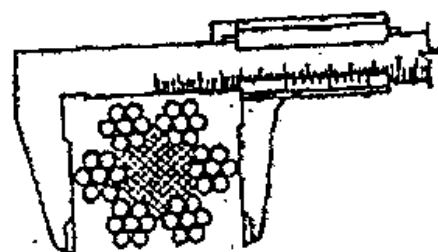
СЖ – сызықты жанасу

ДСЖ – дәлдікті-сызықты жанасу.

Арқанның диаметр өлшемдерін МЕМСТ166 бойынша штангециркульмен 0,1мм бөлумен өлшейді немесе МЕМСТ6507 бойынша микрометр көмегімен 5м қашықтықта 0,01 бөлумен арқанның жүктелмеген соңынан бастап, 14.8 сурет көрсетілгендей өлшенеді.



6.37-сурет. Арқанды есу
қадамын өлшеу:
I-крестік есу, II – біржақты есу



6.38-сурет. Арқан диаметрін
өлшеу

Тәжірибеде болат арқандарды дайындау барысында соңғы технологиялық операция ретінде бағыттау қолданылады. Бағыттыу – арқанды үш аунақшалар арасынан өткізу арқылы қысу тәсілі. Бұл тәсіл толығымен ішкі технологиялық кернеулерді алып тастау мүмкіндігін береді және де тәлдік жүйенің бұратылып кетуіне жол бермейді. Бірақ тегістеліп, қадағаланбаған арқан сымдарында қалдық иілу деформацияларына алып келуі мүмкін, олар шкивтерде жұмыс барысында кернеу концентраторы бола отырып, сымдарда қажып бұзылуларды және арқанның толығымен тозуына алып келеді.

6.4.2 Болат арқандардың сыныптамасы және тәл арқандарының сипаттамалары

Дөңгелек арқандар келесідей сыныпталады:

Құрылымдық белгілері бойынша:

а) бірретті есулік, немесе спираль тәрізді – бір немесе бірнеше концентрациялы есілген дөңгелек және фасондық сымдар қабатынан тұрады;

б) екіретті есілген – бір немесе бірнеше концентрациялы есілген бұрымдар қабатынан тұрады;

в) үшреттік есілген – есілген стренг қабатынан (трос) тұрады.

- бұрымдарының көлденең қимасы бойынша: дөңгелек өрілген және фасондық өрілген.

- өрім түрлеріне байланысты:

а) НЖ – сымдардың нүктелі жанасуларымен.

б) СЖ-О, СЖ-Р, СЖ-З, СЖ-РО – сымдардың сызықты жанасуларымен;

в) НСЖ – нүктелі-сызықты сымдардың жанасуларымен;

- есу тәсіліне байланысты:

- Т – тарқатылатын (стренгтер, сымдар мен бұрым өз орындарын байлауларды алғаннан кейін сақтай алмайды);

- ТМ – тарқалмайтындар - (стренгтер, сымдар мен бұрым өз орындарын байлауларды алғаннан кейін де сақтай алады).

- есу бағыты бойынша:

а) оң бағытты, белгіленуі Z;

б) сол бағытты, белгіленуі S.

- элементтерін есу бағыты бойынша:

а) кресттік есу – сымдар мен бұрым екіретті қарама қарсы бағытта есіледі;

б) біржақты есу – бір жаққа қарай сымдар мен бұрымдарын есу.

- айналғыштық деңгейі бойынша:

а) аз айналатын (көпбұрымды арқандары қарсы бағытта есіледі);

б) айналмалы (барлық сымдары бір жаққа қарай есіледі).

- сымдарының үзілуге уақытша қарсыласуының рауалы екпіні және пластикалық қасиеттері бойынша:

а) жоғарғы – В;

б) бірінші – I.

Арқан сымдарының үзілуге уақытша қарсыласуының рауалы екпіні 6.10-кестеде көрсетілген шамалардан аспауы керек.

- Сымдар бетінің түрі бойынша:

а) жарқын;

б) мырышталған: ЖЖ – жеңіл жұмыс жағдайына; ОЖ – орташа жұмыс жағдайына; ҚЖ – қатаң жұмыс жағдайына.

- Өзекшесінің материалы бойынша:

а) О.С. – органикалық өзекшелі;

б) М.С. – арқан сымы жасалғандай металл өзекшелі;

в) Ж.С. – жасанды материалдардан жасалған өзекшелі.

6.10-кесте

В және I маркалы арқандар сымдарының материалдары екпінінің беріктік шегі

Үзілуге уақытша қарсыласуы бойынша арқанды маркирлеу тобы, МПа	570	670	770
Арқан сымдарының үзілуге уақытша қарсыласуының рауалы екпіні, МПа:			
- марка В	50	50	50
- марка I	10	30	60

Бұрғылау қондырғыларының тәл жүйесінде МЕСТ 16853-88 бойынша жасалған алты өрімді арқандар қолданылады.

Бір типтегі арқандардың қолданылуы төменде келтірілген себептерге байланысты. Бұрынғы КСРО жүргізілген бұрғылау жұмыстарының үлкен көлемі көп мөлшерде арқандарды талап етті (жылына 32000т дейінгі). Метиз өндірісінің мұндай мөлшерді игеруге шамасы жетпеді. Сондықтан арқанның ең жақсы конструкциясы таңдалып, соған елдегі сегіз зауытқа да бірыңғай арқан жасау технологиясы игерілді және енгізілді. Өкінішке орай қазіргі кезде заводтардағы арқан жасаудың технологиялық бақылауы қажетті деңгейде емес. Әлемдік тәжірибеде АНИ нормалары бойынша жасалған арқандар кең қоданыс тапты. Олардың конструкциялары және типтік өлшемдері 6.11-кестеде көрсетілген.

6.11-кесте

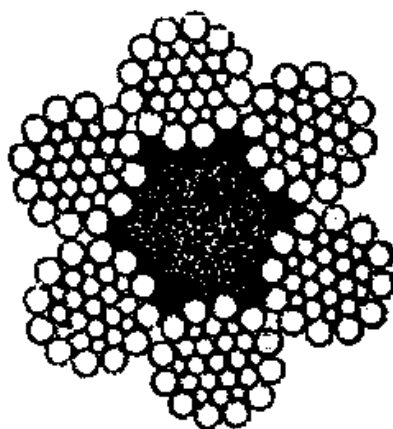
АНИ нормалары бойынша жасалған, бұрғылау қондырғыларына арналған тәл арқандарының типтік өлшемдері мен конструкциялары

Ұңғ ыма тере ндігі	Арқанның диаметрі		Арқан конструкциясының сипаттамасы (арқандыкрестік есу)
	дюйм	мм	
тере ң емес	1;11/8 11/8;	26; 29 29; 32	6x19 S немесе 6x21 S, немесе 6x25 FW
орта	11/4	32- 45	немесе FS, PF, RL, IPS немесе EIPS, IWPS
ша тере	11/4- 13/4		

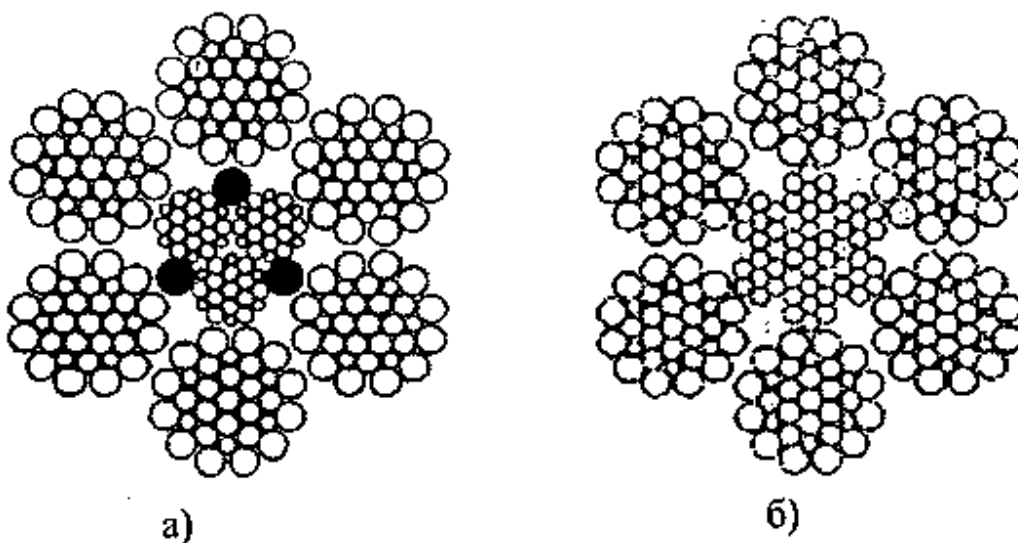
Белгіленуі:

S – Saele	-	сызықтық жанасу
FW – Fille-Wire	-	толтыру сымдары
FS – Flattend-Strand	-	қысылған өрім
PF – Preformed	-	қалыптастырылған
RL – Right Lay	-	оңға есу
IPS – Improved Plow Steel	-	жақсартылған болат
EIPS – Extra Improved Plow Steel	-	жоғары сапалы болат
IWRC – Independent Wire Rope Core	-	тәуелсіз болат өзекше

МЕСТ16853-88 және ТШ14-4-1767-94 бойынша жасалған тәл арқандарының негізгі параметрлері 6.12 және 6.13-кестелерде, ал олардың конструкциялық сұлбалары 6.39 және 6.40-суреттерде көрсетілген.



6.39-сурет Органикалық өзекті тәл арқаны (МЕСТ16853-88 және ТШ1767-94 бойынша) (алтыөрімдік арқан $6 \times 31 + 1$ о.с.; органикалық өзекшелі $6 \times 31 = 186$ сым (арқан өрімі



6.40-сурет. Тәл арқандары:
 а) құрамалы өзекшелі (ТШ 14-4-1767-94 бойынша: алтыөрімді арқан $6 \times 31 + 3 \times 19 + 3$ о.с.; алты өрімде $6 \times 31 = 186$ сым, өрім конструкциясы $1 + 6 + 6/6 + 12$; өзекше металл-органикалық құрама $3 \times 19 = 57$ сымды үш металл өрімнен (өзекше өрімі конструкциясы $1 + 6 + 6/6$) және үш органикалық өрімнен тұрады;
 б) болат өзекшелі МЕСТ 16853-88 бойынша: алтыөрімді арқан $6 \times 31 + 1$ о.с.; металл өзекшелі $6 \times 31 = 186$ сым, конструкциясы $7 \times 7 = 49$ сым (арқан өрімі $1 + 6 + 6/6 + 12$; өзекше өрімі $1 + 6$

3000 м дейінгі тереңдіктегі ұңғымаларды бұрғылауда 6.10 және 6.11-кестелерде көрсетілген барлық конструкцияларды, ТШ-14-4-1767-94 бойынша органикалық өзекшелі арқандарға басымдық бере, қолдану ұсынылады. 3000 м аса тереңдіктегі ұңғымаларды бұрғылауда металл өзекшелі арқандарды, ТШ-14-4-1767-94 бойынша жасалған, органикалық толықтырулы металл өзекшелілерге басымдық бере, қолдану ұсынылады. Тәл арқандары белгіленулерінің мысалдары:

- ОС-35-В-Т-1670-МЕСТ16853-88 – диаметрі 35 мм органикалық өзекшелі, маркасы В, оңға кресті есілген, жасалу дәлдігі жоғарылатылған Т, үзілуге уақытша қарсылығы 1670 Н/мм^2 маркерлеу тобынан, МЕСТ 16853-88 бойынша жасалған арқан;

- МС-35-І-Т-1670-МЕСТ16853-88 – жоғарыда көрсетілгендей тек қана І маркалы металл өзекшелі;

- МС-35-І-1670-МЕСТ16853-88 – жоғарыда көрсетілгендей тек қана І маркалы металл өзекшелі жасалу дәлдігі қалыпты;

- МС-35-В-Т-1570 ТШ14-4-1767-94 – диаметрі 35 мм металл өзекшелі және органикалық толтырулы, маркасы В, оңға кресті есілген, жасалу дәлдігі жоғарылатылған Т, үзілуге уақытша қарсылығы 1570 Н/мм^2 (160 кгс/мм^2) маркерлеу тобынан, ТШ14-4-1767-94 бойынша жасалған арқан;

- ОС-35-В-Т-1770 ТШ14-4-1767-94 – органикалық өзекшелі, диаметрі 35 мм маркасы В, оңға кресті есілген, жасалу дәлдігі жоғарылатылған Т, үзілуге уақытша қарсылығы 1770 Н/мм^2 (180 кгс/мм^2) маркерлеу тобынан, ТШ14-4-1767-94 бойынша жасалған арқан.

Ескерту (6.12-кестеге)

Арқандардың жасалуы: тағайындалуы бойынша – жүктік (Г); сымының механикалық қасиеті бойынша: марка В – жоғарғы сапалы, марка І – қалыпты сапалы; сым бетінің жамылғысының түрі бойынша – жамылғысыз сым; есілу бағыты бойынша – оң; арқан элементтерінің есілу бағытының сәйкестенуі бойынша – крестік; жасалу тәсілі бойынша – тарқатылмайтын (Н), түзетілген (Р); жасалу дәлдігі бойынша – қалыпты, жоғарылатылған (Т).

6.4.3 Тәл арқанының істен шығуына әсер ететін факторлар

Пайдалану қауіпсіздігінің нормаларына сәйкес әл арқандарын беріктікке максималь статикалық күшсалмақ бойынша есептейді:

$$P_a \geq P_T \cdot \bar{K}, \quad (6.57)$$

мұндағы P_a – арқаннаң агрегаттық үзілу күші (МЕСТ 16853-88 бойынша таңдалады және арқан сымдарының диаметріне және беріктік шегіне тәуелді); P_T – көтері кезінде арқанның тарту ішегінің керілуі; $[S]$ – рауалы беріктік қоры.

Рауалы беріктік қоры былай қабылданады:

ЛК-РО типті пайдалану және терең барлау бұрғылауларға арналған болат тәл арқандары (МЕСТ 16853-88)

Құрылым 6x31 (1+6+6/6+12)+7x7(1+6)

Диаметр, мм								С ымдар- д ың көлде- нең қима- ларының ауданы, м ²	М айлан- ған 10 00 м арқанның салмағы, кг	Белгілеу тобы, Н/мм ² (кгс/мм ²)			Жас алатын арқанның максималь ұзындығы, м	Арқанды есу тәсілі	
арқанның	сымдардың									1	1	1		арқа- тыл- май- тын	ар- қаты- латын
	өзекше сі		сыртқы өрімдері							Арқандағы бүкіл сымдардың жинақтық үзілу күші, Н, кем емес					
	рта ық дана	абат- тарда 42 дана	рта ық 6 дана	-ші қабат 36 дана	2-ші қабат		- қабат 72 дана	4	5	5					
5,0	,10	,00	,35	,30	,20	,85	,60	00,64	26	4	5	5	150		
8,0	,20	,10	,55	,45	,30	,00	,80	76,50	33	5	6	6	«		
2,0	,40	,30	,70	,60	,50	,10	,00	75,75	42	7	7	8	200		
5,0	,40	,35	,85	,75	,65	,20	,20	64,13	50	8	9	9	200		
8,0	,60	,50	,00	,90	,80	,30	,40	72,50	59	1	1	1	0		

Құрылым 6x31(1+6+6/6+12)+1 о.с.

Диаметр, мм								С ымдар-	М айлан-	Белгілеу тобы, Н/мм ² (кгс/мм ²)			Жас алатын	Арқанды есу тәсілі

Арқанның	Сымдардың						Д ың көлде- нең кима- ларының ауданы, м ²	Ған 10 00 м арқанның салмағы, кг	1 570 (160)	1 670 (170)	1 770 (180)	арқанның максималь ұзындығы, м	Т арқа- тыл- май- тын	Т ар- қаты- латын
	2	1	1	0	1	2								
5,0	2	1	1	1	0	1	2	24	4	4	4	150	Н	Р
		,35	,30	,20	,85	,60	62,18	50,0	11000	37000	62500	0	Н	Р
8,0	2	1	1	1	1	1	3	30	5	5	5	«	Н	Р
		,55	,45	,30	,00	,80	29,95	00,0	17500	50000	82000	«	Н	Р
2,0	3	1	1	1	1	2	4	38	6	6	7	200	Н	Р
		,70	,60	,50	,10	,00	09,94	00,0	43000	83000	23500	0		
5,0	3	1	1	1	1	2	4	46	7	8	8	200		
		,85	,75	,65	,20	,20	94,01	40,0	75000	23500	72500	0		
8,0	3	2	1	1	1	2	5	54	9	9	1			
		,00	,90	,80	,30	,40	85,92	50,0	19000	76500	030000			

6.13-кесте

ЛК-РО типті пайдалану және терең барлау бұрғылауларға арналған болат тәл арқандары (ТУ 14-4-1767-94)

Құрылым 6x31(1+6+6/6+12)+1 о.с.

арқанның	Диаметр, мм					Сымдар- дың көлденең қималарының есептік ауданы, мм ²	Майланған 1000 м арқанның жуықталған салмағы, кг
	Орталық 6 дана	1-ші қабат 36 дана	2-ші қабат		3-қабат 72 дана		
			Кіші өлшемді 36 дана	Үлкен өлшемді 36 дана			
25,0	1,25	1,20	0,90	1,20	1,60	256,48	2400,0
28,0	1,40	1,30	1,05	1,30	1,80	319,19	2985,0
32,0	1,60	1,50	1,15	1,50	2,00	402,91	3765,0

35,0	1,80	1,65	1,20	1,65	2,20	483,60	4520,0
38,0	1,90	1,80	1,30	1,80	2,40	573,75	5365,0
Белгілеу тобы, Н/мм² (кгс/мм²)							
1570 (160)		1670 (170)			1770 (180)		
Есептік үзілу күші, Н (кгс), кем емес							
Жинақтық арқандағы бүкіл сымдарға	Арқанға жалпы алғанда	Жинақтық арқандағы бүкіл сымдарға	Арқанға жалпы алғанда	Жинақтық арқандағы бүкіл сымдарға	Арқанға жалпы алғанда		
402000 (41000)	341500 (34850)	427000 (43600)	363000 (37050)	452000 (46150)	384500 (39250)		
501000 (51000)	423000 (43400)	533000 (54250)	451500 (46100)	564500 (57450)	478000 (48750)		
632500 (64450)	536500 (54750)	672500 (68450)	570000 (58150)	713000 (72500)	603500 (61600)		
758000 (77350)	644500 (65750)	805500 (82200)	684500 (69850)	853000 (87000)	725000 (73950)		
899500 (91800)	764500 (78000)	955500 (97500)	812000 (82900)	1010000 (103000)	860000 (87750)		

6.13-кестенің жалғасы

Құрылым 6x31(1+6+6/6+12)+3x19(1+6+6/6)+3 о.с.

		Диаметр, мм						Сымда р- дың көлденең қималарының есептік	Май ланған 1000 м арқанның жуықталған салмағы, кг		
ар қанның	сымдардың										
	өзекше өрімдерінің					сыртқы өрімдердің					
	О рталық 3 сымның	1- ші қабаттың	2-ші қабаттың		О рталық 6 сымның	1- ші қабаттың	2-ші қабаттың				
		Кі	Ү			Кі	Ү	3-			

		18 дана	ші өлшемді 18 дана	лкен өлшемді 18 дана			36 дана	ші өлшемді 36 дана	лкен өлшемді 36 дана	ші қабаттың 72 дана	ауданы, мм ²	
25,	1,	0,	0,	1,	1,	1,	1,	0,	1,	1,	293,68	2610
0	00	95	75	00	25	20	90	25	60		362,33	,0
28,	1,	1,	0,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	460,14	3225
0	10	00	80	10	40	30	05	40	80		555,40	,0
32,	1,	1,	0,	1,	1,	1,	1,	1,	2,		657,27	4095
0	25	15	95	25	60	50	15	60	00			,0
35,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	2,			4945
0	40	30	05	40	80	65	20	80	20			,0
38,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	1,	2,			5850
0	50	40	15	50	90	80	30	90	40			,0
Белгілеу тобы, Н/мм² (кгс/мм²)												
1570 (160)		1670 (170)					1770 (180)					
Есептік үзілу күші, Н (кгс), кем емес												
Жинақтық арқандағы бүкіл сымдарға		Арқанға жалпы алғанда		Жинақтық арқандағы бүкіл сымдарға		Арқанға жалпы алғанда		Жинақтық арқандағы бүкіл сымдарға		Арқанға жалпы алғанда		
461000 (46950)		391000 (39900)		490000 (49900)		415000 (42400)		519500 (52850)		440000 (44900)		
568500 (57950)		482500 (49250)		605000 (61550)		513000 (52300)		641000 (65200)		542500 (55400)		
722000 (73600)		613000 (62550)		768000 (78200)		651000 (66450)		814000 (82800)		689500 (70350)		
871500 (88850)		739500 (75500)		927500 (94450)		786000 (80250)		983000 (99950)		832500 (85000)		
1031500 (105000)		875500 (89350)		1095000 (111500)		930500 (94900)		1160000 (118000)		985000 (100500)		

- $\bar{F} \geq 3$ - бұрғылау тізбектерімен КТО орындау кезінде;
- $\bar{F} \geq 2$ - қарысу мен тартылуды жою процесінде, бұрғылау және шегендеу тізбектерін арлы-бері жүргізуде, сонымен қатар ауыр шегендеу тізбектерін түсіру кезінде;

- $\bar{F} \geq 2$ - мұнараны көтері механизмінде тәл арқандарын пайдалну кезінде.

Арқандардың жарамдылық мерзімін шектейтін факторлар:

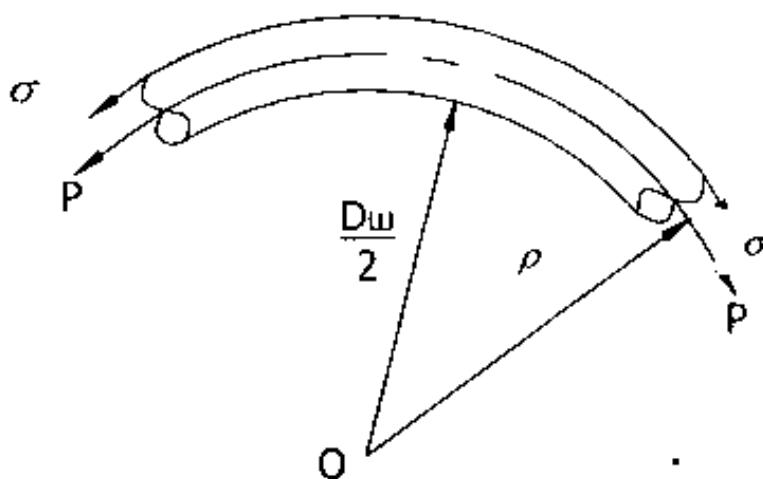
- бұрғылау тізбектерін свечаларға бөлшектеп, түсіру және көтерудің дискреттік сипатымен шартастырылған, арқан сымдарына әсер ететін созу кернеулерінің стационарлы емес циклдік сипаты. Бұл кезде арқан сымдарына әсер ететін кернеу мына формуламен анықталады:

$$\sigma_{p(n)} = \frac{P_{T(n)}}{\sum F_i}, \quad (6.58)$$

мұндағы $\sigma_{p(n)}$ – n свечадан тұратын бұрғылау тізбегін көтеру кезіндегі сым материалындағы созу кернеуі; $P_{T(n)}$ - n свечадан тұратын бұрғылау тізбегін көтеру кезіндегі тарту ішегіндегі созу кернеуі; $\sum F_i$ – арқандағы сымдардың көлденең қималары аудандарының жинағы;

- арқан тәл блогінің және кронблоқтың шкивтері арқылы өтуі және атанаққа оралуы кезінде оның сымдарында циклдік қайталамалы майысу кернеулері.

Материалдар кернеуі теориясынан белгілі, бейтарап өстен l (арқанға қатысты) қашықтықтағы бос келтектің жиі майысуы кезіндегі сыртқы қабатының салыстырмалы ұзаруы ε (6.41-сурет).



6.41-сурет Арқанның майысуы

$$\varepsilon = \frac{e}{\rho}, \quad (6.59)$$

мұнда $e = \frac{d_{\kappa}}{2}$.

$$\rho = \frac{D_{ш}}{2} + \frac{d_{\kappa}}{2}, \quad (6.60)$$

мұнда ρ – бейтарап өстің қисықтық радиусы.

Бұдан,

$$\varepsilon = \frac{d_{\kappa}}{D_{ш} + d_{\kappa}}. \quad (6.61)$$

Гук заңы бойынша:

$$\sigma_u = \varepsilon \cdot E_{\kappa} = \frac{d_{\kappa} \cdot E_{\kappa}}{D_{ш} + d_{\kappa}}, \quad (6.62)$$

мұнда E_{κ} – арқанның серпімділік модулы; d_{κ} – арқанның диаметрі; $D_{ш}$ – жылғасының түбі бойынша шкивтің диаметрі.

Арқанның серпімділік модулы көптеген факторларға тәуелдн, оны орташа бағаммен $E_{\kappa} = (1,0 \div 1,2) \cdot 10^5$ МПа деп қабылдауға болады.

Нақты жағдайларда арқанды созушы күш бар кезінде, шкив жылғасы беті мен арқан арасындағы үйкеліс күшін ескере, арқанды майыстыратын бейтарап өс шкив жылғасы бетінде жатыр деп алуға болады. Сонда бейтарап өстен арқандағы шеткі сыртқы талшыққа дейінгі қашықтық l мындай $l = d_{\kappa}$, ал бейтарап өстің

қисықтық радиусы $\rho = \frac{D_{ш}}{2}$. Салыстырмалы ұзару:

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot d_{\kappa}}{D_{ш}}. \quad (6.63)$$

Бұдан келтектің сыртқы талшықтарын майыстырушы кернеу мынадай:

$$\sigma_u = \varepsilon \cdot E_{\kappa} = \frac{2 \cdot d_{\kappa} \cdot E_{\kappa}}{D_{ш}}. \quad (6.64)$$

Болат сымды майыстырушы момент ол шкивті айналып өтуі кезінде оның қисықтығы теңдеуінен табылуы мүмкін:

$$M = E \frac{I}{\rho}, \quad (6.65)$$

мұндағы M – майыстырушы момент; E – сым материалының серпімділік модулы, $E=2,06 \cdot 10^5$ МПа; I – сым қимасының инерциялық моменті;

$$\rho = \frac{D_{ш}}{2} + d_{\kappa} - \text{сымның майысу радиусы.}$$

Басқаша сымды майыстырушы момент мына теңдеуден табылуы мүмкін:

$$M = \sigma_u \cdot \frac{I}{r}, \quad (6.66)$$

мұндағы σ_u – майыстырушы момент; r – сымның бейтарап өсінен оны ең алыс орналасқан талшығына дейінгі қашықтық:

$$r = \frac{\delta}{2}, \quad (6.67)$$

мұндағы δ – өрімнің сыртқы қабаты сымның диаметрі.

(6.65)-(6.67) өрнектерден майыстырушы кернеу табылуы мүмкін:

$$\sigma_u = \frac{\delta \cdot E}{D_{ш} + 2 \cdot d_{\kappa}}. \quad (6.68)$$

Бұл өрнектен сыртқы қабат сымдарының диаметрлерінің өсуі майыстырушы кернеудің өсуіне әкеледі. Бұдан басқа майыстырушы кернеудің өсуіне шкив диаметрінің өсуі де әкеледі.

Қарастылылудағы майыстыру кернеулері КТО, шегендеу тізбектерін түсіруде, бұрғылау процесіндегі өсіру, тартылулар мен қарысуларды жою кезінде кездеседі. Бұл операциялардың ерекшеліктері жүктелген тәл блогының әртүрлі биіктікке көтеріліп-түсірілуі. Бұл жабдықтаудағы арқанның майысу санының саны мен таралу зағына әсер етеді.

Шкивтер мен барабандарда циклдік қайталанатын созушы кернеулер мен майысулардан сымдардағы кернеулердің біріге әрекет етуі сымдардың шаршауына және олардың қирауына әкеледі. Сондықтан арқанның сыртқы қабатындағы сымдардың ұзақ өмірлігі сыртқы қабат сымдарының шаршау қисығын пайдаланып болжалуы мүмкін.

$$\sigma_0^m \cdot N_0 \geq \sum \left(\sigma_{pi} + \sigma_u \right)^m \cdot N_i. \quad (6.69)$$

Тәл арқанына қатысты, (6.68) формуладағы майыстырушы кернеу мәнін орнына өойып, ең көп жүктелген арқан телімінің ұзақ өмірлілігінің шарты былай жазылады:

$$\sigma_0^m \cdot N_0 \geq \sum_{n=1}^{n_{\max}} \left[\left(\frac{P_{T(n)}}{\sum F_i} + \frac{\delta \cdot E}{D_{\delta} + 2 \cdot d_{\kappa}} \right)^m + z_{\max} \left(\frac{\delta \cdot E}{D_{ш} + 2 \cdot d_{\kappa}} + \frac{P_{T(n)}}{\sum F_i} \right)^m \right] \cdot S_{(n)}, \quad (6.70)$$

Мұндағы σ_0^m , m , N_0 – сым материалының шаршау қисығының параметрлері; n_{max} – бұрғылау тізбегіндегі свечалардың максималь саны; $D_б$, $D_{ш}$ – сәйкесінше барабан диаметрі және науа түбі бойынша шкивтің диаметрі; $S_{(n)}$ – ұңғыманы бұрғылау цикліндегі n свечадан тұратын бұрғылау тізбегін свеча-түсіру-көтерулер саны; z_{max} – бұрғылау тізбегін свеча биіктігіне көтерудің (түсірудің) бір циклінде тәл жүйесі арқанының ең көп жүктелген телімінде болатын майысулардың максималь саны.

Арқан барабанға дұрыс оралмаған жағдайда оның бір қабаттан екіншісіне өтетін жерлерінде, төменде жатқан орамдар шыңы арқылы өткенде, жоғары жатқан қабат төменгінің орамдары арасына кіргенде және т.с.с., майысу радиусының маңызды кішірейуіне байланысты майысу кернеуі шұғыл өседі.

Бұрғылау тізбегі-тәл арқаны-мұнара жүйесі жұмыс режимінің динамикалық (тербелістік) сипаты. Тербелістік режим бұрғылау процесінде, сонымен қатар КТО жекелеген мерзімдерінде өте айқын байқалады. Динамикалық күшсалмақтар, әдетте, жүктемелеу жүйесінде – бұрғылау процесінде, сондай-ақ, тәл жүйесін жүктемелеу мерзімінде, жүктелген ілмекті көтерудің екпін алу мерзімінде және түсіру кезінде баяулау-тежеу мерзімінде – пайда борлады. Бұдан басқа күшсалмақтың тербелістік сипаты ілмекті түсіру және көтеру кезінде, ккп қабатты орамдардың кинематикалық ерекшеліктерімен шарттастырылатын, арқанды атанаққа ораудың әркелкілігінен де байқалады.

Әдетте, динамикалық күшсалмақтардың жиіліктері негізгі күшсалмақтың өзгеру жиілігімен салыстырғанда үлкен (1-8 Гц) және кернеулер амплитудалары кең көлемде өзгереді.

КТО кезіндегі тәл жүйесі элементтерінің динамикалық тербелістерінің сипаты бұрғылау процесі кезіндегі тербелістер сипатынан ерекше болатынын атап өту керек. Бірінші жағдайда еріксіз тербелістің себебі арқанның атанаққа оралуының әркелкілігі (яғни, тарту ішегінің қозғалысының біркелкі еместігі) болып табылады. Бұл кезде динамикалық күштердің максималь ауқымы тарту және қозғалмайтын ішектерде болады, ал күштердің өздері бұл ішектерде қарсы фазада болады. Ортаңғы ішектерде күштердің динамикалық құраушысы минималь. Екінші жағдайда еріксіз тербеліс себебі бұрғылау тізбегі мен бұрғылау қашауы болып табылады және бұл тербелістер роторлы бұрғылау кезінде жоғары дәрежеде байқалады. Динамикалық күшсалмақтар бұл кезеңде тәл жүйесінің барлық ішектерінде шамамен бірдей және бір фазада болады.

Шаршау факторының жинақталуына динамикалық күшсалмақтың әсері арқан сымдарының шаршау қисығынан сандық бағаланады:

$$\sigma_0^m \cdot N_0 \geq \sum \left(\frac{P_{Ri}}{\sum F_i} \right)^m \cdot N_i, \quad (6.71)$$

мұнда P_{Ri} – i -ші деңгейдегі күшсалмақтан болатын арқандағы тербелістер ауқымы; $\sum F_i$ – бүкіл сымдардың жинақтық ауданы; N_i – i -ші деңгейдегі күшсалмақтар тербелістерінің циклдері саны.

$$N_i = t_i \cdot f_i, \quad (6.72)$$

мұндағы t_i – i -ші деңгейдегі динамикалық тербелістер кезіндегі жұмыс ұзақтығы; f_i – i -ші деңгейдегі күшсалмақтарда жүйе тербелісінің жиілігі.

Тәл жүйесін жүктемелеудің динамикалық (тербелістік) сипатында арқарқын шкивті айналып өтуі кезінде болытын майысу кернеуі, жоғарыда жазылғандай, бұрғылау процесі мен КТО кезінде болады.

Бұрғылау кезінде тәл арқандарын жүктемелеудің физикалық процесі, бұрғылау тізбектері мен тәл жүйесінің дірілдеуімен қатар жүретін, тәл жүйесінің кинематикалық сұлбасымен шарттастырылған.

Дірілсіз бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегінен ілмекке түсетін күшсалмақ әбзел ішектеріне тең таралады. Ал бұрғылау тізбегінің дірілі әрбір ішекте күшсалмақтың айнымалы құраушысының пайда болуына жағдай жасайды. Айнымалы күшсалмақ әрекетінен әрбір жұмысшы ішек бірдей серпімді ұзаруда немесе қысқаруда болады. Күшсалмақтың өсу циклінде тарту жіне қозғалмайтын ішектердің серпімді ұзаруы барлық ішектерге біркелкі таралады, яғни арқандардың бір бөлігі шиектерден (тарту және қозғалмайтын ішектердің) әбзел ортасына қарай ығысады. Тарту және қозғалмайтын ішектердің қысқару циклінде (оларға түсетін күшсалмақ азайғанда) кері процесс жүреді – бұрын болған арқанның серпімді деформациясы бұл ішектерге әбзел ортасынан қайтады. Серпімді деформацияның жылжуы әрекетінен тіл жүйесінің барлық шкивтері (кронблоктегі немесе тәл блогіндегі орталық шкивтер басқалары), тарту және қозғалмайтын ішектермен жанасатын, кронблок шкивтерінде максималь амплитудалы тербеліс күйінде болады. Қалған шкивтердің тербелу амплитудасы орталық шкивке жақындаған сайын кеми береді. Шкивтің әрбір тербелісі шкивке ену және шығу аймақтарындағы арқанның майысу циклімен қатар жүреді. Жүйе атанақ айнамай дірілмен ұзақ уақыт жұмыс істегенде (нөлдік жүру кезінде болуы мүмкін) барлық шкивтердің (орталықтан басқа) шектеулі аймақтарында шаршау факторлары жинақталады. Бірақ, бұрғылау белгілі өтумен жүретін болғандықтан, тәл арқаны барабаннан жүйеге өтеді, ал арқанның майысуы бүкіл тербелістегі шкивтерге (кронблоктегі соңғы айнамайтынан басқасына) арқан бойына таралады. Жылжымайтын ішектің қалпы бекітулі болғандықтан оның шкивке ену және шкивтен шығу аймағы бірдей болады. Сондықтан бұрғылау процесінде үлкен дірілдер ұзақ уақыт әрекет еткенде қозғалмайтын ішектің соңғы шкивке ену және одан шығу аймақтары шаршау факторларын шоғырландыратын жергілікті аймақ болып табылады, арқанның, кей жағдайларда қатерлермен қатар жүретін, шектен тыс шаршаулық тозуына әкеледі.

Көтеріп-түсіру операциялары кезінде тәл арқанындағы динамикалық тербелістер, арқанды көп қабатты орау кинематикасынан туындайтын, тарту ішегінің біркелкі емес қозғалысынан болатындықтан және КТО кезінде тәл жүйесінің барлық ішектері (қозғалмайтынан басқалары) қозғалыста болатындықтан, шаршау факторларын шоғырландыру аймағы, тербелісте болатын, кронблоктың соңғы шкивіне ену және шығу телімдерінде болады.

КТО кезінде тәл жүйесінде динамикалық күшсалмақтарды азайтуға жетекте ыңғайлы сипаттамалы қозғалтқыштарды, бірінші кезекте тұрақты ток электрқозғалтқыштарын қоданумен, сонымен қатар арқанның атанаққа оралу жағдайын жақсартумен қол жеткізіледі.

Тәл жүйесінде күшсалмақ өзгеруінің динамикалық сипаты қозғалмайтын ішектегі тербеліс процесінің ерекшеліктерін шарттастырады. Кейбір жағдайларда бекіту механизмінен шағылысқан көлденең толқындар шкив жақтан келетін қоздырушы толқындарға қосылып, үлкен нәтижелік динамикалық күшсалмақтар туындауына әкеледі, нәтижесінде қозғалмайтын арқанда жергілікті шаршаулық қираулар мүмкіндігі пайда болады.

Арқан сымдары материалының тозуы (қажалуы). Тозу екі түрде болады – арқан ішкі сымдарының тозуы және арқанның сыртқы сымдарының тозуы. Соңғысын өз кезегінде арқанның тәл жүйесінің шкивтері арқылы өтуі кезіндегі тозуға (шкив қабырғасы мен жылғасымен жанасудан және арқанның шкивте майысуы кезіндегі серпімді деформациядан), сондай-ақ арқан орамдарының барабанда бірінің екіншісіне қатысты салыстармалы тайғанауы салдарынан арқанның шығыр барабанында тозуына бөлуге болады.

Барабанда арқанның сыртқы сымдарының тозуы тәл жүйесін жүктемелеу ерекшеліктерінен туындайды. Бұрғылау құралдарын ұңғымаға түсіру процесінде тәл арқаны күшсалмақсыз орамдалады (жүктелмеген элеваторды көтеруде), ал атанақтан шыққанда күшсалмақпен оралады (жүктелген элеваторды түсіруде), яғни арқан барабан орамдарындағы кернеусіздік күйден барабаннан шыққанда тарту ішегіндегі кернеулі күйге өтеді. Бұрғылау тізбегін көтеруде – керісінше арқан барабанға күшсалмақпен оралады (жүктелген тәл блогын көтеруде), ал шығуда күшсалмақсыз болады (жүктелмеген тәл блогын түсіруде).

Арқан ішінде сымдардың тозуы бірінші кезекте өзара жанасатын сымдардың жанасу кернеуі шамасына тәуелді. Ол өз кезегінде арқанның конструктивтік ерекшеліктерімен, сымдар жанасуларының типтерімен (НЖ, НСЖ, СЖ), технологиялық күшсалмақтармен, майлаумен және арқанның басқа да конструктивтік ерекшеліктерімен шарттастырылады.

Арқанның пішінін өзгертуі, сопақшалануы, жалпаюы және жанышылуы арқанның атанаққа көп қабатты орамдалу ерекшеліктерімен және арқан диаметрінің шкив жылғасына сәйкес келмеуімен шарттасқан.

Пішін өзгеруі, әдетте, мынадай жағдайларды болады:

- арқан диаметрі шкив жылғасының профиліне және атанақ арықшаларының профиліне сәйкескелмеген кезде (арқан диаметрі қажетті шамадан кіші немесе үлкен);

- беті тегіс барабанға арқанның бірінші қабатын күшсалмақпен ораған кезде;

- сымдарда және төмен жатқан қабаттарда (орамдарды параллель жайластыру аймақтарында) сығымдаушы және жанасушы кернеуле туындататын, арқанды көп қабатты жайластыруда;

- арқанды барабанға көп қабатты жайластыру кезінде – орамнан орамға өту және бір қабаттан екінші қабатқа өту аймақтарында.

Соңғы жағдайда жанасу кернеулерінің шамасы жылғалық жапсырмалар конструкциясына маңызды тәуелділікте болады.

Арқанның бір өрімінің селкеуленуі немесе керісінше өрімнің органикалық өзекше орнына арқан ортасына енуі. Әдетте, бұл құбылыс жаңа арқанның бірінші әбзелін жұмыс істетуде болады және арқанның сапасының төмендігінің немесе арқанды ауыстыру регламентін бұзудың нәтижесі болып табылады.

Арқанды ауыстыруда ауыстырылатын және жаңа арқан шеттерін сапасыз жалғау орын алады, нәтижесінде жабдықтауға жаңа арқанды тарту процесінде оның өрімдері бұрау салған жерлерде салыстырмалы жылжиды, ол арқанда жүктемелеу кезінде өрімдердің селкеуленуіне немесе еніп кетуіне әкеледі.

Органикалық өзекшені шығара және дұрыс пішінін өзгерте арқанның жергілікті тарқатылуы.

Бұл құбылысты туындататын пайдаланулық себептерге қайта жарақтандыруда қосымша бухтадан жасалған арқанда тұзақтың болуын жатқызады. Әдетте, бұл есу қадамының өзгеруіне және арқанның конструктивтік құрылымының жергілікті бұзылуына әкеледі.

Шаршау қисығына негізделген болат арқандардың жарамдылық мерзімін бағалау әдістемесі арқан сымдарының шаршаулық беріктігі обылысынан статистикалық тәжірибелік мәліметтер жетіспеушілігінен және жарамдылыққа әсер ететін арқанның конструктивтік ерекшеліктерінен мұқият бақылауды талап етеді.

Тәжірибе нәтижесінде алынған статистикалық мәліметтерді өңдеу арқан шкивте жұмыс істеу кезінде қирауға дейінгі майысулары циклдерінің саны мына тәуелділікпен өрнектелетінін көрсетеді:

$$N = \frac{\left(\frac{D}{d}\right)^k}{T^m} \cdot C, \quad (6.73)$$

мұндағы N – қирауға дейінгі арқанның майысулары саны; D – шкив диаметрі; d – арқан диаметрі; $k=2,5\div 3$ – дәрежелік көрсеткіш; $m\approx 1,7$ – арқанның шаршаулық қисығының дәрежелік көрсеткіші; T – арқандағы созушы күш; C – арқанның конструкциясына және типтік өлшеміне тәуелді пропорциональдық коэффициенті.

Бір типті арқандарды сынауда және майысу радиусы тұрақты кезде (6.73) басқаша жазуға болады:

$$B_0 = T_0^m \cdot N_0 \geq \sum T_i^m \cdot N_i, \quad (6.74)$$

мұндағы B_0 – тәл арқанының шектік жұмыс істеу уақытын сипаттайтын коэффициент (немесе қарапайым айтқанда – шектік жұмыс істеу уақыты); T_0 – майысу кернеулері кезіндегі тәл арқанының төзімділік шегі; N_0 – кернеу циклдерінің базалық саны; T_i , N_i – жүктемелеудің i -ші деңгейіндегі арқандағы күш пен майысулар саны.

Органикалық өзекшелі тәл арқандарының шкивтерде майысуы кезінде шаршауға сынау көрсеткіштері 6.14-кестеде көрсетілген.

6.14-кесте

Тәл арқандарының жарамдылық мерзімі

Арқанының диаметрі, d_k , мм	Сым материалының үзілуге уақытша кедергісі, σ_b , МПа	Арқандағы созу күші, T , кН	Қир ауға дейінгі арқанның циклдік бүгілу саны	Пропорционалдық коэффициенті, C	Шектік істеген жұмысы, B_0 , кН ^{1,7}
25	1666	105,5	44,8· 10^3	$2,64 \cdot 10^3$	123,
28	1666	93,3	10^3	$4,65 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^6$
32	1666	122,3	69,2· 10^3	$8,1 \cdot 10^3$	154, $5 \cdot 10^6$
			8,14· 10^3		181, $1 \cdot 10^6$
35	Болжамдалуда				$200 \cdot 10^6$

6.4.4 Тәлдік арқандардың іске жарамсыздық сынбағалары

Арқандардың істен шығып жарамсыз болып қалу сынбағалары жұмыстың қауіпсіздің ережесінде регламенттелген, ол бойынша арқан ауыстырылады немесе бірнеше жерлерінде ғана үзілулер болса қайта өңделіп жасалынады

- бір немесе бірнеше өрімдерінің үзілуінде
- кронблоқтың соңғы айналмайтын шкив зонасында сымның үзілуінде (6.42-сурет);

- арқанның бір бұрымы арқан өзекшесінің ақауы себебін ығыстырылып, адырайым шығып кеткен, яғни механикалық бұзылу немесе арқанды ауыстыру регламентінің бұзылуы;

- сыртқы қабаттың тозуы немесе коррозиясы 40% жеткенде;

- арқанды есу қадамындағы үзілген сымдарының саны 10% асады;
- органикалық өзектің бұзылуындағы арқан диаметрінің жергілікті кішіреюі (6.43-сурет);
- органикалық өзектің орын ауыстыруынан арқан диаметрінің жергілікті үлкеюі (6.44-сурет);
- арқаның жаншылуы (6.45-сурет);
- арқанның толқындылығы.



6.42-сурет. Кронблоқтың соңғы айналмайтын шкив аймағында сымның үзілуі



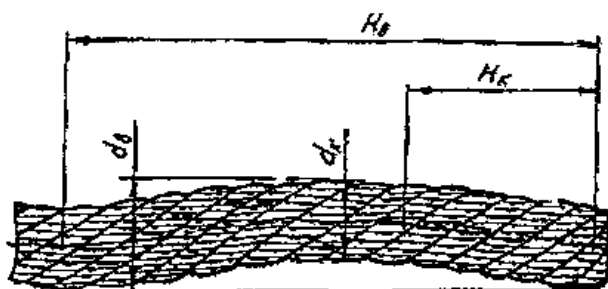
6.43-сурет. Органикалық өзекшенің бұзылуындағы арқан диаметрінің жергілікті кішіреюі



6.44-сурет. Арқан диаметрінің жергілік ұлғаюы



6.45-сурет. Арқанның жаншылуы



6.46-сурет. Арқанның толқындылығы

а)



б)



6.47-сурет. Өрім сымдарының итеріліп ығыстырылып шығарылуы:
а – бір өрімде; б – бірнеше өрімде

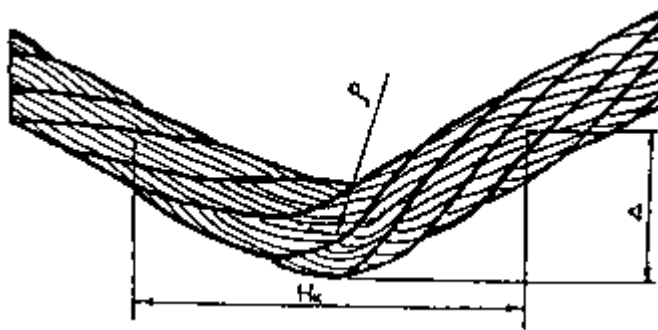


6.48-сурет. Кәрзіңке тәрізді деформация

- арқан сымдарының қабаттарының ажырауы (6.47-сурет);
- бір немесе бірнеше бұрымдарының бөлінуімен болатын кәрзіңке тәрізді деформациясы (6.48-сурет). Арқан бірден жарамсыз деп танылады;
- метал өзекшесінің ығыстырылып шығарылуы. Арқан бірден жарамсыз деп танылады (6.49-сурет);
- динамикалық жүктемелер әсерінен арқанның түйіншектелуі. Арқан бірден жарамсыз деп танылады.



6.49-сурет. Метал өзекшесінің шығып қалуы



6.50-сурет. Арқанның бұратылып қалуы

6.4.5 Тәлдік арқандардың жұмыс қабілеттілігін арттыру жолдары

Арқандардың жұмыс қабілеттіліні көптеген факторларға байланысты:

- арқан құрылымының жетілгендігі;
- материал сымдарын және сымдарды дайындау технологиясын дұрыс таңдау;
- арқандар мен бұрымдарды дайындау технологиясының жетілгендігі;
- жабдықтың параметрлерінің арқанның геометриялық және беріктілік параметрлерімен сәйкестігі;
- арқанның жұмыс режимі.

6.15-кесте

Жабдықталған тәл арқанның ұзындықтары

Мұнара биіктігі, м	Тәл жүйесі жабдықталған арқанның ұзындығы, м		
	4x5	5x6	6x7
41	450	570	-
53-55	-	750	850

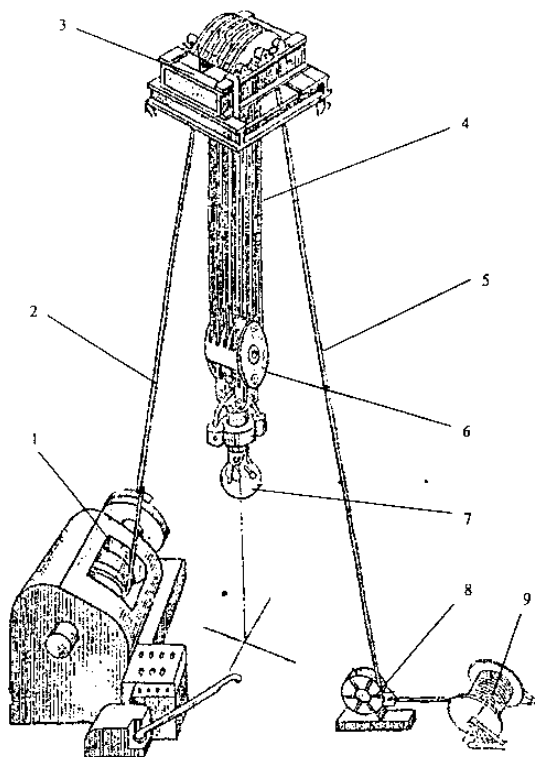
Дұрыс таңдалынған және құралымданған арқан құрылымы арқанның жаншылу мен түйіншектеліп қалуына кедергі болатын көлденеңдік қатандығын қамтамасыз етеді, сонымен бірге ол шкивтер мен шығыр барабандарында жұмыс

істеу барысында жеткілікті беріктілік пен иілгіштікті қамтамасыз етуі тиіс. Арқан сымдарының материалы ретінде құрамында 0,55-0,75% көміртек бар көміртекті болат қолданылады. Бұл болаттардың ерекшелігі күйдірілген жағдайда үлкен деформацияға қабілеттілігі, бұл сымдарды дайындау барысында сымдау тәсілін жүзеге асыруды жеңілдетеді. Бұлардың бір кемшілігі төмен беріктілік шегі, соққылық тұтқырлығы, дайын сымның иілгіштігі. Сонымен қатар жоғары беріктілікті төмен легірленген болаттар белгілі, олардың тұтқырлығы және иілгіштігі өте жоғары, мысалыға Д5 болат. Бұл Д5 болаттар арқандық сымдарды дайындау технологиясы үшін дайын өзекті мәселелерді бірі. Соңғы жылдары алдын ала қысылған бұрымдардан орындалған арқандар енгізілуде. Бірақ әлі де оларды эксперименттік тексеруден өткізуді қажет етеді.

6.5 Бұрғылау қондырғылары тәл блогының элементтері

Бұрғылау қондырғыларының тәлдік механизмдері кронблоктан, тәлдік блоктан, ілгектен, жылжымайтын ішек пен тәлдік арқанды бекіту құрылғысынан тұрады.

Тапсырыс берушілердің талаптары бойынша Уралмаш зауыттары екі модификациялы тәлдік механизмдерін шығарады: свечалары қолмен орналастыру және автоматты элеваторлы АСП типтік механизм жиынтығымен свечаларды орналастыру.

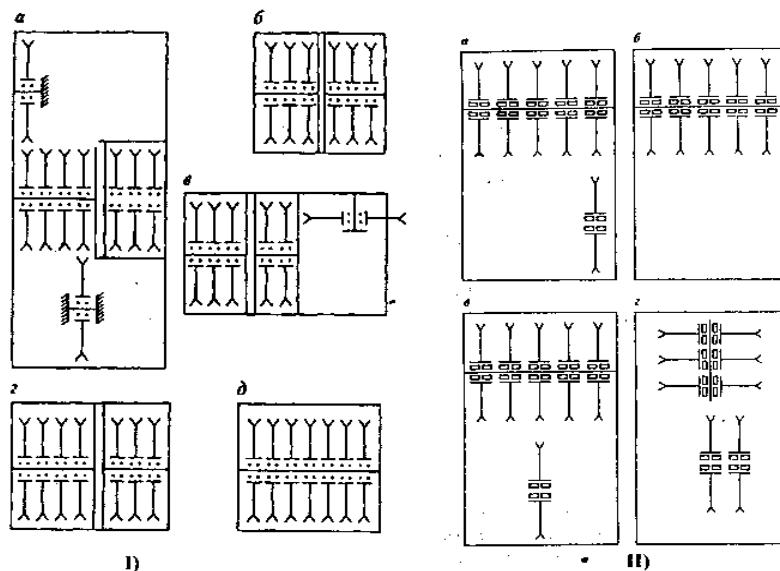


6.54-сурет. Бұрғылау құрылғысының тәл механизмі

1 – бұрғылау шығыры, 2 – тартқыш бөлігі, 3 – кронблок, 4 – тәлдік арқан ішектері, 5 – қозғалмайтын бөлігі, 6 – тәлдік блок, 7 – ілгек, 8 – жылжымайтын ішектің бекітілу құрылғысы, 9 – қосымша арқаны бар бухта

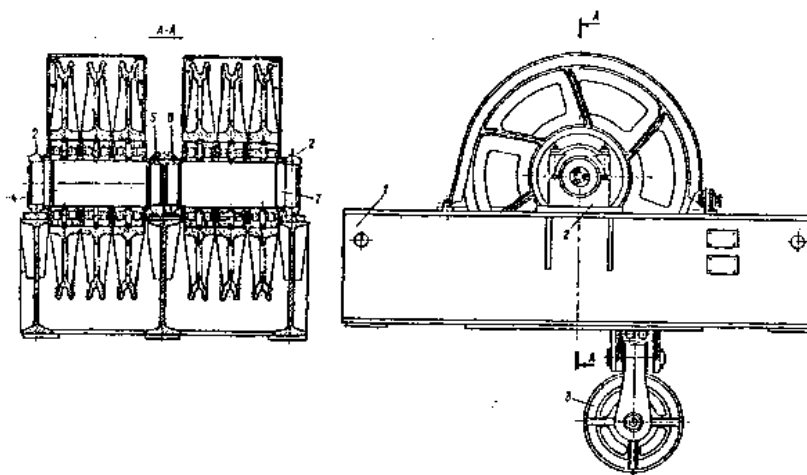
Кронблоктар бұл тәлдік механизмнің қозғалмайтын блогы, ол мачтаның жоғарғы жақтауында немесе мұнараның кронблок асты арқаларында орнатылған. Жабдықталудың еселігіне байланысты кронблоктар мойынтірек өсінде жабдықталған 5-7 шкивтерден тұрады. Кронблок өстері жақтауларда немесе мұнарала арқаларында тіректердің екі немес үш қаңқаларында қозғалыссыз бекітіледі.

Уралмаш зауытының және ВЗБТ кронблоктарының компоненттік сұлбасы 6.55 және 6.55-суреттерден (II) берілген, ал олардың параметрлері 6.18 және 6.19-кестелерде берілген.



6.55-сурет. Кронблок сұлбасы:

I) Уралмашзауыт; II - ВЗБТ



6.56-сурет. Кронблок

6.16-кесте

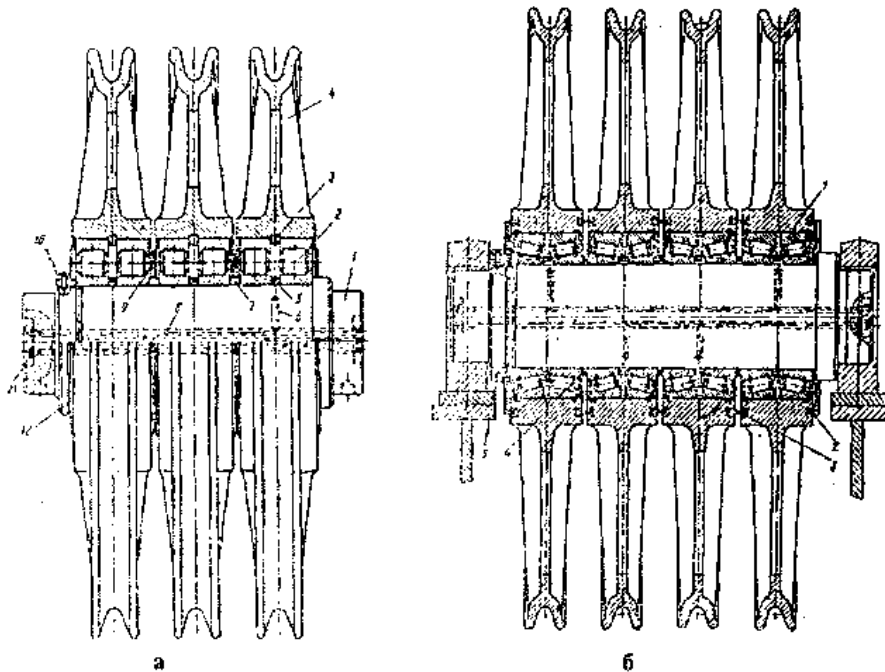
Уралмашзауыт кронблоктарының параметрлері

Көрсеткіштері	Свеча қолмен орналастырылатын бұрғылау қондырғылары				
	УКБ- 6-250	УКБ- 6-270	УКБ- 7-400 3Д86 -1 үшін	УКБ- 7-400 3Д86 -2үшін	УКБ- 7-500
Кронблок сұлбасы (6.55-сурет)	А	Б	В	В	А
Ең үлкен жүктеме, кН	2500	2700	4000	4000	5000
Арқандық шківтер саны	6	6	7	7	7+2
Арқан диаметрі, мм	128	32	32	32	35
Шківтің сыртқы диаметрі, мм	1000	1120	1120	1120	1400
Шківтің сыртқы диаметрі, мм	900	100	1010	1010	1285
Бунақ түбі бойынша шків диаметрі, мм	220	220	260	260	280
Ось диаметрі, мм	9774	4224	7097	7097	7097
Шків мойынтірегі	ЛМ конусты екіқатарлы 220х 340=100	4 Ауна қшалы- цилиндрлі 220х	152М Кону сты- екіқатарлы 260х	152М Кону сты- екіқатарлы 260х	556М 280х 420х110
Габариттік өлшемдері	1335	2320	2220	3230	2440
ұзындығы	3885	1440	1460	3190	2200
Ені		1322	1590	2440	9515
Биіктігі		3430	3560	6400	
Салмағы, кг					
Көрсеткіштері	Свеча механикаландырылған орналастыру бұрғылау құрылғылары				
	УКБ- 6-250	УКБ- 6-400	УКБ- 7-500	УКБ- 7-600	УКБ- 7-600 UNOC 500 үшін

Кронблок сұлбасы (6.55-сурет)	в	в	а	д	а
Ең үлкен жүктеме, кН	2500	4000	5000	6000	6000
Арқандық шкивтер саны	6	6	7+2	7	7+2
Арқан диаметрі, мм	28	35	35	38	38
Шкивтің сыртқы диаметрі, мм	1000	1400	1400	1500	1500
Бунақ түбі бойынша шкив диаметрі, мм	900	1285	1285	1365	1375
Ось диаметрі, мм	220	280	280	380	280
Шкив мойынтірегі	9774	7097	7097	1097	7097
ЛМ конусты екіқатарлы	ЛМ конусты екіқатарлы	156М кону	152М кону	976К кону	156М кону
Шкив диаметрі, мм	220х	сты	сты-	сты-	сты-
Шкив диаметрі, мм	340=100	екіқатарлы	екіқатарлы	екіқатарлы	екіқатарлы
Шкив диаметрі, мм	3490	280х	280х	380х	280х
Шкив диаметрі, мм	2820	420х110	420х110	520х150	420х110
Шкив диаметрі, мм	1810	4390	6750	5990	6920
Габариттік өлшемдері	5170	3190	3130	2250	3250
Ұзындығы		2200	2192	2240	2360
Ені		8040	9925	1168	1185
Биіктігі				3	5
Салмағы, кг					

6.56-суретте кронблоктың типтік құрылымы берілген. 1 жақтау 2 және 5 тіректерінде 4 және 7 шкивтерден тұратын екі секциясы орнатылған. Жақтау дәнекерленген. Тіректердені өстері бұралып кетуден дюбельдермен сақтандырылған. Аспалы блок 3 қосалқы жұмыстар үшін қолданылады. Әр секциясы тербеліс мойынтіректерінде айналатын 4 шкив орнатылған өстерден тұрады.

Шкивтердің күпшектерінде қақпақтары 9 бекітіледі, олар мойынтіректер майларын ластанудан қорғайды. Мойынтіректердің остық саңылаулары бұрандалармен 12 басқарылады.



6.57-сурет. Кронблок секциялары:
а – үш блокты секциялы, б – төртблокты секциялы.

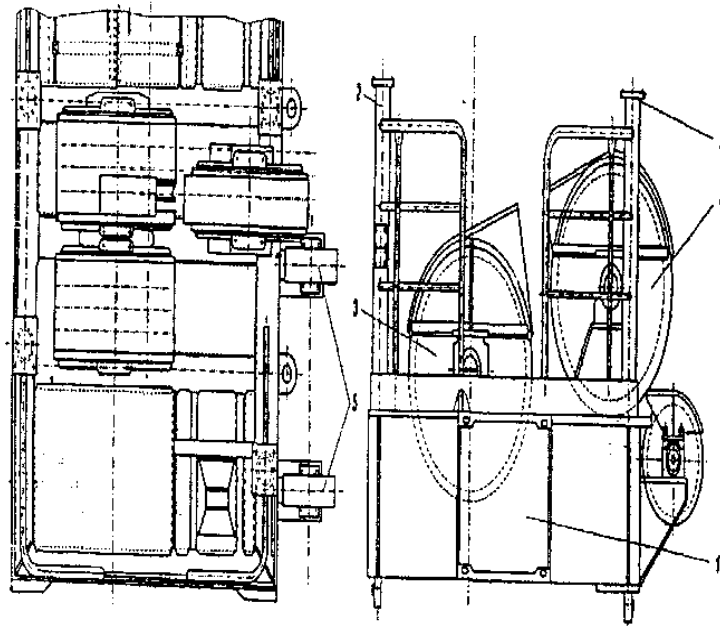
Уралмаш зауыт кронблоктары өзіндік шифрі бар, мысалы УКБ-6-325. У- уралмашзауыт, КБ-кронблок, 6-шків саны, 325- мүмкін жүктеме.

Тәдік блоктар, ілгектер, кронблоктар. Тәлдік блоктар тәлдік механизмнің қозғалмалы бөлігі. Қызметіне қарай олар бұрғылау құбырларын қолмен орналастырулы және АСП типтік механизм кешендері көмегімен құбырларын орналастырулы болып жіктеледі.

Бұрғылау құбырларын қолмен орналастырулы тәлдік блоктар бір өстік шків орналасуына ие және ол элеватор мен ілгекпен тікелей байланысады. Тәлдік блоктар ілгектермен топсалы немес қатаңдықты жалғанады. Ілгекпен қатаңдықты жалғанған тәлдік блокты кронблок деп атайды. Бұрғылау барысында ілгек вертлюгпен, ал КТО орындау барысында – элеваторға қосылады.

Тұрақты мұнаралар мен мачталар тек қана жұмыс жасап тұрған кезде қолданылады да қалған кезде бос тұрады. Пайдалану ұңғыларының жалпы жұмыс жасау уақытының, 2-3%-ін ғана, жер асты жөндеу жұмыстары алады екен, яғни мұнаралар мен мачталар жылына 6-10 күн ғана қолданылады деген сөз.

Сондықтан да көтеру-түсіру механизмдерін тиімді пайдалану үшін жылжымалы мачталар немесе оларды бірге үстіне салып алып жүретін көтергіштер керек. Жылжымалы мачталар арнайы арбаларға қондырылып ұңғылар арасында трактормен тасылып жеткізіледі. Олар шеген құбырлардан, екі аяқты, шана сияқты қылып жасалады.



6.58-сурет. УКБ-6-325 кронблогы
 1-кронблок жақтауы; 2 – бағаналары; 3 – шкивтер секциялары;
 4- айналмалы шкив; 5 – қосымша шкив

6.17-кесте

Тәл блогінің параметрлері

Параметрлері	УТГ -5-250	УТГ -5-225	УТГ -6-320	Б.4.15 .00.000
Жүккөтергіштігі, кН	2500	2250	3200	1000
Шкивтер саны, дана	5	5	6	4
Шкивтің сыртқы диаметрі	1000	1120	1120	900
Арқан асты шкив науашасының пішіні, мм	28	32	32	25
Салмағы, кг	2470	3220	3920	2412
Биіктігі, мм	2070	2220	2690	1583
Ені, мм	860	1170	1010	746

Өзінің мачтасын алып жүретін көтергіштер ретінде тракторлар мен автокөліктер қолданылады. Олардың жүк көтергіштігі 16-дан 80 т-ға дейін болады.

Күрделі жөндеу жұмыстары кезінде ауыр және үлкен көлемдегі жабдықтардың көптеген түрлері пайдаланылады.

Стационарлы мұнаралар мен мачталар ағымды және күрделі жөндеу жұмыстарында пайдаланылады, оларға кронблоктар қондырылып, таль жүйелері ілінеді.

Стационарлы жабдықтардан көбінесе күмбезді мұнаралар мен А-әрпі сияқты орналасқан мачталар қолданылады. Бұл жабдықтар жүк көтеруге және жұмыс істелетін аймаққа орналастыру өте ыңғайлы.

Доңғалақты және шынжыр табанды қозғалмалы мачталар өндірісте көп қолданылады және де оларды құрау өте жылдам. Мачтаның биіктігі бірінші бөлімде – 15м және жүккөтеру күші 400 кН, ал екінші бөлімде биіктігі – 20м және жүккөтері күші 250 кН.

Ұңғы ішінде жүргізілетін қандай болмасын жөндеу жұмыстары, құбыр мен штангі түсіріп-көтеруге әкеліп соғады. Оны түсіріп-көтеру әрекеті деп атайды.

Ұңғыны күрделі жөндеуге, көбінесе, арнайы жабдықтарды қаже ететін жер асты жөндеудің ең қиын жұмыстары жатады: бұрғылау станоктарын, турбабұрғы, бұрғылау құбырларын цементтейтін агрегаттар және т.с.с . Ұңғыны күрделі жөндеу кезінде көп кездесетін жұмыстар: қабаттарды айыру жұмыстары, түбектерді түзету жұмыстары және ұңғының ішіне түскен заттарды ұстау жұмыстары. Қабаттарды айыру жұмыстары ұңғыға құйылып келетін бұралқы суларды (пайдаланып отырған қабаттарға жоғарғы немесе төменгі қабаттардан келіп құйылатын сулардан) ажырату. Ұңғыға келіп құйылатын бұралқы суларды ұңғының сол аралығын цементтеу арқылы жояды. Егерде құрал-жабдықтарды және қабаттарды айыру жұмыстары кезінде дұрыс таңдау жасасақ, онда болашақта материалды шығындарды азайтуға мүмкіндік аламыз. Ұңғыларды пайдалану тәсілін таңдау және жөндеу жұмыстары кен орынды игерудің кешенді жобалауының негізгі мәселесі болып табылады. Әрбір кен орында алдын-ала сұлбасын немесе игеру жүйесін құру кезінде пайдалану тәсілі сол жобаның басқа элементтермен тығыз байланысын көрсетеді, бірақ іс жүзінде сол тәсілдерді пайдалану жобаға сирек сәйкес болады, осыдан кейін, жөндеу барысында әр түрлі қиындықтарды кездестіреміз.

Мұнай мен адамзат қоғамының энергия көздерінің бастысына айналды әрі ең маңызды химиялық бөлшек болып табылды. Мемлекетті газ мұнай шикізаттарымен қамтамасыз ету елдің экономикалық дамуын айқындайды және технологиялық прогрессті белгілейді. Мұнай газ өндіру саласының ерекшелігі айтарлықтай жоғары, ілгері қарқынды, сапа жағынан алдыңғы қатарлы, әрі мұндай өнімдер жыл сайын өндірілуде. Қазіргі өндіру мұнай саласы ең соңғы ілгеріммен жабдықталған, автоматтандырылған, ондаған күрделі өзара технологиялық прогрестерді жүзеге асыра алатындай жағдайда. Оларды жүзеге асыру үшін пайдаланып жүрген саны, күрделілігі, әртүрлілігі жағынан машиналар мен жабдықтар қазіргі өнеркәсіп салаларында алдыңғы қатарлы орындарды иеленеді. Толассыз даму үстіндегі мұнай газ өндіруге арналған машиналар мен

жабдықтардың саны жаңа мұнай газ өндірісінің жаңа саласының қалыптасуына әкеліп соқтырады.

VII тарау. БҰРҒЫЛАУ ҚОНДЫРҒЫЛАРЫНЫҢ СОРАПТЫ-ЦИРКУЛЯЦИЯЛЫҚ КЕШЕНІ

7.1 Сорапты-циркуляциялық кешеннің жұмысы және құрылымы

7.1.1 Сорапты-циркуляциялық кешеннің жұмысы және құрамы

Сорапты-циркуляциялық кешен келесі функцияларды орындауыға арналған :

- ұңғыма түбі мен қашауды бұрғыланған жыныстан тиімді тазалауды және бұрғыланған жынысты жер бетіне шығару үшін жеткілікті, құбыр сыртында көтерілу жылдамдықты қамтамасыз ететін бұрғылау, жуу және қатерлер зардаптарын жою процестерінде ұңғымадағы циркуляция үшін бұрғылау тізбегіне бұрғылау ерітіндісін айдауға;

- жынысты қирату және бұрғыланған жыныстан ұңғыма түбін тиімді тазарту үшін қашау саптамаларынан ерітіндінің жоғары жылдамдықпен ағып шығуын қамтамасыз ететін гидромониторлық қашаулармен бұрғылауда гидромониторлық әсерді жасауға;

- ұңғыма түбілік гидравликалық қозғалтқыштарды (турбобурларды, винттік қозғалтқыштарды) әрекетке келтіруге;

- бұрғыланған жыныстан және газдардан бұрғылау ерітіндісін тазартуға, оның берілген параметрлерін (тығыздығын, тұтқырлығын және тағы басқаларды) ұстап тұруға және реттеуге;

- жаңа бұрғылау ерітінділерін даярлауға;

- ұңғыманың бірнеше көлемі мөлшеріндегі бұрғылау ерітіндісінің қорын сақтауға және циркуляция тоқтаған кезде оның қасиеттерін сақтауға.

7.1-суретте бұрғылау қондырғысын екі жаққа әрекетті екі цилиндрлі сораптармен (дуплекс) (а) және бір жаққа әрекетті үш цилиндрлі сораптармен (триплекс) (б) жабдықтаған кездегі сорапты-циркуляциялық кешеннің (СЦК) негізгі элементтері. Ал 7.2-суретте СЦК құбырлар жүйесінің сұлбасы көрсетілген.

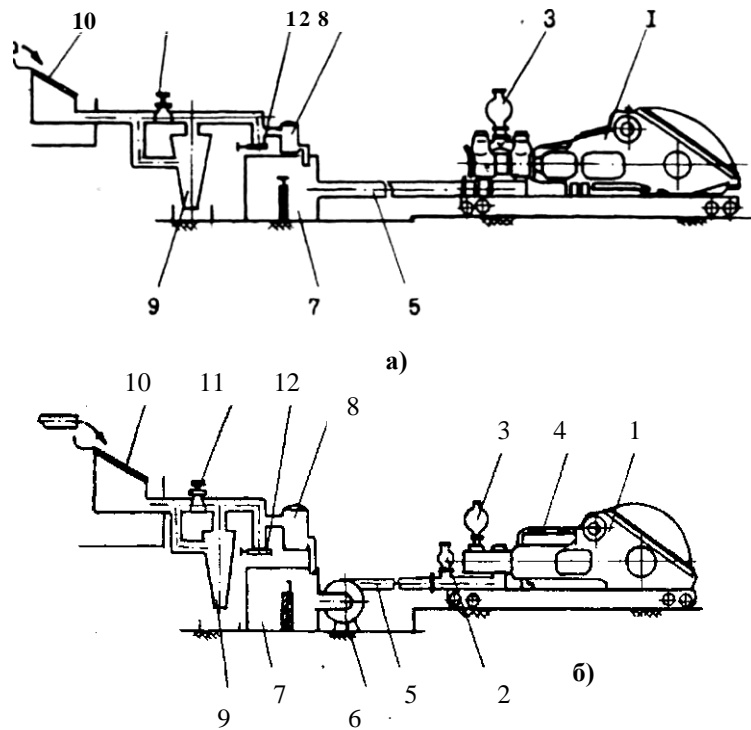
Тазаланған ерітінді қабылдау сыйымдылығынан 7 өздігінен ағып (7.1-сурет, а) немесе қосалқы сорап көмегімен (7.1. сурет, б) бұрғылау сорабына 1 беріледі. Содан соң бұрғылау сорабы ерітіндіні жоғары қысыммен (40МПа-ға дейінгі) айдау желісі бойынша тұндырғышты манифольд 5 (7.2-сурет), иілгіш жең 6, жетектеуші құбыр (квадрат) 7 арқылы бұрғылау тізбегіне 8 және қашаулы 9 түптік қозғалтқышқа айдайды.

Қашау саптамасынан жоғары жылдамдықпен шығатын ерітінді ұңғыма түбі мен қашауды бұрғыланған жыныстан тазалайды. Бұрғыланған жынысты көтеру сақиналық кеңістіктегі 10 ерітіндінің жоғары жылдамдығы арқасында іске асады.

Жер бетіне шығарылған ерітінді ерітінді өткізгішпен, құрамына дірілдік елеуіш 10, құм айырғыш 9, газсыздандырғыш 8 кіретін, тазалау блогіне өтеді (7.1-

сурет). Бұдан әрі тазалалған бұрғылау ерітіндісі оның қасиеттерін қалпына келтіруге арналған құрылымға түседі және одан кейін қабылдау сыйымдылығына 7 бағытталады.

Сайып келгенде, сорапты-циркуляциялық кешенде бұрғылау ерітіндісі айдау желісі мен төменгі қарқынды бөліктен тұратын тұйықталған шеңбер бойымен айналады.



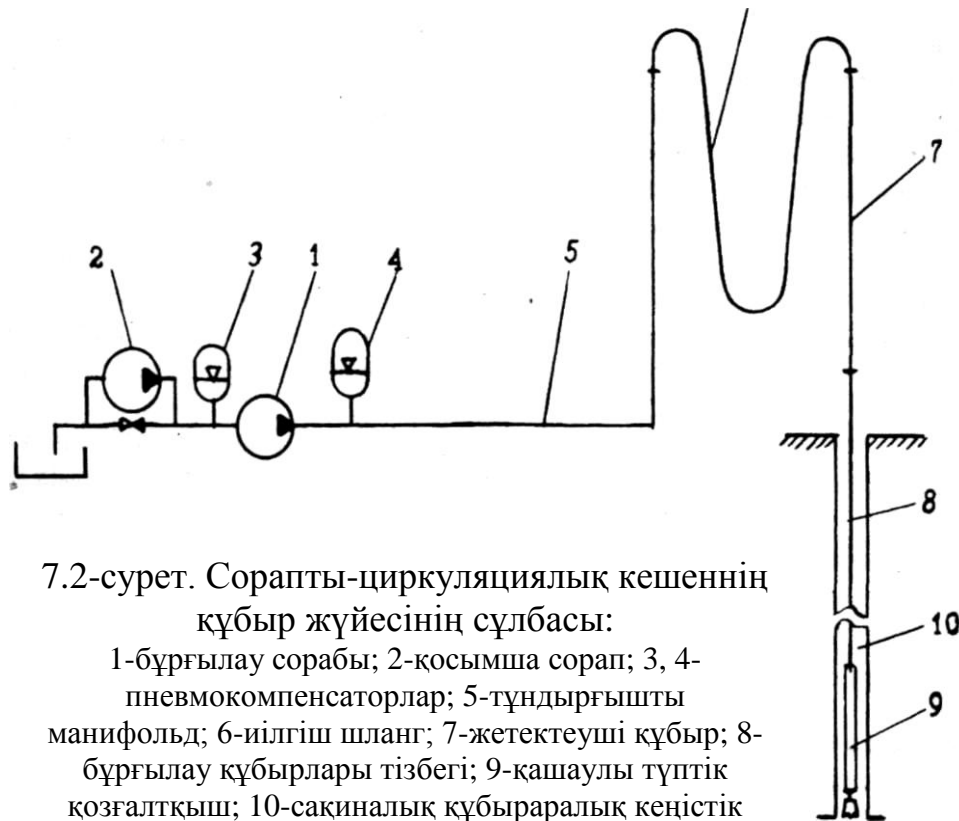
7.1-сурет. Дуплекс (а) және триплекс (б) типті сораптармен жабдықталған бұрғылау қондырғыларының СЦК компоновкасы: 1- бұрғылау сорабы; 2 және 3-пневмокомпенсаторлар; 4- цилиндрді тазарту және суыту жүйесі; 5-сору желісі; 6-қосымша сорап; 7-қабылдау сыйымдылығы; 8- газсыздандырғыш; 9-күм айырғыш; 10-дірілдек елеуіш; 11, 12-жапқыштар

Айдау желісі (7.2-сурет), ерітінді бұрғылау сорабынан тұндырғышты манифольдка, иілгіш жеңге, жетектеуші құбырға және бұдан әрі бұрғылау тізбегіне, түптік гидравликалық қозғалтқышқа, қашауға және құбыраралық сақиналық кеңістікке берілетін жоғары қысымдық құбырөткізгіштерден тұрады.

Бұл желі тығындау арматурасымен, сақтандырғыш клапанмен және бақылау-өлшеу аппаратурасымен жабдықтаған.

Циркуляциялық жүйенің *төменгі қарқынды бөлігі* (7.1-сурет) ерітіндіні бұрғыланған жыныстан, күмнан, лайдан және газдан тазалауға арналған құрылымдармен, ерітіндінің қасиеттерін қалпына келтіруге және реттеуге арналған араластырғыш және жаға ерітіндіні даярлайтын құрылымдармен жабдыкталады. Барлық құрылымдар сыйымдылықтармен құбырөткізгіштер

жүйесімен жалғастырылған, жапқыштармен, айдаушы және қосымша сораптармен жабдықталған.



7.2-сурет. Сорапты-циркуляциялық кешеннің құбыр жүйесінің сұлбасы:

1-бұрғылау сорабы; 2-қосымша сорап; 3, 4-пневмокомпенсаторлар; 5-тұндырғышты манифольд; 6-иілгіш шланг; 7-жетектеуші құбыр; 8-бұрғылау құбырлары тізбегі; 9-қашаулы түптік қозғалтқыш; 10-сақиналық құбыраралық кеңістік

7.1.2 Сорапты-циркуляциялық кешеннің жуу режимін есептеу және параметрлерін таңдау

Сорапты-циркуляциялық кешен ұңғымамен бұрғылау тізбегі арқылы тікелей байланысқан, жуу сұйықтығының ортасында жұмыс істейді және қоршаған ортаның ықпалына тікелей ұшырайды. СЦК параметрлері және пайдалануды жағдайлары ұңғыманың құрылымына және бұрғылау тізбегінің компоновкасына, жуу сұйықтығының қасиеттеріне және қоршаған ортаның параметрлеріне тәуелді болады.

Ұңғыманың құрылымы және бұрғылау тізбегінің компоновкасы. Бұрғылау процесінде ұңғыманың тереңдігі нөлден максимум мәніне дейін өседі, ал диаметрі сатылы кемиді. Бұрғылаудың технологиялық талаптарына байланысты, бұрғылау тізбегі құлыпты және қашаулы бұрғылау құбырларынан басқа, центрлеуші элементтерден, аудармалардан, ауырлатылған бұрғылау құбырларынан (АБҚ), кеңейткіштерден, түптік қозғалтқыштан тұрады, ал қашау гидромониторлық саптамалармен жабдықталуы мүмкін.

Циркуляциялық жүйенің өнімділігін сипаттайтын параметрлер: сыйымдылықтардың саны мен көлемі, дірілдік елеуіштің, центрифуганың, газсыздандырғыштың өткізу қабілеттері, олар бұрғыланатын ұңғыманың параметрлерімен және бұрғылау қондырғысының сыныбымен анықталады.

Жуу сұйығының физикалық-химиялық қасиеті. Жуу сұйығы физикалық-химиялық қасиеттердің кең ауқымымен сипатталады, олар: тығыздығы, статикалық және динамикалық тұтқырлығы, құрамында шламның және еркін газдың болуы, қаныққан будың температурасы және қысымы. Жуу сұйығының қасиеттері бұрғылау процесінде өзгереді. Ерітіндінің қасиеттерінің өзгерісінің рауалы шектері Ұңғыманы өткізудің технологиялық талаптарымен де, СЦК-нің бұрғылау, қосымша және айдаушы сораптар сияқты, түйіндерінің қалыпты жұмысымен шарттастырылған.

Ұңғыманың құрылымына, ашылатын қабаттардың қасиеттеріне тәуелді ерітіндінің тығыздығы аэрирланған сұйық тығыздығынан ауыр ерітінділер тығыздығына (2400 кг/м^3) дейін өзгере алады, ал пластикалық тұтқырлық пен ығысуға статикалық кедергі кең диапазондарда өзгереді.

Қоршаған ортаның параметрлері. Көрсетілген параметрлер пайдаланылатын климаттық ауданға және бұйымның жасалу типіне, температураның ылғалдылықтың диапазонына тәуелді болады. Бұрғылау қондырғыларының жұмыс істеу жағдайының ерекшеліктерінескергенде, күтім жасалатын базаға дейінгі қашықтық, пайдаланылатын көліктің типі ескерілуі керек.

Айтылғандарды ескере, СЦК-нің негізгі параметрлерінемыналарды жатқызуға болады: бұрғылау сораптарының беруі және айдау қысымы, ыдыстардың сыйымдылықтары және жуу сұйығын қатты бөлшектер мен газдан тазалау тереңдігі.

Бұрғылау сорабының беруі жуу сұйығының құбырлар арасындағы сақиналық кеңістігіндегі, қашау саптамаларындағы қозғалыс жылдамдығымен және түптік қозғалтқыштың қуатымен анықталады.

Жуу сұйығының құбырлар арасындағы сақиналық кеңістігіндегі қозғалыс жылдамдығы мына формула бойынша анықталады:

$$v_{zn} = \frac{Q_c}{F}, \quad (7.1)$$

мұнда Q_c - жұмыс істейтін сораптың жалпы беруі; $F = \frac{\pi}{4}(D_o^2 - d_m^2)$ - сақиналық кеңістік қимасының ауданы; D_o және d_m - сәйкесінше қашаудың және бұрғылау құбырларының диаметрлері.

Сақиналық кеңістіктегі ерітіндінің көтерілу жылдамдығы 0,3-1,2 м/с аралығында болуыкерек. Ол ерітінді және жыныстың физикалық-механикалық қасиеттеріне, бұрғыланған жыныс бөліктерінің өлшемдері және мөлшеріне, ұңғыманың диаметрі мен тереңдігіне тәуелді болады. Ерітіндінің жылдамдығы

төмендегенде бұрғыланған жынысының бір бөлігі ұңғыма түбіне отырады, ол тізбектің қарысып қалуына әкеледі. Ерітінді жылдамдығының 0,9-1,2 м/с аса шамадан тыс артуы ұңғыманың қабырғаларын шайып кетуге және қабаттар арасы ашылып, ізінше ерітіндінің жұтылуына алып кетті.

Қашауға берілетін гидравликалық қуат бұрғылау тиімділігіне ықпал етеді, сондықтан сораптар ұңғыма түбінің 1 см² ауданына 0,4-0,8 кВт қашау қуатын жеткізуді қамтамасыз етуі керек. Бұл қуатты беруді Q_c өсірумен емес, ал саптамалардағы қысым айырымын өсіру жолымен арттырған тиімді, өйткені циркуляциялық жүйе элементтеріне шығындалатын қуат беру текшесіне пропорционал.

Бастапқыда ұңғыма оқпанының диаметрі соңғыдан 2-3 есе үлкен, ал бұрғылау басында түбінің ауданы соңындағыдан 4-9 есе үлкен. Тәжірибеден анықталғандай, тиімді бұрғылау үшін диаметрлері үлкен ұңғымаларды ерітіндінің түпке берілуі 0,6 м³/с дейін және кіші диаметрлі ұңғымалар үшін 1 м² түпке 1 м³/с құрауы керек. Сондықтан бұрғылау сораптары талап етілген реттеу диапазонында

$R = \frac{Q_{\max}}{Q_{\min}} = 2-3$ беруді өзгеру қабілетіне ие болуы керек.

Бұрғылау сораптарының айдау қысымы циркуляциялық жүйенің гидравликалық кедергісіне тәуелді болады (7.2-сурет) және оның жеке элементтеріндегі гидравликалық шығындардың жиынтығына тең:

$$P_n = \sum P_i = P_m + P_k + P_{30} + P_o + P_{3n}, \quad (7.2)$$

мұнда P_m ; P_k ; P_{30} ; P_o ; P_{3n} - сәйкесінше манифольд желісінде, бұрғылық құбырлары тізбегінде, түптік қозғалтқышта, қашауда және құбыр аралық сақиналық кеңістікте қарқынның жоғалтуы.

Циркуляциялық жүйе элементтеріндегі қарқынның шығыны P_i тығыздығына, тұтқырлығына, қозғалыс жылдамдығына, құбырдың кедір-бұдырлығына тәуелді және Дарси-Вейсбах формуласы бойынша есептеледі:

$$P_i = \lambda_i \rho \frac{l_i}{d_i} \frac{v_i^2}{2} = \lambda_i \rho \frac{l_i}{d_i} \frac{Q_c^2}{2 f_i^2}, \quad (7.3)$$

мұнда λ_i - гидравликалық кедергілердің өлшемсіз коэффициенті (әдетте, $\lambda_i=0,02-0,03$); ρ - ерітіндінің тығыздығы; l_i және d_i - қарқындық құбырөткізгіштің i -ші телімінің ұзындығы мен гидравликалық диаметрі; $v_i = \frac{Q_c}{f_i}$ - i -ші телімдегі ерітінді ағымының жылдамдығы; f_i - i -ші телім қимасының ауданы.

Қашаудағы және түптік қозғалтқыштығы қысым шығыны формула бойынша анықталады:

$$P_{o(m)} = \zeta_{o(m)} \rho \frac{Q_c^2}{2 f_{o(m)}^2}, \quad (7.4)$$

мұнда, ζ_o, ζ_m - сәйкесінше қашаудағы және турбобурдағы жергілікті кедергілер коэффициенттер;

f_d, f_m - сәйкесінше қашаудан және турбобурдан сұйық өтетін аудан.

Сораптың пайдалы гидравликалық қуаты беру шамасына және айдау қысымына пропорционал:

$$N_c = P_n Q_c = \zeta_{\Sigma} \rho \frac{Q_c^2}{2f_k^2} \cdot Q_c = \zeta_{\Sigma} \rho \frac{Q_c^3}{2f_k^2}, \quad (7.5)$$

мұнда $P_n = \zeta_{\Sigma} \rho \frac{Q_c^2}{2f_k^2}$ - айдау қысымы; $f_k = \frac{\pi}{4} d_{кв}^2$ - бұрғылау құбырларының

ерітінді өтетін қимасының ауданы; $\zeta_{\Sigma} = \zeta_d \left(\frac{f_k}{f_d} \right)^2 + \zeta_m \left(\frac{f_k}{f_m} \right)^2 + \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \left(\frac{f_k}{f_i} \right)^2$ - бұрғылау құбырларының диаметріне келтірілген циркуляциялық жүйенің гидравликалық кедергілерінің жинақтық коэффициенті.

Ұңғыманың диаметрі тереңдік өскен сайын сатылы кемитін болғандықтан, айдау қуаты мен шектік қысымының шектеулілігі шартынан әрбір интервалдағы ерітінді беру Q_c мен қысымының P_n сатылы және сатысыз реттеу шектері анықталады. P_n мен N_c сатылы реттеуге поршеньдер диаметрлерін, қашау саптамалары қималарын бір мезгілде жұмыс істейтін поршеньдер санын өзгертумен қол жеткізіледі.

Циркуляциялық жүйенің сыйымдылықтарының жиынтық көлемі ұңғыманың 2-3 көлемі шамасында таңдалады.

7.2 Бұрғылау сораптарының негізгі параметрлері және құрылымы

7.2.1 Тағайындалуы және негізгі талаптар

Бұрғылау сораптарына талаптар олардың тағайындауынан, сүйене шығады, орындайтын функцияларынан және пайдалану шарттарынан шығады. Талаптардың барлық жиынтығы, көрсеткіштері ретінде әдетте техникалық сипаттамасы, технологиялық параметрлері, сенімділік, монтаждау және демонтаждау, эргономикалық, қауіпсіздік, тасымалданғыштық көрсеткіштері алынатын, жеке көрсеткіштерге жатқызылуы мүмкін. Ол талаптар мыналар:

- сорап тиісті қуатты, қысымды жетілдіруі және жеткілікті беруді қамтамасыз етуі керек;
- ерітінді берілуі бұрғылаудың барлық интервалдарында ұңғыманы тиімді жууды қамтамасыз ететін реттелетін шектерде болуы керек;
- сораптан шығатын жуу сұйықтығының жылдамдығы қысымның шамадан тыс лүпілін болдырмайтындай бірқалыпты болуы керек;
- сорап абразивтік және құрамында майы бар жегіделік-активті жуу ерітінділерімен жұмыс істеу үшін ыңғайлы болуы керек;

- қашау кезінде ерітіндінің үздіксіз циркуляциясын қамтамасыз ету шартынан түйіндер және гидравликалық бөліктің бөлшектері жеткілікті шыдам мерзіміне ие болулары керек;

- сораптың гидравликалық бөлігіне қызмет көрсету ыңғайлы болуы керек;

- сорап тасымалданғыш және жоғары монтаждық қасиеттерге ие болуы керек;

- сораптың жұмысы кезінде шуылы және дірілдеуі рауалы шамалардың шектеріндегі болуы керек;

- сорапты пайдалану кезінде, негізінде шамадан тыс қысымды және қысым дірілдеуін мен лүпілін болдырмайтын, қауіпсіздіктің нормасы сақталуы керек.

Сораптардың қолданыстағы құрылымдарында көрсетілген талаптардың орындалуын қамтамасыз ететін жолдарды, тәсілдерді және техникалық шешімдерді қарастырамыз.

Сораптың жетектік және пайдалы қуаты, ең жоғарғы қысымы және берілуі МЕСТ 6031-81 регламенттелетін бұрғылау сораптарының *негізгі параметрлерін* құрайды.

Бұрғылау тереңдігінің өсуі, гидромониторлық саптамалы қашауларға өтуайдау қысымын және 1900 кВт-қа дейін жететін сораптың қуатын едәуір өсіреді.

Бұрғылау сорабының ерітінді беруін реттеу ауыстырылатын цилиндр төлкелер көмегімен немесе поршеньнің жүріс санын өзгертумен іске асырылады.

Ерітіндіні бірқалыпты беруге, негізінен төрт жұмыс камералы екі жақты әрекетті екі цилиндрлі және үш цилиндрлі біржақты әрекетті, көп цилиндрлі сораптарды қолдануымен қол жеткізіледі. Қысым лүпілін қажетті шектерге дейін төмендетуге сораптың шығуында пневмокомпенсаторларды орнатымен қол жеткізіледі.

Гидравликалық бөліктің түйіндері (поршень, шток, цилиндр, клапан) жұмыс беттері беріктендіріліп, қоспаланған беріктігі жоғары болаттардан жасалады. Көрсетілген түйіндердің шыдам мерзімі жұмыс жағдайларына, құрылымына тәуелді, орташа алғанда 100-ден 400 сағат аралығында болатынын ескеріп, оларды ауыстыру және орнату тез алынатын қақпақтар арқылы іске асырылады.

Тасымалдауға жарамдылығын жоғарылату мақсатында сораптардың құрылымы үздіксіз жетілдіріледі, олардың массасы және габариттері азаяды. Үш цилиндрлі сораптарға өту, беріктігі жоғары материалдарды, тасымалдау қабілеті жоғары мойынтіректерді қолдану, сораптардың меншікті массасын 25-30% азайтуға мүмкіндік берді.

Сораптың жұмысы кезінде шуылды және дірілдеуді төмендетуге, шығуында қысым лүпілін төмендетумен, енгізуде кавитацияны болдырмаумен, сондай-ақ енгізу және айдау магистральдарын артық бұрылыссыз жеткілікті өту қимасында жасаумен қол жеткізіледі. Заманауи үш цилиндрлі сораптардың кірісінде қосымша сораптар және пневмокомпенсаторлар орнатылған.

Бұрғылау сорабы қауіптілігі жоғары нысан болып табылады. Сондықтан жобалау, жасау, монтаждау, пайдалану және қызмет көрсету қауісіздік нормаларын және ережелерін сақтаумен іске асырылуы керек. Оған беріктік және төзімділік қорларының тиісті коэффициенттерін қамтамасыз етумен, шығару желісін сақтандырушы құрылымдармен және жайлы іске қосу құрылымдарымен жабдықтау жолымен шамадан тыс қысымның пайда болуын болдырмаумен қол жеткізіледі.

7.2.2 Сораптардың негізгі және құрылымдық параметрлері

Бұрғылау сорабы тағайындалуының көрсеткіштері **негізгі параметрлермен** анықталады. Негізгі параметрлер ретінде жетектік қуат (N_n), пайдалы (гидравликалық) қуат (N_z), ең үлкен қысым (P_{max}), ең үлкен беру (Q_{max}) алынады. Көрсетілген параметрлер МЕСТ 6031-81 немесе техникалық шарттармен регламенттеледі. Мұнай мен газға геологиялық бақылау, құрылымдық-іздеу, пайдалану және терең іздеу бұрғылауларында жуу сұйығын ұңғымаға айдауға арналған поршеньді және плунжерлі сораптардың негізгі параметрлері 13.1-кестеде берілген. Осы жерде төмендегі формула бойынша анықталатын беруді реттеу диапазонының (R) мәндері де келтірілген:

$$R = \frac{P_{max} \cdot Q_{max}}{N_z}, \quad (7.6)$$

Көрсетілген тәуелділікті қолдануымен ең үлкен беру Q_{min} (ең үлкен қысым P_{max} кезіндегі) және ең кіші қысым (P_{min}) (ең үлкен беру Q_{max} кезіндегі) анықталуы мүмкін:

$$Q_{min} = \frac{Q_{max}}{R}; \quad P_{min} = \frac{P_{max}}{R}. \quad (7.7)$$

Сораптың гидравликалық (теориялық) қуаты беруді және дамытылатын қысымды шарттастырады және ол анықталады:

$$N_z = Q_c \cdot P_n = Q_{min} \cdot P_{max} = Q_{max} \cdot P_{min}.$$

Сораптардың *құрылымдық параметрлері* пайдалану талаптары және шарттары ескеріле негізгі параметрлеріне сүйене анықталады.

Қазіргі кезде ұңғымаларды бұрғылауда екі жақты әрекетті жетекті екі цилиндрлі сораптар және бір жақты әрекетті үш цилиндрлі сораптар қолданылады.

Екі цилиндрлі сораптарды шығару соңғы кезде олардың габариттері және массасының үлкендігінен, сонымен бірге гидравликалық бөліктің түйіндерінің саны көптігінен айтарлықтай қысқартылды. Бұрғылаудың өскелең талап сәйкес келетін сораптардың жаңа үлгілерінің өндірісі игерілуде. Бұрғылау сораптарының құрылымын жетілдіру гидравликалық бөлігінің негізгі түйіндерінің сенімділігін, шыдам мерзімін арттыру, массасы мен габариттерін, күтім жасау, жөндеу және

монтаждау еңбек сыйымдылықтарын азайту, сонымен бірге пайдалану қауіпсіздігін жоғарылату жолдарымен іске асырылуда.

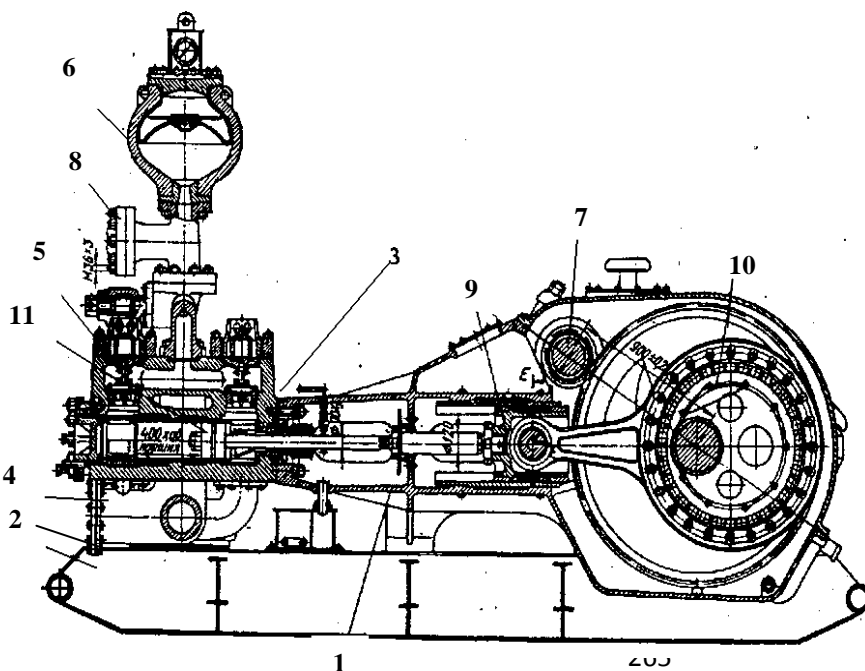
Сайып келгенде, сораптың құрылымдық параметрлері құрылымдық-кинематикалық сұлбасынан (цилиндрлер саны, бір цилиндрдің жұмыс камераларының саны, кірістірілген төмендеткіштің, түптік және бұлғақтық мойынтіректер, крейцкоф құрылымы типі), сонымен бірге клапандардың орналасу сұлбасымен және құрылымымен анықталады. Құрылымдық параметрлерден басқа, цилиндрдің жұмыс көлемі, цилиндр диаметрі, поршень жүрісінің ұзындығы, бұлғақтың ұзындығы, клапан диаметрі сияқты, сандық параметрлері де анықталуы мүмкін.

7.2.3 Бұрғылау сораптарының құрылымы

Бұрғылау сорабы құйып немесе пісіріліп жасалған корпустарда орналасқан жетектік және гидравликалық бөліктерден тұрады.

Жетектік бөлік, әдетте, тербеліс мойынтіректерінде орнатылған және де өзара тісіі беріліс көмегімен жалғасқан түптік және трансмиссиялық біліктерден, түптік білікпен тербеліс немесе сырғанау мойынтірегі арқылы қосылған крейцкофты бұлғақтардан тұрады. Бұрғылау сораптарында жетек ретінде көбінесе, трансмиссиялық білікпен сыналы ремнді немесе шынжырлы беріліс арқылы қосылған, электр қозғалтқыштары және дизелдер қолданылады.

Гидравликалық бөлік гидроблокке орнатылған ішінде штогімен поршеньдері бар цилиндрлерден, тарелкалы құрылымды өздігінен әрекет ететін серіппелі клапандардан тұрады. Өзара алмаса алатын енгізу және айдау клапандары әдетте вертикаль орналасқан.



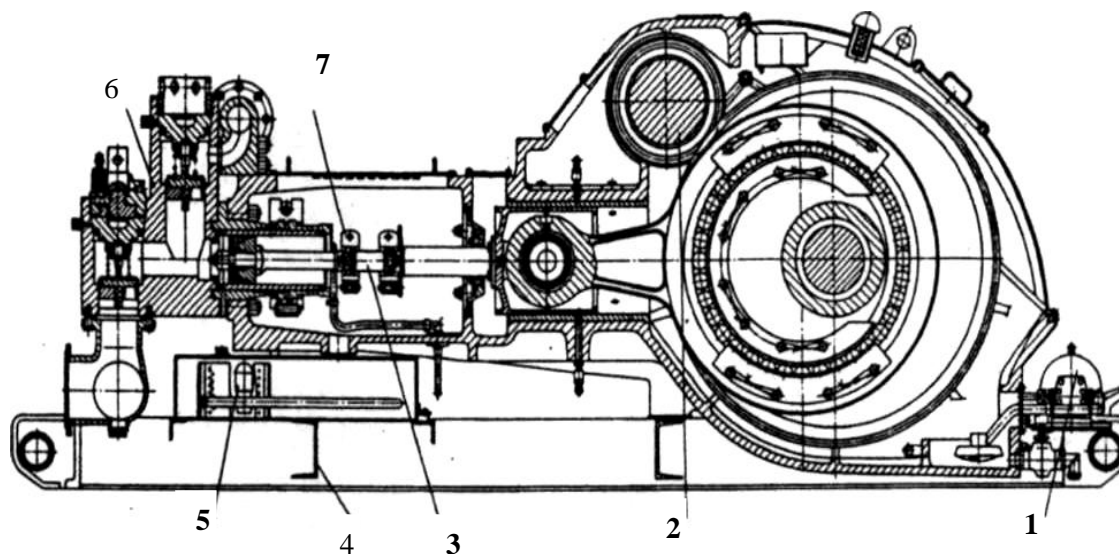
7.3-сурет. Екі жақты әрекетті екі цилиндрлі бұрғылау сорабы :

1-станина; 2-рама; 3-су блогі; 4, 8-қабылдау және бастырмалатқыш коллекторлар; 5-клапандар; 6-компенсатор; 7-трансмиссиялық білік; штокпен 9-сырғақ; 10-кривошип - бұлғақты тетігі; піскекпен 11-цилиндр

МЕСТ 6031-81 бойынша бұрғылау сораптарының негізгі параметрлері

Параметрлер атауы	Өлшем бірлігі	Бұрғылау сораптарының сыныптары үшін параметрлер мәндері														
													0	1	2	3
Жетек қуаты	кВ т	2	0	0	25	90	35	00	75	75	00	50	50	180	500	900
Пайдалы қуат, кем емес	кВ т	5	0	3	00	50	90	35	00	75	75	00	50	50	180	500
Ең үлкен беру	Д м³/с		1	4	8	2	8	5	5	5	5	5	5	5	5	
Ең жоғары қысым	М Па	.0	.3	0	6	0	0	0	0	5	5	2	2	0	0	
Берілісті реттеу диапазоны	-	.4	.7	.2	.9	.9	.0	.0	.3	.0	.4	.4	.9	.9	.5	

Ескерту: * 15 сынып сораптарын жобалау кезінде ең үлкен беру және қысым тапсырыс берушінің бастапқы талаптарымен белгіленеді және есептеулермен нақтыланады.



7.4-сурет. Үш цилиндрлі бұрғылау сорап :
 1-сылауды жүйе; 2-айдаушы бөлік; 3-шток; 4-рама; 5-суы жүйе;
 6-гидравликалық бөлік; 7-штоктің тез ажырымалы қосуы

Отандық сораптардың техникалық сипаттамалары 7.2 және 7.3-кестелерде берілген. 7.2-кестеде сондай-ақ үш цилиндрлі сораптар комплектіленетін Әртүрлі құрылымдық сұлбалардың ішінен ұңғымаларды бұрғылауда ең көп қолданылатыны жетекті екі цилиндрлі (7.3-сурет) және үш цилиндрлі (7.4-сурет) сораптар. XX ғасырдың 50-60 жылдарына дейін мұнай және газ ұңғымаларын бұрғылауда негізінен екі жақты әрекетті екі цилиндрлі сораптар («дуплекс» типті сораптар) қолданылды. Сораптар қуатының 900-1500 кВт дейін, ал айдау қысымының 25-40 МПа-ға дейін өсуі шток диаметрінің маңызды үлкеюіне келтірді. Нәтижесінде шток камерасының көлемі азайды, және де ол алдыңғы поршеньді камераның 65-70% көлемін құрады, ал сорап массасы шұғыл қсті. Бұл біржақты әрекетті үш цилиндрлі сораптарды («триплекс» типті сораптарды) шығаруға келтірді.

Күтім көрсетудің еңбексыйымдылығы және комплектіленетін түйіндердің жиынтық құны көпбіне көрсетілген түйіндердің типтеріне және санына тәуелді болады. Сораптың істен шыққанға дейінгі атқаратын жұмысы негізінен гидравликалық бөлігі түйіндерінің шыдам мерзімінен, ал массасы мен габариттері құрылымдық кинематикалық сұлбасынан анықталады. 7.4-кестеде сораптың жетектік және гидравликалық бөліктерінің негізгі түйіндерінің типтері мен саны Келтірілген. Екі жақты әрекетті екі цилиндрлі сораптармен салыстырғанда үш цилиндрлі сораптың артықшылықтары ауыстырылатын тез тозатын бөлшектерінің қатынас сандары өте жақсы, берудің жоғары бірқалыптылығын қамтамасыз етеді. Поршеньдер мен төлкелерді тез ауыстыру мүмкіндігі оларлы пайдалануды

қолайлы етеді, ал массасының 25-30% аз болуы өте жақсы монтаждық қабілетін қамтамасыз етеді, бұл әсіресе қуатты сораптар үшін өте маңызды.

7.2-кесте

Бұрғылау сораптарының техникалық сипаттамалары

Параметрлері	«ВЗБТ» ЖШБ		«Уралмашзавод» ААҚ					
	Н БТ-475	Н БТ-600-1	У8 -6МА2	У НБТ-750	У НБТ-950	У НБТ-1180	У НБТ-1600	
Жетектік қуаты, кВт	4 75	6 00	58 5	80 0	95 0	11 80	16 00	
Пайдалы қуаты, кВт	4 00	5 10	50 0	72 0	85 5	10 60		
Ең жоғарғы қысымы, МПа	2 5	2 5	25	32	32	40	53	
Ең жоғарғы беруі, дм ³ /с	4 5	4 5	51	42	46	46	59, 7	
Цилиндр диаметрлері, мм	1 10-180	1 20-180	13 0-200	13 0-180	14 0-180	14 0-180	13 0-200	
1 минут ішіндегі поршеннің жүріс саны	1 35	1 35	66	13 5	12 5	12 5	10 0	
Шток диаметрі, мм	6 5	6 5	80	70	60	60		
Клапан диаметрі, мм	1 45	1 45	145	13 5	14 5	14 5		
Сораптың массасы, кг	1 4500	1 4500	27 700	22 400	22 700	23 500	35 800	
Қосымша сораптың қуаты, кВт	3 0	3 0	-	30	30	30		
Қосымша сораптың жетекпен бірге массасы, кг	5 50	5 50	-	55 0	55 0	55 0		
Сорап қондырғысының жиынтық салмағы, кг	1 5300	1 5300	27 950	23 310	23 610	24 410		
Сораптың меншікті массасы, кг/кВт	3 0.5	2 4.2	47. 4	28. 0	23. 9	19. 9		

7.2.4 Бұрғылау сораптарының құрылымдық ерекшеліктері

Пайдаланудың ерекше шарттары. Бұрғылау сораптары негізінен маңызды тығыздықпен, тұтқырлықпен, бөлшектер және газдың болуымен сипатталатын, бұрғылау ерітінділерін айдауға арналған. Бұрғылау ерітіндісінің тығыздығы 800 кг/м³-тен 2200 кг/м³-ке дейін, тұтқырлығы - 1 сСт-тен (су) 50 сСт-ке дейін (сазды ерітінді) өзгере алады. Жұмыс сұйығындағы ерімеген газының мөлшері 10%-ға

дейін газсыздандырусыз және 2%-ға дейін бұрғылау ерітіндісін газсыздандыруынан кейін құрайды. Қатты бөлшектердің өлшемдері мен құрамы тазарту дәрежелерінен тәуелді болады және диаметрі 2-5 мм-ге дейін жетеді және ерітінді көлемінің 5% құрайды. Бұдан әрі бұрғылау сораптарының пайдалану шарттарының, негізгі және құрылымдық параметрлерінің талдауын, ластанбаған, төмен және орташа тұтқырлықты, құрамында ерітілмелген газдар жоқ жұмыс сұйықтарын айдауға арналған, жалпы техникалық сораптармен салыстыра жүргіземіз. Оларға станоктар гидрожетектері, гидравликалық манипуляторлар, гидростанциялар және т.б. сораптарын жатқызуға болады. Көрсетілген сораптардың минераль майы әне арнайы гидравликалық сұйықтар болып табылады.

7.3-кесте

Бұрғылау сораптарының төлқұжаттық сипаттамалары

Поршень диаметрі, мм	НБТ-475		НБТ-600-1		У8-6МА2		УНБТ-950	
	Міңсіз беру, дм ³ /с	Шектік қысым, МПа	Міңсіз беру, дм ³ /с	Шектік қысым, МПа	Міңсіз беру, дм ³ /с	Шектік қысым, МПа	Міңсіз беру, дм ³ /с	Шектік қысым, МПа
200	-	-	-	-	5,0	10,6	-	-
190	-	-	-	-	4,6	10,7	-	-
180	45,0	9,3	45,0	11,1	4,3	13,0	4,6	19,4
170	40,1	10,5	40,1	12,5	3,9	14,6	4,1	21,7
160	35,6	11,8	35,6	14,1	3,6	16,5	3,4	24,5
150	31,3	13,4	31,3	16,0	2,8	18,8	3,1	27,9
140	27,2	15,4	27,2	18,4	2,5	21,6	2,8	32,0
130	23,5	17,9	23,5	21,3	2,1	25,0	-	-
120	20,0	21,0	20,0	25,0	-	-	-	-
П О	16,8	25,0	-	-	-	-	-	-

7.4-кесте

Бұрғылау сораптарының бөліктері түйіндерінің функционалдық құрамы

Функционалдык түйіндер атауы	Сораптың функционалдык түйіндерінің саны:	
	Екі жақты әрекетті екі цилиндрлі	Бір жақты әрекетті үш цилиндрлі
Жетектік бөлігі: - түптік мойынтірек - бұлғақтық мойынтірек - бұлғақ - крейцкопф	2 2 2 2	2 3 3 3
Гидравликалык бөлігі (тез тозатын түйіндер): - цилиндр төлкесі - поршень манжетасы - клапан - шток - шток тығыздауышы	2 4 8 2 2	3 3 6 - -

Бұрғылау және жалпы техникалық сораптарының жұмыс сұйығының физикалық қасиеттерінің өзгеру диапазоны 7.5-кестеде келтірілген. Жұмыс сұйығының тығыздығының және тұтқырлығының өсуі сорылу қабілетін нашарлататыны және көлемдік беруді төмендететіні, газ мөлшерінің өсуі берудің және сородың бір қалыпсыздығын өсіретіні, көлемдік беруді төмендететіні, және де ақырында, жұмыс сұйығындағы қатты бөлшектер сораптың гидравликалык бөлігінің шыдам мерзімін төмендететіні зерттеулермен айқындалған.

Сайып келгенде, бұрғылау сораптары жұмыс сұйықтарының барлық арнайы қасиеттері сораптың гидравликалык көрсеткіштерін және сенімділігін төмендетеді.

Жұмыс сұйығының тығыздығы мен тұтқырлығын бұрғылау және ұңғыманы игеру кезіндегі технологиялық талаптарды қамтамасыз ету шартына сүйене таңдайды. Жоғары тығыздық пен тұтқырлық ықпалының келеңсіз салдарын төмендету мақсатында енгізу құбырындағы сұйықтың жылдамдығы шектеледі, ал бұрғылау қондырғысының циркуляциялық жүйесі (ЦЖ) шапшаң жүрісті үш цилиндрлі сораптармен жабдықталғанда ол қосалқы сораптармен комплектіленеді (7.1-сурет).

7.5-кесте

Жалпы техникалық және кәсіпшілік сораптарының жұмыс сұйықтарының қасиеттері

Физикалык қасиеттері	Өлшемі	Сораптар	
		Жалпы техникалык	Кәсіпшілік
Тығыздығы	г/см ³	0,8-1,0	0,8-2,2

Кинематикалық тұтқырлығы	сСт	1-100	1-100
Құрамындағы газы	%	0-0,1	0-2 (10)*
Құрамындағы қатты бөлшектер	%	0	0-5

Ескерту: * Жақшаның ішінде газсыздандырғыш жоқ кездегі құрамындағы газ мөлшері көрсетілген.

Жұмыс сұйығындағы газдың және қатты бөлшектердің мөлшері ұнғымаларды өткізудің ерекше шарттармен байланысты. Газдың және қатты бөлшектердің мөлшерін азайту мақсатында бұрғылау қондырғысының ЦЖ, дірілді елеуіштен, құм және лай айырғыштардан (гидроциклонды қондырғыдан) тұратын тазалау блогімен жабдықталады.

Бұрғылау сорабы сорапты-циркуляциялық жүйесінің (СЦЖ) компоновкасы және мұнай кәсіпшілігі сорабының параметрлері көбіне сұйықтың жұмыс қасиеттермен, сонымен бірге сораптың өз құрылымдық ерекшеліктерімен - жұмыс сұйығын бірқалыпсыз сору және айдаумен, өздігінен жұмыс істейтін клапандарды қолданумен анықталады. Егер кәсіпшілік сораптары тек қана арнайы гидравликалық сұйықтарда жұмыс істейді деп ойласақ, онда екі цилиндрлі сорап қалыпты жұмыс істеуі үшін тек қана пневмокомпенсатор, ал үш цилиндрлі сорапқа - тағы қосалқы сорсорап талап еді. Бұдан, мынадай қорытынды жасауға болады: СЦЖ құрылымының күрделенуі, бір жағынан, жұмыс сұйығының миды ерекше қасиеттерімен, екіншіден - сораптың өзінің құрылымдық ерекшеліктерімен (кемшіліктерімен) байланысты. Сондықтан сораптарды жобалау кезінде техникалық-экономикалық көрсеткіштері нұсқаларын салыстыру, сораптың қалыпты жұмыс істеуіне ықпал ететін, бүкіл қосымша функционалдық түйіндерін (ФТ) ескере іске асырылуы керек. Мүлтіксіз жағдайда ЦЖ компоновкасы тек қана, құрамындағы газдың және қатты қосындылардың мөлшерін шектейтін, ұнғымаларды өткізудің технологиялық талаптарын ескеруі керек.

Сораптардың негізгі және құрылымдық параметрлерін талдау. Бұрғылау сораптарының негізгі параметрлері 7.1-кестеде, ал қазіргі кездегі сораптардың техникалық сипаттамалары 7.2-кестеде келтірілген. Жалпы техникалық, мұнай кәсіпшілік және бұрғылау сораптарының негізгі параметрлерінің өзгеру диапазоны 7.6-кестеде келтірілген.

7.6-кесте

Поршеньді сораптар параметрлерінің диапазоны

Сорап көрсеткіштері	Өлшем бірлігі	Сораптар:			
		жалпы техникалық	Мұнай кәсіпшілігі	бұрғылау	
				ду	трип
				плекс	лекс

Негізгі көрсеткіштері					
Жетектік қуаты беруі Ең үлкен Ең жоғарғы қысым	кВт дм ³ / с МПа	4-50 0,5 - 3.0 4-32	32 - 900 3- 22 4- 140	300- 1800 9-45 4-40	
Негізгі құрылымдық көрсеткіштері					
Поршеньнің жүріс ұзындығы	мм	20 - 100	100-200	20 0-400	150-300
Цилиндр диаметрі	мм	20-60	60-120	12 0-200	100-180
Цилиндрдің жұмыс көлемі	дм ³	0,01-0.3	0,5-2.0	2-8	3-12
Кинематикалық құрылымдық көрсеткіштері					
Цилиндрлер саны	шт.	1...5	2 или 3	2	3
Поршень жүрісінің саны	жүрі с/мин	100...600	90...360	60. ..90	120...150
Какпакша ершігінің диаметрі	мм	20...50	60... 100	100...160	
Сору желісінің ұзындығы	м	0,5...1.0	2...3	6...12	

Мұнай кәсіпшілік сораптарының ең үлкен қысымы жалпы техникалық сораптарының қысымынан 4 есеге жуық артық, ал бұрғылау сораптарының беруі жалпы техникалық сораптарының беруінен маңызды жоғары. Сайып келгенде, мұнай өндірістерінің сораптары үлкен беруімен берумен және аса жоғары айдау қысымдарымен, ал бұрғылаулардікі - маңызды берумен және жоғары айдау қысымымен ерекшеленеді. сораптардың әрбір типтері үшін негізгі құрылымдық параметрлерді (цилиндр диаметрін және поршень жүрісінің ұзындығын) ең үлкен беруге және поршень жүрістерінің санына тәуелді табады.

Мұнай кәсіпшілігі сораптары цилиндрінің жұмыс көлемі жалпы техникалықтармен салыстырғанда 5 еседен аса, бұрғылаулардікі - 40 есеге дерлік үлкен (7.6-кесте).

Сайып келгенде, бұрғылау сораптарының ең үлкен беруінің 10 есе ұлғаюы цилиндр жұмыс көлемінің орташа 40 есе өсуіне алып келеді. Көрсетілген сораптардың құрылымдарына толық талдау жасаулея үшін сораптардың құрылымдық-кинематиялық параметрлерін қарастырамыз (7.6-кесте).

Екі жақты әрекетті екі цилиндрлі сораптардың (дуплекс) және бір жақты әрекетті үш цилиндрлі сораптардың (триплекс) құрылымдық-кинематиялық параметрлері поршень жүрістерінің саны бойынша бір-бірімен кенет ерекшеленеді. Жалпы техникалық сораптармен салыстырғанда бұл сораптардың

шапшаңдығы (поршень жүрістерінің саны) сәйкесінше 2 және 4 есе кіші, ершіктің және клапан қақпағының диаметрі 3 есе үлкен, сору желісінің ұзындығы - шамамен 5 есе ұзын.

Бұрғылау сораптары құрылымының ерекшелігі. Айдалатын бұрғылау ерітіндісі берілуінің маңызды көлемі бұрғылау сорабы цилиндрінің жұмыс көлемінің өсуінің басты себебі болып табылады. Көрсетілген сораптардың негіздері құрылымдық ерекшеліктері болып табылады :

- иінді біліктен піскектің қозғалысын түрлендіргіш айналшақты-сырғытпа механизм түрінде орындалған;

- конустық отырғызу бетті өздігінен әрекет ететін тарелкалы клапандар қолданылады;

- жетектік білік тербеліс тіректерімен бірге эксцентрик түрінде орындалған;

- беруді реттеу цилиндрлі төлкені алмастыру жолымен іске асырылады.

Соңғы жыл көптеген батыс фирмалары сырғанау мойынтіректерімен иінді білікті, ал беруді реттеу гидравликалық блокті басқа типөлшемдіге алмастыру жолымен іске асырылатын, мұнай кәсіпшілігі сораптарын шығары бастады. Бұл сораптың массасын азайтуға, соруды және беруді бірқалыптандыруға, беру көлемін үлкейтуге мүмкіндік берді. Бірақ сораптың гидравликалық бөлігін алмастыру маңызды монтаждау жұмыстарымен және тек қана стационарлық жағдайда орындалады. Жұмыс сұйығының маңызды көлемдік берілуінің және физикалық қасиеттерінің кәсіпшілік сораптарының құрылымдық ерекшеліктеріне ықпал қарастырамыз. Өзгеріссіз құрылымдық-кинематикалық параметрлерінде, көлемдік беруді, яғни масштабтық факторды, ұлғайту цилиндрдің жұмыс көлемінің шамамен 10 есе жуық өсуіне, ал оның өсуі жалпы техникалық сораптармен салыстырғанда бұрғылау сораптарының жүрдектігінің тағы 4 есе төмендеуіне алып келеді. Поршень жүрістерінің салыстырмалы төмен саны келесі жағдайлармен байланысты:

- маңызды тығыздыққа, тұтқырлыққа ие және құрамында абразивтік бөлшектер болатын, арнайы жуу сұйықтығына ие болуымен;

- қақпақтық диаметріне және сұйықтың тығыздығына пропорционал клапандар жабылуының маңызды кешігуімен;

- сору желісінің, әсіресе сору желісіндегі коллектор түтіктері ұзындығы, сорап өлшемдеріне, дәлірек айтқанда цилиндрдің диаметріне пропорционалдығымен;

- сұйықтың ағыс режимі сору және айдау желілерінде олардың диаметрлерінің маңыздылығы салдарынан турбулентті болуымен.

Сайып келгенде, бұрғылау және мұнай кәсіпшілігі сораптарының құрылымдық ерекшеліктері екі негізгі факторлармен анықталады: арнайы жуу сұйықтығын айдаумен және маңызды көлемдік берумен. Габариттік өлшемдердің үлкеюі техникалық сипаттамаларын қосымша төмендетеді, ал сораптардың техникалық-экономикалық көрсеткіштерінің нашарлауы, клапандардың маңызды

өлшемдерінен және цилиндрдің «зиянды» көлемінен туындайтын, олардың құрылымдық жетілмегендіктерінен болады. Бұдан басқа, бұрғылау сорабының айдау желісі едәуір ұзындықта болады. Жобалаудың мақсаты көрсетілген пайдалану жағдайында және негізгі параметрлерінде, бір мезгілде арнайы бастапқы берілгендерден туындайтын теріс салдарларды минимумға келтіре отырып, сораптың тиісті техникалық-экономикалық көрсеткіштеріне жетуге мүмкіндік беретін техникалық шешімдер мен құрылымдық параметрлерді таңдау болып табылады.

Ол үшін келесі проблемалардың шешімін табу керек :

1. Сораптың пайдаланылу шарттарына және құрылымдық ерекшеліктеріне тәуелді бұрғылау сораптары поршені жүрісінің оңтайлы диапазоны санын айқындау.

2. Көлемдік берудің сору режиміне, атап айтқанда, сору кезінде цилиндрдегі ағымдағы қысымға тәуелділігін анықтау

3. Негізінде цилиндрдегі жұмыстық ортаның серпімділігіне тәуелді болатын, клапандар ашылуының кешігу бұрыштарын есепке алуымен, берудің және сорудың бірқалыпсыздығының параметрлерін анықтау.

4. Ұзын қарқындық құбыр желісінің сорап шығымындағы қысымның лүпіліне тәуелділігін бағалау.

Көрсетілген мәселелердің шешімін табу мақсатында сораптың нақты жұмыс процессінің математикалық үлгісі жасалған.

7.3 Бұрғылау сорабының нақты жұмыс процесінің математикалық үлгісі

Поршень сораптары теориясының басты ережелері жалпы техникалық тағайындаудың сораптарына ыңғайланып жасалған. Маңызды тұтқырлықтағы, тығыздықтағы және құрамында газ болатын жуу сұйықтарын айдау, жұмыс камерасы көлемдерінің және клапандардың үлкен өлшемі, қарқынды желінің ұзын болуы бұрғылау сорабы жұмыс процессінің сипаттарына маңызды ықпал етеді.

Маңызды габариттері салдарынан, бұрғылау сораптарының сору және қарқын желісінде гидравликалық және инерциялық қысым шығыны жалпы техникалық сораптармен салыстырғанда 2-3 есе көп. Бұрғылау сораптары цилиндрінің зиянды кеңістігі көлемі жұмыс көлемінен 2.5-4.0 есе үлкен, бұл клапандардың ашылуының кешігуін 20-30ге дейін үлкейтеді. Коллектор желісіндегі сұйық клапан қақпағына жеткен сәттегі поршеньнің жылдамдығы 0.4-0.6 м/с, сондықтан сұйықтың және клапанның қақпағының қозғалысының сипаты поршень қозғалысының кинематикасымен анықтала алмайды.

Сору желісіндегі едәуір инерциялық шығындар, әсіресе клапанның ашылу сәтіндегі, цилиндрде қысымның маңызды төмендеуіне және кавитацияның пайда болуына келтіреді. Сорап берісіне көрсетілген құбылыстардың ықпалын сандық

бағалау мақсатымен үлгі цилиндрдегі газ құрамының ағымдағы өзгерісін ескеру керек.

Сораптың кірісі мен шығысындағы қысым лүпілінің шамасы тек цилиндрлердегі процесстерге ғана емес, сонымен қатар коллектор желісінің, компенсаторов шолақтүтіктерінің, және де цилиндр арналарының өлшемдеріне де тәуелді болады. Көрсетілген параметрлердің ағымдағы шығындар мен қысымға ықпалын ескеруге қысымның гидравликалық, инерциялық шығындарын және құбырлардағы жұмыс сұйығының тығыздығын есепке алуымен қол жетеді.

Бұрғылау сорабының ұзын қарқынды құбыр жүйесіндегі сұйықтың қозғалысы таралған параметрлер теңдеулермен сипатталуы мүмкін.

Жоғарыда көрсетілгендерге сүйене, бұрғылау сораптарының жұмыс процессінің математикалық үлгісінің игеру кезінде жұмыс сұйықтарының маңызды тұтқырлығын, тығыздығын және құрамындағы газ мөлшерін, цилиндрдегі газдың құрамын және клапандардың динамикасын ескеру керек. Бұдан басқа, цилиндр арналары мен коллектор желісіндегі гидравликалық, инерциялық қысым шығындары және жұмыс сұйығының серпімділігі, ұзын қарқынды желідегі тұрақты емес процесстер ескерілуі керек.

7.4 Сораптар жұмысының параметрлері және көрсеткіштері

7.4.1 Бұрғылау сораптарының кинематикасы

Сораптарды кинематиялық есептеуінің мақсаты, поршеньнің орын ауыстыруының, жылдамдығының және үдеуінің өзгерістерін оның иінді білігінің бұрылу бұрышына тәуелді анықтау болып табылады. Кинематиялық есептеу алдында айналшақты-бұлғақты механизмнің геометриялық параметрлерін таңдайды. Айналшақ радиусы r поршень жүрісі ұзындығының S жартысына тең, ал бұлғақтың ұзындығы сорап габариттерінің шектеуіне сырғымадағы (крейцкопфтегі) қалыпты күшке сүйене таңдалады (7.5-сурет). Бұлғақтың ұзындығы l өскен сайын бұлғақ пен цилиндр өсі арасындағы бұрыш β , сонымен бірге бұлғаққа түсетін күш T_w және сырғымаға түсетін нормаль азаяды.

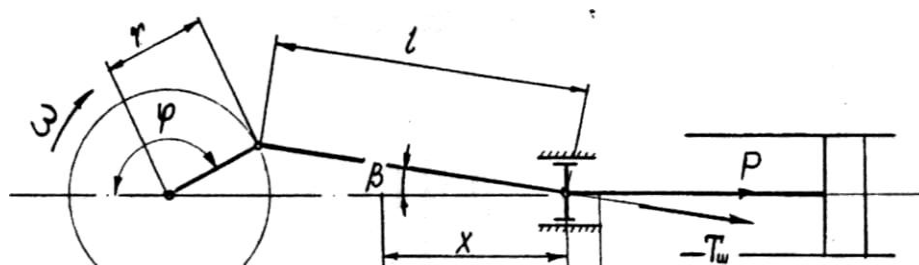
Бірқалыпты айналу кезінде t уақыт ішіндегі айналшақтың бұрылу бұрышы φ :

$$\varphi = \omega \cdot t, \quad (7.8)$$

мұнда φ – айналшақтың бұрыштық жылдамдығы.

Айналшақ φ бұрышқа бұрылғанда сырғыма және поршень сол жақтағы шеткі қалпынан орын ауыстыруы:

$$x = r(1 - \cos \varphi) + l(1 - \cos \beta). \quad (7.9)$$



Бұрғылау сораптарында айналшақ пен бұлғақ ұзындықтарының қатынасы: $\frac{r}{l} = 0,15 - 0,20$ аралығында болатынын ескерсек, онда алынған өрнек мына түрге келеді:

$$x = r(1 - \cos\varphi + 0,5\lambda \sin^2 \varphi), \quad (7.10)$$

мұнда $\lambda = \frac{r}{l}$.

Бұл өрнекті дифференциалдап, поршеньнің лездік жылдамдығын (v) және үдеуін (a) анықтауға арналған өрнек алуға болады:

$$v = r\omega(\sin \omega t + 0,5\lambda \sin 2\omega t); \quad (7.11)$$

$$a = r\omega^2(\cos \omega t + \lambda \cos^2 \omega t). \quad (7.12)$$

Поршеньнің орташа жылдамдығы:

$$v_c = 2Sn, \quad (7.13)$$

мұнда $S = 2r$ - поршень жүрісінің ұзындығы; n – иінді біліктің айналу жиілігі.

7.4.2 Поршеньді сораптың өнімділігі

Бір жақты әрекетті көп цилиндрлі сораптың жұмыс камерасының көлемі:

$$V = FS, \quad (7.14)$$

мұнда $F = \frac{\pi}{4} D^2$ - диаметрі D поршеньнің ауданы.

Мұндай сораптың орташа теориялық өнімділігі жұмыс камерасының көлеміне, уақыт бірлігіндегі поршень жүрістерінің санына (иінді біліктің айналу жиілігіне) және цилиндрлердің санына (z) пропорционал:

$$Q_{mc} = V \cdot z \cdot n = F \cdot S \cdot z \cdot n. \quad (7.15)$$

Егер сорап екі жақты әрекетті болса, онда беруді айналшақтың әрбір айналымында поршеньдік камера мен көлемі поршень камерамен және поршень

жүрісінің ұзындығы бойына шток көлемдерінің айырмасымен анықталатын, шток камерасымен іске асырылады:

$$V_{ш} = (F - f)S, \quad (7.16)$$

мұнда f - штоктың көлденең қимасының ауданы.

Екі жақты әрекетті көп цилиндрлі сораптың орташа теориялық өнімділігі:

$$Q_{mc} = (V + V_{ш}) \cdot z \cdot n = (2F - f) \cdot S \cdot z \cdot n. \quad (7.17)$$

Айналшақтың бір қалыпты айналуда сұйықтық берілуі, сонымен қатар поршеньнің жылдамдығы, бұлғақтың ақырғы ұзындығы ескерілмей синусоида бойынша өзгереді

$$Q_i = r\omega F \sin \omega t. \quad (7.18)$$

Көп цилиндрлі сораптың ағымдағы беруі цилиндрлер санына z және цилиндрдің жұмыс камераларының санына (біржақты немесе екі жақты әрекетті) тәуелді болады. Бір жақты әрекетті сораптарда (7.6-сурет) лездік беру цилиндрлердің санымен, екі жақты әрекетті сораптарда (7.7-сурет) – цилиндрлердің санымен және шток пен поршеньнің диаметрлерінің қатынасымен анықталады.

Көп цилиндрлі сораптардың лездік беруі бір қалыпты еместік коэффициентімен және асқын берумен, сонымен бірге бір қалып еместік дәрежемен сипатталады.

Өнімділіктің бір қалыпты еместігі коэффициенті максималь және минималь берулер айырмасының орташа беруге қатынасымен анықталады:

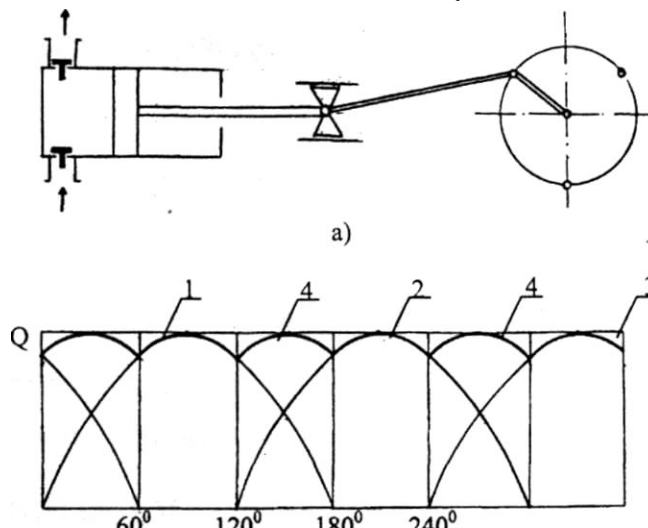
$$\sigma = \frac{Q_{m.\max} - Q_{m.\min}}{Q_{m.\text{cp}}}, \quad (7.19)$$

мұнда $Q_{m.\max}$, $Q_{m.\min}$ - максимал және минималь лездік теориялық өнімділіктері; $Q_{m.\text{cp}}$ - орташа теориялық өнімділігі.

Сонымен, бір жақты әрекетті бір цилиндрлі сораптың бір қалыпты еместігі коэффициенті $\pi = 3,14$, ал бір жақты әрекетті екі цилиндрлі сораптыкі - $0,5\pi = 1,57$ тең.

Асқын беру коэффициенті айналшақ бұрылуының диапазонындағы асқын және орташа көлемдік берулердің қатынасына тең:

$$K = \frac{\Delta V}{V_{\text{cp}}}. \quad (7.20)$$



Бір жақты әрекетті үш цилиндрлі сораптың асқын өнімділік коэффициенті $K = 0,009$, бір жақты әрекетті төрт цилиндрлі сораптыкі – $K = 0,042$.

Бір қалыпты еместік дәрежесі ең үлкен және орташа өнімділіктер қатынасы ретінде анықталады:

$$\psi = \frac{Q_{m.max}}{Q_{m.cp}}.$$

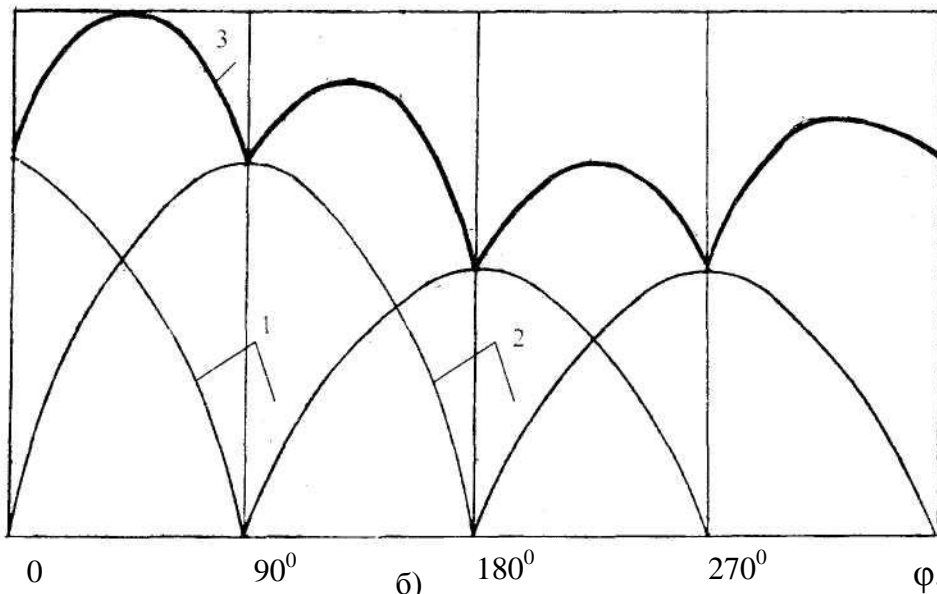
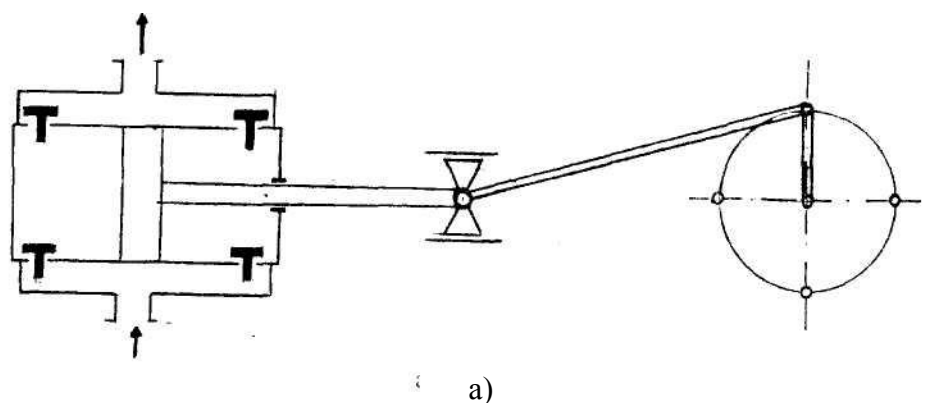
(7.21)

Бір жақты және екі жақты әрекетті бір, екі, үш цилиндрлі сораптардың бір қалыпты еместік коэффициенті мен дәрежесінің мәндері және оларды анықтауға арналған формулалар 7.7-кестеде келтірілген.

Бұрғылау сораптарында 20^0 - 30^0 жететін, клапандар ашылуының кешігуі салдарынан бір қалыпсыздықтар шұғыл өседі.

Көп цилиндрлі сораптардың лездік беруінің зерттеулері 14-қосымшада берілген.

Поршеньді сораптың беруін гармоникалық қатарға жіктеу жолымен жұмыс камераларының саны, шток диаметрі, бұлғақтың ақырғы және клапан ашылуын кешіктіру түйіндерінің ұзындықтары ескеріле лүпілдеудің өлшем бірлігінсіз амплитудалары анықталған.



7.7-сурет. Екі жақты әрекетті екі цилиндрлі сораптың кинематикалық сұлбасы (а) мен лездік беруінің графигі (б):
1-бірінші цилиндрдің беруі; 2-екінші цилиндрдің беруі; 3-қосынды беруі. Лездік беруі орташадан кем емес

Клапандар ашылуы кешігу бұрышы $\varphi_0 < \frac{\pi}{2}$ екендігі ескеріле, бір және екі жақты әрекетті бір, екі және үш цилиндрлі сораптардың нақтыланған бір қалыпты еместік коэффициенті мен дәрежесі 7.8 және 7.9-кестелерде келтірілген.

7.8-суретте көрсетілген коэффициенттердің клапан ашылуының кешігу бұрышына тәуелділігінің графиктері көрсетілген. Көріп отырғанымыздай, бір жақты әрекетті үш цилиндрлі сораптың (триплекстің) беруінің бір қалыпсыздығы клапандар ашылуы кешігу бұрышы өскен сайын, ал дуплекстердікі – шток диаметрі өскен сайын кенетеседі. Асқын беру коэффициенті берудің бір қалыпты еместігінің сандық сипаттамасы және қысым лүпілін жоюшылар параметрлері анықталатын сораптың негізгі көрсеткіші болып табылады. Көрсетілген

коэффициент шток диаметрі, бұлғақ ұзындығы және клапандар ашылуы кешігуі бұрыштары ескеріле келесі формуламен анықталуы мүмкін:

$$v = \frac{(1+ai)(1+\cos\varphi_0)z}{2\pi} \cdot \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\gamma_k}{K_0},$$

(7.22)

мұнда $\gamma_k = \sqrt{(\alpha_k + \alpha_{\lambda k})^2 + (\beta_k + \beta_{\lambda k})^2}$ - k -ші гармониканың беру лүпілінің өлшем бірліксіз амплитудасы; $\alpha_k; \alpha_{\lambda k}; \beta_k; \beta_{\lambda k}$ - берудің өлшем бірліксіз амплитудасы; $z=1$; $z=2$ және $i=1$ кезінде $K_0=k$, қалған сораптар үшін $K=kz$.

7.7-кесте

Сораптар беруінің бір қалыпты еместігі коэффициенті (σ) мен дәрежесі (ψ)

Поршень-дер саны, z	Сораптардың бір қалыпты еместік коэффициенті		Сораптардың бір қалыпты еместік дәрежесі	
	Бір жақты әрекетті	Екі жақты әрекетті	Бір жақты әрекетті	Екі жақты әрекетті
1	π	$\frac{\pi}{1+a}$	π	$\frac{\pi}{1+a}$
2	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi}{2} \frac{2 \sin \frac{\pi}{4} - a}{1+a}$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{\pi \sin \frac{\pi}{4}}{1+a}$
3	$\frac{\pi \left(1 - \sin \frac{\pi}{3}\right)}{3}$	$\frac{\pi \left(1 - \sin \frac{\pi}{3}\right)}{3}$	$\frac{\pi}{3}$	$\frac{\pi}{3}$

Ескерту: * «а» параметрі поршень аудандарының штоқтық және поршеньдік қуыстар жақтарының қатынасына тең (екі жақты әрекетті сораптар үшін), яғни, $a = \frac{F-f}{F}$.

7.8-кесте

Сораптар беруінің нақтыланған бірқалыпты еместік коэффициенті

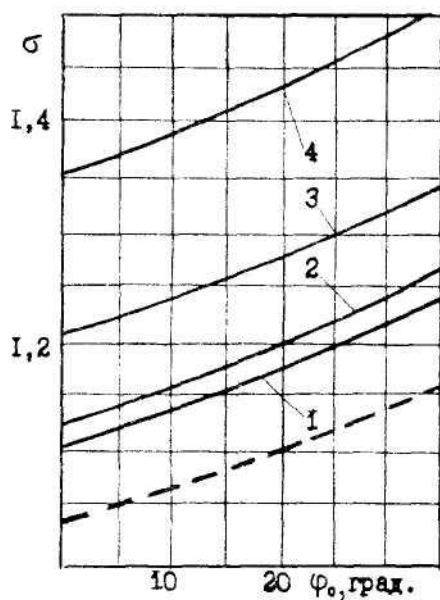
Поршень-дер саны, z	Сораптар беруінің бірқалыпты еместік коэффициенті	
	Бір жақты әрекетті	Екі жақты әрекетті
1	$\frac{2\pi}{1+\cos\varphi_0}$	$\frac{2\pi}{(1+a)(1+\cos\varphi_0)}$
2	$\frac{\pi}{1+\cos\varphi_0}$	$\pi \cdot \frac{2 \sin \frac{\pi}{4} - a \sin \left(\frac{\pi}{2} + \varphi_0\right)}{(1+a)(1+\cos\varphi_0)}$

3	$2\pi \cdot \frac{1 - \sin\left(\frac{2\pi}{3} + \varphi_0\right)}{3(1 + \cos\varphi_0)}$	$2\pi \cdot \frac{1 - \sin\left(\frac{2\pi}{3} + \varphi_0\right) + a \left[1 - \sin\left(\frac{\pi}{3} + \kappa_0\right)\right]}{(1+a)(1 + \cos\varphi_0)}$
---	---	--

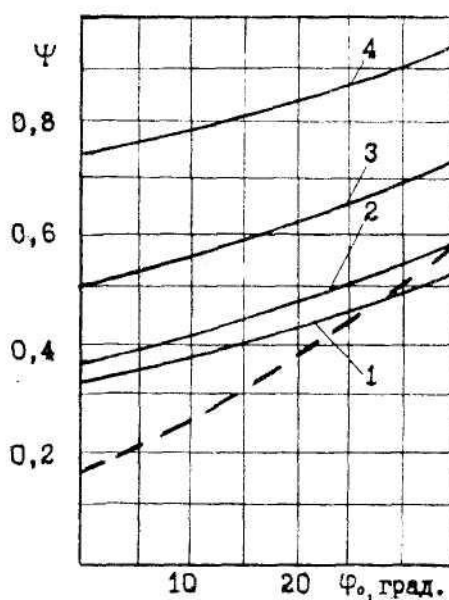
7.9-кесте

Сораптар беруінің нақтыланған бірқалыпты еместік дәрежесі

Поршень-дер саны, z	Сораптар беруінің бірқалыпты еместік дәрежесі	
	Бір жақты әрекетті	Екі жақты әрекетті
1	$\frac{2\pi}{1 + \cos\varphi_0}$	$\frac{2\pi}{(1+a)(1 + \cos\varphi_0)}$
2	$\frac{\pi}{1 + \cos\varphi_0}$	$\frac{2\pi \sin \frac{\pi}{4}}{(1+a)(1 + \cos\varphi_0)}$
3	$\frac{2\pi}{3(1 + \cos\varphi_0)}$	$\frac{2\pi}{3(1 + \cos\varphi_0)}$



а)



б)

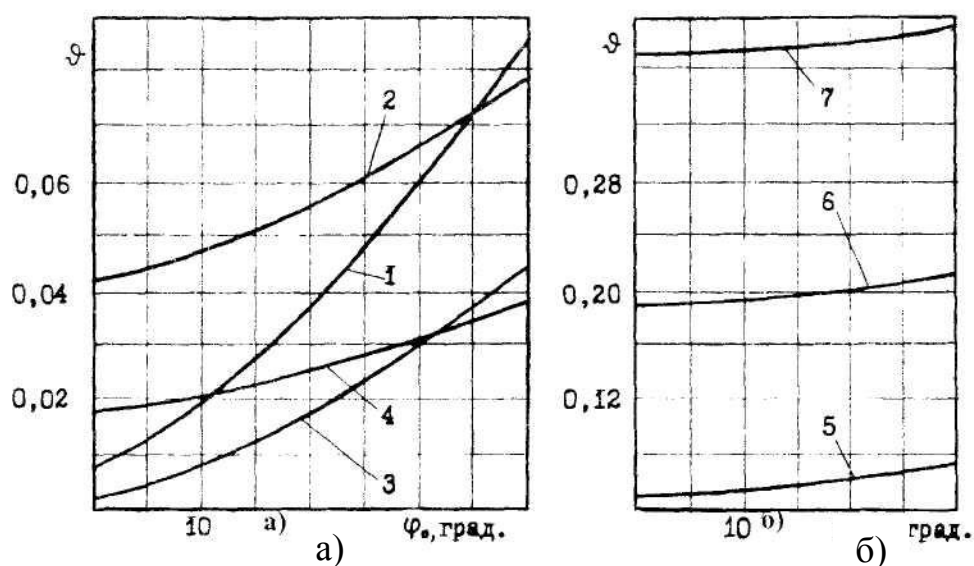
7.8-сурет. Дуплекс (—) және триплекс (---) типті сораптар берулері бір қалыпсыздығының дәрежесі (а) мен коэффициенті:
 1- $m=0$; 2- $m=0,2$; 3- $m=0,4$; 4- $m=0,6$ (m – шток пен цилиндр диаметрлерінің қатынасы)

7.9-суретте шток диаметрі (m), бұлғақ ұзындығы (l) және клапандар ашылуы кешігуі бұрыштары (φ_0) өзгеруінің кең аралығындағы бір жақты әрекетті көп цилиндрлі және екі жақты екі цилиндрлі сораптардың асқын беру коэффициентінің тәуелділіктері көрсетілген.

Есептеу нәтижесінде анықталған:

- φ_0 бұрышы өскен сайын тақ санды цилиндрлі сораптардың асқын беру коэффициенті кенет өседі және $\varphi_0 > 25^\circ$ жұп санды цилиндрлілермен салыстырғандағы өзінің артықшылықтарынан айрылады;

- дуплекс типті сораптардың $a < 0,9$ кезіне тән асқын беру коэффициентінің салыстырмалы алғанда жоғары мәні бәрінен де бұрын бірінші гармоникалық жіктеу периодының $0,5\pi$ емес 2π тең болуынан.

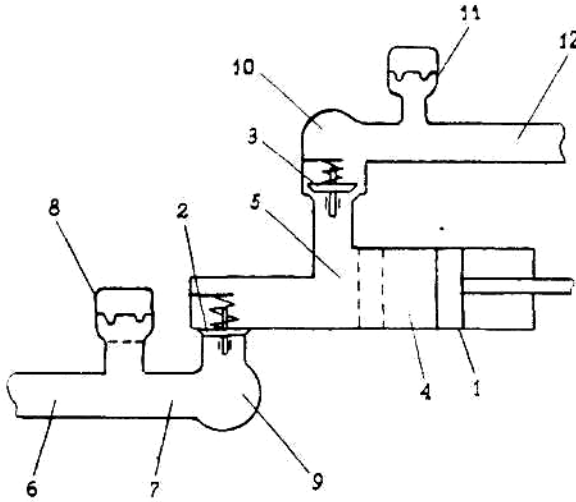


7.9-сурет. Бір жақты әрекетті (а) және дуплекс типті (б) сораптардың берулерінің асқын коэффициенті: 1, 2, 3 және 4-сәйкесінше 3, 4, 5 және 6 цилиндрлі сораптар үшін; 5, 6 және 7-шток пен цилиндр диаметрлерінің қатынасы сәйкесінше 0; 0,2 жән 0,4 кезінде

7.4.3 Поршеньді сораптардың сору процесі

Сору желісінде сұйықтың қозғалу сипаты, цилиндрлердің сұйықпен толтырылуының толықтығ көптеген жағдайларда ондағы қысым айырмашылығымен анықталады. Цилиндрдегі қысым сұйықтың пар жасау қысымынан жоғары кезде, цилиндрдегі сұйықтың тұтастығын сақтау шарты поршеньді сораптың қалыпты соруының негізгі сынбағасы болып табылады. Сораптың сору қабілетін есептеу жинақтық гидравликалық, гидростатикалық және инерциялық шығындарды анықтауға келіп саяды.

Цилиндрдегі ағымдық қысым сору желісіндегі және клапанды коллектордегі қысым айырмашылықтарының қосындысымен анықталады (7.10-сурет). Бұл кезде сору желісіндегі жинақтық қысым айырмашылығы жинақтық шығын мен үдеуге, ал коллектор мен клапанда – қарастырылатын цилиндр поршенінің жылдамдығы мен үдеуіне тәуелді.



7.10-сурет. Бұрғылау сорабының гидравликалық бөлігі:

1-жұмысшы цилиндр; 2;3-сору және айдау клапандары; 4;5- жұмысшы және «зиянды» көлемдер; 6;7-сору магистралі мен коллекторлар телімдері; 8;11- пневмокомпенсаторлар; 9,10-сору және қарқындық коллекторлар; 12- қарқындық желі

$$P_u = P_n - \Delta P_{\Sigma} = P_n - (P_{z\sigma} + P_{z\kappa} + P_{ue} + P_{uk} + P_{ie}) \quad (7.23)$$

мұнда $P_n = P_{nn} + \rho g(h_e - h_u)$ немесе $P_n = P_a + \rho g(h_e - h_u)$ - қоректендіру қысымы;

$P_{nn}; P_a$ - қосалқы сораптың айдау қысымы және атмосфералық қысым;

$h_e; h_u$ - қабылдау сыйымдылығындағы және цилиндрдегі сұйық деңгейлері;

$\Delta P_{\Sigma} = (P_{z\sigma} + P_{z\kappa} + P_{ue} + P_{uk} + P_{ie})$ - жинақтық қысым айырмашылығы;

$P_{z\sigma} = \left(\zeta_{\sigma} + \lambda \frac{l_{\sigma}}{d_{\sigma}} \right) \rho \left(\frac{Q_m^2}{2f_{\sigma}^2} \right)$; $P_{z\kappa} = \left(\zeta_{\kappa} + \lambda \frac{l_{\kappa}}{d_{\kappa}} \right) \rho \frac{1}{2} \left(\frac{\omega r F_n \sin \varphi}{f_{\sigma}} \right)^2$ - сору желісіндегі және

коллектордегі гидравликалық шығындар;

P_{ue} – сору желісіндегі инерциялық шығындар;

$P_{uk} = R \omega^2 F_n \left(\frac{m_{\sigma}}{F_{\sigma}} + \rho \frac{l_{\sigma}}{f_{\sigma}} \right) \cos \varphi$ - коллектор мен клапандағы қысымның

инерциялық айырмашылығы;

$P_{ie} = \frac{m_{\sigma} g + C_{\sigma} (x_{0\sigma} + x_{\sigma})}{F_{\sigma}}$ - клапандағы қысым айырмашылығының ағымдағы

мәні;

$l_{\sigma}; l_{\kappa}; d_{\sigma}; d_{\kappa}; f_{\sigma}; f_{\kappa}$ - сору желісі мен коллектордегі сәйкесінше ұзындық, диаметр және көлденең қима ауданы;

$\zeta_{\sigma}; \zeta_{\kappa}$ - сору желісі мен коллектордың жергілікті кедергі коэффициенті;

$m_g; F_g$ - клапан қақпағының массасы мен қимасының ауданы;

$C_g; x_{0g}$ - клапан серіппесінің қаттылығы мен бастапқы қысылуы;

x_0 – клапан қақпағының көтерілу биіктігі.

Цилиндрдегі қысым сору циклінің басында поршеньүдеуі минималь кезде және поршень жүрісінің ортасында жылдамдығы максималь кезде анықталады. Цилиндрдегі минималь қысым кавитацияны болдырмау шартына байланысты жұмыс сұйығының бұ жасау қысымынан P_{no} кем болмауы керек:

$$P_u = P_n - \Delta P_{\Sigma} > P_{no}. \quad (7.24)$$

Сорапқа алдын-ала сұйық құймай ол жасауға қабілетті қысым сиреуі P_{ec} цилиндрдің зиянды кеңістігі көлеміне V_0 маңызды тәуелділікте болады және мына формуламен анықталуы мүмкін:

$$P_{ec} = P_a \left(1 - \frac{V_p}{V_p + V_0} \right),$$

(7.25)

мұнда P_a - атмосфералық қысым; V_p – цилиндрдің жұмыс көлемі.

Жұмыс сұйығының серпімділігі, және де соның салдары, клапандар ашылуының кешігуі сұйықтың сору желісіндегі қозғалысының сипатына маңызды ықпал етеді. 14-қосымшада поршеньді сораптардың сору процесін терең зерттеу нәтижелері келтірілген, нәтижесінде төмендегілер айқындалған:

- сору клапаны ашылуының кешігуі нәтижесінде, клапан қақпағы орнынан қозғалалу сәтінде қысымның жоғары жиіліктегі тербелісі пайда болады, бұл сұйық тұтастығының бұзылуына келтіруі мүмкін;

- цилиндрде қысым өзгеруінің сипатына тәуелді сору процесі үш .ш режимде – кавитациясыз, «шектеулі» және «дамыған» кавитациямен – жүруі мүмкін;

- жұмыс сұйығында газдың маңызды болуы, оның ішінде кавитация салдарынан да, цилиндрде сұйық ағыны тұтастығының бұзылуын болдырмауы мүмкін.

Сору клапаны орнынан қозғалу сәтіндегі, инерциялық шығындар шамасының ең көп кезінде, кавитациясыз сору шарты:

$$P_n > \bar{P}_n = P_g + P_{zc} + P_{\partial} + P_{ov} + P_u + P_{ва} + P_{no}, \quad (7.26)$$

мұнда $[P_n]$ – кавитацияны болдырмау шартынан қосалқы қысымның қажетті шамасы; P_g ; P_{zc} – сору желісіндегі гидравликалық және гидростатикалық қысым айырмашылықтары; P_{∂} ; P_u – сору желісі мен коллектордегі, клапан қақпағы мен цилиндр арналарын қоса алғандағы, инерциялық қысым айырмашылығы; P_{ov} – клапандағы қысымның бастапқы айырмашылығы; $P_{ва}$ – қысымның жоғарғы жиілікті тербелістерінің амплитудасы.

Жоғарғы жиіліктегі тербеліс тез басылады, ал коллектор мен клапан арқылы сұйық ағыны өте бастайды. Бұл жағдайдағы кавитациясыз сору шарты болып табылатын қатынастар:

$$P_n > P_{nz} = P_z + P_{zc} + P_\partial + P_{i\partial} + P_u + P_{z\partial} + P_{no}, \quad (7.27)$$

мұнда $P_{z\partial}$ – коллектордегі, ершіктегі және цилиндр арнасындағы қысым айырмашылығының ағымдағы мәні.

Егер (13.26) қатынастағы $P_{ва}=0$ деп қабылдасақ, онда кавитациясыз сорудың жалпы қабылданған шартын аламыз:

$$P_n > P_{nu} = P_z + P_{zc} + P_\partial + P_{o\partial} + P_u + P_{no}. \quad (7.28)$$

$P_n \leq [P_n]$ кезінде, бірақ $P_n > [P_{nu}]$ және $P_n > [P_{nz}]$ шарты кезінде салыстырмалы алғанда цилиндрде қысқа уақытта кавитациялық құбылыстар пайда болады. Бұл режимді «шектеулі» кавитациялы сору деп атаймыз.

Алынған сынбағалар, кавитацияның бар немесе жоқ екеніне жауап бере отырып, сору процесін сапасы жағынан сипаттайды. Сорудың барлық үш режимін де, кавитацияның сандық сипаттамасы болып табылатын, цилиндрдегі ағымдық газ мөлшерін анықтау мақсатында қарастырамыз.

Кавитациясыз соруда $P_u > P_{no}$, сондықтан $\Gamma = \Gamma_o$. Яғни цилиндрдегі және қабылдау сыйымдылығындағы газ мөлшерлері бірдей.

«Шектеулі» кавитациямен сору кезінде цилиндрдегі газ мөлшері Γ_o -дан Γ_n -ге дейін өзгереді.

Сайып келгенде, «шектеулі» кавитациямен сору режимінде цилиндрдегі газ мөлшері Γ_n -нен аспайды.

«Дамыған» кавитация сору циклінің басында $P_n \leq [P_{nu}]$ кезінде маңызды инерциялық шығын салдарынан да, сондай-ақ сору циклінің ортасында $P_n \leq [P_{nz}]$ кезінде коллектордағы, клапандағы және цилиндр арнасындағы гидравликалық шығын салдарынан да пайда болуы мүмкін. Жұмыс сұйығының көлемдік мөлшері Γ_o -дан Γ_u -ге немесе Γ_z -ге дейін өзгеруі мүмкін.

Сонымен, кавитациялық процестердің пайда болуына тек қосалқы қысым ғана емес, сонымен қатар цилиндрдегі газ мөлшері де ықпал етеді. Цилиндрдегі жеткілікті газ мөлшерінде қажетті шарттарды сақтағанға қарамай кавитация пайда болмайды. Бұдан басқа, «шектеулі» кавитациялы цикл кавитациясыз циклдермен кезектесіп келуі мүмкін.

7.2-кестеде қажетті және жеткілікті шарттар (сынбағалар) мен цилиндрдегі газ мөлшері көрсетіліп сору режимдері көрсетілген.

Есептеулер көрсететіндей, қолданыстағы бұрғылау сораптарының (екі және үш цилиндрлі) сору процестері «шектеулі» кавитация режимінде іске асырылады. Кавитацияны болдырмауға қажетті қосалқы қысым дуплекс типті сораптар үшін 0,2-0,3 МПа, триплекс типті сораптар үшін 0,6-0,7 МПа құрайды.

7.4.4 Цилиндрлердегі және қарқындық желідегі лүпілдеулер

Зерттеулермен анықталғандай, айдау циклін іске асыру кезінде цилиндрде және қарқындық желіде мәжбүрлік (поршеньдық) те және еркін де қысым тербелістері пайда болады. Еркін тербелістері поршень жиілігіне қабатасатын ескере, көрсетілген процестерді жекелеп қарастырамыз.

Мәжбүрлік тербелістер. Берудің бір қалыпты еместігін септеулердің алынған нәтижелерін және нақтыланған әдістемесін пайдаланаңаңцилиндрдегі және қарқынды желідегі тербелу процестерінің талдауы жүргізілген. Қысқа және ұзын құбырлардағы процестерді жеке қарастырамыз.

(7.11), 7.16)-(7.19) теңдеулерін сызықтыққа айналдырамыз және аламыз:

$$\begin{aligned} \frac{dP_{n45}}{dt} &= \frac{Q_M - Q_{n5}}{V_{n\Sigma}}; & \frac{dQ_{n7}}{dt} &= \frac{P_{n57} - A_{no} Q_{n7}}{B_{n7}}; \\ \frac{dQ_{n5}}{dt} &= \frac{P_{n45} - P_{n6к}}{B_{n6}}; & Q_{n5} &= Q_{n6} + Q_{n7}; \\ \frac{dQ_{n6}}{dt} &= \frac{P_{n57} - P_{n6к}}{B_{n6}}, \end{aligned} \quad (7.29)$$

Мұнда Q_M – цилиндрлерден шығатын лездік жинақтық шығын; $V_{нк} = \frac{V_{кн} \cdot P_{эн}}{\beta_n \cdot P_n^2}$ – сызықтыққа айналдырылған сыйымдылық сипаттамасы; $A_{но} = \zeta \cdot \rho \frac{Q_0}{f_n^2}$ – дросседің кедергі коэффициенті; Q_0 – сораптың тұрақтанған орташа беруі; $V_{n\Sigma} = V_{\Sigma_n} + V$ – цилиндрлер мен коллектордың сыйымдылық сипаттамасы.

(7.29) теңдеулер жүйесіне лаплас түрлендіруін қолданғаннан кейін коллекторды ақырғы қимасындағы қысым кескінін анықтауға болады. Түрлендіру өте үлкен болғандықтан жеке жағдайларды қарастырамыз.

$B_{n5} = 0, B_{n6} = 0, B_{n7} = 0, V_{n\Sigma} = 0, V_{n7} = 0$ кезінде, аламыз:

$$P_{n45}(s) = \frac{A_{no} \cdot Q_M(s)}{A_{no} \cdot V_{нк} \cdot s + 1}. \quad (7.30)$$

(7.30) өрнегі профессор И.А. Чарный алған нәтижеге ұқсас.

$B_{n5} = 0, B_{n6} = 0, B_{n7} = 0, V_{nl} = 0, V_{n7} = 0$ кезінде, аламыз:

$$P_{n45}(s) = \frac{A_{no} \cdot Q_M(s)}{A_{no} \cdot V_{n\Sigma} \cdot s + 1}. \quad (7.31)$$

Алынған қатынас қосалқы компрессор (ҚК) жоқ кезде сорап шығысындағы қысымды анықтауға мүмкіндік береді.

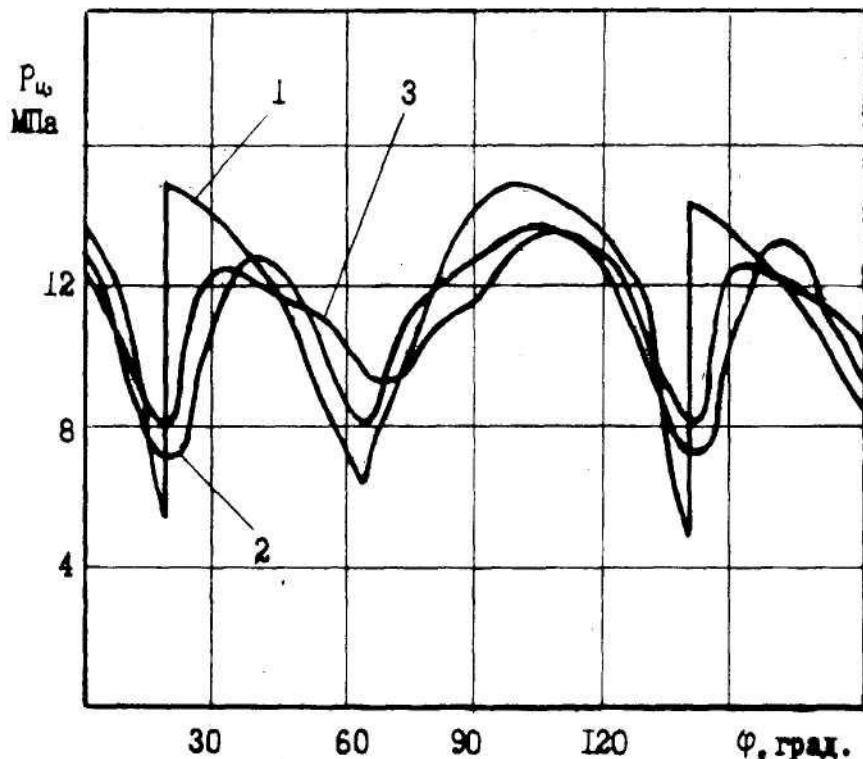
(7.31) өрнекке сәйкес, коллектордағы және цилиндрдегі сұйықтың серпімділігі лүпілді сөндіруші функциясын орындайды, бұл жоғары жиіліктегі тербелістерді өшіру үшін өте маңызды. Мысал ретінде 7.11-суретте ҚК жоқ кезде сорап шығысындағы қысымның эксперименттік және есептік тәуелділіктері келтірілген. Алынған нәтижелер қысымның бірқалыпты еместігінің дәрежесі мен

коэффициентін шығындар квадраттарының қатынасы ретінде анықтаудың дұрыс еместігін айқындайды.

(7.29) теңдеудің талдауы 5 және 6 телімдердегі (7.7-сурет) сұйықтың инерциялығынан туындаған қысым лүпілі ҚК сөндірілмейтінін көрсетті, бұл тағы да эксперименттер нәтижесімен және пайдалану тәжірибесімен келіседі.

Өздігінен әрекет ететін клапанды сораптардың сору режимдері

Сипатта- ма- лар	Кавитациясыз сору		Кавитациялы сору		
			«шектеулі»	«дамыған»	
Сору сынбағалары	$\Gamma_0 > \Gamma_u$ және $\Gamma_0 > \Gamma_z$	$P_n > [P_n]$ және $\Gamma_0 > \Gamma_n$	$[P_{nu}] < P_n \leq [P_n]$ немесе $\Gamma_0 < \Gamma_n$	$P_n \leq [P_{nu}]$ және $\Gamma_0 < \Gamma_u$	$P_n \leq [P_{n2}]$ және $\Gamma_0 < \Gamma_z$
Режимд ердің басталу себептері	Маңызды газ мөлшері	Маңызды қосалқы қысым	Цилиндрдегі жоғары жиіліктегі тербелу процестері	Поршеньнің маңызды үдеуі	Цилиндр блогіндегі маңызды гидравликалық шығындар
Цилиндрдегі ағымдық есепті газ мөлшері	Γ_0	Γ_0	$\Gamma = \begin{cases} \Gamma \geq \Gamma_n & \text{кезінде} \\ \Gamma < \Gamma_n & \text{кезінде} \end{cases}$	$\Gamma = \begin{cases} \Gamma < \Gamma_u & \text{кезінде} \\ \Gamma \geq \Gamma_u & \text{кезінде} \end{cases}$	$\Gamma = \begin{cases} \Gamma < \Gamma_z & \text{кезінде} \\ \Gamma \geq \Gamma_z & \text{кезінде} \end{cases}$



7.11-сурет. Шығысында ҚК болмаған кезде НБТ-600 сорабының цилиндрінде қысымның өзгеруі:

1, 2-сұйық серпімділігі ескерулі және ескерусіз есептеу; 3-эксперимент.

Қысымның тербелістерін ұзын қарқындық құбырда, мысалы, 7.2-суретте көрсетілгендей, құрамына бұрғылау құбырлары, тұптік қозғалтқыш, жыныстарды бұзушы құрал және құбыр сырты кеңістігі кіретін, циркуляциялық жүйені қарастырайық. Қарқындық жүйенің 5 және 6 телімдеріндегі (7.2-сурет) гидравликалық шығындарды ескермегенде және ҚК қысымның азғана өзгерісін қабылдап, (7.11), (7.16)-(7.22) тендеулерін сызықтық түрге келтіреміз.

$$\begin{aligned}
 \frac{dP_{n45}}{dt} &= \frac{Q_m - Q_{n5}}{V_{n\Sigma}}; & -\frac{\partial P_{nj}}{\partial X_{nj}} &= \rho \cdot \left(\frac{\partial W_{nj}}{\partial t} + 2 \cdot a_{nj} \cdot W_{nj} \right); \\
 \frac{dP_{n57}}{dt} &= \frac{Q_{n5} - Q_{n6} - Q_{n7}}{V_{n56}}; & -\frac{\partial P_{nj}}{\partial t} &= E \cdot \frac{\partial W_{nj}}{\partial X_{nj}}; \\
 \frac{dP_{n45}}{dt} &= \frac{Q_m - Q_{n5}}{V_{n1}}; & P_{n7к} - P_{n8н} &= A_{н0} Q_{n7к}; \\
 Q_{n7к} &= Q_{n8н}, & &
 \end{aligned}
 \tag{7.32}$$

мұнда V_{n56} – 5 және 6 телімдердің сыйымдылық сипаттамасы.

Алынған жүйеге гидравликалық төртполюстік теңдеуін пайдаланумен Лаплас түрлендіруін қолдана, ұзын желілердегі қозғалыс теңдеуіне қатысты коллектордың ақырғы қимасындағы қысымның кескінін анықтауға болады.

Түрлендірудің өте үлкендігін ескере, әрі қарай жеке жағдайларды қарастырамыз.

Коллектерда 4, ҚК тамақшасында 6 сұйықтың инерциялығын және коллектор мен цилиндрдегі сұйықтың серпімділігін ескермеген кезде, аламыз:

$$P_{н45}(s) = \frac{z_0 \cdot \frac{th(\lambda_0 l_{н7})}{f_{н7}}}{z_0 V_{ни} \cdot \frac{th(\lambda_0 l_{н7})}{f_{н7}} + 1} \cdot Q_m(s), \quad (7.33)$$

мұнда $\lambda_0 = \rho \frac{s^2 + 2a_{н7} l_{н7}}{E}$; $z_0 = \frac{\lambda_0 E}{s}$ - толқындық кедергі.

Қарқынды желінің ұзындығы өскен сайын қысымның амплитудасы үнемі төмендейді, ол максимумына $l_{н7}=10-15$ м кезінде жетеді. Қарқындық желінің ұзындығы 1200-1500 м асатын, жеткілікті ұзындықта болғанда, қарқындық желі ұзындығын одан әрмен ұзартқанда тербелу процестерінің қарқыны іс жүзінде өзгеріссіз қалады.

ҚК жоқ кезде, яғни $V_{н7}=0$ кезде, аламыз:

$$P_{н45}(s) = z_0 \cdot th(\lambda_0 l_{н7}) \frac{Q_m(s)}{f_{н7}}. \quad (7.34)$$

Бұл жағдайда қарқындық желі қысқа және орташа ұзындықтағы кезінде қысым лүпілінің қарқынды сөнуі де, көп есе үлкеюі де мүмкін.

$l_{н7}$ жеткілікті үлкен мәндері кезінде қысым амплитудасы Н.Е.жуковский формуласы бойынша анықталатын соққы қысымынікінен артпайды:

$$P_{н45}(s) = i \cdot \rho \cdot c \frac{Q_m(s)}{f_{н7}}, \quad (7.35)$$

мұнда c - соққылық толқынның сұйықта таралу жылдамдығы.

Қарқындылық желісіндегі еркін жоғары жиілікті тербелістер. Құрылымдық ерекшеліктердің және клапандардың фазалық бөліну бұрыштарының ықпалынан туындайтын, поршеньді сораптардың бірқалыпты еместігінің кенет өсуіцилиндрлерде және сорап шығысында жоғары жиілікті қысым тербелістерінің пайда болуына келтіреді. Қысым амплитудасын көп реттік төмендетуге арналған тәсілдерді айқындау мақсатында қарқындық желідегі процестерді терең зерттеу қарқындылық желі телімдерінің инерциялығы $B_{ни}$ пен серпімділігінің $V_{ни}$ қатынастарына тәуелді олар қысым амплитудасының өсуіне де, кемуіне де келтіруі мүмкін. Көрсетілген параметрлердің қатынастарына тәуелді қарқындық желі бір немесе екі қуыстық орынбасу сұлбасымен жүргізілуі мүмкін, қысым амплитудасы және лүпілдеу жиілігі 7.13-кестеде келтірілген қатынастар бойынша анықталады.

7.13-кестеге сәйкес, коллектордың және ҚК тамақшасының жеткілікті өту кендігінде, цилиндрдегі қысым амплитудасы оның өлшемдерімен және клапан параметрлерімен анықталады.

7.4.5 Сору клапаны жұмысының ерекшеліктері

Сору клапанының қақпағы қозғалысының сипаты, айдаудікінен ерекшелігі, тек поршень жылдамдығына ғана емес, сонымен қатар тесік арқылы сұйықтың іс жүзіндегі шығынына да, цилиндрдегі қысымға да тәуелді. Сорап жұмысы кезінде сору клапанының өздігінен сору жұмысын жан-жақты зерттеуді Л.С.Айрапетов жүргізді. Цилиндрде қысым төмендеген кезде клапан қақпағының қозғалысы тұрақсыз сипатқа ие екені және оның жабылуының кешігуі едәуір артатыны айқындалған.

(7.27) және (7.29) қатынастарына сүйене жоғары жиіліктегі процестерді сөндіргеннен (демфирлегеннен) кейінгі цилиндрдегі ағымдағы қысымды анықтаймыз:

$$P_u = P_n - P_{zc} - P_z - P_d - P_u \cos(\omega t + \varphi_{os}) - P_{ie} - P_{zб}. \quad (7.36)$$

Сұйық шығынының өзгеруі синусоидалық сипатта екенін ескере, келтірілген өрнекті келесіге түрлендіреміз:

$$P_u = P_n - P_{zc} - P_z - P_d - P_{d1} - P_u \cos(\omega t + \varphi_{os}) + P_{os} - (P_{кв} - P_{os} - P_{зм}) \sin^2 \omega t, \quad (7.37)$$

мұнда $P_{зм}$ – коллектордағы, ершіктегі және цилиндр арнасындағы ең жоғары гидравликалық қысым айырмашылығы; $P_{кв}$ – клапан тесігіндегі ең үлкен қысым айырмашылығы.

Цилиндрдегі сұйықтың серпімділігі газдың серпімділігіне қарағанда аз болатындықтан оны есепке алмай, (13.П1) және (13.37) теңдеулерін сызықтыққа түрлендіреміз:

$$\dot{X}_g F_g + C_1 \cdot X_g = W_n F_n + (V_0 + y F_n) \frac{\Gamma P_a}{P_u^2} \dot{P}_u,$$

(7.38)

мұнда $C_1 = \mu l_g \sin \alpha \sqrt{\frac{\rho}{2P_{ie}}}$ - сызықтық коэффициент; μ – клапанның шығын

коэффициенті; α , l_g – конустық бұрыш және тесік периметрі.

(7.37) және (7.38) теңдеулерін бірге шешкеннен кейін, клапан жабылуының кешігуі бұрышын анықтауға арналған формула:

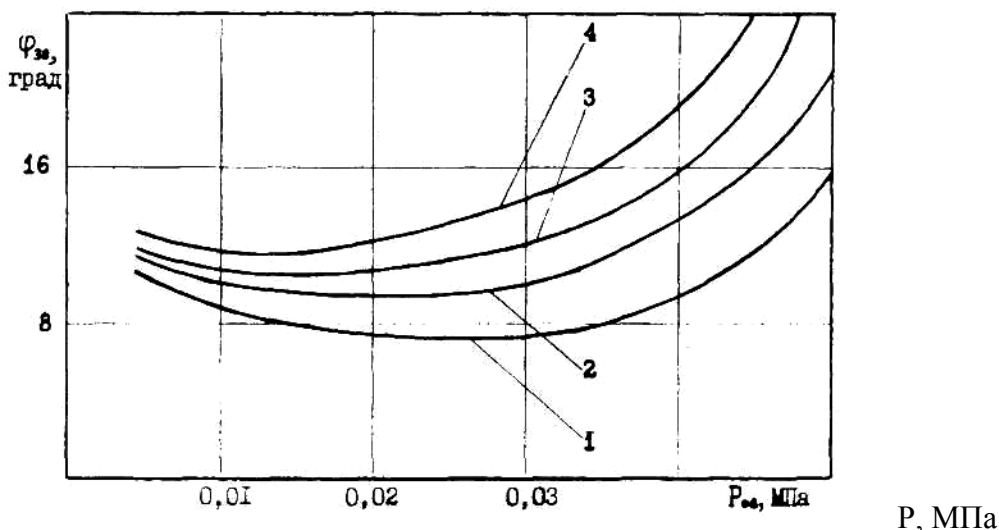
$$\varphi_{зв} = \arctg \frac{\omega F_g}{\mu l_g \sin \alpha} \sqrt{\frac{\rho}{2P_{ie}}} \left[1 + \frac{4(\gamma + 1) P_a \Gamma (P_{кв} + P_{os} + P_{мб})}{(P_n - P_z - P_{zc} - P_{os})^2} \right]. \quad (7.39)$$

(7.39) қатынасы басқа формулалардан, қақпақтың қозғалыс сипатына әсер ететін газ факторын ескерумен, екінші қосылғыштың болуымен ерекшеленеді.

Қысым лүпілі амплитудасының сорап параметрлеріне тәуелділігі

$\frac{B_u}{V_u} \geq \frac{B_u + B_k}{V_u + V_k}$		$\frac{B_u}{V_u} \geq \frac{B_u + B_k}{V_u + V_k}$	
Коллектор ауданы жеткілікті		Коллектор ауданы жеткіліксіз	
$\frac{B_k}{V_k} \geq \frac{B_k + B_2}{V_k + V_n}$	$\frac{B_k}{V_k} < \frac{B_k + B_2}{V_k + V_n}$	$\frac{B_k + B_u}{V_k + V_u} \geq \frac{B_k + B_2 + B_u}{V_k + V_n + V_u}$	$\frac{B_k + B_u}{V_k + V_u} < \frac{B_k + B_2 + B_u}{V_k + V_n + V_u}$
ҚК шолақтүтігінің ауданы жеткілікті	ҚК шолақтүтігінің ауданы жеткіліксіз	ҚК шолақтүтігінің ауданы жеткілікті	ҚК шолақтүтігінің ауданы жеткіліксіз
Цилиндрдегі қысым амплитудасы P_a			
$r\omega F_n \sin \varphi_0 \sqrt{\frac{B_u}{V_u}}$, немесе $\frac{\omega}{F_k} \sqrt{2rF_n P_u m_T}$	$\frac{r\omega F_g \sin \varphi_0 (B_u + B_k + B_2)}{\sqrt{B_u V_u + (B_k + B_2)(V_w + V_n)}}$	$r\omega F_n \sin \varphi_0 \sqrt{\frac{B_n + B_k}{V_n + V_k}}$	$r\omega F_n \sin \varphi_0 \sqrt{\frac{B_u + B_k}{V_u + V_k}}$
$r = 125 \text{ мм}; F_n = 113 \text{ см}^3; \varphi_0 = 30^0; m_T = 4,2 \text{ кг}; F_k = 150 \text{ см}^2; E = 2000 \text{ МПа}; \gamma = 3,8; l_{n1} = 0,15 \text{ м}; f_{n1} = 42 \text{ см}^2; l_{n4} = 1,8 \text{ м кезінде}$			
$f_{n4} = 201 \text{ см}^2 (d_{n4} = 160 \text{ мм})$		$f_{n4} = 70,8 \text{ см}^2 (d_{n4} = 95 \text{ мм})$	
$l_{n6} = 0,2 \text{ м}; f_{n6} = 201 \text{ см}^2$	$l_{n6} = 0,4 \text{ м}; f_{n6} = 201 \text{ см}^2$	$l_{n6} = 0,2 \text{ м}; f_{n6} = 201 \text{ см}^2$	$l_{n6} = 0,4 \text{ м}; f_{n6} = 201 \text{ см}^2$

$P_a = 0,83 \text{ MPa}$	$P_a = 1,23 \text{ MPa}$	$P_a = 1,51 \text{ MPa}$	$P_a = 1,70 \text{ MPa}$
--------------------------	--------------------------	--------------------------	--------------------------



7.12-сурет. $\Gamma=0$ (1); $\Gamma=1\%$ (2);
 $\Gamma=2\%$ (3); $\Gamma=4\%$ (4) кезінде НБТ-600
сорабының сору клапаны жабылуының
кешігуі

7.12-суретте НБТ-600 сорабы клапанының жабылуы кешігуінің оның қосалқымен және өздігінен жұмыс істеу кезінде серіппенің бастапқы күшіне тәуелділігі көрсетілген. Қосалқыны пайдалану қақпақтың қозғалысына газ фазасының әсері іс жүзінде бейтараптандырады. Сору клапаны қақпағын бастапқы қысу 0,015-0,025 МПа аралығында жатады (НБТ-600 сорабында – 0,02 МПа). Серіппенің қысу күші азайғанда клапанның кинематикалық ерекшеліктері салдарынан клапан жабылуының кешігуі артады, ал қақпақты қысу күші өскенде – сорудың соңында клапан арқылы өтетін сұйықтың шығыны өседі.

7.4.6 Поршеньді сораптың көлемдік беруі және ПӘК-і

Сорап тұтынатын қуат пайдалы қуат және механикалық, гидравликалық және көлемдік шығындарға жұмсалатын қуат қосындысынан тұрады.

Механикалық ПӘК. Сораптың жылжымалы элементтерінде, жетектік және гидравликалық бөліктерінде үйкеліске шығындалатын энергия шығынын ескереді. 13.13-суретте көрсетілген кинематикалық сұлбаға сәйкес, механикалық ПӘК мына формула бойынша анықталуы мүмкін:

$$\eta_{ми} = \eta_{тв} \cdot \eta_з \cdot \eta_{кв} \cdot \eta_{ш} \cdot \eta_к \cdot \eta_{уш} \cdot \eta_n = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,95 = 0,85, \quad (13.40)$$

мұнда $\eta_{тв}=0,99$; $\eta_{кв}=0,99$ трансмиссиялық және түптік біліктер ПӘК-і;
 $\eta_з=0,98$; $\eta_{ш}=0,98$; $\eta_к=0,97$ - тісті берілістер, бұлғақ мойынтірегі және крейцкопф ПӘК-і;

$\eta_{уш}=0,99$; $\eta_n=0,99$ – штоқтың және поршеньнің тығыздаушы элементтерінің ПӘК-і.

Қуат жетектен әдетте, құрамына жалғастырғыш және сынатаспа немесе тісті берілістер кіретін, трансмиссия арқылы беріледі. Сонда сорапты агрегаттың механикалық ПӘК-і:

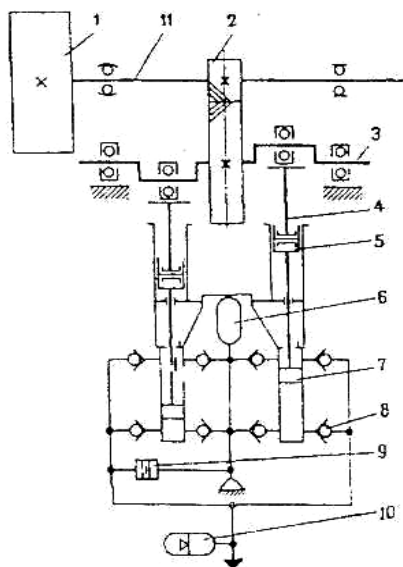
$$\eta_m = \eta_{mn} \cdot \eta_{mp} = 0,85 \cdot 0,98 = 0,83, \quad (7.41)$$

мұнда $\eta_{mp} = 0,98$ – трансмиссия ПӘК-і.

Сораптың *индикаторлық ПӘК-і* гидравликалық және көлемдік шығындарды ескереді:

$$\eta_{ин} = \frac{PQ}{(P + \Delta P)(Q + \Delta Q)} = \frac{PQ}{(P + \Delta P)Q} \cdot \frac{PQ}{(Q + \Delta Q)P} = \eta_z \eta_0, \quad (7.42)$$

мұнда P, Q – сораптың айдау қысымы мен беруі; ΔP – клапандардағы, коллекторлардағы және цилиндр арналарындағы гидравликалық кедергіні жеңуге кететін қысым шығыны; ΔQ – сораптан ағулар салдарынан болатын



7.13-сурет. Екі жақты әрекетті екі цилиндрлі сорап сұлбасы:

1-шків; 2-тісті беріліс; 3-түптік білік; 4-бұлғақ; 5-крейцкопф; 6,10-пневмокомпенсатор; 7-цилиндр; 8-клапан; 9-сақтандырушы клапан; 11-трансмиссия білігі

соныменқатар жұмысшы сұйықтың құрамындағы газ мөлшеріне және цилиндрдің зиянды көлеміне де тәуелді. 7.14-суретте НБТ-600 сорабы гидравликалық ПӘК-нің жұмысшы сұйық құрамындағы газдың әртүрлі мөлшері кезіндегі айдау қысымына тәуелділігі көрсетілген. 20-20 МПа айдау қысымды жұмыс режимі ең оңтайлы болып табылады.

Бұрғылау сорабының ПӘК-і сораптың, жетектің механикалық, сондай-ақ гидравликалық ПӘК-імен анықталады:

беру шығыны; $\eta_z = \frac{PQ}{(P + \Delta P)}$; $\eta_0 = \frac{PQ}{(Q + \Delta Q)}$ – гидравликалық және көлемдік ПӘК-і.

Коллекторлық желіне ескере, сору және айдау клапандарында қысым шығынын ескеретін, *гидравликалық ПӘК-і* $\eta_z = 0,98-0,99$ тең. Цилиндрдің жұмыс көлемінде сұйықты және газды сығымдауға кететін гидравликалық шығындар изотермиялық сығымдау циклі жұмысына ұқсас анықталады. Жұмысшы ортаны цилиндрде сығу циклінің ПӘК-і:

$$\eta_{ур} = 1 - \frac{P_u}{2E} - \Gamma.$$

(7.43)

(7.42) және (7.43) өрнектеріне сүйене, поршеньді сораптың гидравликалық ПӘК-ін анықтауға арналған нақтыланған қатынас түрін аламыз:

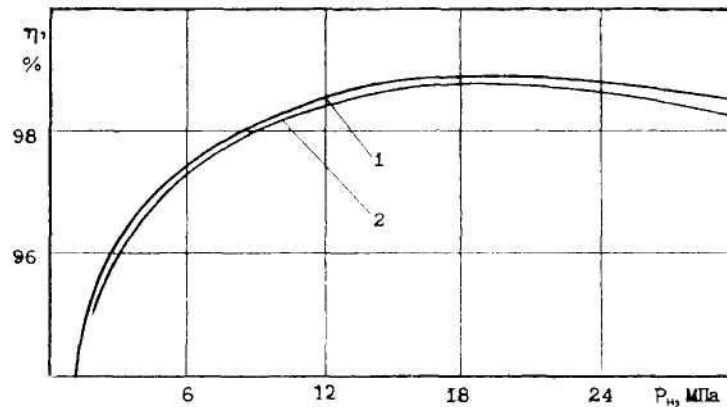
$$\eta_{zo} = \eta_z \eta_{ур} = \frac{P_u}{P_u + \Delta P_k} \left(1 + \frac{P_u}{2E} - \Gamma \right).$$

(7.44)

Сонымен, сораптың гидравликалық ПӘК-і тек айдау қысымы қатынасы мен клапандардағы қысым айырмашылығына ғана емес, соныменқатар жұмысшы сұйықтың құрамындағы газ мөлшеріне және цилиндрдің зиянды көлеміне де тәуелді. 7.14-суретте НБТ-600 сорабы гидравликалық ПӘК-нің жұмысшы сұйық құрамындағы газдың әртүрлі мөлшері кезіндегі айдау қысымына тәуелділігі көрсетілген. 20-20 МПа айдау қысымды жұмыс режимі ең оңтайлы болып табылады.

Бұрғылау сорабының ПӘК-і сораптың, жетектің механикалық, сондай-ақ гидравликалық ПӘК-імен анықталады:

$$\eta_m = \eta_{mh} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_z = 0,85 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,82. \quad (7.45)$$



7.14-сурет. Қосалқы компрессормен $\Gamma=0$; $\Gamma=2\%$ кезіндегі жұмыс әстегендегі қуаты 600 кВт сораптың гидравликалық ПӘК-і

Көлемдік беру коэффициенті. Жұмысшы сұйықтың цилиндрде сығылуынан және клапандар жабылуының кешігуінен, сондай-ақ сұйықтың поршень, шток және клапан тығыздаушы элементтері арқылы ағып кетуінен беру, мүлтіксіз беруді Q_u көрсететін, жұмысшы камералар көлемдерінің жинақтық есептеулі көлемінен ΔQ_n шамасына кем болады. Іс жүзіндегі және мүлтіксіз берулер арасындағы қатынас беру коэффициенті деп аталады:

$$K_n = \frac{Q_u - \Delta Q_n}{Q_u}.$$

(7.46)

Қалыпты жұмыс істейтін сораптың көлемдік шығындарын ескермеуге болады деп есептесек, сораптың көлемдік беруі клапандардың фазаға бөлу бұрыштарымен анықталады. Цилиндрде қысымның төмендеуі іс жүзінде тек клапан жабылғаннан кейін басталатынын ескерсек, беру коэффициенті мына формуламен анықталуы мүмкін:

$$K_n = 0,5(\cos \varphi_{он} + \cos \varphi_{зн}),$$

(7.47)

мұнда $\varphi_{он}$, $\varphi_{зн}$ – айдау клапанының ашылуы мен жабылуының кешігуі.

Айдау қысымы P_n кезінде газдық фаза көлемін есепке алмаған кезде, айдау клапанының ашылуының кешігуі келесі тәуелділіктен анықталуы мүмкін:

$$\varphi_{он} = \arccos \left[\cos \varphi_{зв} - 2(\gamma + 1) \left(\frac{P_n}{E} + \frac{P_a \Gamma}{P_{ц0}} \right) \right],$$

(7.48)

мұнда $\varphi_{зв}$ – сору клапанының жабылуының кешігуі.

Сайып келгенде, көлемдік беру екі клапанның да жабылуының кешігуімен, сұйықтың сығылуымен және цилиндр қуысындағы газ көлемімен анықталады. Сорап кавитациялы сору режимінде жұмыс істегенде, яғни

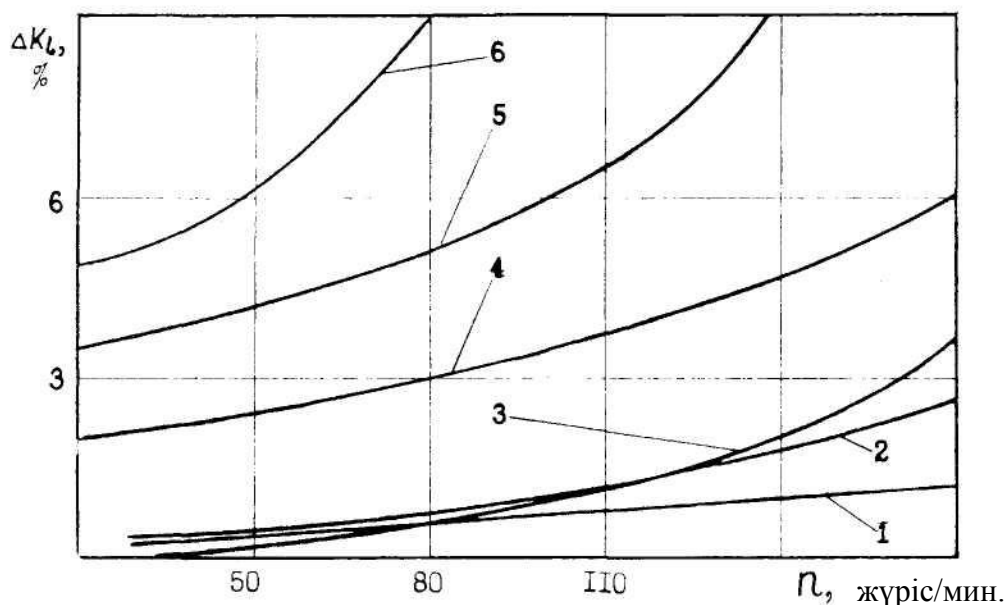
$P_n < [P_n]$ және $\Gamma_0 < \Gamma_n$ және (немесе) $P_n < [P_{nu}]$ және $\Gamma_0 < \Gamma_n$, және (немесе) $P_n < [P_{n2}]$ және $\Gamma_0 < \Gamma_z$ кезінде цилиндрдегі газ мөлшері Γ қабылдау сыйымдылығындағы газ мөлшерінен Γ_0 біршама көп болады. Цилиндр ішіндегі сұйықтағы еркін газдың бір бөлігі $\Gamma_k = \Gamma - \Gamma_0$ сору кезіндегі кавитациядан туындайды. Сайып келгенде көлемдік шығындар бес құраушыдан жинақталады. Олар сору ($\Delta K_{не}$) және айдау ($\Delta K_{нн}$) клапандарының жабылуы кешігулерінің сәйкес келмеуінен, сұйықтың сығылуынан ($\Delta K_{нж}$), газ фазасының бастапқы Γ_0 сығылуынан ($\Delta K_{н2}$), сондай-ақ кавитация салдарынан ($\Delta K_{нк}$) газ фазасының өсімінен (Γ_k) пайда болады. Бұлар төмендегі формулалармен анықталуы мүмкін:

$$\Delta K_{не} = 0,5(1 - \cos \varphi_{3в}); \quad \Delta K_{н2} = (\gamma + 1) \frac{P_a \Gamma_0}{P_n - P_z - P_{zc} - P_{ов}};$$

$$\Delta K_{не} = 0,5(1 - \cos \varphi_{3в}); \quad \Delta K_{нк} = (\gamma + 1) \frac{P_a (\Gamma - \Gamma_0)}{P_n - P_z - P_{zc} - P_{ов}}; \quad (7.49)$$

$$\Delta K_{нж} = (\gamma + 1) \frac{P_n}{E}.$$

Есептеу нәтижелері көрсеткендей (7.15-сурет), өздігінен соратын сораптардың көлемдік шығынының негізгі үлесі ($\Gamma=2\%$ кезінде 60-70%-ға жуығы) цилиндрдегі газды сығудан шығынға келеді, ал 15-20% сұйықты сығы шығынына келеді. Бұл бұрғылау сораптарының маңызды зиянды көлемімен түсіндіріледі.



7.15-сурет. Қуаты 600 Квт триплекс типті сораптың өздігінен соруы кезіндегі көлемдік шығынының құраушылары:

1;2-айдау және сору клапандарының кешігуінен; 3-кавитациялық шығын; 4-сұйықтың цилиндрде сығылуынан; 5 және 6- $\Gamma=2\%$ және $\Gamma=4\%$ кездерінде газдың цилиндрде сығылуынан

7.5 Бұрғылау сорабы түйіндерінің беріктігі және шыдам мерзімі

7.5.1 Гидравликалық бөліктің түйіндері

Гидравликалық және клапан қорабы, коллектор құймадан немесе нығыздамадан (поковкадан) жасалады. Олар ішкі қысымға ұшырайды және оларға әсер етуші максималь кернеу қалың қабырғалы цилиндрлерге арналған Ляме формуласы бойынша анықталады:

$$\sigma_{\max} = P_{\max} \frac{1+k^2}{1-k^2}$$

(7.50)

Мұнда $k = \frac{d_{\max}}{D_{\min}}$ - рауалылық пен жегідені ескере максималь ішкі d_{\max} және минималь сыртқы D_{\min} диаметрлер қатынасы.

Ағушылық шегі σ_m және уақытша кернеуі σ_e бойынша беріктік қорлары:

$$n_m = \frac{\sigma_m}{\kappa_3 \sigma_{\max}} \geq [n_m] = 1,65; \quad n_e = \frac{\sigma_e}{\kappa_3 \sigma_{\max}} \geq [n_e] = 2,4,$$

(7.51)

мұнда κ_3 - дайындама типін ескеретін коэффициент, (құма - $\kappa_3=1,2$; нығыздама - $\kappa_3=1,0$). Сораптың қарқындық желісінде қысым лүпілі 5-7%-дан аспайды, сондықтан көрсетілген бөлшектер төзімділікке есептелмейді.

Егер сорапты бөлшектерінің қызмет мерзімі ішінде жинақтық іске қосу 1000-нан аспаса, онда олар МЕСТ 25859-83 бойынша кіші циклді беріктікке есептелуі мүмкін.

Цилиндр төлкесі, жүктемелеудің лүпілдеуші циклі кезінде жұмыс істейді, сондықтан олар жұқа қабырғалы цилиндр ыдыс сияқты есептеледі. Төлкедегі максималь кернеу:

$$\sigma_i = \frac{P_i d_i}{2(s-c)},$$

(7.52)

мұнда P_i - диаметрі d_i төлке үшін максималь қысым; s - қабырғаның минималь қалыңдығы; c - ең үлкен рауалы тозу.

Ағушылық шегі бойынша төлкенің рауалы беріктік қоры $[n_m]=1,65$; уақытша кедергісі бойынша - $[n_e]=2,4$.

Төлкенің, 400-600 сағат құрайтын, шектеулі қызмет мерзімін ескеріп, ол кіші циклді жүктемелер кезінде беріктікке есептелуі мүмкін.

Шток тұрақтылыққа, иілгіштігі ескеріліп беріктікке, ал екі жақты әрекетті сораптар үшін төзімділікке есептеледі.

Штокқа өстік күшсалмақ сығуға P_c және созуға P_p (екі жақты әрекетті сораптар үшін), есептеу сұлбасына сәйкес (7.16-сурет), төмендегі формулалар бойынша анықталуы мүмкін:

$$P_c = \frac{P_i F_i}{\eta_n}; \quad P_p = \frac{P_i (F_i - f)}{\eta_n \eta_{yu}}, \quad (7.53)$$

мұнда $F_i = \frac{\pi}{4} d_i^2$ - поршеньнің ауданы.

Ұшы топсалы бекітілген штокты сығымдайтын сынбағалық күшсалмақ:

$$P_{кр} = \eta \frac{EI}{l_p^2}, \quad (7.54)$$

мұнда E, I – материалдың серпімділік модулі және қимасының ең кіші инерция моменті; l_p штоктың есептік ұзындығы; $\eta = \pi^2 = 9,87$ – ұштары топсалы бекітілген штоктарға арналған коэффициент.

Тұрақтылық қоры коэффициенті:

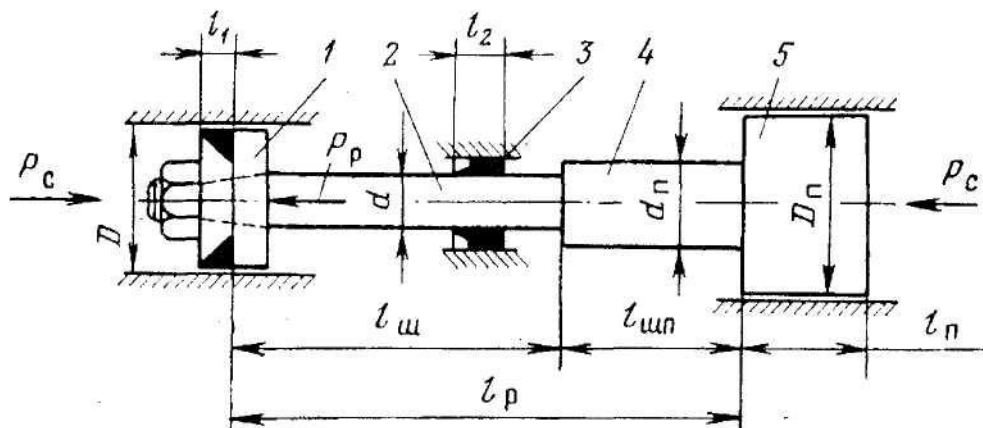
$$n_y = \frac{P_{кр}}{P_c} \leq [n_y] = 3,0 - 3,5, \quad (7.55)$$

мұнда $[n_y] = 3,0 - 3,5$ – болат өзектерге арналған тұрақтылық қорының рауалы қоры.

Ең қауіпті қимасын созатын максималь кернеу:

$$\sigma = \frac{P_p}{f_{min}}, \quad (7.56)$$

мұнда f_{min} – қиманың ең кіші ауданы.



7.16-сурет. Штоктың есептік сұлбасы

Сығымдаулы өзекшелер үшін рауалы кернеу қарапайым сығымдауға рауалы кернеу $[\sigma]$ және штоктың иілгіштігіне λ тәуелді 0,4-тен 1,0-ге дейін өзгеруі мүмкін, кернеу төмендеуі коэффициенті φ арқылы анықталады:

$$[\sigma_c] = \varphi [\sigma].$$

(7.57)

Штоктың иілгіштігі мына формуламен анықталады:

$$\lambda = \frac{\mu l_p}{i},$$

мұнда $\mu = 1$ - топсалы тіректі шток ұзындығын келтіру коэффициенті;

$i = \sqrt{\frac{I}{f}}$ - шток қимасының еңкіші инерция радиусы.

Шток иілгіштігі λ 100-110 кемболмауы керек. сапасы жоғарылатылған болаттар үшін $\lambda=100$ кезінде $\varphi=0,43$.

Екі жақты әрекетті сорап штогы ассиметриялық цикл бойынша өзгеретін күшсалмаққа сыналады және агрессивтік орта әрекетіне ұшырайды.

Төзімділігі бойынша беріктік қоры коэффициенті:

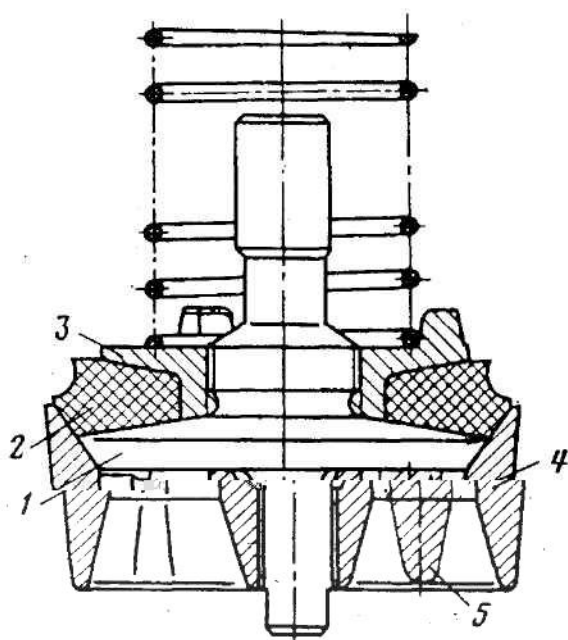
$$n_a = \frac{k_a \sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma D} + \psi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (7.59)$$

мұнда σ_{-1} - симметриялық цикл кезінде материалдың ауадағы төзімділік шегі; $k_a = 0,75 - 0,8$ - агрессивтік орта әсерінен төзімділік шегінің тқмендеуін ескеретін коэффициент; $\sigma_m = 0,5(\sigma_c - \sigma_p)$ - циклдің орташа кернеуі; $\sigma_a = \sigma_c - \sigma_m$ - цикл амплитудасы; $K_{\sigma D}$ - кернеулер шоғырлануын, өлшемдерін, беттің сапасын ескеретін коэффициент; ψ_{σ} - цикл ассиметриясы коэффициенті (сораптар үшін $K_{\sigma D} = 0,05 - 0,20$ етіп анықтауыштардан таңдалған).

Төзімділігі бойынша беріктік қоры коэффициенті 1,2-ден кем болмауы керек.

Клапан қақпағы 1 шеттерімен еркінтірелген және лүпілдік цикл бойынша әрекет ететін, таралған күшсалмақпен біркелкі жүктемеленген, платина ретінде есептеледі (7.17-сурет). Максималь кернеуі:

$$\sigma = K_{\sigma} P_{\max} \left(\frac{0,5 D_m}{\delta} \right)^2, \quad (7.60)$$



7.17-сурет. Бұрғылау сорабының клапаны:

1-қақпақ; 2-тығыздаушы элемент; 3-гайка; 4-ершік; 5-бағыттаушы қабырға

Мұнда $K_{\sigma} = 1,24$ - шетімен еркін тірелген платинаға арналған коэффициент; $D_m; \delta$ - қақпақ қабырғасының диаметрі мен қалыңдығы.

Қолданыстағы сораптарда, қақпағы ершікпен бағытауыш және қабырға жиектерімен және маңдайымен өзара әрекеттесетін, жалпақ-конустық тіректік бетті клапандар қолданылады. Бқл тек қақпақ қалыңдығын ғана маңызды азайтып қоймай, сонымен қатар пайда болатын кернеулер мен деформацияны да азайтады.

Төзімділікке беріктік қоры коэффициенті:

$$n_a = \frac{k_a 2\sigma_{-1}}{\sigma_c (K_{\sigma D} + \psi_{\sigma})}. \quad (7.61)$$

Бекітуші бөлшектер. Шпилькалар, болттар және гайкалар қатайту күшсалмағына сүйене есептеледі. Клапан қақпақшалары мен цилиндрлер радиаль резеңке сақиналармен нығыздалатынын ескере, қақпақша шпилькаларын қатайтудың жинақтың күші жұмысшы сұйықтың қысым күшінен 10-15% артық етіп таңдалады. Шпильканы созу кернеуі:

$$\sigma = \frac{m_3 F_k P_{\max}}{n F_1},$$

(7.62)

мұнда $F_k; F_1$ - сәйкесінше қақпақша ауданы мен бұранданың ішкі диаметрімен алынған шпилька қимасының ауданы, n – шпилькалар саны, $m_3=1,10-1,15$ – қатайту коэффициенті. Бекітуші бөлшектердің беріктік қорын материалының ағушылық шегі бойынша 2,2-2,5 аралығынан таңдайды.

7.5.2 Жетектік бөлік

Сырғыма (крейцкопф) бұлғаққа түсетін күштің вертикаль құраушысын қабылдайды (7.5-сурет), сырғанау тіректеріндегі түйісу қысымына есептеледі.

Бұлғаққа түсетін максималь күш:

$$S = \frac{P_c}{\cos \beta \cdot \eta_k}.$$

(7.63)

Сырғыма бағыттаушыларына берілетін вертикаль құраушысы N .

$$N = P_c \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

(7.64)

Сырғыманың тіректік бетіндегі түйісу қысымы:

$$q = \frac{N}{bl} < \bar{\sigma} = 0,5 \text{ МПа},$$

(7.65)

мұнда b, l – сырғыма жапсырмаларының ені мен ұзындығы; $\bar{\sigma} = 0,5$ МПа – рауалы түйісу қысымы. Сырғыма саусағы кесілуге, иілуге және түйісу беріктігіне есептеледі. Түйісу қысымы 12 МПа-дан артық болмауы керек.

Бұлғақ, шток сияқты, өстік күшсалмаққа беріктігіне және тұрақтылыққа тексеріледі. Тұрақтылық қоры коэффициенті 7-ден кем болмауы керек.

Бұрғылау сораптарының *түптік білігі* эксцентрик түрінде жасалған және бұлғақ жағынан уақыт бойынша өзгеретін күшсалмақтар және тісті беріліс жағынан реакциялар әсер ететін, екі тіректі арқалық сияқты. Білік қимасына оның айналу бұрышына тәуелді өзгерейін кесуші күш, июші және бұраушы моменттер әсер етеді. Білік беріктікке, төзімділікке және қаттылыққа есептеледі.

VIII тарау. БҰРҒЫЛАУ ҚОНДЫРҒЫСЫНЫҢ АЙНАЛДЫРУ ЖАБДЫҚТАРЫ

8.1 Жабдықтың атқаратын қызметі, құрамы және талап етілген сипаттамалары

Бұрғылау қондырғысының негізгі атқаратын қызметі ұңғының оқпанын құру болып табылады. Бұрғылау тізбегін айналдыру жабдықтарының кешені осы қызметтің атқарылуындағы маңызды шешімі болып табылады. Сонымен қатар, роторлы тәсілмен бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегінің және қашаудың керекті айналу жылдамдығын, қашауға түсетін салмақты қамтамасыз ете отырып және бұрғыланған тау жыныстарын жоғарыға шығару үшін ұңғының түбіне жуу сұйығын жеткізіп, көтеру және сорапты-циркуляциялық кешенмен бірге бұрғылау режимін тиімді ету міндетін атқарады.

Бұл кешеннің тікелей атқаратын қызметтері:

- айналымдағы бұрғылау тізбегі мен тәлді жүйенің (тіреуіш табанының рөлі) айналмайтын келімді-кетімді қозғалыс элементтері арасындағы байланыстырушы құрал қызметін атқару;

- арынды шлангасымен ұршықтың айналмайтын арынды құбыры арқылы ұршықтың айналмалы оқпанына және әрі қарай үстіңгі арынды тығыздағышпен саңылаусыздандыра отырып, айналмалы бұрғылау тізбегіне жуу сұйығын жоғарғы қысыммен өткізуді қамтамасыз ету;

- айналу жиілігі 50-300 айн./мин болатын роторлы бұрғылау кезінде, тау жыныстарын бұзу үшін бұрғылау тізбегі мен қашауды айналдыру, түптік қозғалтқыштармен бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегінің айналуын тоқтату үшін реактивті моментті қабылдау, бұрғылау тізбегінің ұңғыға тіреліп қалуының және қармаулардың алдын алу үшін бұрғылау тізбегін баяу жылдамдықпен (10-30 айн/мин) бұру, ұңғыда апатты жұмыстар жүргізіліп жатқан кезде бұрғылау тізбегінің айналуын қамтамасыз ету – ұңғыда қалдырылған металдық заттардың (қашау шарошкалары, қалақшалары, бұрғылау құбырлары ұшының сынықтары және т.б.) фрезерлеу, ұңғы түбінде метчиктермен жұмыс істеу және т.б.

Ұңғыны бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегін ұзартуға көп уақыт кетеді. Оның басты себебі мынадай операциялардың орындалуымен тығыз байланысты: бұрғылау сораптарының және бұрғылау ерітіндісі циркуляциясының тоқтатылуы, бұрғылау тізбегін бағыттаушы құбырдың (квадрат) биіктігіне дейін көтерілуі, оны бұрғылау тізбегінен шешіп алу, бағыттаушы құбырдың шурфқа енгізілуі, бұрғылау құбырының көтерілуі және оның бұрғылау тізбегімен байланыстырылуы, бұрғылау тізбегінің көтерілуі және оның ұңғыға түсірілуі; ұршықтың бағыттаушы құбырмен бірге көтерілуі және соңғысының бұрғылау тізбегімен байланыстырылуы, бұрғылау сораптарының іске қосылуы және жуып-шаюдың жаңартылып, бұрғылаудың жалғастырылуы.

Бұрғылау тізбегін ұзарту операцияларын орындамас бұрын ұңғыны қосымша жуумен қамтамасыз етпеген жағдайда, ұңғының оқпанындағы бұрғылау

сұйығының құрамындағы бұрғыланған тау жыныстары ұңғы түбіне шөгіп, аспаптың жұмысын ауырлатып, тіпті ұстап қалуы да мүмкін.

Күштік ұршықтың үстіңгі жетегінің жасалуы, жұмыстың жүргізілуі кезіндегі төтенше жағдайлардың болмауын қамтамасыз ете отырып, әрі бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегін ұзарту уақытын едәуір азайтады. Бұрғылау тізбегін айналдыруға арналған жабдықтар кешенінің сипаттамалары ең алдымен, қашауға түсетін жүктемеге, айналу жылдамдығына және жуу сұйығын ұңғы түбіне жеткізуге байланысты болатын бұрғылаудың тиімді режимін қамтамасыз ету болып табылады. Бұл параметрлер реттелетін болуы керек және әр жағдайда олардың қатынасы бұрғылаудың нақты шарттарына қарай таңдалады.

Қашауға түсетін күш оның шектік өлшемдеріне, бұрғыланушы тау жыныстарының физико-механикалық ерекшеліктеріне, олардың орналасуының геологиялық шарттарына, ұңғы түбін бұрғыланған тау жыныстарынан тазарту шарттарына және т.б. факторларға байланысты болады. Қашауға түсірілетін ең үлкен өстік жүктеме, қашаулардың номенклатуралық каталогында көрсетілген қашауға түсірілетін шектік жүктеменің 20-80 % құрайды. Қашауға түсірілетін өстік жүктеменің мөлшерін таңдаған кезде, оны қалқымалы түрде реттеу мүмкіндігі аса маңызды болып келеді. Яғни, беріліс жылдамдығын 0-100 м/сағ. аралығында реттей отырып, қашауды ұңғы түбіне бірқалыпты жеткізуді қамтамасыз ету мүмкіндігінің болуы. Роторлы бұрғылау кезіндегі бұрғылау тізбегінің айналу жиілігі 30-300 айн/мин., бұл жағдайда айналу жиілігі бірқалыпты реттелген ротор үстелінің жеке жетегі таңдалады.

Бұл қызметтердің орындалуы үшін бұрғылау қондырғысының құрамында мынадай жабдықтар болады:

- ұршық – айналымдағы бұрғылау тізбегін асып қоюға, қысыммен айдалатын бұрғылау сұйығының, газ немесе олардың қоспаларының салмағымен қоса ұстап тұруға және оны оқпаны арқылы ішінен өткізуге арналған қондырғы;
- ротор – вертикальді өс бойымен ұршық және бағыттаушы құбырмен келіміді-кетімді орын ауыстыратын бұрғылау тізбегін ұстап тұруға, айналдыруға және айналу моментін беруге арналған.

Соңғы кездері терең ұңғыларды бұрғылау кезінде көлбеу бағытта бұрғылауда және теңіздегі бұрғылау қондырғыларында ұршық ротормен біріктірілген жоғарғы жетек (күштік ұршық) кеңінен қолданылады және бұл қондырғы тәл блогына ілінеді. Бұл жағдайда бұрғылау тізбегі тікелей күштілік ұршығының оқпанына жалғанады да, оған арынды шланга арқылы бұрғылау ерітіндісі және айналдыру қозғалтқышы үшін энергия жіберіледі. Күштілік ұршығын ауыстыру кезінде реактивті момент қабылдануы үшін реактивті күшті мұнараға беретін сырғақ тағайындалған. Күштілік ұршықты қолданылу бағыттаушы құбырды қажет етпейді, бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегін ұзартуды тездетеді және бұрғылау еденінде бос орын болады.

8.2 Ұршықтар. Тағайындалуы, құрамы, құрылымына қойылатын талаптар, параметрлері, құрылымы

Жоғарыда айтылғандай, ұршық айналмалы-ілгерілемелі қозғалысты бұрғылау тізбегі және айналмайтын тек ілгерілемелі қозғалысты тәлді жүйесі мен бұрғылау (арынды) шлангасы арасындағы звено болып табылады.

Ұршық, бұрғылау тізбегінің салмағынан болатын жүктемені қабылдап, оларды ілмекке немесе тәлді блоктың ілгішіне беретін штропты корпустан тұрады. Ұршық корпусына, ұршықтың оқпанына ілінген бұрғылау тізбегінің еркін айналуын қамтамасыз ететін тербелу мойынтрагін орнатылған. Үстіңгі бөлігіне, бұрғылау ерітіндісінің бұрғылау тізбегінің ішіне кіруін қамтамасыз ететін жоғарғы қысымды тығыздау құрылғы орнатылған. Ұршықтың оқпаны екі роликті радиальді мойынтрактермен тұрқыға орталықтандырылады. Тұрқыда сонымен қатар, көмекші тірек орналасқан (әдетте ол шарикті-тіректі мойынтрак). Тұрқыда, мойынтракті майлауға арналған майлау ваннасының саңылаусыздығын қамтамасыз ететін екі май сальнигі (астыңғы және үстіңгі) қондырылады. Ұршықтардың құрылымы төмендегі талаптарға сай болуы тиіс:

- максимальді күш түскен жағдайда, сыну немесе пластикалық деформацияларды бодырмайтын, ұстап тұру бөлшектерінің беріктігін қамтамасыз ету;

- ұңғыны бұрғылау кезіндегі жұмыстардың ұзақтығы және тоқтаусыздығы;

- оқпанның жақсы орталықтандырылуын және мойынтіректердің жұмысқабілеттілігін қамтамасыз ететін корпустың қажетті мөлшердегі қаттылығы;

- айналмалы оқпан мен арынды құбырдың жалғанған жерінен бұрғылау ерітіндісінің шығынына жол бермейтін арынды сальнигінің саңылаусыздығы;

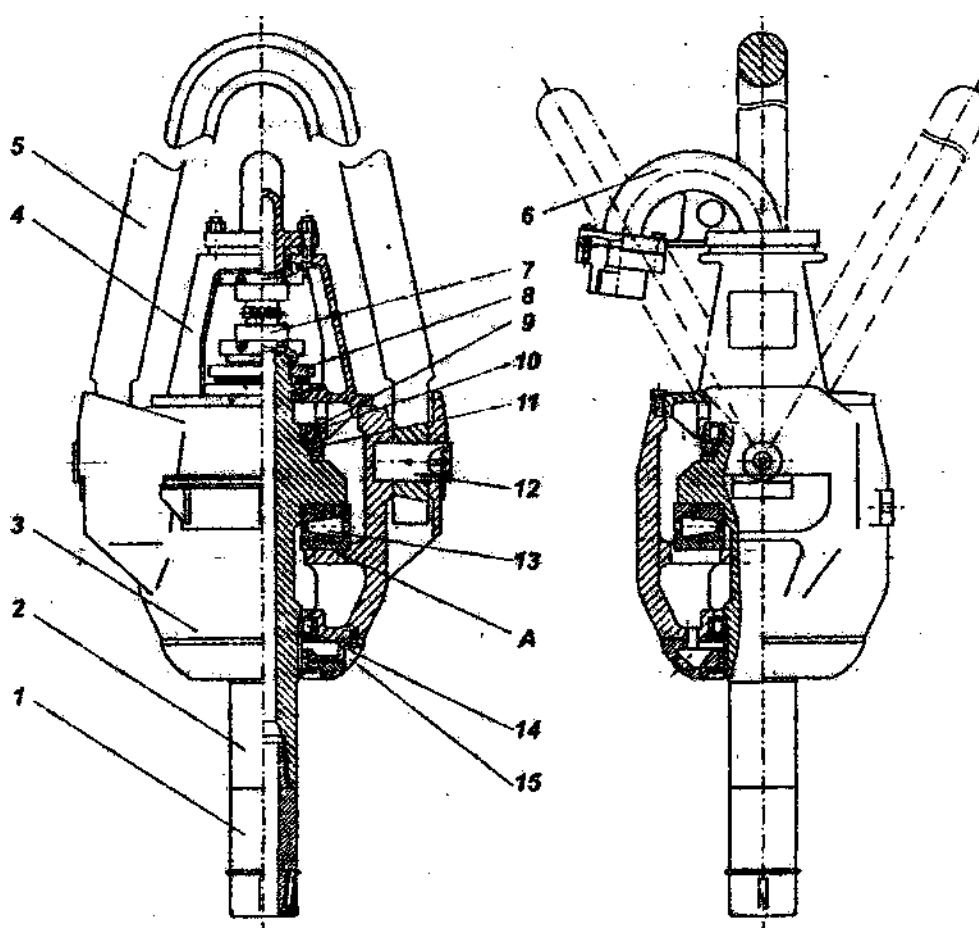
- корпустың майлау ваннасында майдың шығынына жол бермейтін май сальниктерінің саңылаусыздығы.

Ұршықтың параметрлері: ұршықтың оқпанына түсірілетін ең үлкен (статикалық) мүмкін жүктеме; негізгі тіректің динамикалық жүк көтергіштігі; ағыс бөлігінің бөлшектерінің беріктігін және жоғарғы қысым тығыздығының саңлаусыздығын сақтайтын бұрғылау ерітіндісінің ең жоғарғы қысымы; оқпанның ең үлкен мүмкін айналу жиілігі; бұрғылау ерітіндісін өткізуге арналған оқпан арнасының диаметрі; массасы және габариттері.

Ұршықтардың басқа да параметрлері ретінде мынадай байланыстырушы өлшемдерді айтуға болады: ілмекпен байланыстыру кезінде иілетін жердегі штроптың диаметрі; бағыттаушы құбырмен байланыстыруға арналған оқпанның құлыпты бұрандасының өлшемі; және бұрғылау шлангасымен байланыстыруға арналған байланыстырушы келтекұбырдың өлшемі. 8.1-кестеде ВЗБТ, Уралмашзавод «Нэйшенл» фирмасы тарапынан шығарылған ұршықтардың техникалық сипаттамалары көрсетілген. 8.1-суретте екі топтың бөлшектерінен тұратын УВ-250МА ұршығы көрсетілген: көтергіш қондырғысына байланысты (ілмекпен немесе автоматты элеватормен), айналмайтын және бұрғылау құбырлары тізбегіне байланысты және онымен бірге айналатын бөлшектер. Айналмайтын бөлшектер: ұршықтың корпусы 3, қақпақ 4, штроп 5 және отвод

6. Айналмалы бөлшектер: ұршықтың оқпаны 2 және жалғастырушы келте құбыр 1.

Ұршық корпусы, ұршықты штроппен 5 байланыстыратын валиктері 12 үшін ұршық корпусына жартылай кіргізілетін ойық жасалған кронштейндері бар болат құйма болып табылады. Бағыттаушы құбыры бар (квадраты штангасы бар) ұршық шурфқа бекітілген болса, ұршық корпусының кронштейні штропты көтергіш қондырғыға байланыстыруға ыңғайлы болатындай етіп мықтап орналастырады. валиктер 12 көлденең орын ауысудан қорғалады және ұршық корпусына пісіріліп бекітілген, валиктердің бүйірінде орналасқан, көлденең тесіктерге кіретін тоқтатқышты тақтайшалармен (планкамен) бұрылады. Үйкелетін беттерге май жүгірту үшін валиктердің бүйірінде тесіктері мен бұрандалары болады.



8.1-сурет. УВ-250МА ұршығы

Ұршық корпусының іші, ұршық 2 оқпаны арқылы бұрғылау тізбегінен болатын күшті қабылдайтын, негізгі роликті мойынтірек 13 орнатылатын сақиналы алаңы болады. Корпустың төменгі жағында роликті мойынтіректі 14 бекітуге арналған ойық орналасқан. Қақпаққа 4 бекітілген роликті мойынтірекке 14 ұқсас мойынтірегі 9 бар ұршықтың оқпанын

орталықтандырады. Мойынтіректің сыртқы ойығы, ұршық корпусындағы сақиналы ойыққа орналасқан серіппелі сақинамен бекітіледі. Ұршық корпусы астыңғы қақпақпен 15 жабылады. Корпустың астыңғы жағында май ваннасынан майдың ағып кетуіне жол бермейтін тығын орналасқан. Ұршық корпусы үстінен, ұршықтың оқпанын орталықтандыратын мойынтірек 9 бекітілген қақпағы 4 жабылады, ал үстіңгі жағында – корпустың ішкі қабатын бұрғылау ерітіндісінен, ластанудан сақтайтын манжетті төлке 8 орналастырылған. Ұршық фланцына, қақпағына 4 бекітілген мойынтіректің 9 сыртқы ойығымен үстінен бекітілген тіректі мойынтірегі 11 орналастырылған. Бұл мойынтірек ұршықтың оқпанын тігінен бекітеді және ұңғыларды өткізу кезінде кездесетін вертикальді күштерді қабылдайды. Оқанның фланцына бекітілетін стаканының 10 көмегімен мойынтіректердің үстіңгі орталықтандырушы мойынтірегі мен тіректі мойынтірегін майлауға арналған майлы ванна пайда болды. Отвод 6 және қақпақ 4 арасына, тез шығарылатын тығынның 7 үстіңгі гайкасына бекітілетін ойық тығын қыстырылған. Тез шығарылатын тығынның астыңғы гайкасы ұршықтың негізгі бөлігінің ойық жеріне жалғанады. Ұршық корпусының қақпағының үстіңгі жағына, ұршыққа бұрғылау ерітіндісін жіберуге арналған иілгіш шланга бекітілген отводы 6 орнатылған. УВ-250МА ұршығында қолданылатын тез шығарылатын тығын тұрақты отводынан 6 айналмалы оқпан арнасына 25 МПа қысымымен бұрғылау ерітіндісінің жеткізіліп тұруын және тозған тығыздау бөлшектерін тез ауыстырылуын қамтамасыз етеді.

УВ-500МА ұршығының ерекшелігі, онда негізгі тірегі 3 ретінде тұрақты төменгі сақинаның тіректі үстіңгі қабатында бұртсыз горизонтальді тегіс (351468 А SKF Швеция) роликті конусты мойынтірек (8.2-сурет) қолданылғандығы болып табылады. Корпусының 2 конструкциясы және негізгі тіректің астындағы тіректі шығынқы жері мойынтіректің жұмысын жақсарту үшін берік және қатты етіп жасалынған. Ұршық оқпанында 4 радиалды 5 роликті 17 мойынтіректерімен корпусқа орталықтандырылады. Үстіңгі жағында тез шешілетін тығынмен жалғауға арналған бұранда бар. Оқпанның астыңғы жағында жалғастырушы келте құбыр арқылы бағыттаушы құбыр мен бұрғылау бұрғылау құбырлары тізбегімен жалғауға арналған құлыпты (сол жақ) бұранды бар.

Көмекші тіректі мойынтірегі 16 (8164Л ГОСТ 6874-75, 320x400x63) ұршықтың айналмайтын бөліктерінің салмағын, сонымен қатар, ұңғыны бұрғылау кезінде төменнен жоғарыға бағытталған соққы күштерін қабылдайды.

Тез шешілетін тығыздау (8.3-сурет) 40МПа максималды жұмыс істеу қысымына бейімделген және бұрғылау кезінде бұрғылау ерітіндісінің ағып кетуін болдырмау қызметін атқарады. Тығыздау конструкциясы, тікелей бұрғылау бөлшектерін ауыстыруды талап ететін тез тозатын бөлшектерден тұратындықтан, оларды ауыстыру жұмыстарын жеңілдету және ауыстыру уақытын қысқарту үшін тығыздау конструкциясы тез шешілетін етіп жасалынған.

Тығыздау, ішінде манжеттері 13 және құбыры 12 орнатылған айналмалы корпусынан 2 және айналмайтын корпусынан 4 тұрады. Құбырдың үстіңгі жағында шеткі манжеті 6 отводтың шеті мен сақиналары арасындағы ашық жерді саңылаусыздандырады. Мұржа мен негізгі бөлік арасындағы астыңғы жақта, жуу сұйығының ішкі арнадан ағып кетуіне жол бермейтін тығыздау манжеті 15 бар.

Ұршықтардың техникалық сипаттамалары

Параметрлер	ВЗБТ		Уралмашзавод				«Нейшенл»Фирмасы (АҚШ)				
	Р -360С	Р -500	Р -560	Р -700	Р -950	Р -1260	С -175	С -205	С -275	С -375	С -495
Рауалы күшсалмақ, МН: -статистикалық -айналу жиілігі 100айн/мин	1 ,25	2 ,5	4 ,0	5 ,0	8 ,3	8, 0	2 ,22	3 ,12	3 ,45	79 ,79	12 ,12
Ротор үстеліндегі статикалық айналдыру моменті, кН·м	1 ,2	1 ,78	1 ,78	1 ,3	2 ,2	3, 2	1 ,11	1 ,49	1 ,23	87 ,87	02 ,02
Үстелдің ең үлкен айналу жиілігі, айн/мин	1 2,3	3 5	-	8 0	20	1 80					
Үстелдегі тесік диаметрі, мм	2	2	50	2 50	3 50	3 50	4 50	4 50	4 50	50	50
Шартты бұрғылау тереңдігі, м	00	50	5	50	50	50	4	5	5		
Үстел өсінен жетектік жұлдызша тістерінің бірінші қатары жазықтығына дейінгі арақашықтық, мм	3 60	5 60	60	7 00	7 50	1 260	45	21	99	53	257
Конустық жұптың беріліс саны	1 250	2 500	000	4 000	5 000	1 2500	2 300	5 000	5 300	000	0000
Максималь қуат, кВт											
Габариттері, м: - ұзындығы - ені - биіктігі	- 3 ,15	1 350 3	353 3	1 353 3	1 353 3	1 651 3,	1 353 ,16	1 353 ,14	1 353 ,16	353 ,60	353 ,93
		,05		,61	,61	,81	96				

Массасы, т Май ваннасының сыйымдылығы, л	2	3	3	2	3	2	3	2	3	20	20	00
	00	2	70	70	00	00	6	50	80			
	1	2	2	2	2	2	2	2	2	38	43	94
	,392	2	,31	,27	,42	87	2,	,30	,33	,38	,43	,94
	0	1	,209	,62	,42	2,	,28	,43	,60	,79	,18	
	,924	1	,35	,54	,85	18	0,	,59	,64	,70	,71	,81
	0	0	,75	,68	,75	78						
	,560	0	,745									
	1	5	,8	,8	,0	9,	,32	,48	,45	,71	1,59	
	,53	4	,075	,8	,0	46	-					
-	2				9							
			5	5	2					0	0	0

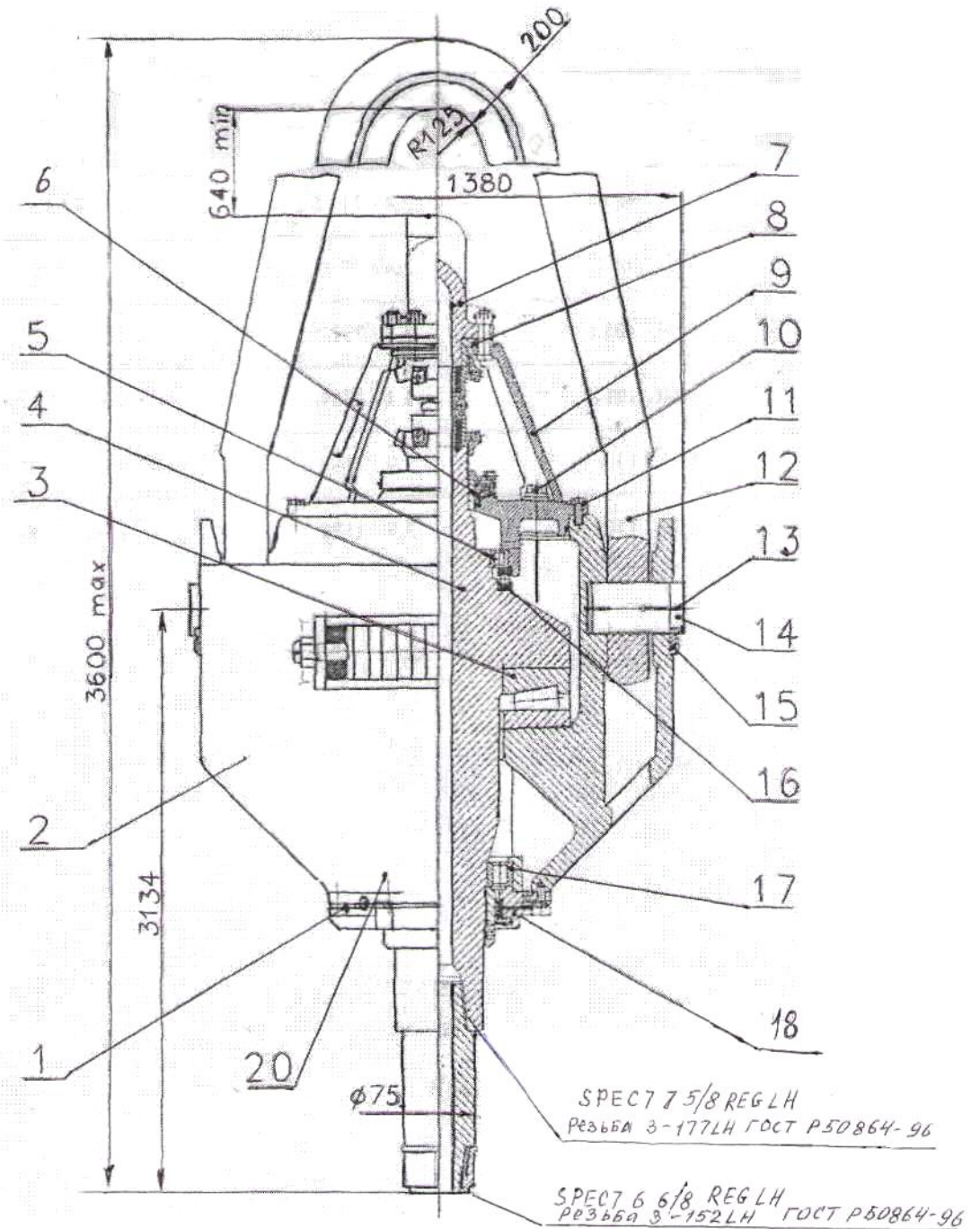
8.2-кесте

Ұршықтың негізгі тірегінің роликті тіреулік мойынтіректерінің сипаттамалары

Роликті тіреулік мойынтірек типі	Шартты белгіленуі	Ұршық типі	Мойынтірек өлшемдері, мм			Тербелу денесі		Жүккөтергіштігі, МН		Шектік айналу жиілігі, айн/мин	Масса, кг
			с			Өлшемдері $d_p \times l$	аны	Ста-ти-калық C_{oa}	Динамикалық C_a		
Кон	19742	У6-	2			45x10		6,9	2,	25	1

ус индр ра	Цил Сфе	49742	ШВ14-160М	10	60	22	0	4	7,28	32	0	07	
		6-19744	У6-ШВ14	2			36x10			8,27	2,	25	1
		ХМУ	УВ-	10	60	22	0	0		9,55	38	0	10
		6-19752	250МА	2			31x10			14,6	3,	30	1
		ХУ	УВ-	20	00	25	0	0	2		51	0	33,5
		6-19760	320МА	2			37x11			40,0	4,	30	2
		ХУ	УВ-	60	80	32	5	0	-		23	0	17,5
		SKF	450МА	3			42x13			10,4	6,	20	3
		35468 А	УВ-	00	70	70	0	1		4,62	16	0	42
		889752	500МА	3			-			4,39	7,	35	3
		И804	-	47,5	10	60	-			9,6	81	0	45
		9039364	У6-300	2			66x10				-	10	-
		х	БУ-75БР	60	40	32	8	6			4,	0	1
		9039452	БУ-75БР	3			55x70				1	10	85
		-	УДР	80	70	75	-	5			1,	0	1
					60x80				89	50	12		
		20	00	09					2,	0	1		
						0			47	50	10		
		60	80	32					3,	0	1		
									5	50	28		
		60	80	40						0			

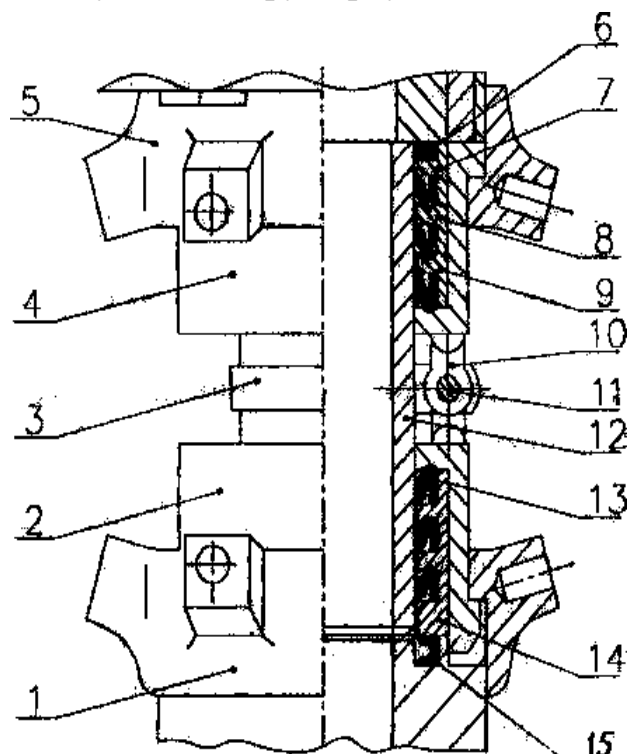
Е с к е р т у: d_p – роликтің ең кіші диаметрі, l – роликтің ұзындығы.



8.2-сурет. УВ-500МА ұршығы:

- 2 - корпус; 3 – негізгі тірек; 4 – оқпан; 5,17-радиалды роликті подшипник;
 6 – майлы ваннаның үстіңгі тығыны; 7 - отвод; 8 – төлке; 9 - қақпақ;
 10-май көрсеткіші; 11- төсем; 12-штроп; 13-майқап (масленка); 14-өс;
 15-тақтайша; 16 – көмекші тірек; 18 - қақпақ; 19 - жалғастырушы келте құбыр; 1,20 – май төгу тығындары

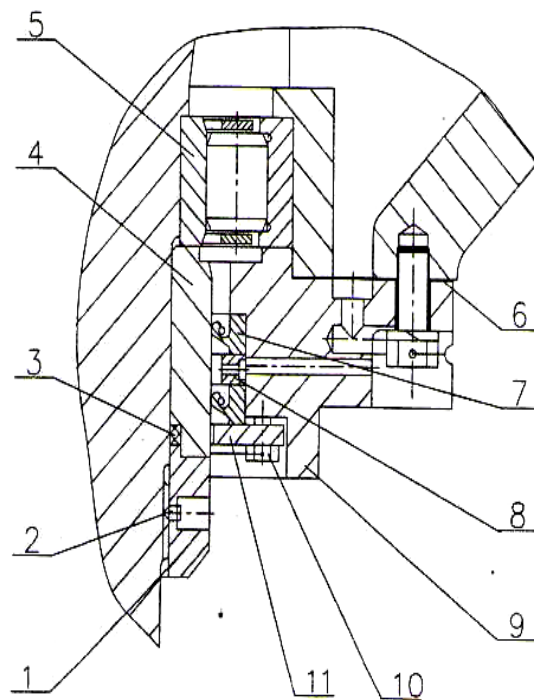
Құбырда 12 тарту болтының 11 көмегімен қамыт 3 бекітілген төрткілше (сухарь) 10 қондырылған. Төрткілше корпустардың бүйіріндегі шығыңқы жерлерінің 2 және 4 біреуімен кезектімен ілініседі. Сондықтан, құбыр таңдауға байланысты айналмалы немесе қозғалмайтын корпуспен жалғануы мүмкін, яғни, ол айналмалы корпуспен 2 бірге айналуы немесе корпуспен 4 бірге қозғалыссыз қалуы мүмкін. Бірінші жағдайдағы айналмалы бөлшектер арасын саңлаусыздандыру корпусының 4 манжеттерімен, екінші жағдайдағы қозғалмайтын



бөлшектер арасындағы саңлаусыздандыру корпусының 2 манжеттерімен қамтамасыз етіледі.

8.3-сурет. Тығыздау құрылғысы:

1,5-гайкалар; 2,4 - корпустар; 3- қамыт; 6 - бүйірлік манжет; 7,8,9,14 -сақиналар; 10 – төрткілше; 11-бекіту болты; 12-құбыр; 13-манжет; 15 - манжет



8.4-сурет. Май ваннасының тығыны:

1 - гайка; 2 - тоқтатқыш бұрама; 3 – тығыздау сақинасы; 4 – төлке; 5 – радиальді роликті цилиндрлі подшипник; 6 – паронитті төсем; 7 – севонитті манжет; 8 - аралық сақина; 9 - қақпақ; 10 - болт; 11 – қысу сақинасы

8.4-суретте, қақпақ 9, екі севонитті манжет 7, аралық сақинасы 8 бар май ваннасының төменгі тығыздалуы көрсетілген. Манжеттер астыңғы жақғынан қысу сақинасымен 11 және болттарымен 10 қысып бекітілген. Орталықтандырылған подшипниктің ішкі ойығы 5 төлкемен 4 және гайкамен 1 тоқтатқыш бұрамамен 2 бекітіледі. Төлке 4 пен оқпанның арасындағы саңлаудан майдың ағып кетуіне жол бермеу үшін арасына тығыздау сақинасы 3 орнатылған. Ұршық корпусы мен қақпақтың арасындағы саңлауды тығыздау үшін паронитті тығыны орнатылған.

8.2.1 Күштік ұршықтар

Құрылымдық сұлбасы бойынша күштік ұршықтар, ұршықтың жұмысын жетекші бұрғылау құбырымен және ротормен біріктіретін механизм болып табылады.

Ұңғымаларды бұрғылау кезінде күштік ұршық оқпаны (жоғарғы жетек жүйесінде) бұрғылау тізбегі құбырымен тікелей бұралады және айналуы берілістер қорабы (төмендеткіштер) арқылы өз қозғалтқышынан бұрғылау тізбегіне береді. Бұрғылау тізбегін айналдыру электрқозғалтқышпен (гидроқозғалтқышпен) жүргізіледі, ал бұрғылау тізбегі құбыры құлыптық қысқышпен ұсталады. Күштік ұршықжуу сұйығын ұңғыма түбіне беру және соның көмегімен оны бұрғыланған жыныстардан тазарту үшін жуу сұйығын иілгіш жең, тығыздаушы-ұршық арқылы бұрғылау тізбегінің ішіне береді.

Көтеріп-түсіру операцияларын орындау кезінде бұрғылау құбырлары тізбегі күштік ұршық штропына ілінген элеватормен ұсталады.

Көтеріп-түсіру операцияларын орындау кезінде қиындықтар пайда болғанда жоғарғы жетек жүйесін қодану бұрғылау тізбегін сұйығымен қоса көтеруге, түсіруге немесе ары-бері жүргізуге мүмкіндік береді. Бұл кезде күштік ұршық оқпаны бұрғылау құбырының бұрандасына бұралады және бұрғылау тізбегін көтеру немесе түсіру жуу сұйығын берумен бір мезгілде жүргізіледі, бұл қатерлік жағдай мүмкіндігін маңызды төмендетеді.

Күштік ұршық кейінгі кездегі ұңғымаларды бұрғылау обылысындағы басты техникалық жетістіктердің бірі болып табылады. Бұндай жүйелердің негізгі артықшылығы, азғантай ұзындықтағы жекелеген бұрғылау құбырларымен және өтпелермен өсірудің болмауы және ұзындықтары 27 м және одан да ұзын свечалармен бұрғылау есебінен, ұңғыма өткізу уақытын маңызды қысарту болып табылды.

Керн алумен свеча ұзындығын өсірмей бір құбырмен бұрғылау кезінде керн сапасы жақсарады және рейстер саны азаяды.

Әдетте күштік ұршықтар бұрғылаушы пультінен басқарылатын құрылымына енгізілген механикалық шарлы кранмен жабдықталған, ол мұнай-газды өнімдік қабатты ашу кезінде болатын ұңғымадағы мұнай-газ байқалуына жылдам көңіл аударуды қамтамасыз етеді.

Механикаландырылған шарлы кранның болуы бұрғылау және көтеру немесе түсіру кезінде кері лақтыруларды басқару пультінен тікелей бұрғылаушының өзі-ақ болдырмауына мүмкіндік береді.

Күштік ұршықтарда бұрғылау немесе шегендеу тізбектерінің бұрандалы қосылыстарын бұрау кезінде құлыптық қосылыстардың бекітілу моменттерін жеткілікті дәлдікте реттеуге мүмкіндік бар, ол бұрғылау тізбегін өте жақсы басқаруға және қызмет мерзімін ұзартуға әсерін тигізеді.

Горизонталь және көлбеу бағытталған ұңғымаларды бұрғылау кезінде күштік ұршықтарды қолдану ұңғымада бұрғылау тізбегін бағыттауға және ұңғыманы өткізу бағытын бақылауға кететін уақытты азайтуға мүмкіндік береді.

Жоғарғы жетек жүйесін қолдану құралды түсіру, бұрғылау және құралды көтеру кезінде бұрғылау тізбегін айналдыру және ұңғыманы жуу операцияларын бірге жүргізуге мүмкіндік береді. Бұндай технология ұңғымада құралдарды қармау санын минимумге жеткізуге мүмкіндік береді.

Күштік ұршықты қолдану жетектеуші құбырсыз және роторсыз жұмыс істеуге мүмкіндік береді. Соның арқасында бұрғылау бригадасы бұрғылау тізбегін өсіру, бұрғылаудан бұрғылау құралдарын түсіру немесе көтеру операцияларына өту кезінде ұршықты жетектеуші құбырмен бірге шурфқа тасымалдау жұмыстарына шығындалатын уақыт қысқарады.

Маңызды факторлардың бірі бұрғылау бригадалары жұмыстарының қауіпсіздігін қамтамасыз ету болып атбылады. Бұрғылау процесінде бұрғылау алаңындағы айналатын бір ғана құрал жылтырқабырғалы бұрғылау құбыры болады, бұл жұмыс қауіпсіздігін маңызды арттырады. Бұрғылау бригадасы жүргізетін қосулар санын азайту да қауіпті азайтады. Күштік ұршық оқпанын бұрау және бұрғылау ерітіндісі айналымын басқару қашықтан бұрғылаушы пультінен жүргізіледі. Жетектеуші құбырды ұршықпен бірге шурфқа және кері тасымалдаудың болмауы (жоғарғы жетекті жүйесіз қондырғыларда физикалық көп күш жұмсап, қолмен орындалатын) жұмыс қауіпсіздігін маңызды арттырады және бұрғылау бригадалары еңбегін жеңілдетеді.

Қазіргі сәтте күштік ұршық, бұрғылау бригадалары жұмысының қауіпсіздігін, геологиялық жағынан күрделі ұңғымаларды бұрғылау кезіндегі жұмыстардың қатерсіздігін, ұңғыманы өткізу жылдамдығын, жұмыс қолайлылығын жоғарғы дәрежеде қамтамасыз ететін бірден-бір жетілдірілген механизм болып табылады.

Жоғарғы жетектік жүйе құрылымдарының барлығында да элеватор жетегі тікелеі жүйеге немесе элеваторды жалғауға арналған құрылғы көмегімен бекітіледі. Көтеріп-түсіру операцияларын орындау кезінде ұршық тәл жүйесіне ілінеді. Бұл жағдайдың маңызы зор, әсіресе егер ұршық көмегімен орындалатын көтеріп-түсіру операцияларын жетектеуші құбыр шурфта орналасқан кездегі ілмекпен орындалатындармен салыстыратын болсақ. Кәдімгі тәсілдермен көтеріп-түсіру операцияларын орындаған кезде ұңғыма оқпанының тарылу жағдайлары болуы мүмкін. Олар жетектеуші құбырды қосуға және ажыратуға, қос құбырды шешуге және бұрауға шығындалатын қосымша уақытқа және қос құбырды көпіршеге лақтыруға жағдай жасайды.

Күштік ұршықтарды қоданғанда элеватор ұстап тұратын тізбекпен жылдам біріктіру, бұрғылау ерітіндісін айналдырумен бір мезетте тізбекті айналдыру қамтамасыз етіледі.

Құбырларды бұрау-шешу механизмі ретінде жүйеді құбыр кілті келтірілген. Құбырларды шешу жүйелері типтерінің құрылымдары әрқалай борлағанына қарамастан, олардың барлығы да құбырларды бұрау-шешумен

байланысты, әртүрлі жағдайларда қажетті, қосымша күш жасау үшін айналдыру моментінің номиналь шамасынан артық, айналдыру моменттерін беруді қамтамасыз етуге қабілетті.

Бұрау-шешу жүйесін басқару бұрғылауда кез-келген қалыптан қашықтықтан іске асырылуы мүмкін.

8.2.2 Күштік ұршықты сәйкес орналастырудың құрылымдық сұлбалары

Күштік ұршықтардың құрылымдық орындалуының мүмкін нұсқаларын шартты түрде екі бөлікке бөлуге болады: жетекті сәйкес орналастыру және іліну жабдықтарын сәйкес орналастыру. Жетек пен іліну жабдықтарының үйлесуінің нұсқалары 8.3-кестеде келтірілген. Онда сонымен қатар күштік ұршықтың бұрғылау процесінде орындауы мүмкін функциялары да көрсетілген.

Кестеде көрсетілгендей, жоғарғы жетек құрылымдары нұсқалары 30 жетеді, бірақ іс жүзінде 5-8 ғана іске асырылады. Іліну жабдықтарының құбырлар тізбегімен жалғастыруға және КТО орындауға пайдаланылатын түрлендірулері ең көп. Бұнда, атап айтқанда, диаметрлері әртүрлі бұрғылау және шегендеу құбырларымен, әрқалай құрылымдағы элеваторлар мен патрондармен жұмыс істеуге арналған жалғастарушы өтпелердің сан түрлі гаммалары қолданылуы мүмкін.

8.3-кесте

Күштік ұршықтардың құрылымдық нұсқалары мен орындайтын функциялары

Жетекті сәйкес орналастыру сұлбасы	Іліну жабдықтары	Іліну жабдықтары мен жетектің сәйкес орналастырылуын үйлестіру нұсқалары		
		Үй лестіру	Орындайтын функциялары	А тауы
1			5	
1-сұлба: ТҰ-ОТ-ЖҚ: тығыздауыш-ұршық (ТҰ), орнағылған төмендеткіш (ОТ), жетектік қозғалтқыш (ЖҚ)	Б-қысушы құрылғы А-ниппель		1. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 2. Бұрғылау снарядын айналдыру.	К үштік
			1. Бұрау үшін бұрғылау тізбегін қармау. 2. Бұрау (шешу). 3. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 4. Бұрғылау снарядын айналдыру.	Жоғарғы жетек

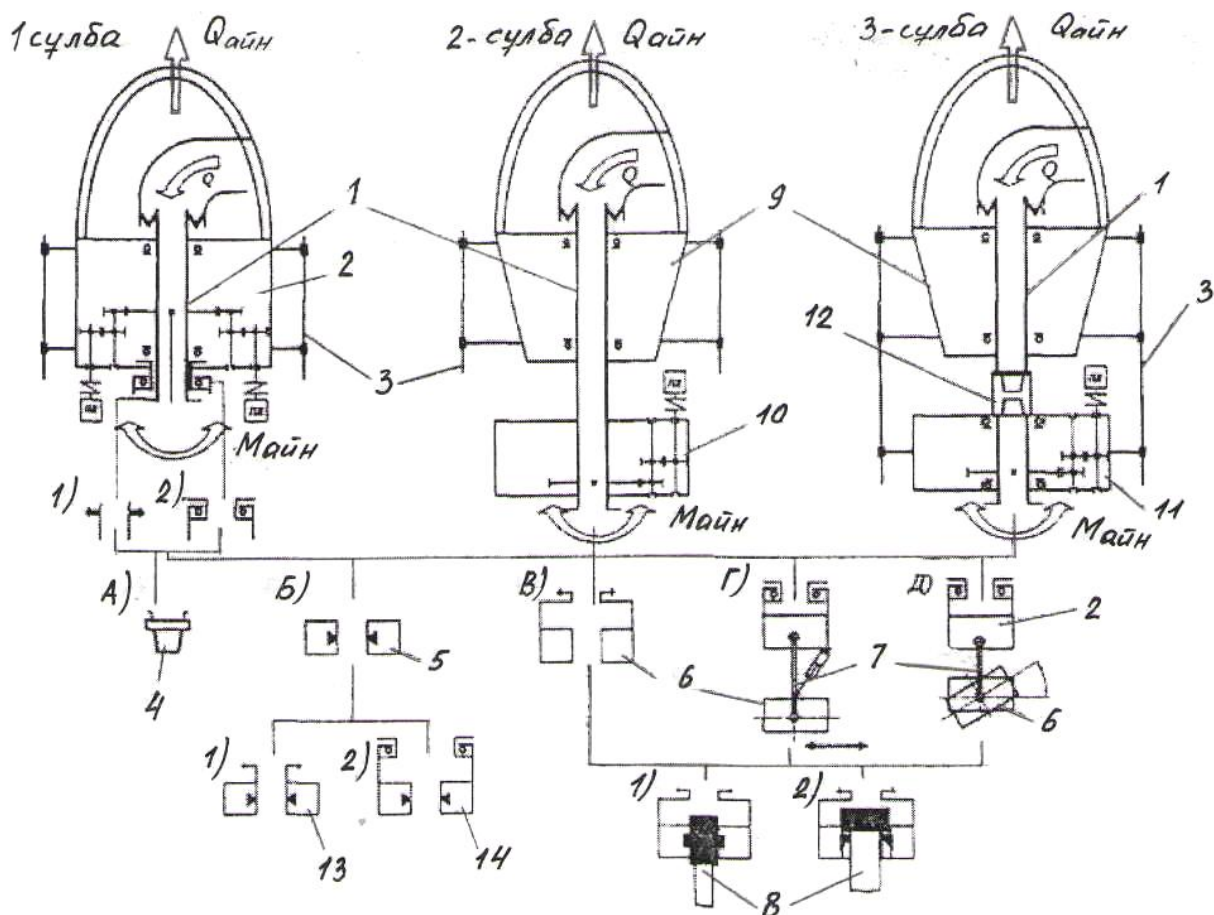
				1. Көтеру үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 2. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру.	
--	--	--	--	--	--

8.3-кестенің жалғасы

1	2			5	
2-сұлба: ТҰ-ҰШ-Т-ЖҚ тығыздауыш-ұршық (ТҰ), ұзартылған шпиндель (ҰШ), төмендеткіш (Т), жетектік қозғалтқыш (ЖҚ)	В-ұстауға арналған элеатор			1. Көтеру үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 2. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 3. Жинау	Жоғарғы жетек
		, Б		1. Бұрау үшін бұрғылау тізбегін қармау. 2. Құбырларды бұрау (шешу). 3. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 4. Бұрғылау снарядын айналдыру.	
3-сұлба: ТҰ (ст)-Ж-А(ст)-ЖҚ: тығыздауыш-ұршық (ТҰ) (стандарт), жалғастырғыш (Ж), айналдырғыш (А)	Г- жинауға арналған элеатор			1. Көтеру үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 2. Бұрау үшін бұрғылау тізбегін қармау. 3. Құбырларды бұрау (шешу). 4. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 5. Бұрғылау снарядын айналдыру.	Жоғарғы жетек
		, В		1. Көтеру үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 2. Бұрау үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 3. Құбырларды бұрау (шешу). 4. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 5. Бұрғылау снарядын айналдыру. 6. Құбырларды жинау	
	В-ұстауға арналған элеатор		, Г	1. Көтеру үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 2. Бұрау үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 3. Құбырларды бұрау (шешу). 4. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 5. Бұрғылау снарядын айналдыру. 6. Құбырларды жинау	Жоғарғы жетек
			, Б, В	1. Көтеру үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 2. Бұрау үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 3. Құбырларды бұрау (шешу). 4. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 5. Бұрғылау снарядын айналдыру.	

	Г- жинауға арналған элеватор		Б,Г	1. Көтеру үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 2. Бұрау үшін құбырларды (құбырлар тізбегін) қармау. 3. Құбырларды бұрау (шешу). 4. Ұңғыманы жуу үшін арынды магистральмен жалғастыру. 5. Бұрғылау снарядын айналдыру. 6. Құбырларды жинау	
--	------------------------------------	--	-----	---	--

Жоғарғы жетек сұлбасының іс жүзінде қолданылатын кең таралған үш нұсқасы 8.4-суретте көрсетілген. Сұлбаларда ҚҰ негізгі құрылымдық элементтері де (ұршық, қозғалтқыш, төмендеткіш) сәйкес орналастырылуында да, сондай-ақ бұл сәйкес орналастырылуында іліну жабдықтарымен жарақтандырудың мүмкін болатын нұсқалары да келтірілген. Бүкіл жоғарғы сәйкес орналастыру шартты түрде күштік жетек деп атайды. Іліну жабдықтары ретінде бұрғылау және көтеріп-түсіру операцияларын орындау кезінде жетекті бұрғылау құбырлары тізбегімен жалғастыруға арналған жарақтары қабылданған.



8.4-сурет. Жоғарғы жетекті сәйкес орналастыру сұлбасы:

- 1-шпиндель; 2-айналдырғыш; 3-бағыттағыш; 4-ниппель; 5-қысушы құрылғы;
 6-элеватор; 7-құбырлық манипулятор; 8-бұрғылау құбыры; 9-ұршық; 10-төмендеткіш;
 11-айналдырғыш (стандартты); 12-ұршық басы; 13-патрон; 14-құбыр қысқышы

1-сұлба айналдыруды және күшсалмақты симметриялы таратуға арналған төмендеткіш пен екі жетектік қозғалтқыш енгізіле орнатылған ұршық болып табылады. Ұршық аспа арқылы бұрғылау тізбегінің салмағын тәл жүйесіне береді. Бағыттағыштар реактивтік моментті қабылдауға және ұршықты жоғары және төмен (сәйкесінше көтеру және түсіру кезінде) жылжытуға арналған. Бұл кезде құбырлар тізбегіні салмағынан болатын күшсалмақ оқпан (шпиндель) арқылы ұршық тұрқына беріледі. Бұндай сәйкес орналастыру тұрқына төмендеткішті орналастырып, қажетті жүккөтергіштікті ұршықты пайдалануға мүмкіндік береді. Қолданылу обылысы: терең ұңғымаларды бұрғылау және ағымдағы және күрделі жөндеулер жүргізу.

2-сұлба төмендеткіш тістегершіктері қатаң отырғызылған, ұзартылған шпиндельді ұршық болып табылады. Төмендеткіш қозғалтқышпен айналдырылады. Бұрғылау тізбегінің салмағы тәл жүйесінің ілмектеріне ұршық аспасы арқылы беріледі, ал бағыттағыштар реактивтік моментті қабылдауға және ұршықты жоғары және төмен (сәйкесінше көтеру және түсіру кезінде) жылжытуға арналған. Құбырлар тізбегінен түсетін күш шпиндельмен қабылданып, ұршық тұрқысына беріледі. Бұл кезде төмендеткіш өстік күшсалмақ қабылдаудан босатылған. Ұзартылған айналдырықты (шпиндельді) және жетектік қозғалтқышты төмендеткішті қажетті жүккөтергішті ұршықтар пайдаланылады. Қолданылу саласы: жүккөтергіштігі шағын қондырғыларда күрделі жөндеулер жүргізу.

3-сұлба стандартты ұршықты жетектік қозғалтқышты стандартты айналдырғышпен біріктіру. Бұрғылау тізбегінің салмағы тәл жүйесінің ілмектеріне ұршық аспасы арқылы беріледі, ал ұршық пен айналдырғыш бағыттағыштары ұршықты жоғары және төмен (сәйкесінше көтеру және түсіру кезінде) жылжытуға арналған. Реактивтік момент ұршық бағыттағыштарымен қабылданылады. Айналдырғыш өстік күшсалмақты қабылдаудан босатылған, тек тек өз салмағы ғана қабылданады. Қолданылу обылысы: орташа және үлкен жүккөтергіштікті қондырғыларда күрделі жөндеулер жүргізу.

Атқаратын функциясына тәуелді, әрбір жүйеде іліну жабдықтары жинағы: ниппель (А), қысушы құрылғы (Б), көтеріп-түсіру үшін тек вертикаль жазықтықта ғана құбырларды (свечаларды) жылжытатын элеватор (В), түсіру-көтеру және қаластыра жинау үшін құбырларды параллель жылжытуға да, бұрыш жасай жылжытуға да арналған элеватор (Г). Қолданылатын құбырларға тәуелді қармаушы әрекетті элеватордың үш түрі пайдаланылуы мүмкін: кертілген жерден қармайтын (1), құлыптан (жалғастырғыштан) қармайтын және конус жалғастырғыштан (3) қармайтын.

Сұлбаларды таңдауды анықтайды:

- бұрғылау қондырғысы орындайтын жұмыстар түрлерімен және көлемімен;
- жетілдіруге шығындармен және кәсіпорын мүмкіншілігімен;
- бұрғылау кезінде жабдықтар орындайтын функциялардың қажетті санымен.

8.2.3 Ұршық элементтерін беріктікке және шыдамдылыққа есептеу

Ұршық оқпаны – ұршықтың ең жауапты бөлшектерінің бірі, өйткені оның сынуы ауыр қатерлерге әкелуі мүмкін.

Ұңғыманы өткізу процесінде бұрғылау тізбектері қысылып қалғанда және шегендеу құбырларын түсіру кезінде қиындықтар туындағанда ұршық оқпанына тізбек салмағынан асатын күшсалмақтар әсер етуі мүмкін. Бұл күшсалмақтарды статикалық ретінде қарастыру керек. Оқпанды есептеу кезінде статикалық күшсалмақ ретінде қарастырылатын ұршықпен жарақталған бұрғылау қондырғысы үшін ілмекке түсетін рауалы күшсалмақ Q_{don} қабылданады. Бұл жағдайда есептеулерде беріктік қоры коэффициенті (ағулық шегі бойынша) 1,3-тен кем емес деп қабылданады.

Бұрғылау процесінде тізбекті айналдыру кезінде ұршық оқпанына әсер етуші жұмысыық күшсалмақ $P_{p.б.}$:

$$P_{p.б.} = \left(1 + \frac{\rho_p}{\rho_T}\right) \sum q_i l_i + G_{ki} - P_{ди} + p_p \cdot f, \quad (8.1)$$

мұнда ρ_p және ρ_T - сәйкесінше бұрғылау ерітіндісі мен құбырлар материалдарының тығыздығы; q_i – отырғызылған бөліктер құлыптар ескерілген 1 м құбырдың салмағы, Н/м; l_i – салмақтары бірдей i -компоновка құбырларының ұзындығы, м; G_{ki} – бұрғылау тізбегінің i -ші құраушысының басқа элементтерінің салмағы, Н; $P_{ди}$ - i -ші интервалда қашауға түсетін есептік күшсалмақ, Н; p_p – сұйықтың есептік қысымы, Па; f – ұршық оқпаны қимасының ауданы, м².

Ұршық оқпаны қабырғаларындағы статикалық күшсалмақ кезіндегі кернеу σ_s (Па) созу күшсалмақтары әсеріне ұшырағын қалың қабырғалы ыдыстар есептелетін формуламен анықталады:

$$\sigma_s = \sigma_p + \sigma_t + \nu \cdot \sigma_r,$$

$$(8.2)$$

мұнда, σ_p есептік күшсалмақ Q_{don} әсерінен минималь қимадағы созушы кернеу, Па; σ_t - тесіктің ішкі бетіндегі кернеу, Па; ν – материалдың созу кезіндегі ағулық шегінің σ_{TP} сығымдау кезіндегі ағулық шегіне σ_{TC} қатынасы; σ_r – сұйық қысымынан болатын кернеу, Па.

Тесіктің ішкі бетіндегі кернеу:

$$\sigma_t = p_{pi} \frac{1+k^2}{1-k^2},$$

$$(8.3)$$

мұнда $k=r/R$ – ұршық оқпаны тесігінің ішкі радиусының r оның сыртқы радиусына R қатынасы $R=D/2$; D – оқпанның ең кіші сыртқы диаметрі, м.

Сонда (8.2) эквиваленттік кернеуді σ_{si} табамыз (Па):

$$\sigma_{si} = \sigma_{pi} + p_{pi} \left(\frac{1+k^2}{1-k^2} + \nu \right).$$

$$(8.4)$$

Ағулық шегі бойыншы статикалық беріктік қоры коэффициенті $S=\sigma_T/\sigma_3$ шамасы 1,65-тен кем болмауы керек.

Әдебиеттерде және завод есептеулерінде ұршық оқпанын төзімділікке есептеу ұсынылады. Төзімділігі бойынша қор коэффициенті бұл жағдайда мына формуламен анықталады:

$$n_a = \frac{\sigma_{-102p}}{\sigma_a \cdot K_{\sigma D} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

(8.5)

мұнда σ_{-102p} – агрессивтік ортада жұмыс істеген кезде төзімділік шегінің шектелуі, Па. Егер төзімділік шегін шектеу жөнінде дәл мәліметтер жоқ болса, онда қоспаланған орташа көміртектенген болаттар құймалары үшін $\sigma_{-102p}=0,28\sigma_B$ (σ_B оқпан материалының беріктік шегі, Па); σ_a – циклдің орташа амплитудасы, $\sigma_a=(\sigma_{max}-\sigma_{min})/2$; $K_{\sigma D}$ – бүкіл факторлардың төзімділік шегіне әсерін ескеретін коэффициент; ψ_{σ} – төзімділік шегіне цикл ассиметриясының әсерін сипаттайтын коэффициент; σ_m – циклдің орташа кернеуі, Па, $\sigma_m=(\sigma_{max}+\sigma_{min})/2$ (σ_{max} – циклдің максималь кернеуі, ол σ_3 -ге тең; σ_{min} – циклдің максималь кернеуі, $\sigma_{min}=\rho \cdot \sigma_{max}$, ρ – күшсалмақтың біркелкі еместігі коэффициенті, $\rho=0,6\div 0,8$).

Төзімділі бойынша беріктік қоры коэффициенті $n_a=1,3\div 1,5$ деп таңдалады.

Ұршық оқпанының шыдамдылық коэффициенті:

$$k_D = \frac{L_p}{L_K \cdot Z_C},$$

(8.6)

мұнда L_p – оқпанның есептік жұмыс істеуі, цикл, $L_p = N_0 \cdot \sigma_a^m$ (N_0 – циклдің базалық саны, ол 10^7 тең; m – жегілік ортадағы оқпан металының шаршау қисығы көрсеткіші, $m=6\div 9$); L_K – бір типтік ұңғыманы бұрғылау мерзіміндегі күшсалмақ циклдерінің жинақтық саны немесе бұрғылау тізбегі айналуының жинақтық саны; Z_C – есептік қызметмерзімі ішінде ұршықпен бұрғылануы керек типтік ұңғымалар саны.

Ұршықтың бүкіл қызмет мерзімінде жұмыс істеу циклі $N=10^4$ аспаса, онда максималь күшсалмағы есептеуде пайдаланылмайды. Бұрғылау тізбегі айналғанда бас тіректік мойынтіреkte пайда болатын реактивтік айналдыру моментін ескермеуге болады.

Оқпанды төзімділікке бұлай есептеу кезінде бұл есептеу әдісінің дұрыстығы мен тиімділігіне күмән туындайды. Оқпан айналдыру моментін жеткізетін және бір айналымда циклдік өзгертін июші кернеуге ұшырайтын білік емес. Ол айналдыру моментін жеткізбейді және бір айналымда циклдік өзгертін июші кернеу әсеріне ұшырамайды. Онда оқпанға әсер ететін созушы күшсалмақтың өзгеру сипатын, яғни вертикаль күшсалмақтың өзгеруінің және циклділігінің себебін қарастыру ғана қалады. Күшсалмақтың өзгеруінің бірінші себебі ұзындығына, яғни свеча санына, төменінің компоновкасына және қашауға түсетін күшсалмаққа тәуелді бұрғылау тізбегінің салмағының өзгеруі. Құбыр (немесе свеча) ұзындығына ұңғыманы бұрғылағанда оқпанға түсетін күшсалмақ тұрақты шама. Күшсалмақ бұрғылау тізбегін өсіргенде өзгереді және оның айналу жиілігіне тәуелді емес (қашауға күшсалмақ тұрақты болғанда). Күшсалмақ өзгеруінің циклдер саны ұңғыманы

бұрғылау кезіндегі бұрғылау тізбегін өсіру санына тең. Күшсалмақ өзгеруінің екінші себебі қашауға түсетін күшсалмақтың өзгеруі, ол қашау типөлшеміне тәуелді интервал сайын, ал интервал ішінде бұрғылаудың геологиялық шарттарына тәуелді өзгереді. Үшінші себебі бұрғылау процесінде бұрғылау тізбегінің дірілдеуі болып табылады. Бұл кезде тербелу процесінде кернеу амплитудасы бұрғылау тізбегінің салмағының жартысына жетуі мүмкін, ал қашаудың айналу жиілігі тізбек жиілігінен өзгеше болады.

Қазіргі кезде жоғарыда келтірілген факторларды ескере ұршық оқпанының жүктелу режимдерін есептеу әдістемесі жоқ, сондықтан оқпанды ілмектегі максималь күшсалмақ кезіндегі статикалық беріктікке ғана есептеген жөн.

Ұршық оқпанының сақиналық иықшасы статикалық күшсалмақ Q_{don} бойынша иілу мен кесілуге есептелуі мүмкін.

Ұршық оқпанының ішкі диаметрі шамасын нормаларға сәйкес қабылдау керек. Оқпандағы тесік диаметрлерінің өзгеруі кернеу шоғырлануын азайтатындай және гидравликалық соққылар туғызбайтындай жайдақ болуы керек. Сондықтан жаңа ұршықта жобалау кезінде оқпанның, арындық құбырдың және жеткізудің ішкі диаметрлерін оңтайлы таңдау керек.

Тұрқы цапфасы оқпан сияқты ең үлкен статикалық күшсалмақты қабылдайды. Цапфа ұзындығына біркелкі жүктелген консольдық немесе екі тіректі арқалық секілді иілуге және жаншылуға есептеледі.

Ұршық шторпы қисық өсті бағана сияқты әрекет етуші ең үлкен статикалық күшсалмаққа есептеледі. Шторптың жоғарғы қимасы және сақиналығы Ляме формуласымен қалың қабырғалы ақина сияқты есептеледі.

Ұршық тұрқысы пішіні күрделі болғандықтан беріктікке дәл есептеуге келмейді. Бірақ оны фигуралық қималы екі тіректі арқалық ретінде қарастырып, жуықтап есептеуге болады. қабырғалары мен қырларының қалыңдығын $12 \div 15$ мм кем қылмайды. Барлық өтпелер домалақтанады, құю кезінде отыру кемшіндері болмауы үшін қабырғаларын бірдей қалыңдықта құяды.

Ұршықтың арынды тығыздамасы. Жеке камераларды орналасқан өздігінен тығыздалатын манжеттерде ең үлкен түйісу қысымы жоғарғы қысым жағындағы бірінші тығыздамаға келеді. Манжета мен арындық төлке арасындағы түйісулік қысым есептік қысыммен p_p анықталады. Көп манжетті сығымдаушы тығыздамада, тәжірибе көрсеткендей барлық тығыздамалық сақиналар тығыздалатын беттер арасында түйісулік қысымдар жасайды, бірақ та ең соңғы тығыздамалық сақина көп жүктеледі.

Тығыздаманың сығымдаушы гайкасы қысым жасайтын өстік күшсалмаққа және тығыздаманы сығымдау күшіне есептеледі.

Арындық құбыр мен тығыздама тұрқысын жұқа қабырғалы ыдыс сияқты максималь сынау қысымы p_{pII} бойынша беріктікке есептейді. Қабырғаның қалыңдығы:

$$\delta = \frac{k_3 \cdot D \cdot p_p}{2\sigma_T}, \quad (8.7)$$

мұнда k_3 – қор коэффициенті, ол $1,2 \div 1,5$ тең; D – сыртқы диаметр, м; p_p – есептік ішкі қысым, Па; σ_T – арындық құбыр материалының ағулық шегі, Па.

Бұдан басқа арындық құбыр, оны мен тығыздаманың арақашықтық сақиналары араларында минималь саңылау қалатындай, сыртқы диаметрі бойынша деформацияға тексерілуі керек, өйткені саңылау шамасы шыдамдылығына және тығыздаушы манжеттер пішініне әсер етеді.

8.2.4 Ұршықтар тіреулері мойынтіректерін таңдау және есептеу

Ұршықтар мен роторлардың тербелу мойынтіректері МЕСТ 18854-94 және МЕСТ 18855-94 сәйкес есептеледі.

Ұршық тіреулері мойынтіректері. Ұршықтың бас тіреуі келтірілген эквиваленттік күшсалмақ бойынша шыдамдылыққа есептеледі. келтірілген эквиваленттік күшсалмақ мойынтірек нақты іс жүзіндегі жағдайларда уақыт бойынша айнымалы күшсалмақ әрекетінен жететін шыдамдылықты қамтамасыз ететін, шартты тұрақты күшсалмақ.

Шетелдерде ұршықтарды құрылымдау тәжірибесінде мойынтіректің қажетті динамикалық жүккөтергіштігін айналу жиілігі $n=100$ айн/мин, белгіленген қызмет мерзімі $L_n=3000$ сағ (бұл $18 \cdot 10^6$ циклге (айналымға) сәйкес келеді) үшін, АНИ стандарты бойынша $C_a=1,9P_a$ деп қабылдайды.

Ұршықтың негізгі тірегінің статикалық жүккөтергіштігі сенімділік қоры $n=1,2 \div 2,5$ ілмектегі рауалы күшсалмақтан артық болуы керек (2,5 – жүккөтергіштігі аз бұрғылау қондырғыларына, 1,2 – үлкен жүккөтергіштілерге).

Ұршық оқпанының тіреулік көмекші мойынтірегі оның айналмайтын бөлшектерінің салмағын қабылдауға, сонымен қатар ұңғыма түбіне болатын сілкулер мен соққыларды, әсіресе қатты және мықты жыныстарды бұрғылауда, қабылдауға арналған. Сондықтан мойынтіректің статикалық жүккөтергіштігін анықтау кезіндегі есептік күшсалмақ P_a (Н) мыныған тең:

$$P_a = k_{\sigma} \cdot (G_1 + G_2),$$

(8.8)

мұнда k_{σ} – қауіпсіздік коэффициенті (сілкулер мен соққыларды ескереді), ол $1,8 \div 2,5$ тең; G_1 – ұршықтың айналмайтын бөлшектерінің салмағы, Н; G_2 – бұрғылау арынды жеңінің $1/3$ бөлігінің салмағы, Н.

8.3 Роторлар құрылымы және жұмыс принципі

Ротор, бұрғылау қондырғысының негізгі қызмет етуші механизмдерінің бірі болып табылып, оның үстеліне орнатылатын бұрғылау және шегендеу тізбегінің салмағынан болатын жүктемені қабылдауға және бұрғылау тізбегін айналдыра отырып механикалық энергияны жер асты жетек арқылы қашауға жеткізуге арналады.

Ротордың негізгі атқаратын қызметтері мыналар:

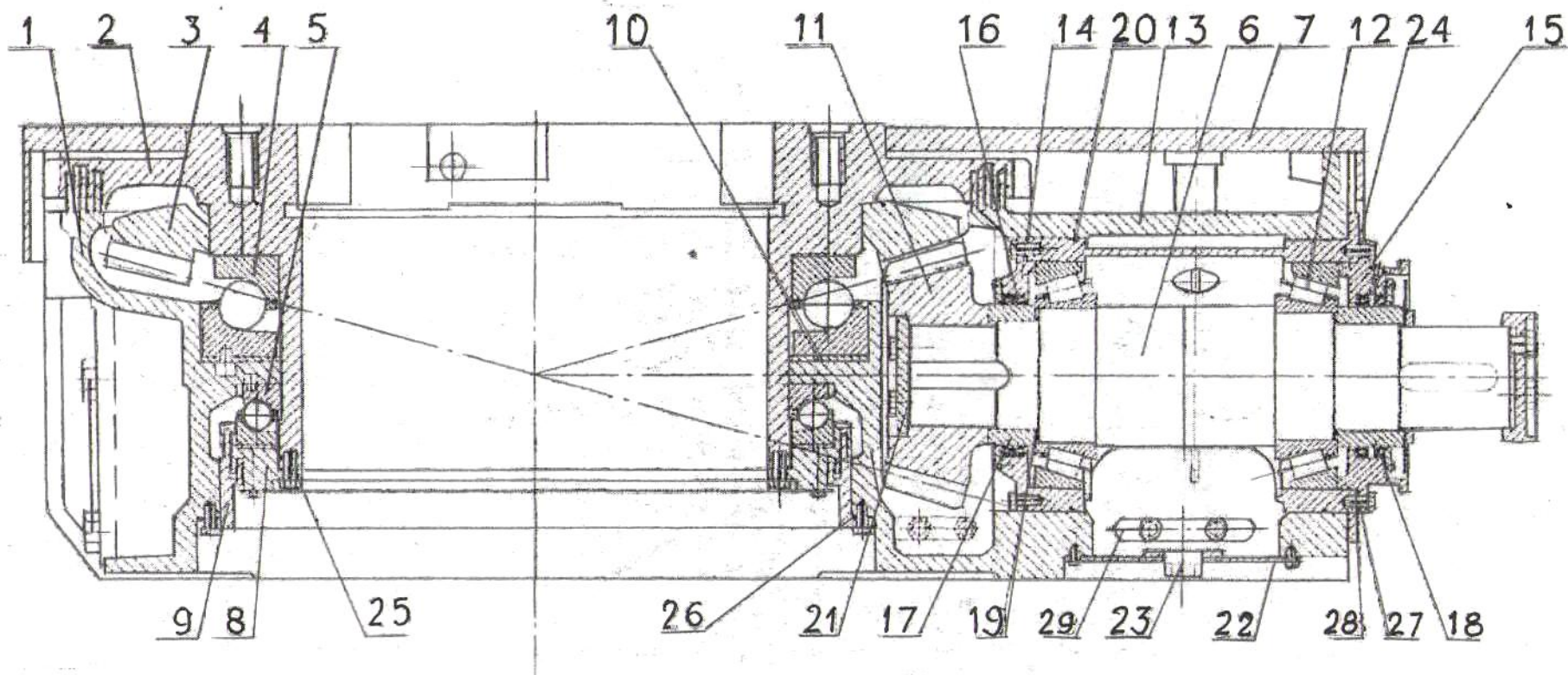
- белгілі бір бұрыштық жылдамдықтарда қашауға айналу моментін беру үшін ұңғыны роторлы бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегінің айналуы;
- ұңғыны түптік қозғалтқыштармен бұрғылау кезінде, бұрғылау тізбегін тоқтату арқылы пайда болатын реактивті моментті қабылдауы;

- түпте апаттық аспаптардың (жонғыштар, бұранда ойғыштар және т.б.) жұмыс істеу кезінде, сонымен қатар, ұңғыларды түптік қозғалтқыштармен бұрғылау кезінде бұрғылау тізбегінің «тоқтап қалуына» жол бермеу үшін бұрғылау тізбегінің айналыму жиілігін (≈ 10 айн./мин) азайтуды қамтамасыз ету;

- шегендеу тізбегін ұңғыға түсіру және КТО кезінде бұрғылау роторының үстеліне бұрғылау тізбегін орнықтырудан болатын вертикальді әсер ететін күштердің қабылдануы.

Ротор құрылымының сұлбасы 8.5-суретте көрсетілген. Оның негізгі элементтері мыналар: тұрқы 1, айналатын үстел 2, тісті тәж 3 (конустық беріліс доңғалағы), негізгі тірек (шарикті мойынтірек) 4, көмекші тірек 5, жинақтаулы түрдегі шапшаң жүрісті білік 6.

Айналдыру моменті шапшаң жүрісті біліктен 6 ротор үстеліне 2 конустық берілістің тісті тәжі (доңғалағы) 3 арқылы беріледі. Тәж үстелмен престеп отырғызумен біріктіріледі. Ротор үстелінде пайда болатын момент, көлденең қимасы квадрат (немесе алтыбұрыштық) жетекші құбыр және үстел тесігіне түсірілетін тез алынатын құрама ішпектер арқылы бұрғылау тізбегіне беріледі.



8.5-сурет. Ротор Р-700:

1-туғыр; 2-үстел; 3-тісті тәж; 4-негізгі тірек (тіреулік-радиаль шарикті мойынтірек); 5-көмекші тірек; 6-шапшан жүрісті білік; 7-жоғарғы қақпак; 8-төменгі қақпак; 9-қақпак; 10-реттеу сақинасы; 11-конустық тістегершік; 12-конустық роликті мойынтірек; 13-стакан; 14,15-фланец; 16-севаниттік тығыздау; 17,18-төлке; 19,20-сақина; 21-фланец; 22-қақпак; 23-конустық тығын; 24-аралық төсем; 25,26-резеңке шнур; 27-аралық төсем; 28-болт

Ротордың айналатын үстелі негізгі және көмекші тіректер көмегімен тұрқыда центрленеді.

Қазіргі кезде Уралмашзаводтан шығарылатын роторлардың құрылымдары бірдей, олар тек габариттік өлшемдерімен ерекшеленеді. Р-700 роторының тұғыры (8.5-сурет) көміртектендірілген болаттан құйылған, қорап пішінді қатты конструкция болып табылады. Ішінде негізгі және көмекші тіректерді орналастыратын үңгулері бар. Тік төртбұрыш тәрізді тұғыр жетектік білік орналастырылатын асты ашық цилиндр тамақшамен бітеді. Тұғырда РПС кронштейнін және тоқтатқыш механизмді орнатуға арналған алаңшалар бар.

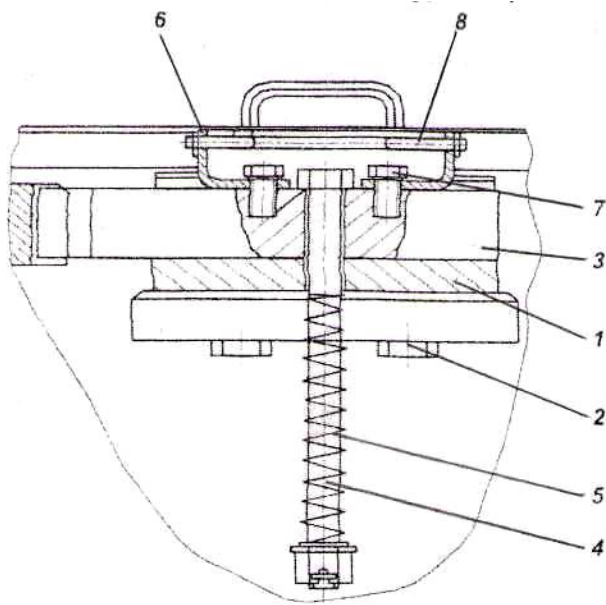
Үстел 2 болаттан құю әдісімен жасалған және бұрғылау құралдары мен шегендеу құбырлары тізбегін өткізуге арналған тесігі бар. Үстелдің жоғарғы бөлігінде вертикаль жылжудан тоқтатқыштармен сақтандырылған, айырылатын ішпекті, өтпелік төлкені немесе РПС корпусын орналастыруға арналған квадрат пішінді үңгулер бар. Үстел екі мойынтіректік тіреулерде – негізгі және көмекші – орнатылған. Олар тіреулік-радиаль шарикті мойынтіректер болып келеді. Негізгі тірекке бұрғылау немесе шегендеу тізбектерінің салмағынан болатын күшсалмақ түседі және ол реттеу сақинасында 10 орнатылған. Көмекші тірек бұрғылау процесінде ұңғыма түбінен әсер ететін вертикаль күштерді қабылдайды және төменгі қақпаққа 8 орнатылады. Үстел конустық тісті жұп арқылы айналысқа келеді. Негізгі тіректің жоғарғы сақинасы үстелге тартылып отырғызылған, ал төменгі сақина тұғырдың сақина оймасына еркін орнатылған. Сақина айналып кетуден дюбелмен сақтандырылған.

Көмекші тіректің жоғарғы және төменгі сақиналары айналып кетуден дюбелдермен сақтандырылған. Үстелдің жоғарғы бөлігінде тұғырмен бірге жоғарғы лабиринттік тығыздаулар жасайтын қырлар бар. Олар ротордың ішкі қуысына бұрғылау ерітінділерін түсірмеуге арналған.

Жетектік біліктің 6 бір ұшына шпонкамен конустық тістегершік 11, ал екінші ұшына – шынжырлы беріліс жұлдызшасы немесе кардан жалғастырғышы орнатылған. Білік екі роликті конустық мойынтірекпен стаканда 13 орнатылған. Стаканның орталық бөлігінде май ваннасының жырығы бар және ол екі жағынан да севаниттік тығыздаулы 16 қорғаушы фланецтермен 14, 15 жабылған. Төлкелер 17, 18 маңдайшаларына орнатылған тығыздаушы резеңке сақиналар 19 білік бойымен майдың ағып кетуін болғызбайды. Стакан тұғыр тамақшасына орнатылады, резеңке сақиналармен тығыздалып, болттармен бекітіледі. Тістегершікті өстік жылжулардан фланец 20 сақтандырады. Жетектік біліктің май ваннасы конус тығынды 23 қақпақпен 22 жабылған. Тісті ілінісуді реттеу реттеу сақиналары 10 және аралық төсемдер 24 көмегімен іске асырылады.

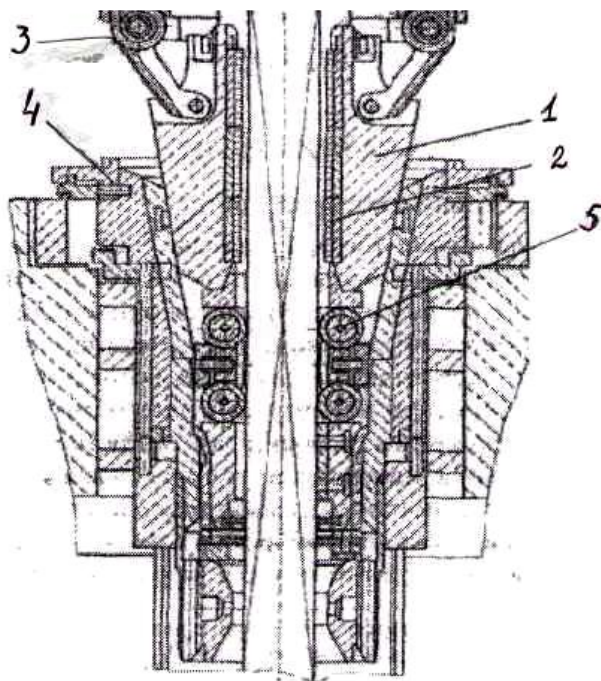
Жоғарғы қақпақ 7 айналыста болатын үстелді жабатын қорапша болып табылады. Қақпақтың сыртқы беті бұдырланған.

Төменгі қақпақ 8 және қақпақ 9 төменгі лабиринттік тығыздауышты және көмекші тіректің май ваннасын жасайды. Олар резеңке шнурлармен 25, 26 тығыздалған.



жоғарғы жағына тұтқы 8 орнатылған отбойник 6 болттармен 7 бекітіледі.

Тоқтату механизмін іске қосу үшін тұтқаны 8 жоғары жұмыс қалпына көтеріп, тұтқаның көмегімен шпонканы 3 жоғарғы қақпақ бетіне шығару керек. Шпонканы 180°



градусқа бұрап, шпонка шығынқысын үстел пазына кіргізеді де, тұтқаны босатады, сол кезде үстел тоқтатылады.

8.7-сурет. Роликті ішпекті ротордың пневматикалық сынасы:
1-сына; 2-плашка; 3-траверса; 4-ротор үстелі; 5-роликті қысқыш

Тоқтатушы механизм тұғырда арнайы алаңшада орнатылады және ротор үстелін тоқтатуға арналған (8.6-сурет). Үстелде тік бұрышты ойықтар бар, олардың көмегімен үстел әрбір 15° сайын тоқтатылуы мүмкін. Тоқтатушы механизм тұғырда болттармен 2 бекітілген корпуста 1 тұрады. Корпуста болтты 4 шпонка орналасқан. Болт шпонка үшін айналу өсі де, вертикаль жылжуларда бағыттаушы да бола алады. Болтта шпонканы корпуста ұстап тұратын сығымдау серіппесі 5 орналасқан. Шпонканың

Ротор екі ваннадан – тісті ілініс ваннасынан және жетектік білік ваннасынан майланады. Негізгі тірек тісті ілініс ваннасынан шашыратумен майланады, май негізгі тіректен көмекші тірекке өтеді, ал артық май арнайы терезеден тісті ілініс ваннасына қайтарылады. Ротордың пневматикалық сынасы (РПС) (8.7-сурет) көтеру-түсіру операциялары кезінде бұрғылау тізбегін және ұңғыманы бекіту кезінде шегендеу қысқышы және сыналарды алып тастамай-ақ ротор үстелінен жетектеуші құбырға айналдыру моментін беру мүмкіншілігі болуында.

РПС плашкалы сыналар, ротор үстеліне монтаждалған бағыттауышты траверсалар кіретін қармау бөлігінен және ротор үстеліне бекітілген рычагтық жүйелі пневматикалық цилиндрден тұратын жетектік бөліктен тұрады.

8.4-кесте

ТМД-да шығарылатын роторлардың өлшемдері мен негізгі параметрлері

Параметрлері	Р56 0-14 «Бакинец»	У7- 520-3	У7- 560-6	У 7-760
Үстелге түсенін ең үлкен статикалақ жүктеме, МН	1,6	2,0	3,2	4, 0
Бұрғылау тізбегінің ең үлкен салмағы, МН	1,0	1,3	2,0	3, 0
Ең үлкен берілетін қуат, кВт	260	400	360	60 0
Ротор үстелінің ең үлкен айналу жиілігі, айн/мин	320	300	250	23 0
Ротор үстелінің кіру тесігі (саңылауы), м	0,56	0,5 2	0,56	0, 76
Конустық қисық тісті берілістің тістер саны:				
Жетекші шестерня	21	18	18	23
Тәж	58	58	65	72
Үстел ортасынан шынжырлы дөңгелектің ортасына дейінгі арақашықтық, мм	137 0	137 0	1370	16 50
Беріліс қатанасы	2,76	3,2 2	1,51	3, 13
Тіректер:				
Негізгі-диаметрі 75 мм шарлардың саны	26	25	31	36
Көмекші-диам. 50 мм шарлардың саны	26	24	36	36
Габаритті өлшемдері мм:				
Ұзындығы	231	225	2270	17
Ені	0	0	1610	50
Биіктігі	135 0	140 0	750	12 00
	775	750		75 0
Ротор массасы	4,0	4,8	6,6	5, 9

Роторлардың негізгі параметрлері. Ротордың талап етілген параметрлері ұңғы құрылымына, бұрғылау тізбегінің сәйкес орналастырылуына, бұрғылау технологиясына және ұңғылардың бекітілуіне байланысты болып келеді.

Ротордың негізгі параметрлері төменде көрсетілгендей таңдалады.

Ротор үстелінің өткізу тесігінің диаметрі, бұрғылау және ұңғыны бекіту кезінде қолданылатын қашаулар мен шегендеу құбырларының өткізгіштігін қамтамасыз ету шартымен таңдалады. Ереже бойынша, ротордың үстеліндегі тесік, төменде көрсетілген бағытта бұрғылау кезіндегі қашаудың диаметрі бойынша қабылданады:

$$D = D_{ДН} + \delta \quad (8.1)$$

мұнда D – ротор үстеліндегі өткізгіш тесігінің диаметрі; $D_{ДН}$ – ұңғы бағытында бұрғылау кезіндегі қашаудың диаметрі; δ – қашаудың еркін өтуіне қажетті диаметрльді саңылау ($\delta = 30+50$ мм).

Ротор үстеліне түсіруге рұқсат етілген статикалық салмақ ұңғыны бұрғылау кезінде ротордың үстеліне орнатылған ауырлатылған шегендеу (немесе бұрғылау) тізбегін қозғалтпай ұстап тұруға жеткілікті болуы тиіс.

$$Q_{max} \leq P \leq C_o \quad (8.2)$$

мұнда Q_{max} - ауырлатылған шегендеу (немесе бұрғылау) тізбегінің салмағы; P – ротор үстеліне түсірілетін статикалық салмақ; C_o – ротор үстеліндегі негізгі тірек мойынтірегінің статикалық жүк көтергіштігі.

Ротордың негізгі тірегінің статикалық жүк көтергіштігі, ереже бойынша, ілмекке түсірілетін максимальді тең салмақпен қабылданып, төмендегі формула бойынша тірек элементтерінің (шарлардың саны мен диаметрлері) беріктігі мен геометрикалық сипаттамасы бойынша анықталады.

$$C_o = 49,0 \cdot Z \cdot D_w^2 \cdot \sin \alpha, \quad (8.3)$$

$\alpha = 45^\circ$ болғанда қолымызда бары

$$C_o = 34,6 \cdot Z \cdot D_w^2, (Н) \quad (8.4)$$

мұнда Z – шарлардың саны; D_w – шарлардың диаметрі, мм.

Ротор үстелінің айналу жиілігі бұрғылау технологиялары талаптарына сәйкес болуы керек және $n_p = 50 \div 250$ айн./мин шамасында болуы керек.

Максимальді айналу жылдамдығы ұңғының үстіңгі интервалдарын бұрғылау кезінде қабылданады, қашаулар мен негізгі тіректің ең рұқсат етілген айналу жылдамдығымен шектеледі. Ротор үстелінің айналу жылдамдығы, ұңғы тереңдігі мен ұңғының оқпанының жағдайына байланысты, жер қабаттары қойнауының шарттары мен олардың механикалық қасиеттеріне байланысты кең шектеулерде баяу реттелуге (немесе текпіршекті өзгеріске ұшырауға) тиісті. Терең скважиналардың астыңғы интервалдарын бұрғылау кезінде қашаумен бұрғылау тізбегін айналу жылдамдығы минималды түрде 50 айн./мин және одан аз қабылданады.

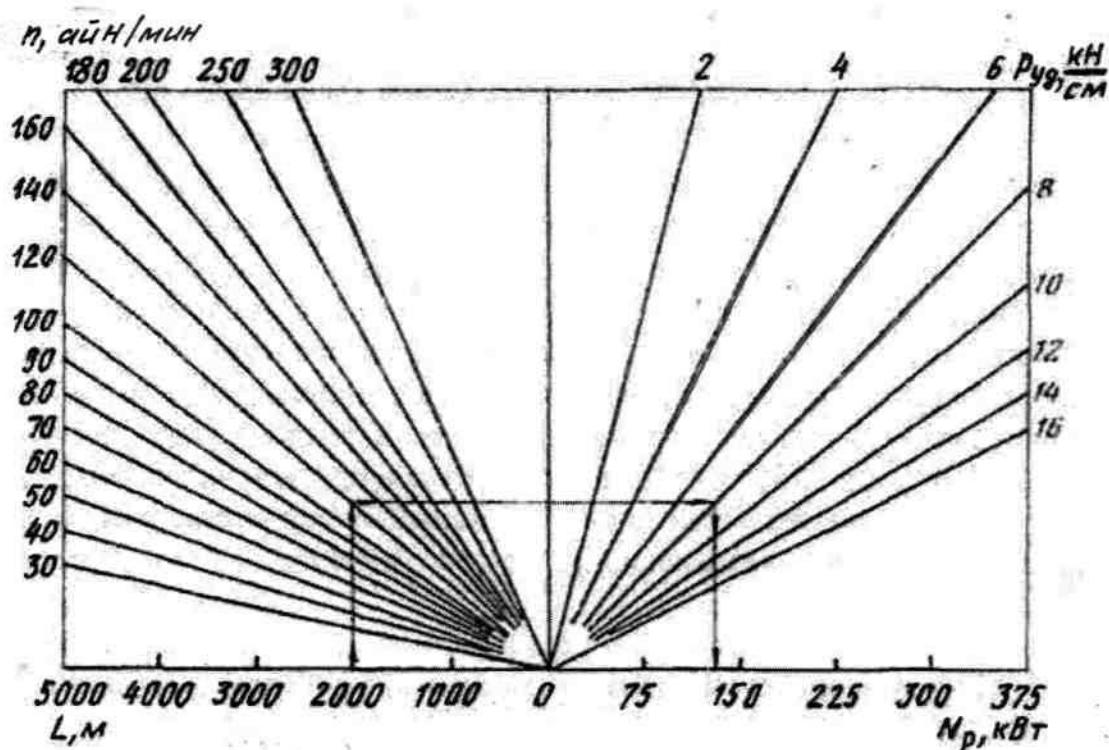
Ротордың үстелі арқылы берілетін қуат қашаумен бұрғылау тізбегін айналдыруға және ұңғының түбіндегі тау жыныстарын бұзуға жеткілікті болуы тиіс.

$$N_P = N_{T(XB)} + N_D, \quad (8.5)$$

мұнда N_p - ротордың үстелімен берілетін қуат; $N_{T(XB)}$ - құбырлардың (бұрғылау тізбегінің) бос айналуына жұмсалған қуат; N_d - қашауды айналдыруға және ұңғы түбінің тау жыныстарын бұзуға жұмсалатын қуат.

Ұңғыны бұрғылау кезінде ротордың үстелі арқылы берілетін қуат шығынын есептеу әдістемесі 17-қосымшада көрсетілген.

Ротор арқылы берілетін қуат, бұрғылау тізбегінің ұзындығына $L = 2000$ м, ротордың айналу жиілігіне $n_p = 120$ айн./мин, қашауға түсірілетін нақты салмаққа $P_{уд}=8$ кН/см сәйкес келетін мысалдар белгілермен көрсетілген номограммадан (8.8-сурет) анықтауға болады. Бұларға берілетін қуат $N_p = 126$ кВт [18].



8.8-сурет. Бұрғылау тізбегін айналдыруға қажетті қуатты анықтауға арналған номограмма

Сонымен қатар қашауға түсірілетін салмақ анықталады:

$$P_d = P_{уд} \cdot D_d, \quad (8.6)$$

мұнда $P_{уд}$ - қашау диаметрінің 1 см-не түсірілетін нақты салмақ, кН, ($P_{уд}=2 \div 16$ кН/см және одан жоғары); D_d - қашау диаметрі, см.

Ротордың үстелін айналдыруға қажетті қуат

$$N_p = M_p \cdot \omega = M_p \cdot \pi \cdot n_p / 30, \quad (8.7)$$

мұнда M_p - ротордың үстеліндегі айналу моменті, $M_p = M_k + M_d$; ω - ротор айналуының бұрыштық жылдамдығы, n_p - ротор үстелінің айналу жиілігі, айн./мин.

Ротор үстелінің көмегімен қарқындайтын максималды айналу моментіне, бұрғылау тізбегін айналдыру кезінде бұрғылау құбырларының сынуына жол бермеу мақсатымен шектеу қойылған.

Ротордың үстелі арқылы берілетін айналу моменті жалпы алғанда төмендегідей анықталады:

$$M_{\text{кр}} = N_p / \omega = N_p \cdot 30 / \pi \cdot n_p .$$

(8.8)

Ротор үстелінің ортасынан бастап жүрдек біліктің шынжырлы жеткізу жұлдызшасының ортасына дейінгі арақашықтық. Бұл параметр, ротор бұрғылау шығырынан немесе беріліс қабылдау қорабынан (БҚҚ) жеткізілген жағдайда өте маңызды болып табылады.

Ротордың негізгі тірегінің динамикалық жүк көтергіштігі. Бұл параметр, негізінде салмақ салу режимімен негізгі тіректің ұзақ қызмет етуін қамтамасыз етеді. Тіректің динамикалық жүк көтергіштігі жүгіру жолдарының беріктік және геометриялық сипаттамаларымен және төмендегі формула бойынша анықталады:

Ротор тіректері тербелетін мойынтіректер сипаттамасы

Тербелу тірегі	Мойынтіректің шартты белгіленуі немесе фирма-жасаушы	Ротор типі	Мойынтірек өлшемдері, мм			Тербелу денесі		Жүккөтергіштігі, МН		Шектік айналу жиілігі, айн/мин	Массасы, кг
						Диаметр, мм	Саны	Статикалық C_{0a}	Динамикалық, $C_a \cdot 10^{-1}$		
1	2	3				7	8	9	10	11	12
Негізгі тіреулік-радиаль шарикті мойынтіректі	71682/560г	БУ-50БР	20	50	5	4,45	3	2,58	3,10	3	96
	91682/670г	У7-520-3	70	00	40	6	7	5,17	5,17	50	21
	91682/750х	У7-560-6	70	00	40	9,85	0	4,10	4,44	3	5
	1681/670х	У7-760	50	000	50	7	2	7,00	9,50	50	22
	1687/770х	У7-760	50	000	50	6,2	0	8,42	10,3	2	7
	1687/1060	Р-560	70	150	50	7	3	9,00	10,6	50	28
	1687/1400	Р-700	70	150	50	7	4	9,67	9,80	2	4
		Р-950	70	150	50	6,2	4	12,5	10,9	50	30
		Р-1260	70	150	50	7	2			2	8
		Р-1260	70	150	50	6,2	9			50	29
		Р-1260	70	150	50	7	3			2	2
		Р-1260	70	150	50	6	4			50	46
		Р-1260	70	150	50	3,5	8			2	0
	Р-1260	70	150	50	6	6			50	49	
	Р-1260	70	150	50	3,5	2			2	0	
	«Вирт»	PTS S-27 ½	70	000	60	7	3	6,35	5,94	3	-
			70	000	60	6,2	1			50	

	«Нейшенл»	A-	205	80	90	50	6,2	7	2	5,35	5,64	3	-	
		C-	275	050	280	50	6,2	7	3	6,55	6,04	50	-	
		C-	375	310	540	45	6,2	6	4	6,90	6,23	3	-	
		C-	495	620	850	30	9,85	5	4	7,00	5,35	50	-	
		C-	495	620	850	30	7,15	8	4			50	3	
	«Ойлвелл»	A-	37 ½	310	540	50	6,2	7	4	8,4	7,16	3	-	
	«Гарднер-Денвер»	RT-	17 ½	75	05	30	3,5	6	2	5	3,55	4,00	4	-
		RT-	22 ½	00	030	50	6,2	7	2	8	5,75	5,55	00	-
		RT-	27 ½	050	280	50	6,2	7	3	2	6,55	9,10	4	-
		RT-	27 ½	050	280	50	6,2	7	3	2			00	4

8.5-кестенің жалғасы

1	2	3				7	8	9	10	1	1
										1	2
Негізгі тіреулік-радиаль роликті мойынтірек конус		P-	45	50	83	62x7	2	7,7	5,19	2	3
		450-Ш3				5x100*	0	7,32	40	56	
		P-				86x1	11,	1	3		
		700-Ш2	90	085	00	00x102*	4	5		80	80

ТЫҚ												
Көмекші тіреулік-радиаль шарикті мойынтіректі	1681/670х	P56				76,2	3	7,4	3,30	3	1	
	71682/800	0-Ш8	70	00	05	60,0	6	0	4,96	50	50	
	1681/850х	У7-				76,2	3	6,8	3,72	2	1	
		520-3		00	060	18	9	8		30	87	
		УР-					3	7,4		2	1	
		760		50	000	20	6	0		30	54	
	32634	P-				47,6	3	4,3	6,80	2	1	
	1688/770х	560	20	00	05	44,4	8	0	7,20	50	01	
	1688/1060	P-				38,1	4	4,7	7,10	2	9	
	1689/1400	700	70	000	0	38,1	8	3	7,90	50	2,5	
	х	P-					7	5,2		2	1	
		950		060	80	0	2	2		50	30	
		P-					9	6,8		2	1	
		1260		400	630	50	4	2		00	56	
	«Нейшенл»	A-				50,8	2	2,2	2,84	3	1	
	205		30	50	00	4	0	3,15	50	70		
	C-				50,8	2	2,5	3,72	3	-		
	275		08	028	00	8	5	4,06	50	-		
	C-				50,8	3	3,3		3	-		
	375		160	280	00	6	0		50	-		
	C-					4	3,9		3	-		
	495		464	584	00	2	6		50	-		

*Роликтің ең үлкен және ең кіші диаметрлері және ұзындығы көрсетілген

$$C = 3,647 \cdot f_c \cdot (\cos \alpha)^{0,7} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot Z^{2/3} \cdot D_w^{1,4}, \quad (8.9)$$

$\alpha = 45^\circ$ болғанда,

$$C = 2,86 \cdot f_c \cdot Z^{2/3} \cdot D_w^{1,4}, \quad (8.10)$$

мұнда C – мойынтіректің динамикалық жүк көтергіштігі, Н; Z – шарлардың саны; D_w – шарлардың диаметрі, мм; f_c – мойынтірек детальдарының геометриясына, олардың жасалу нақтылығы мен материалына байланысты коэффициент (17-қосымшаны қараңыз).

Роторлардың тербелу мойынтіректерінің сипаттамасы 8.4-кестесінде көрсетілген.

Салмақ салу және ротордың негізгі тірегінің ұзақ қызмет ету режимін есептеу методикалары 11 бөлімде көрсетілген [1].

Ротор үстеліндегі саңылау диаметрі қашаудың өту өлшемін анықтайды және ротордың негізі өлшемдерін сипаттайды.

Ең үлкен жіберілу жүктемесі ротордың жүктемесі мен саңылау диаметрінің арасында қатынастық болады, өйткені белгілі саңылау диаметрі бар ротор ереже бойынша анықталынатын ұңғы құрылымының жүктемесіне сәйкес болады.

8.3.1 Ротордың есептеуі

Ротордың шыдам мерзімі негізінен әсер етуші жүктемелердің шамасына, оның жасалу сапасы мен құрылымына, мойынтіректер мен тісті берілістердің монтажына қатысты болады.

Конустық тісті дөңгелек берілісі спиральді немесе иілу бұрышы $\beta \leq 10^\circ$ қисық тісті болып жасалшынады.

Конустық берілістің қоршау жылдамдығы 15-20 м/с және одан жоғарыға жететіндіктен, беріліс дәлдіктің үшінші сыныбынан кем етілмей жасалынады. Роторларда әдетте беріліс қатынасы $u = 2,5 \div 5$. Жетектегі дөңгелектің өлшемдері ротор үстелінің кіру саңылауының диаметріне құрылымдық анықталынатын болғандықтан, оның тістер саны беріліс қатынасы мен есептеу жолымен алынған модульге байланысты таңдап алынады. Конустық жұптың модулі әдетте 12-16 тең.

Конустық беріліс үшін тісті дөңгелектің ені $b \leq 0,2 E$, мұндағы E – конустық дисстанция; шестернаның ені $b(0,15 \div 0,2) A$, мұндағы A – берілістің орталық аралық ара қашықтығы.

Жетекші біліктің тірегіне роликті мойынтіректердің барлық түрлері дерлік қолданылады. Ең көп жүктелген радиалді күш болып, жетекші конустық дөңгелекке қондырылған подшипниктер болып табылады. Конустық подшипниктерді қолданылғанда жетекші білікті стақанда жинақтайды, және конустық берілісті реттеуді іске асыру қажет. Реттеуді әдетте стақан фланеці мен қақпақтың арасына қойылған жұқа металл пластиналар жинағымен іске асырады.

Тірекке әсер ететін жүктемелер машиналар бөлшектерінде жалпы қолданылатын әдістермен анықталынады.

Ротор үстелі тірегінің өлшемдері ротор тесігінің диаметрлеріне байланысты конструктивті таңдалады, ал шарлар саны мен олардың диаметрі-әсер етуші жүктемелердің мөлшеріне байланысты алынады. Мойынтрактердің ұзақ уақыт жарамдылығы мойынтракке әсер етуші, шартты жүктемені табатын эквиваленті жүктемемен анықталынады.

Роторлар үшін динамикалық коэффициент $R_1 = 2 \div 2.5$.

ЛБУ-1400 бұрғылау шығырының білігін жетектеу кезіндегі ротор үстелінің айналу жиілігін анықтау.

Ротор трансмиссиясындағы шығырының жетекші шынжырлы дөңгелегінің тістер саны $z_{\delta_3} = 27$.

Осы дөңгелектің айналу жиілігі (айн./мин):

- 1-ші жылдамдықта $n_1 = 211$,
- 2-ші жылдамдықта $n_2 = 324$,
- 3-ші жылдамдықта $n_3 = 513$.

Осыған сәйкес ротор үстелінің айналу жиілігі (айн./мин) болады:

$$n_{pi} = \frac{n_i z_{\delta.3}}{z_{p.B} u_p}$$

(8.11)

мұнда Z_{pb} – ротор білігіндегі жұлдызды тістердің саны. $u_p = 2,76$ – ротордың конустық берілісінің берілістік қатынасы;

$$n_{p1} = \frac{211 \cdot 27}{21 \cdot 2.76} = 98 \text{ айн./мин.}$$

Трансмиссиялық біліктегі жұлдызшаның айналу жиілігіне сәйкес ауыстырып n_{p2} және n_{p3} табуға болады.

$$n_{p2} = \frac{324 \cdot 27}{21 \cdot 2.76} = 151 \text{ айн./мин.}$$

$$n_{p3} = \frac{513 \cdot 27}{21 \cdot 2.76} = 238 \text{ айн./мин.}$$

8.3.2 Ұңғыларды бұрғылау кезінде, бұрғылау қондырғысы роторына әсер етуші күштерді анықтау

Берілген тереңдікті бұрғылау кезінде, бұрғылау қондырғысы роторына әсер етуші күштер бұрғылау немесе шегендеуші тізбектердің салмағына және бұрғылау тізбегінің айналу моментіне байланысты болады. Сондықтан бірінші кезекте ұңғылардың құрылымын және оларға тәуелді бұрғылаумен шегендеу тізбегінің параметрлерін анықтау керек. Бұрғылау процесінде тау жыныстарын бұзушы құрал (трубиналық, бұрандалы, электрлі немесе роторлы) айналу әдісіне қарамастан, бұрғылау тізбегі ұңғыға ілінісу үшін бұралуы қажет [5].

Сондықтан көбнесе роторды есептеуді роторлары бұрғылау кезіндегідей төмендегі ұсынылған сұлба бойынша рациональді орындайды [2].

Бұрғылау процесінде жыныс бұзышы құрал (трубиналық, бұрандалары, электрлі, немесе роторлы) айналу әдісіне қарамастан, бұрғылау тізбегі ұңғыға ілінісу үшін бұралуы қажет [5]. Сондықтан көбнесе роторды есептеуді роторды бұрғылау кезіндегідей төмендегі ұсынылған сұлба бойынша рациональді орындайды [2].

Тау жыныстары қасиеттеріне байланысты, ұңғы диаметрі белгілі болғанда, қашау түрі таңдап алынады. Белгілі бұрғылау шарты үшін ең тиімдісі, ұңғыға бір метр өтімділікте ең аз пайдалану шығындарымен қамтамасыз ететін қашау болып табылады. Қашауды таңдау әдістері, тау жыныстарының қасиеттері мен қашаулардың параметрлері: шарты белгісі (шифр), диаметрі, биіктік, жалғастырушы бұрында, мүмкін жүктеме, масса және өндіруші зауыттарына сәйкес [1] және [2] кестелерге жазылған. Қашаулардың параметрлерін анықтап болғаннан соң аурлатылған бұрғылау құбырлары (АБК) есептелінеді.

Қашау ұңғыны цилиндр пішінде бұрғылау кезінде тау жыныстарын бұзуға арналған. Қашаулардың әр типті және моделді алуан түрлі бар, оларды таңдау бұрғыланушы тау жыныстарының абразивті және механикалық қасиеттерімен анықталады. Ұңғыны бұрғылауда кең тарағаны талқандап-бұзушы шарошканы қашаулар.

Жұмысшы мүшелерінің санына байланысты шарошканы қашаулар бір-, екі-, үш-, төрт-, бес-, алты- және көп шарошканы болады. Ең көп тарағаны – үш шарошканы қашау нұсқасы. Терең мұнайгаз ұңғыларын бұрғылауда МЕСТ 20692-75 сәйкес жасалынған үш шарошканы қашаулар жиі қолданылады және олардың типтері мен өлшемдері 8.6-кестеде келтірілген.

8.6-кесте

Үш шарошканы қашаулар сипаттамалары

Қашау түрі	Диаметрі	Қашаумен бұрғыланатын тау жыныстары
М	190,5; 215,9; 295,3; 349,2; 393,7	Жұмсақ, әлсіз цементтелген, жоғары пластикалық
МЗ	190,5; 215,9	Образивті пропластканы жұмсақ
МС	190,5; 215,9; 295,3	Орташа қаттылықты пропластканы жұмсақ
3	190,5	Орташа қаттылықты пропластканы жұмсақ, образивті
С	98,4; 120,6; 132; 139,7; 165,1; 190,5; 215,9; 269,9; 295,3; 394,2; 444,4	Орташа қаттылықты
СЗ	190,5; 215,9; 269,9; 295,3	Орташа қаттылықты образивті
СТ	190,5; 215,9; 269,9	Орташа қаттылықты пропластканы қатты
Т	93; 98,4; 120,6; 132; 139,7; 146; 151;	Қатты тау жыныстары

	165,1; 190,5; 215,9; 244,5; 269,9; 295,3; 349,2; 397,7	
ТЗ	215,9; 269,9; 295,3	Қатты образивті
ТК	215,9; 244,5; 269,9; 295,3	Қатты пропласткалы мықты
ТКЗ	190,5; 215,9; 295,3	Қатты образивті, пропласткалы мықты
К	132; 151; 190,5; 215,9; 244,5; 269,9; 295,3; 320	Мықты кварцит түріндегі
ОК	98,4; 146; 196; 215,9; 244,5; 269,9	Өте мықты кварцит түріндегі, кремнилі, базальтті

8.3.3 Роторды жобалаудың ережелері

Роторды жобалау барлық күштілік механизмдер мен бұрғылау қондырғысының тораптарының тұтас жобалануымен толығымен сәйкес болады, ал оның құрылымы ұңғы құрылымына тәуелді болады [5,9,11]

Ұңғы тереңдігі, бұрғылау және шегендеу тізбегінің құрылымы, олардың диаметрі мен бағыттаушы және кондуктор диаметрі, роторды жобалау үшін берілген мәндері болып табылады.

Ұңғылар құрылымы бойынша қашаудың максималь диаметрі тағайындалады. Ол ротор үстеліндегі тесікті анықтайды.

Үстелдің айналу жиілігі мен жылдамдық саны, ұңғының апаттан сақтандыру жұмыстарына қойылатын талаптарды ескеретін, бұрғылау әдісінен есептелініп алынады. Әдетте ротор үстелінің минимальді айналу жиілігі мына аралықта $n = 15 \div 60$ айн/мин алынады.

Берілген мәндерді анықтағаннан соң, ротор есебі келесі сұлбе бойынша орындалынады:

- бұрғыланушы ұңғының шегендеуші және бұрғылау тізбектерінің салмағын, яғни ротор үстелі тірегінің есептік жүктеуін анықтайды;
- ротор жетегінің қуатын анықтайды;
- айнарудың кинематикалық және құрылымдық сұлбасы белгілейді;
- тиісті берілістің есебін шығарады;
- негізгі мойынтіректі тіректі есептейді және есеп бойынша оның мойынтірегін таңдайды;
- біліктер мен мойынтректерді төзімділік пен ұзақ тұрақтылыққа есептеуінің тексерілген нәтижелері бойынша олардың негізгі өлшемдері іріктелініп алынады;
- шынжырлы және карданды берілістері, муфталарды, шпонкаларды немесе шлицті байланыстырды және ротор мен жетекші айналдырушы басқа бөлшектерді есептейді;
- корпус бөлшектерінің параметрлерін, сонымен бірге олардың мұнара түбімен өз ара бектілу бөлшектерін анықтайды;

- ротор үстелінен, жетекші құбырға айналу моментін беретін қаптаманың есептейді

8.3.4 Ротордың күштік есебі

Ротор жетегінің қуаты, бұрғылау тізбегі мен ротордың жерүсті тораптарын айналдыруға қажетті қуаттардың суммасымен анықталады.

Бұрғылау тізбегін айналдыруға қажетті қуатты есептеуде, оны түпті бұзу мен қашауды айналдыру және бұрғылау құбыры тізбектерін айналдыруға қажетті қуатты есептеуде, оны түпті бұзу мен қашауды айналдыру және бұрғылау құбыры тізбектерін айналдыруға қажетті қуатқа жатқызады.

П.И. Шумилов айналдырғыштың жер үсті тораптары мен бұрғылау құбырылары тізбегінің айналдыру қуатын біріктірді.

Тәжіребелік зерттеулерді негізге ала отырып оны анықтауға мына формуланы ұсынды:

$$N = n \sqrt{n} \cdot 10^{-2} (2,2 + 16d^2 L \rho), \quad (8.12)$$

мұнда n - бұрғылау тізбегінің айналу жиілігі, айн/мин; d - бұрғылау құбырының сыртқы диаметрі, см; L - бұрғылау тізбегінің ұзындығы, м; ρ - бұрғылау ерітіндісінің тығыздығы, г/см³.

Бұрғылау тізбегінің бос (зая) айналуына жұмсалынатын қуатты мына формуламен [16] анықталынады:

$$N = D_c C^2 L \rho n, \quad (8.13)$$

мұндағы C - ұңғының иілу дәрежесін ескеретін коэффициент, 8.7-кестеден алынады;

D_c - бұрғылау тізбегінің сыртқы диаметрі;

L - бұрғылау тізбегінің ұзындығы;

ρ - бұрғылау ерітіндісінің тығыздығы;

n - бұрғылау тізбегінің айналу жиілігі.

8.7-кесте

Ұңғының иілу дәрежесін ескеретін коэффициент

Иілу бұрышы, град.	3-5	6-9	10-16	18-25	26-35
$10^5 \cdot C$	22,7	34,1	37,7	44,1	49,9

Бұрғылау ерітіндісінің тығыздығы (24) қатынас бойынша ұңғы тереңдігінің үлкеюіне байланысты өседі,

$$\rho = 0,351gL + 1,45. \quad (8.14)$$

Тау жыныстарын бұзуға қажетті, шарошкалар қашаулар мен бұрғылаған кездей қуаттың максималь мәні мына формуламен анықталынады:

$$N = 7 \cdot 10^{-5} D_k P_k n, \quad (8.15)$$

мұнда D_k - қашау диаметрі, м; P_k - қашаудың өстік диаметрі, м; n - қашаудың айналу жиілігі, айн/мин.

Қашау диаметрі ұңғы тереңдігіне тиісті берілістің негізгі өлшемдердің анықтағаннан соң, тістердің жанасу төзімділігін (C , МПа) тексеру жүргізіледі,

$$C = 2M_{1max}(i_{21} + 1)K_K / Bd^2 i_{21}, \quad (8.16)$$

мұнда K_K - жанасу төзімділігі бойынша жүктеу коэффициенті, $HRC < 40$ болғанда $K_K = 1,2$; $HRC < 40$ болғанда $K_K = (1 \div 2)$.

(C) жанасу төзімділігі коэффициенті $1 \div 2$ МПа тең және тістердің қаттылығын $HRC > 56$ болғанда, оның шектік мәні $[C] = 9,5$ МПа болуы керек.

Тісті доңғалақ ротордың қуыс білігіне тығыздалып отырғызылады және шпонкалармен бекітілмейді. Жүрдек біліктің тісті доңғалағы білікке тығыздалынады, бірақ қосымша шпонкалармен бекітіледі.

Бұрғылау тізбегін айналдыруға кететін үлкен қуатта, ротор үстелінің айналдыру жылдамдылығы $15 \div 30$ м/с құрайтынын ескеру қажет. Сондықтан тісті доңғалақ модулі $12 \div 16$ мм болғанда, тісті доңғалақтарды 3-сынып бойынша жасау ұсынылады, тісті доңғалақтың беткі қабатының қатаңдығы 45 HRC-тен аз болмауы керек.

8.3.5 Ротор тіректерінің жүктеулерін есептеу

Ротор бөлшектерінің өлшемдерін есептеу «Материалдар кедергісі» [8] және «Машина бөлшектері» пәнінің курсына берілген формулалармен орындалынады, ал жеке тораптар мен бөлшектерге әсер етуші жүктеулер ротор құрылымына тәуелді болады.

Ротордың «бұрыштық редукторы» типтік құрылымдауда оның үстеліне 8.7-суретте көрсетілген жүктеулер әсер етеді.

Ротор үстелінің қысқашы мен жетекші құбырдың жанасуына болатын үйкеліс күші мына формуламен анықталады.

$$F = 4P_1 \mu = 2M_{айн} / l_1 \quad (8.17)$$

мұнда, P_1 - ротор үстелі мен жетекші құбырдың жанасуының жүктеуі; μ - үйкелу коэффициенті, құрғақ бетті үкеліс кезінде $\mu = 0,25 \dots 0,3$, майланған бетті үйкелісті $\mu = 0,09 \dots 0,15$; l_1 - ротор үстелі мен жетекші құбырдың жанасуында әсер етуші күш иығы; $M_{айн}$ - ротор үстелінен бұрғылау тізбегіне берілетін айналу моменті, Н·м,

$$M_{айн} = 9545,2 N_{вр} K_d \eta / n, \quad (8.18)$$

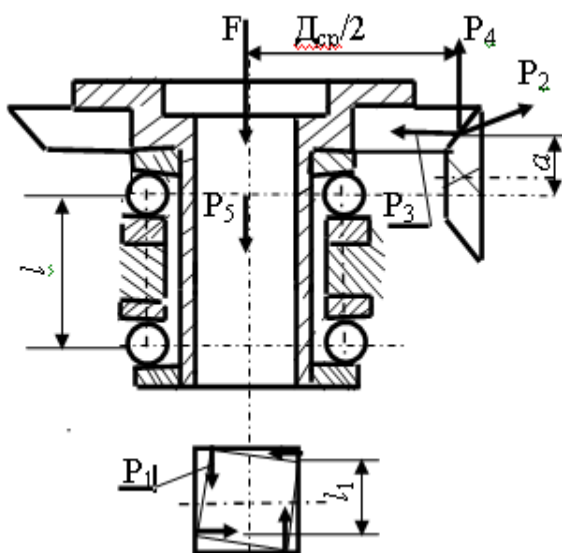
мұнда n - ротор үстелінің айналу жиілігі, мин^{-1} ; K_d - қозғалтқышты динамикалық жүктеу коэффициенті, электр жетек үшін $K_d = 1,3$, дизелді жетек үшін $K_d = 1,0$; η - берілістің п.э.к.

Күш F үйкеліс коэффициентіне μ тәуелді, егер жанасуда жетекші құбыр ротор үстелін роликті қысқышпен ауыстырса, онда жанасу үйкелісі тербелу үйкелісіне ауысып, үйкеліс коэффициентінің мәні азаюы мүмкін.

Тісті беріліс тістерін қоршай күш салу:

$$P_2 = 2 M_{\text{айн}} / D_{\text{ср}}, \quad (8.19)$$

мұнда $D_{\text{ср}}$ - тісті доңғалақтың ұзартылған қоршауының диаметрі, м.



8.9-сурет. Жүктеулердің ротор үстеліне әсер ету сұлбасы

P_3 - күш салу ротордың жетекші білігінің өсіне параллель әсер етеді және ротордың конусты тісті доңғалақтарының диаметрлерінің қатынастарынан тәуелді болады.

P_4 - күш (8.9-суретте, конусты берілістің радиальді күші), ротор үстелінің өсіне параллель әсер етеді және ротор үстеліне кері қайтымды момент тудырады:

$$M = P_4 \cdot$$

$$D_{\text{ср}} / 2 \quad (8.20)$$

Ротор үстелімен байланысты айналдырушының салмағының ротордың негізгі тірегіне әсер етуші өстік жүктеу P_5 пен белгіленеді.

Үстелге әсер етуші суммарлық өстік жүктеулер:

$$P_0 = F - P_4 + P_5. \quad (8.21)$$

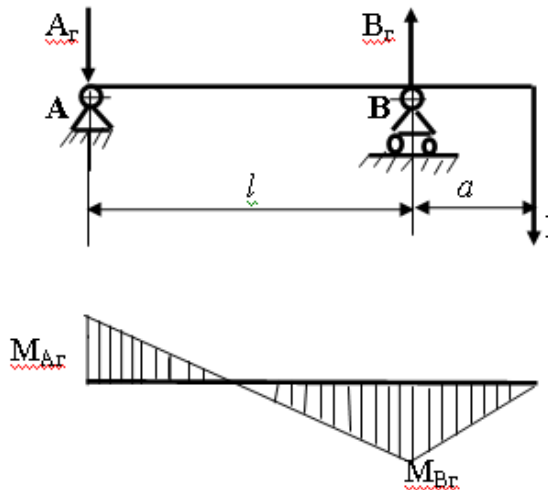
Тісті ілініске әсер етуші күштер, әр түрлі жазықтағы А және В тіректеріне реакция тудырады. Бұл күштерді келесі 8.10 және 8.11-суреттердегі сұлбалардан анықтауға болады.

P_4 -күшінің әсерінен болатын момент (A_{p_4}) және (B_{p_4}) тіректеріне реакция тудырады.

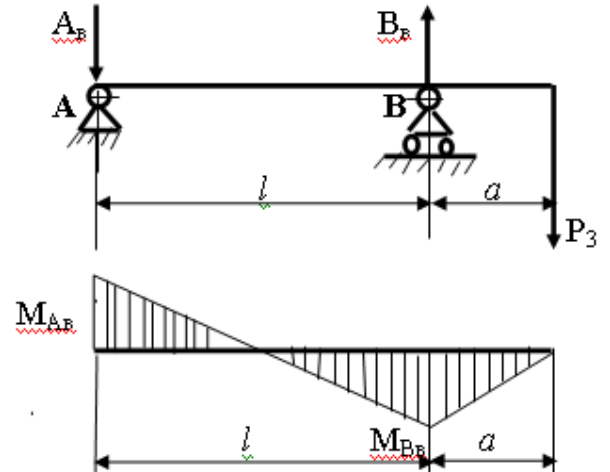
$$A_{p_4} = B_{p_4} = (P_4 D_{\text{ср}} / 2) / l \quad (8.22)$$

P_3 және P_4 күштері бір жазықтықта әсер етеді, сондықтан бұл күштерден болатын реакциясын қалдыру керек, сонда (А) және (В) тірегінің суммарлық реакциясы вертикальді жазықтыққа мынаны көрсетеді,

Вертикальді жазықтықтағы күштердің моменттерінің эпюрасы, В тірегіне қатысты моментер суммасы 0-ге тең шартынан $A_{r1} = P_{2a}$ теңдігін қорытып аламыз; онда $A_r = P_{2a} / l$ және сәйкесінше $B_{r1} = P_2 (a + l) / l$ болады (8.10-сурет).



8.10- сурет. Горизонталь жазықтықтағы күштердің моменттерінің



8.11-сурет. Вертикаль жазықтықтағы күштердің моменттерінің эпюрасы

8.11-суретте вертикаль жазықтықтағы күштердің моменттерінің эпюрасы көрсетілген, мұндағы:

$$M_{AB} = P_{3a} / l \text{ және } M_{BB} = P(a+l) / l$$

$$A_{CB} = A_B + A_{P4} \text{ және } B_{CB} = B_B + B_{P4}$$

A_r , B_r және A_{CB} , B_{CB} тіректерінің реакциялары перпендикуляр жазықтықта әсер етеді, сондықтан қорытынды реакциялар олардың геометриялық суммасына тең болады.

$$A = \sqrt{A_r^2 + A_{CB}^2} \text{ және } B = \sqrt{B_r^2 + B_{CB}^2} .$$

Негізгі подшипник В тірегінің радиальді реакциясынан және (P_0) өстік жүкеуінен алынған мәндер бойынша таңдап алынады, өйткені (А) тірегіндегі кездейсоқ өстік жүктеуді анықтау қиын.

8.3.6 Ротордың негізгі мойынтіректі тірегін есептеу

МЕСТ 18854-82 және МЕСТ 18855-82 байланысты мойынтіректерді динамикалық жүккөтергіштік бойынша есептейді және олардың номинальді ұзақ ғұмырлығын анықтайды.

Номинальді ұзақғұмырлық (L) млн. айналымымен немесе (L_h) сағатпен эквиваленті жүктеу (P) және подшипниктің динамикалық жүккөтергіштігі бойынша мына формуламен анықталынады:

$$L = (C/P)^p \text{ және } L_h = 10^6 L / 60_n \quad (8.23)$$

мұнда $P=3$ шарикті мойынтіректер үшін; n -ротор үстелінің айналу жиілігі, мин^{-1} .

Роторлардың негізгі тіректерінде шариктердің диаметрі 25,4 мм-ден жоғары арнайы радиальді мойынтіректер қолданылады. Мойынтіректердің динамикалық жүккөтергіштігі мына формуламен анықталады:

$$C=f_c (\cos\beta)^{0,7} \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot z^{2/3} \cdot 3,647 D_u^{1,4} \quad (8.24)$$

мұнда f_c – мойынтіректердің бөлшектерінің геометриясына, олардың жасалуына дәлдіктерінің және материалдарына тәуелді коэффициент.

$\beta=45^\circ$ және $D_u \cos\beta/d_u=0,4$ қатынасы кезінде $f_c=6,45$;

β -шариктер жанасу алқабы мен сыртқы сақинаның тербелу жолы және перпендикуляр жазықтықтың мойынтірек өсі арасындағы номинальді жанасу бұрышы; z - шариктер саны; D_u - шариктер диаметрі, мм; d_u - шариктердің ортасы арқылы өсетін тетіктің диаметрі, мм.

Эквивалентті жүктеу, яғни мойынтіректі ішкі сақинамен айналдыруда тіркеген кездегі жүктеу, мойынтіректі шын мәніндегі жүктеу кезіндегідей ұзақұмырлықпен қамтамасыз етеді және мына формуламен анықталады:

$$P=(XV F_r + Y F_a) K_\sigma K_t, \quad (8.25)$$

мұнда X - радиальді жүктеу коэффициенті, $\beta=45^\circ$ болғанда радиальді мойынтіректер үшін $X=0,66$; V - айналу коэффициенті, ішкі сақинамен айналдыру кезінде $V=1$; $F_r = B$ – ротордың негізгі тірегі үшін радиальді жүктеу; Y - өстік жүктеу коэффициенті; $F_a = P_0$ – ротор үшін өстік жүгі H ; K_σ – қаупсіздік коэффициенті, роторды жүктеу шарттары үшін $K_\sigma=2,5 \div 3$; $K_t=1,1$ – температуралық коэффициент, мойынтіректі жұмысшы температураға дейін қыздырған кезде $t=150^\circ\text{C}$.

Роторды есептеуге арналған эквивалентті жүктеудің формуласын мына түрде өрнектеуге болады:

$$P=2,178 B+3,3 P_0. \quad (8.26)$$

Егер ұзақұмырлықтың есептік мәні мүмкіндігінен кем, яғни $L_h < [L_h]$ болса, онда мойынтіректің өлшемдерін үлкейту арқылы оның динамикалық жүккөтергіштігін арттыру керек.

Ротор тірегі эквивалентті жүктеуге есептелуден басқа статикалық жүккөтергіштікке де есептелінуі керек, яғни $0,0001 \cdot D_u$ -ға. Тең шариктермен сақинаның қалдық деформациясын тудыратын жүктеуге. Мойынтіректің статикалық жүккөтергіштігін мына формуламен анықталады:

$$C_0 = 50z D_u^2 \sin\beta > P_0 \quad (8.27)$$

8.3.7 Ротордың жетектік білігін есептеу

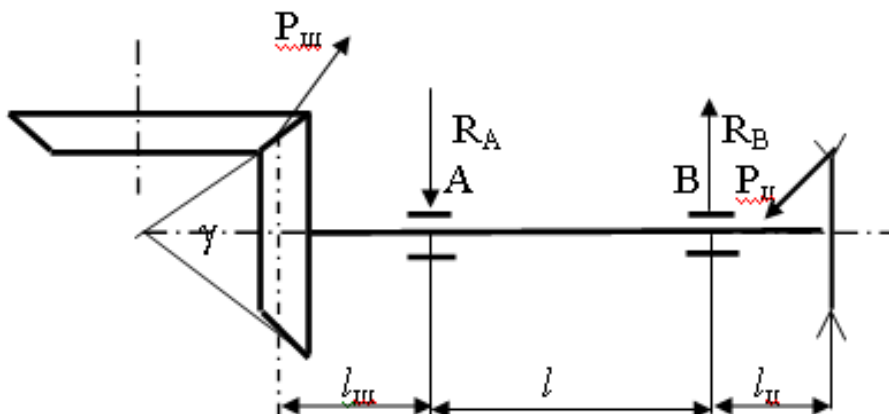
Ротордың конусты төмендеткіші, ұңғыға бұрғылау процесіне әсер етуші, бұрғылау қондырғысының негізгі механизмдерінің бірі. Бұрғылау процессінде оның қатардан шығып қалуы, оның шынжырлы беріліспен айналу кезінде көбірек жүктеледі, өйткені білік айналу моментінен басқа жұлдызшаға шынжырдан әсер ететін иілу моментін де қабылдайды.

Біліктің айналу моментін (8.39) формуламен анықтайды.

P_u -жұлдыздағы шеңберлік күш мына өрнектен табылады:

$$P_u = 2M_{a_{\text{aйн}}} / D_u, \quad (8.28)$$

мұндағы D_u -жұлдызшаның шынжырлы дөңгелегінің орташа диаметрі (8.12-сурет).

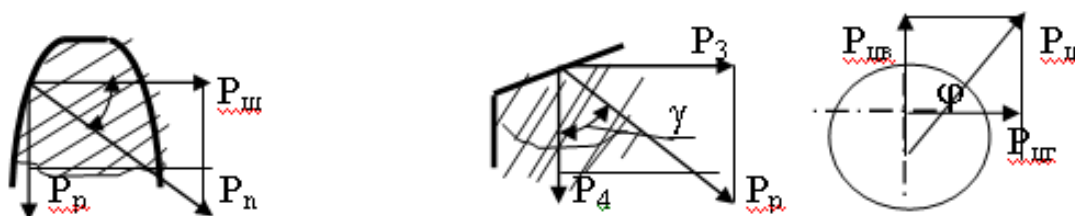


8.12-сурет. Ротордың жетектік білігіне әсер етуші күштің сұлбасы

Конусты тісті берілістің тісті дөңгелегінің шеңберлік күші:

$$P_u = 2M_{a_{\text{aйн}}} / d_0, \quad (8.29)$$

мұндағы $d_0 = z_m m_{cp}$, z_m -тісті дөңгелектің тістер саны; m_{cp} -тісті дөңгелектің орташа модулі; m_s - торц модулі; d - тістің ұзындығы; γ – тісті дөңгелектің конусты бұрышы.



8.13- сурет. Доңғалақ тісіне әсер ету сұлбасы

Шынжырлы берілістің дөңгелекке әсер етуші өстік күштер,

$$Q = 2Aq\epsilon \cdot \cos\varphi + 2M_{a_{\text{aйн}}} / D_u,$$

(8.30)

мұнда A – шынжырлы берілістің өсаралық арақашықтығы; q - шынжырдың ұзындық бірлігінің салмағы; φ - шынжырлы берілістің горизонтальді иілу бұрышы.

Ротор білігінің өсіне паралель әсер етуші P_3 күшін және перпендикуляр әсер етуші P_4 күшін анықтау үшін, ілінісуге әсер етуші күштер құраушы күштерге жіберіледі (8.13-сурет).

Тіректі күш $P_p = P_u \operatorname{tg} \alpha$ (α -ілінуші бұрышы 20° тең), P_3 және P_4 күштеріне жіберіледі,

$$\begin{aligned} P_3 &= P_p \sin \gamma = P_u \operatorname{tg} 2 \sin \gamma, \text{ және } \gamma = 15^\circ \text{ болғанда, } P_3 = 0,094 P_u; \\ P_4 &= P_p \cos \gamma = P_u \operatorname{tg} 2 \cos \gamma = 0,35 P_u. \end{aligned} \quad (8.31)$$

Шынжырлы берілістің P_u күшітері, вертикальді және горизонтальді құраушы күштерге жіберіледі,

$$\begin{aligned} P_{\text{цг}} &= P_{\text{ц}} \cdot \cos \gamma \text{ және } P_{\text{цв}} = P_{\text{ц}} \sin \gamma. \\ (8.32) \end{aligned}$$

$\sum M_{\Gamma A} = 0$ шарты негізінде $R_{\Gamma B}$ -ге тең В тіректің горизонтальді реакциясын табады және $\sum M_{\Gamma B} = 0$ шартында А тірегіннің R горизонтальді реакциясы $R_{\Gamma A}$ табылады.

Біліктің тірегіндегі иілу моменті мына өрнектен табылады:

$$\begin{aligned} M_{\Gamma A} &= P_u I_u \text{ және } M_{\Gamma B} = P_{\text{цг}} I_{\text{ц}}. \\ (8.33) \end{aligned}$$

Осыған ұқсас тіректің вертикаль реакциясы және вертикаль күштің моменті табылады.

Тіректің толық реакциясы вертикальді және горизонтальді құраушы реакциялардың геометриялық суммасы тең, яғни

$$\begin{aligned} R_A &= \sqrt{(R_{\Gamma A})^2 + (R_{\Gamma B})^2}, \quad R_B = \sqrt{(R_{\text{вг}})^2 + (R_{\text{вв}})^2}, \\ (8.34) \end{aligned}$$

ал толық моменттер сәйкесінші:

$$\begin{aligned} M_A &= \sqrt{(M_{\Gamma A})^2 + (M_{\Gamma B})^2}; \quad M_B = \sqrt{(M_{\text{вг}})^2 + (M_{\text{вв}})^2}, \\ (8.35) \end{aligned}$$

Айналдырудың статикалық беріктік шартынан біліктің шығушы ұшының диаметрін анықтайды:

$$d_A^1 = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кп}}}{0,2 \sigma_{\text{т}}}},$$

$$(8.36)$$

мұнда $[\tau] = \sigma_{\text{т}} / 2_n$, айналдыру кезіндегі мүмкін кернеу; $n = 1,5 \div 3$ – айналдыру кезіндегі беріктік қорының коэффициенті.

Статикалық беріктік шарттарын иілу кезінде мойынтірек қондырғыларымен бірге білік диаметрі анықталынады,

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_A}{0,1 \sigma_{\text{т}}}}, \quad d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0,1 \sigma_{\text{т}}}}.$$

$$(8.37)$$

Білік диаметрінің алынған мәндері стандартты подшипниктердің жақын өлшемдеріне дейін өсіріледі. Диаметрлерді анықтап болған соң білікті

төзімділікке тексереді, осы мақсатта А және В тіректерінің иілу кернеуі анықталынады.

Тексеру мына шартта іске асырылуы керек, шаршаудағы беріктік қоры коэффициенті,

$$n_y = \sigma_{-1d} / \sigma_a > 1,1 \div 1,5, \quad (8.38)$$

мұнда, σ_{-1d} - бөлшектің төзімділік шегі.

Білікті металлы беріктігі бойынша көрсеткіштері болмаған жағдайда,

$$\sigma_{-1d} = \sigma_{-1} \varepsilon k_\sigma, \quad (8.39)$$

мұнда σ_{-1} - диаметрі $5 \div 10$ мм стандарттық үлгінің төзімділік шегі; $\varepsilon = 0,3 \div 0,5$ – масштабтық фактор коэффициенті; $k_\sigma = 0,8 \div 0,9$ – кернеу концентрациясы коэффициенті.

Егер шаршаудағы беріктік қор коэффициенті $n_y < 1,1$ болса, онда білік диаметрін үлкейту керек.

8.3.8 Ротордың жетектік білігінің мойынтіректерін есептеу

Білік диаметрі бойынша мойынтіректерді таңдайды және олардың динамикалық жүккөтергіштігі “С” мен эквивалентті жүктеуін анықтайды.

Эквивалентті жүктеу мынаған тең,

$$P = 2,5(XR_{AB} + YP_3), \quad (8.40)$$

мұндағы R_{AB} - А және В тіректеріндегі реакция; P_3 - тісті іліністен болатын өстік жүктеу.

Динамикалық жүккөтергіштік пен эквивалентті жүктеу бойынша мойынтіректердің номинальді ұзақұмырлығының табады.

Қажетті ұзақұмырдық мына өрнектен анықталады,

$$L_h = 365 n k_M Z k_p, \quad (8.41)$$

n - жылдық күнтізбедегі айлар саны; $k_M = 0,9$ - ротордың тоқтап тұру коэффициенті; Z – ротордың капиталды жөндеуге дейінгі жұмыс істеген жылдары; $k_p = 24 \cdot 0,4 = 9,6$ - бұрғылау уақытынан ротор жұмысы алатын үлестің коэффициенті.

$$L_h = 38 \cdot 10^3 Z \quad (8.42)$$

Егер мойынтіректің есептік номинальді ұзақұмырлығы талап етуден аз болса, онда басқа сериялы мойынтірек таңдау қажет немесе біліктің диаметрін өсіру керек.

Ротор жұмысының ұзақұмырлығына мойынтіректік тораптың дәл жасалынуы үлкен әсерін тигізеді. Мойынтіректік тораптың дәлдігі мойынтірек дәлдігімен, білік бетін өндеудің тазалығы мен дәлдігімен, мойынтіректік тораптың қаттылығымен және т.б. анықталынады.

Ротордың мойынтіректік торабынан талап етілетін айналу дәлдігі 0 [13] дәлдік сыныбының мойынтіректерін қолданумен қамтамасыз етеді, сондықтан диаметрі 80 мм-ге дейінгі білік пен саңлаулардың беттерінің кедір-бұдырлары 2789-73 МЕСТ 7-ден кем емес, ал диаметрі 80мм-ден жоғарылар үшін 6-

сыныптан кем болмауы керек [12]. Осы МЕСТ бойынша кедір-бұдырлық параметрлері 6-сынып үшін $R_a=1,6$ және 7-сынып үшін $R_a=0,8$ мм-ге тең.

Білік пен саңылау галтельдерінің радиусы бөлшектер өлшемінен тәуелді болады, мойынтіректер үшін жанасу мойынтірегінiң радиусынан кем болмауы керек, ол жалпы мына қатынастан алынады,

$$P_{\max}=0,5(D/d-2h/d-1), \quad (8.43)$$

мұнда D – белдеме диаметрі, әдетте $D/d=1,2\dots1,3$ және $h/d=0,03$, h - галтель радиусын арттыратын, белдеме алаңының биіктігі, d - білік диаметрі.

$$h=(D-d-2h).$$

Мойынтіректік тораптың қаттылығы мойынтіректердің білікке және корпус саңылауына қондыру өлшемдеріне тәуелді болады. Қондыруды жіберу алқабы жанасушы бөлшектердің өлшемдеріне тәуелді болады және білікке мойынтіректі қондыру үшін көбінесе n_6 немесе n_7 , тұлғасының саңылауындағы қондырғылары үшін H_6 немесе H_7 қондырулар қолданылады.

8.3.9 Мойынтіректер мен отырғызуларды таңдау

Ротордың ең көп жүктелетін мойынтіректері болып, тісті дөңгелек мойынтіректері табылады. Біліктің қарама-қарсы ұшы роликті радиальді немесе шарикті радиальді-сфералы өздігінен қондырылатын мойынтіректерге орнатылады.

Мойынтіректерді қондыруға арналған тартпалар мен саңлауларды МЕСТ3325-85 бойынша немесе 8.14-суреттегі графиктік қатынастан таңдап алуға болады.

Мойынтіректерді білікке қондыруда саңылау жүйесінде келесі отырғызуларды қолдануды ұсынады:

- жеңіл жүктеулер мен үлкен айналу жиілікті, қалқымалы құрсаулы мойынтіректерді f6-g6 қондыруын қолданылады;

- аз жүктеулер кезінде орта және жоғары жүктелген мойынтіректер h6 қондыруы бойынша қондырылады;

- ішкі құрсаулы гайкалы жоғары жүктелген мойынтіректер j6 қондыру бойынша қондырылады, ал соқпалы жүктемелер кезінде k6 b қондырғысы қолданылады және бұл жағдайда роликті және ірі шарикті мойынтіректер қолданылады;

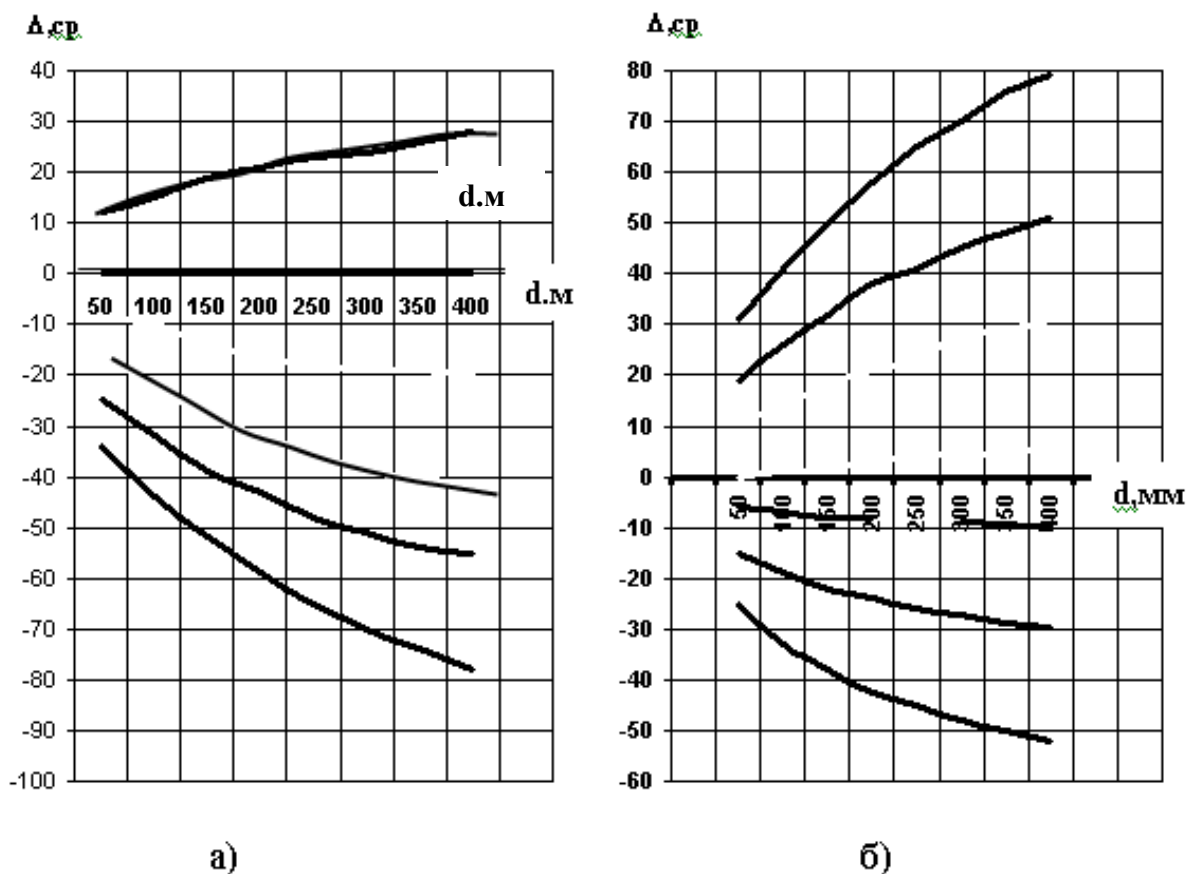
- жоғарғы лүпілді, айнымалы таңбалы және соқпалы жүктеулер кезінде m6 b отырғызуын таңдайды, әдетте, бұл жағдайларда роликті және ірі шарикті мойынтіректерді қолданады. Мойынтіректерді корпусқа білік жүйесі бойынша отырғызу кезінде келесі отырғызуларды ұсынуға болады:

- G7 отырғызуы мойынтіректердің үлкен айналу жиілігі мен жеңіл жүктеулер кезінде;

- H7 мен H8 – орта жүктелген мойынтіректерде және бөлшектелінетін тұлғаларға орнатылатын мойынтіректерді;

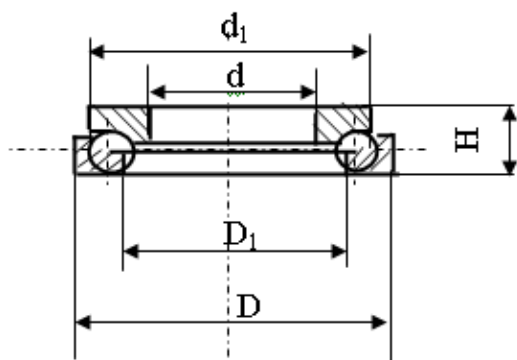
- К7 және М7 – соқпалы жүктеулерді қабылдайтын орта айналу жиілігі жоғары жүктелген мойынтіректер кезінде қолданылады.

Роторларды жобалау кезінде мойынтіректерге, бекіту бөлшектеріне, шпонкаларға, қақпақтарға және т.б. қатысты стандарттық және унификациялық бөлшектер мен тораптардың ең көп саны қолдану керек.



а) саңылау жүйесі, б) білік жүйесі

8.3.10. Роторлар құрылымында жиі қолданылатын мойынтіректердің техникалық сипаттамасы



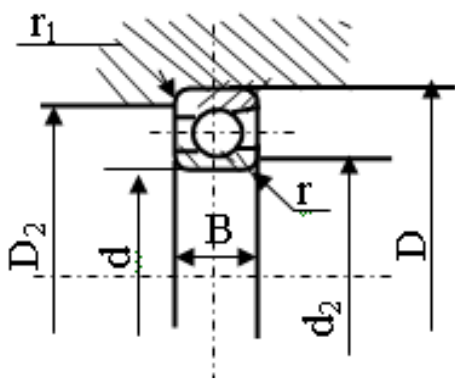
8.15-сурет. Мойынтіректі есептеу сұлбасы

1) Серпімді-радиальді мойынтіректердің техникалық сипаттамасы:

Мойынтірек D_1 -ге түсетін эквиваленттік жүктеу:

- динамикалық $P = F_a$;
- статикалық $P_0 = F_a$.

Серпімді-радиальді мойынтіректердің техникалық сипаттамасы 15-қосымша кестесінде көрсетілген.



8.16-сурет. Радиальді-серпімді мойынтіректердің сұлбасы

2) 36000($\lambda=12^\circ$), 46000($\lambda=26^\circ$) түріндегі радиальді-серпімді мойынтіректердің техникалық сипаттамасы.

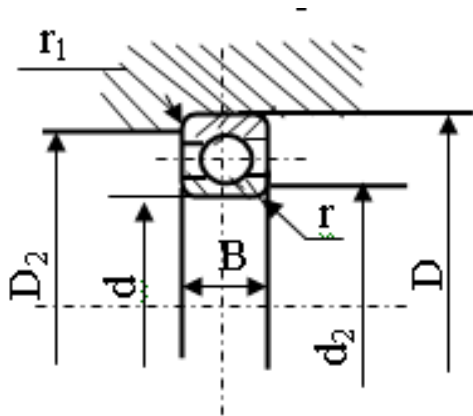
Мойынтірекке түсетін радиальді жүктеу: динамикалық $P=XF_r+YF_a$; статикалық $P_0=X_0F_r+Y_0F_a$ болғанда $P_0 < F$ кезінде, $P_0=F$ деп алынады.

8.8-кесте

Радиальді-серпімді мойынтіректердің техникалық сипаттамасы

Подшипник-тердің шартты белгісі						1	2	2	Шарик-тер		Жүккөтер-гіштігі, кН		Й-налу иілігі
6210	6210		0	0			7	3	2,7	4	3,9	760	000
6211	6211	5	00	1	,5	,2	4	1	4,29	4	1,90	490	300
6212	6212	0	10	2			9	01	5,88	4	8,20	010	
	6213	5	20	3			4	11	6,67	5			
6214	6214	0	25	4			9	16	7,46	5	300	590	
	6215	5	30	5			4	12	7,46	6			
6216	6216	0	40	6	,5		0	30	9,05	5	350	660	
6217	6217	5	50	8			5	40	9,84	5	900	220	
6218	6218	0	60	0			00	50	2,23	4	280	460	
6219		5	70	2	,5		07	58	3,81	5	1000	0400	000
6220	6220	00	80	4			12	68	5,44	5	2400	1800	
6222	6222	10	00	8			22	85	8,57	5	4600	5000	

6234	6234	70	10	2	,5	88	92	1,28	7	5400	3300	000
6240	6240	00	60	8		98	02	8,1	6	6100	5400	600



8.17-сурет. Радиаль бірқатарлы шарикті мойынтіректің сұлбасы

3) 0000 түріндегі радиаль бірқатарлы шарикті мойынтіректер.

Мойынтіректерге түсетін

эквивалентті радиальді жүктеу:

- динамикалық $P = XF_r + YF_Q$;

- статикалық $P_0 = 0,6X_0F_r + 0,5Y_0F_a$,

$P_0 < F_r$ кезінде $P_0 = F_r$ деп қабылданады.

8.9-кесте

Радиаль бірқатарлы шарикті мойынтіректер

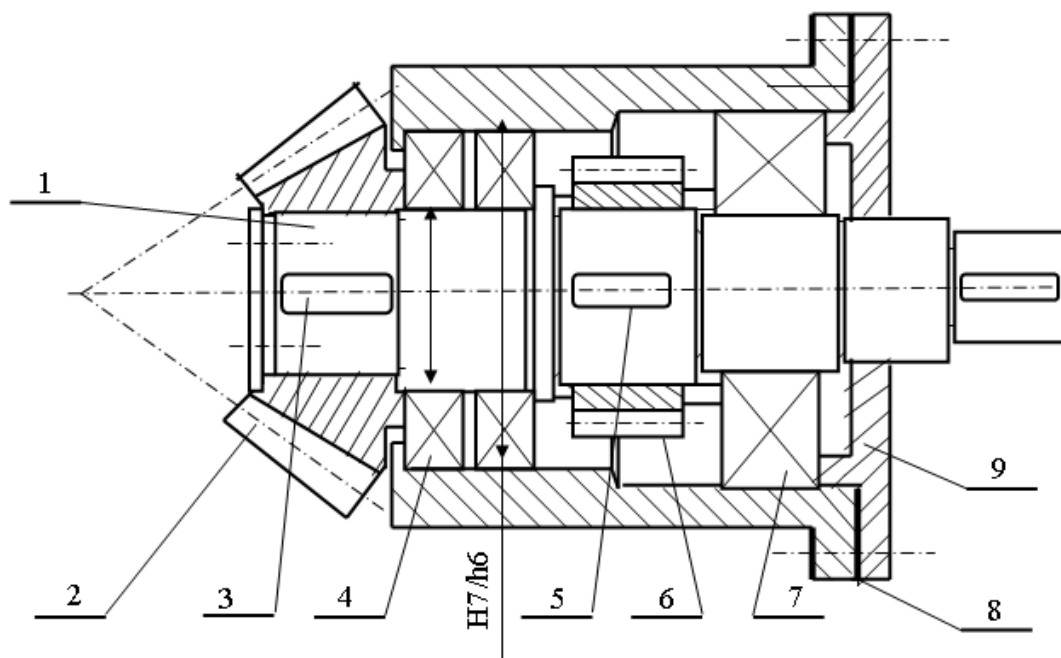
Мо йынті- рекердің шар тты белгісі					1	2	2	Ша риктер		Жүк көтер гіш-тігі, кН		А йналу ж ілігі n
								т		о		
121 0	0	0		0	,5	7	3	,53	8	7,7	1	8 000
121 1	5	00		1		4	1	0,35	9	1,0	3,6	6 300
121 2	0	10		2		9	01	1,1		3,8	5,8	
121 3	5	20		3		4	11	1,11	1	4,4	7,5	
121 4	0	25		4		9	16	1,9	0	7,0	9,1	5 000
121 5	5	30		5		4	21	2,7		0,5	1,8	
121 6	0	40		6		0	30	2,7	2	1,4	4	
121 7	5	50		8		5	40	4,29	1	8,7	9,0	4 000
121												

8	0	60	0		10	50	5,86	9	4,7	2,4	
122	00	80	4	,5	12	68	7,46	0	4,4	1,2	
122	05	90	6		17	78	8,26		8,67	5	3
122	10	00	8		22	85	9,84		8,4	3,2	150
122	20	15	2		32	03	3,02	9	3,7	1,5	500

8.3.11 Ротордың жетекші білігін жобалау

Ротордың жетекші білігін жобалау кезінде, оның өлшемдері үлкен болғандықтан, білікті және конус тісті доңғалақты жеке-жеке жасаған дұрыс. (8.18-сурет).

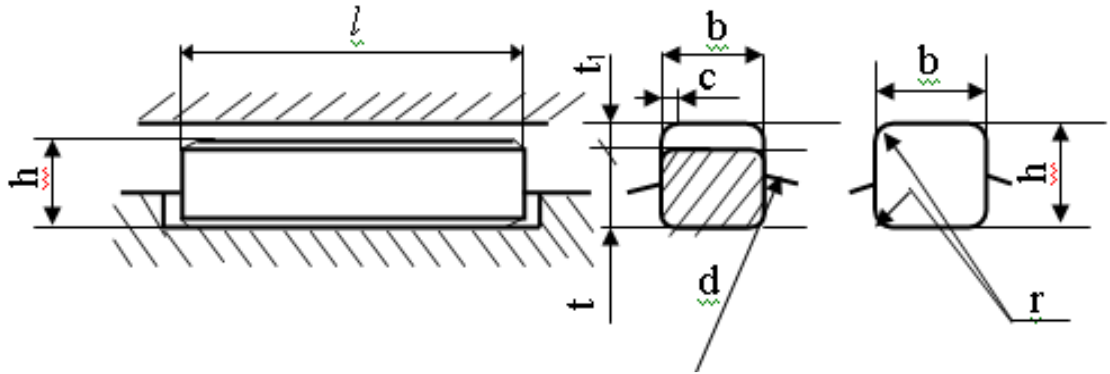
Ротор білігі төмен және орта көміртекті, хроммен және никельмен легирленген болаттан жасалынады. Тістік дөңгелекті білікке қондыру шпонкалы немесе шлинкті байланысты қолдану қондырулары бойынша іске асырылады.



8.18-сурет. Бұрғылау қондырғысы роторының жетектік білігі:
 1-білік; 2-тісті доңғалақ; 3-тісті доңғалақтың шпонкасы; 4-радиальдық-тіректік мойынтірек; 5-тоқтату доңғалағының шпонкасы; 6- тоқтату доңғалағы; 7- радиальдық мойынтірек; 8-реттеуші аралық төсем; 9-қақпақ.

Шпонкалы байланыс. Шпонкалар 45, 50, 60 көміртекті болаттардан немесе 45-х термиялық өңдеуге HRK 35-45-ке дейінгі болаттан жасалынады.

Роторлардан әдетте призматикалық шпонкалар қолданылады (8.19-сурет).



8.19-сурет. Білік бөлшектерінің шпонкалы байланысы

Шпонканың b, h өлшемдері 8-кестедегі жетекші біліктің диаметріне қатысты таңдап алынады.

Шпонка ұзындығын $l = (0,6-1,0)D$ деп алады, мұндағы D - білік диаметрі және шпонканың бүйіршегінің қоршаған күштердің әсерінен майысуын тектесу есебін тексеру есебін тексереді:

$$\sigma_{см} = P / kl_{жұм} = 2 \cdot 10^6 M / Dkl_{жұм}, \quad (8.44)$$

мұнда $M_{кр}$ - шпонкалы байланыстан берілетін айналу моменті, кН·м; D - қондыру диаметрі, мм; $l_{жұм}$ - $k = h - t - c + m$ қатынасынан анықталынатын

шпонканың жұмысшы бетінің биіктігі, $m = 0,5D \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{b}{D} \right)^2} \right]$.

Майысудан мүмкін кернеуі тісті дөңгелекке қондырылған күпшектің материалының қаттылығына тәуелді болады және 9- кестеден алынады.

Тісті дөңгелек күпшігінің сыртқы диаметрін анықтау кезінде,

Шпонкалы саңылау күпшекке мына қашықтықта берілетінін ескеру қажет:

$$\rho = \sqrt{\left(\frac{D}{t} + t \right)^2 + \frac{b^2}{4}}. \quad (8.45)$$

8.10-кесте

Шпонкалы байланыс параметрлері

Білік диаметрі	Шпонкалар өлшемдері	Саңылау тереңдігі, h		Шпонка ұзындығы, l	Дөңгелек радиусы, r мм		Фаска, c	
		Білікте, t	Төлкеде, t ₁		in	ax	in	ax
1	2	3	4	5				

1 2-17	5 x5	30	2,3 2,8	10- 56	,16	,25	,25	,45				
1 7-22	6 x 6	3,5	3,3	14- 70								
2 2-30	8 x7	4,0		18- 90								
3 0-38	1 0x8	5,0	3,3	22- 110	,25	,40	,4	,60				
3 8-44	1 2x8	5,0	3,3	28- 140								
4 4-50	1 4 x 9	5%	3,8	36- 160								
5 0-58	1 6x10	6,0	4,3	45- 180								
5 8-65	1 8 x 11	7,0	4,4	50- 200								
6 5-75	2 0x 12	7,5	4,9	56- 200					,40	,60	,40	,60
7 5-85	2 2 x 14	9,0	5,4	63- 250								
8 5-95	2 5 x 14	9,0	5,4	70- 280								
9 5-110	2 8x 16	10, 0	6,4	80- 320								
1 10-130	3 2x 18	11, 0	7,4	90- 360								
1 30-150	3 6x 20	12, 0	8,4	100- 400	,7	,00	,7	,00				
1 50-170	4 0x 22	13, 0	9,4	100- 400								
1 70-200	4 5x 28	15, 0	10, 4	110- 450								
2 00-230	5 0x 28	17, 0	11, 4	125- 500								
2 30-260	5 6x 32	20, 0	12, 4	140- 500					,2	,6	,2	,6
2 60-290	6 3x 32	20, 0	12, 4	160- 500								
2 90-330	7 0x 36	22, 0	14, 4	180- 500								
3 30-380	8 0x 40	25, 0	15, 4	200- 500	,0	,5	,0	,5				
3 80-440	9 0x 45	28, 0	17, 4	220- 500								
4 40-500	1 00x50	31, 0	19, 5	250- 500								

8.11- кесте

Шпонка материалының майысуының мүмкін кернеуі [$\sigma_{см}$]

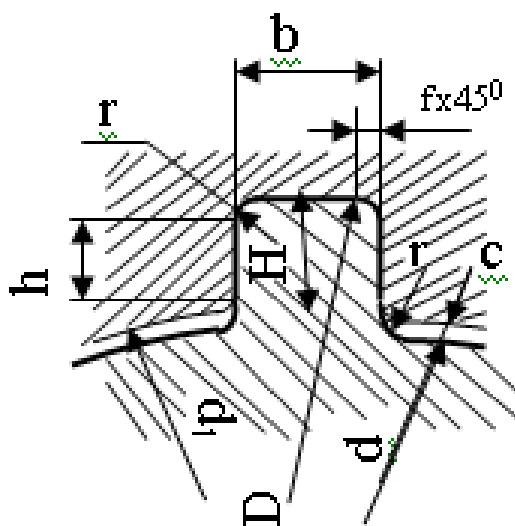
Күшшек материалының қаттылығы	Майысудың мүмкін кернеуі [$\sigma_{см}$] МПа
HRC<30 болат	100-150
HRC>30 болат	200-230

Шлицті байланыстар. Ротор білігіне тісті дөңгелек пен жұлдызшаларды шлицті байланыстар көмегімен орнату көп қолдану тапқан. Мұндай байланыстың шпонкаларымен салыстырғанда артықшылығы, шпонкалы байланыс саңлауна қарағанда, шлицтер негізінде кернеулер концентрациясымен үлкен айналу моментін беру мүмкіндігі аз болады.

Механизмдерді жобалану тікбұрышты, эвольвентті, үшбұрышты және тропециясы жазықтықтағы шлицтер қалдау табады.

Ең қарапайым және кең қолданылатын шлицті байланыс болып тікбүйірлі шлицтер байланысы табылады. тікбүйірлі шлицті байланыс сыртқы, ішкі диаметрлер немесе шлицтің бүйір шегі бойынша орталықтандырады.

Сыртқы диаметр бойынша орталықтандырылғандар білікке қондырылған бөлшек металлдың қаттылығы HRC 40-тан кем болған жағдайда ғана қолданылады. Бұл қондырғыда саңылау мен білік келесі қатынастарды сақтай отырып орындалуы тиіс (8.20 -сурет).



8.20 -сурет. Призма шлицтің өлшемдері

$r = (0,1 \dots 0,15)H$, мұндағы H -шлицтер биіктігі [$H = 0,5(D-d)$].

Шлицтердің шығыңқы томпақ жерінің бұрышы 45° бұрышта f фаскалар жасалынады. Фаскалар шегі $r=f$ үлкен радиуста орындалады.

Байланыс өлшемдерін шлицті байланыстың үш сериясы параметрлерімен (жеңіл, орта және ауыр) анықтайтын МЕСТ 1139-80 бойынша таңдау ұсынылады (8.12-кесте).

Шлицті байланыс параметрлері

Жеңіл сериясы		Орта сериясы		Ауыр сериясы	
z x d x D	b	z x d x D		z x d x D	b
6x23x26	6	6x11x14	,0	10x16x30	2,5
6x26x30	6	6x13x16	,5	10x18x23	3,0
6x28x32	7	6x16x20	,0	10x21x26	3,0
8x32x36	6	6x18x22	,0	10x23x29	4,0
8x36x40	7	6x21x25	,0	10x26x32	4,0
8x42x46	8	6x23x28	,0	10x28x35	4,0
8x46x50	9	6x26x32	,0	10x32x40	5,0
8x52x58	10	6x28x34	,0	10x36x45	5,0
8x56x62	10	8x32x38	60	10x42x52	6,0
8x62x68	12	8x36x42	,0	10x46x56	7,0
10x72x78	12	8x42x58	,0	16x52x60	5,0
10x82x88	12	8x46x54x	,0	16x56x65	6,0
10x92x98	14	8x52x60	0,0	16x62x72	6,0
10x102x108	16	8x56x65	0,0	16x72x82	7,0
10x112x120	18	8x62x72	2,0	20x82x92	6,0
		10x72x82	2,0	20x92x102	7,0
		10x72x92	2,0	20x102x115	8,0
		10x92x102	4,0	20x112x125	9,0
		10x102x112	6,0		
		10x112x125			

Д бойынша орталықтандыру кезіндегі Д мен b үшін ұсынылған қондыру мен жіберу алаңы

саңлау	H7	H8	Қондыру
қиысқан жер	F8	D9	
білік	F7,g6,h7,j _s 6 h6	e8	l
шлиц	d9, e8, f7, f8, h8, h9, j _s 7	d9,e7,f7,h8, h9,j _s 7	H8/d9,F8/e8,F8/h8, D9/d9,D9/e8,D9/h8,D9/h9, D9/j _s 7

8.14-кесте

d бойынша орталықтандыру кезіндегі d мен b үшін ұсынылатын қондыру мен жіберу алаңы

Жіберу алаңы		қондыру
втулка	білік	
H7, H8	S7,g7,j _s ,h7,e8,e8	H7/ j _s 7,H7/g6,H7/h7,H7/ j _s 7, H7/h6

Сыртқы диаметрі бойынша орталықтандыру кезінде саңлаудың шекті қисаюын H7 және H8 бойынша анықтайды және орталықтандыру диаметрі бойынша жіберу едені қосымша шлицтің бүйір шегінен жіберу алаңын белгілейді, саңлау ені үшін F8, D9 және білік шлицтері қалыңдығы үшін d9,e8,f8,h8,h9.

Д, d мен b және қондыру өлшемдері үшін жіберу алаңы орталықтандыру әдістеріне байланысты, 8.13 және 8.14-кестелер бойынша ұсынылады.

Конусты тиісті дөңгелек ілінісудің екі әдісімен ерекшеленеді.

Бірінші әдісте білікте дөңгелектің орналасуын өзгертеді. Мойынтіректерге орнатылған білік қозғалмайтын болып қалады, ал тісті дөңгелектің өстік жағдайда ауыстырмалы сақиналы төсемдермен реттеледі (шайбалармен).

Екінші әдісте дөңгелекті білікпен бірге орналастырады. Екінші әдіс бойынша ілінісудің дұрыстығын реттеудің бірнеше түрлері бар. Ротордың конусты тісті ілінісуін реттеудің қолайлы әдісі – біліктің мойынтіректі тұлғада,стаканда қозғалмайтын қондырғысы. Бұл жағдайда тұлғаның сыртқы диаметрі тісті дөңгелектің томпақ жерінің диаметрінен үлкен етіп жасылынады, өйткені ол жетекші біліктің торабын роторға жиналған күйінде орнатуға мүмкіндік береді.

Мойынтіректі торап тұлғасының құрылымы оны ротор тұлғасына қатысты өстік бағытта қатты бекту үшін игеріледі.

Жетекті біліктің орта бөлігінде, шпонкада, түпкі қозғалтқыштармен ұңғы түбін бұрғылау кезінде пайда болған реактивті моменттен ротор үстелін айналдыруды іске асыруға арналған, тоқтатқыш дөңгелек орнатылады.

Тоқтатқыш дөңгелек саусақ тәріздес бекіткіш кіретін радиальді ойық бөліктері бар диск.

Тоқтатқыш дөңгелекпен ілінісуге кіру қолмен немесе автоматты басқарудың көмегімен іске асырылады.

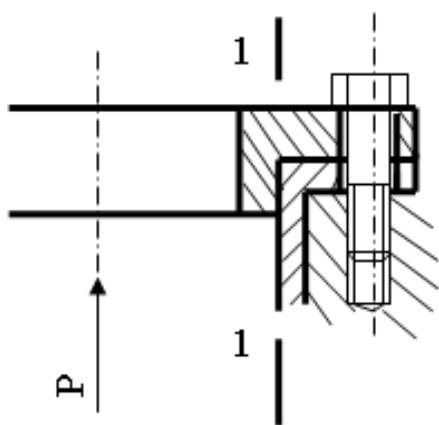
Тоқтату механизмінің саусақшасы айналу моментінен ротордың жетекші білігіне майысу және келісуге есептелінеді.

Біліктен ротор тұлғасына берілетін үлкен өстік жүктерді ескеріп, мойынтіректі тораптар тұлғасы ротор тұлғасына сүйенетін фланцтермен жасалынады және оған мойынтіректер қақпағы арқылы болттармен бекітіледі (8.21-сурет).

Мойынтіректер тұлғаға орнатылған, мойынтіректер қақпағы конусты іліністе пайда болған бірнеше өстік жүктерді қабылдайды.

Қақпақ жетекші біліктің стаканы орнатылғандықтан, қақпақ фланці үлкен консольді болады және қақпақтарды жобалау кезінде фланцті қауіпті қима бойынша беріктікке есептеуді жүргізу қажет. Ең қауіпті қима болып 1-1 қимасы саналады, 8.21-сурет және бұл қимада қақпақты кесілуге есептеу қажет.

Жетекші білік тұлғасының фланцін және мойынтірекқақпағын ротор тұлғасына бекітетін болттарды беріктікке есептеу, тісті ілініске білік өсіне параллель әсер етуші, P өстік күші бойынша жүргізіледі.



8.21-сурет. Жетекші білік стаканының бекіту сұлбасы

Фланцті байланысты жобалау кезінде алдын-ала тіректік гайка асты беті мен бекіту болттарының бастарын өңдеу әдістерін анықтау керек.

Құйма қақпақтарды қажалуды металдың ең берік бетінің алынуы фланцті әлсіретеді. Қақпақтардың ең қолайлы құрылымы болт басының немесе гайка астындағы саңылауды үңгілеу (8.21-сурет).

Мойынтіректі білік қақпақтарын бекіту болттарын қондыру орындарының өлшемдерін келесі көрсеткіштерге байланысты қабылдау ұсынылады:

Механикалық өңдеуге жіберу қақпақ габариттеріне тәуелді және 2-3 мм-ге тең;

Өңделмеген жерден өңделінуші бетке дейінгі минимальді қашықтық (8) 3-5 мм-ге тең.

Фланц биіктігі (h) (1,2-1,5) d - үлкен, мұндағы d -болт асты саңылау диаметрі;

Болт өсі мен стакан асты өңделуші саңлаудың қашықтығы (1,2-1,7) d ;

Бекіту болттарының диаметрін және орналасу қадамын таңдау олардың жасалынған материалына, қажетті қаттылығына және қабылдаған жүктердің шамасына байланысты болады.

8.3.12 Ротор үстелінің ішпектерін есептеу

Айналу моменті ротордан бұрғылау тізбегіне жетекші құбыр арқылы ротор үстелінен беріледі. Айналу моменті беретін күштер (Р) жетекші бұрғылау құбырының жақтарына перпендикуляр бағытталған. Құбыр жақтарының саны өскен сайын сығымдау кернеуі артады. Күш әсер ету сұлбасы (8.22-сурет) мына тәуелділікті аламыз:

$$M_{кр} = \frac{Z [\sigma_{cm}] S^2 L}{3}, \quad (8.46)$$

мұнда Z - жақтар саны; $[\sigma_{cm}]$ - рауалы сығымдау кернеуі; S - жетекші біліктің жақтарының саны мен цилиндрлік телімдердің бұрышында тәуелді болатын жұмысшы алаңының ені; L - ротор үстелі төлкесінің жұмысшы ұзындығы.

Көпбұрыш ішінде сызылған шеңбердің радиусы.

$$R_1 = \frac{S}{tg \frac{\alpha}{2} - \frac{\varphi}{2}}. \quad (8.47)$$

Цилиндрлік телімдердің бұрыштары жиынтығы ($z\varphi$) 90° -қа тең кезінде және жақтардың ені шаршы жетекші білік жақтары еніне тең кезінде:

$$R_1 = \frac{S}{tg \left[\frac{360^\circ}{2Z} - \frac{90^\circ}{2Z} \right]} = \frac{S}{tg \frac{135^\circ}{Z}}. \quad (8.48)$$

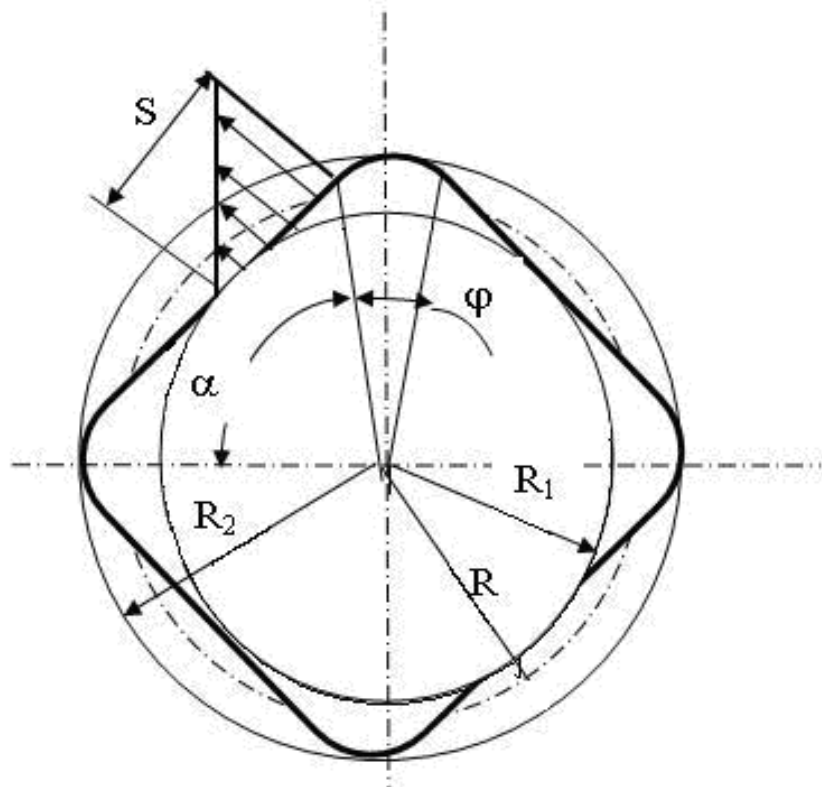
Сырттай сызылған шеңбер радиусы $R_2 = \frac{S}{\sin \frac{135^\circ}{Z}}$

бұдан:

$$R_1 = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{S}{2} \left[\frac{1}{tg \frac{135^\circ}{Z}} + \frac{1}{\sin \frac{135^\circ}{Z}} \right] \text{ және} \quad S = \frac{2R}{\frac{1}{tg \frac{135^\circ}{Z}} + \frac{1}{\sin \frac{135^\circ}{Z}}}. \quad (8.49)$$

Бұрғылау роторының ішпектеріне әсер ететін максималь кернеу

$$\sigma_{max} = \frac{3}{4} \frac{M_{кр}}{zR^2 L} \left[\frac{1}{tg \frac{135^\circ}{z}} - \frac{1}{\sin \frac{135^\circ}{z}} \right]^2, \quad (8.50)$$



8.22-сурет. Ротор үстелінің ішпегіне түсетін жүктемені есептеу сұлбасы

$\frac{M_{кр}}{\pi R^2 L} = 1$ - кезіндегі бұрғылау роторының ішпектері майысуының келтірілген кернеуі:

$$\sigma_{\max} = \frac{3\pi}{4Z} \left[\frac{1}{\operatorname{tg} \frac{135^\circ}{Z}} - \frac{1}{\sin \frac{135^\circ}{Z}} \right]. \quad (8.51)$$

Роликтік қысқышты бұрғылау роторын жобалау кезінде, роликтер мойынтіректерге орнатылатынын ескеру кажет. Бұл жағдайда ротордан жетекші құбырға берілетін айналу моментін, мойынтіректер және роликтер білігі бір мөлшерде бөлінген жүктеме ретінде қабылдайды.

8.3.13 Ротордың тұлға бөлшектерін жобалау

Бұрғылау қондырғыларының, соның ішінде ротордың тұлға бөлшектері әдетте құймамен жасалынғандықтан және конфигурацияларының күрделілігінен оларды есептеу қиын. Жобалау кезінде жобалаушының артықшылығы маңызды фактор болып табылады. Жобалаудың артықшылығы – бұл жобалау кезіндегі берілген пішіннің алдыңғы тәжірибесін, қолданылған құрылымда болған барлық пайдалы жобаларды енгізуді пайдалану.

Жобалаудың жалпы ережелеріне қаныққан соң, роторды жобалау кезінде бөлшектердің қимасынан тәуелді болатын құрылымының қаттылығын

арттыруға ұмтылу керек, сондықтан ротор тұлғасы 15...30 мм [11] аралықта белгілеуге болады.

Құйма бөлшектер беріктіктің төмендеуі мен құйманың әр түрлі механикалық қасиеттермен, кернеу мен дефектілер пайда болуға бейімділігімен сипатталады.

Ротор тұлғасының қимасы қорапшалы болғандықтан, қабықшалы, сфералы пішінде қолдану және олардың бедірлеу ұсынады, сонымен бірге майысу және созылу деформациясын болдырмау керек.

Ротордың үлкен габаритті өлшемдерін ескеріп, олардың тұлғасын үлкен габаритті құймалардың жобалаудың кең тараған және жалғыз әдісімен жасайды. Құйма жасаудан дәлдігі құйма қоспаларының қасиеттері мен номинальді өлшемдердің ауытқуына тәуелді болады және орташа 7% , ал кедір-бұдырлық параметрлері $R_z = 40$ мкм жетеді.

Құйма бөлшектер қабырғасындағы кристалдану шарттарының әр түрлі болуынан, көлденең қимада беріктіктері бірдей болмайды және металдың максимальді беріктігі қабаттың үстіне болады.

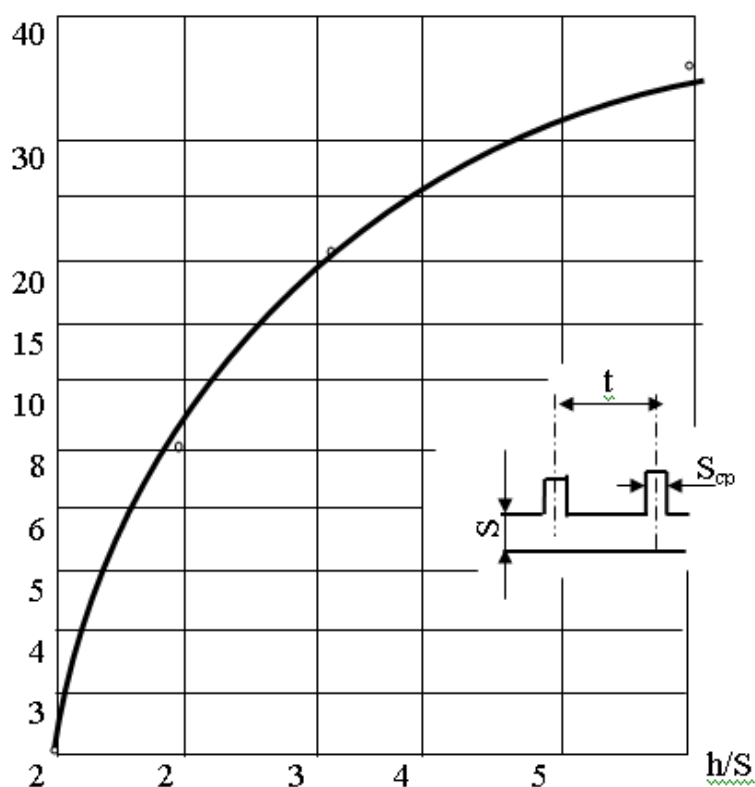
Құйма қабырғасының орта бөлігі ақырын суыйды және қабырға неғұрлым массивті болса, өзекше мен қабыршықтар арасындағы беріктікке айырмашылық соғұрлым жиі болады.

Сондықтан қабырға қалыңдығын көбейту құйма беріктігін арттыруға пропорциональ келмейді.

Ротор тұлғасын жобалау кезінде құйма қабырғасының барынша азайтып орындайды. Қажетті беріктік және қаттылықпен шығыңқы, күмбез жерлер және сол сияқты пішіндер беру мен бедірлеу арқылы қамтамасыз етуге болады.

Жобалау процессінде құйма пішінінің қуысына қарай бағытталған және перпендикуляр орналасқан, шұңқыр және шығыңқы жерлерді болдырмау керек. Сонымен бірге ротор тұлғасын жобалау кезінде пішіндік еңістерді арттырған конструкторларды еңістерді ескеру керек, біреқ стандартты конструкторлы еңістерді ұстап тұрудың қажеті жоқ.

Қабырғадан қабырғаға өтуді галтелдермен және өтудің максимальді радиусы қолданумен орындауға болады. Ротор қабырғаларын әдеттегідей жалғау кезінде жалғастыру радиусын қабырға қалаңдығынан 1,5...2 кем етпей (8.23-сурет) немесе жазылғандардың ішінен біреуін (а), әртүрлі орталықтар, әйтпесе әр түрлі орталықтан таңдап алынған жалғастыру радиусын алу ұсынылады. Қаттылықты көтеру үшін кейде жалғау кезінде ішкі бедер (в) қондырылады.



8.23-сурет. Қатаңдық қабырғаларының максималы салыстырмалы қадамын анықтау графигі

Тұйықталған бұрышпен жалғасқан қабырғалар $R=(50-100)S$ радиусымен байланыстырылады, мұндағы (S) – құйма қабырғасының қалыңдығы. Тұлға қабырғаларын тік бұрышты жалғастырудан сақтану қажет. Т-үлгісіндегі жалғауда жалғастыру радиусы $R=(0,5-1,0)S_0$ (8.23-сурет), мұндағы S_0 - жалғанатын беттер қалыңдықтарының орташа арифметикалық мәні.

Дөңесшелер қабырғаларымен пішінді жобада $R=29$ радиусымен немесе қаттылық қабырғасының күштеуімен 1:1-ге дейінгі еніспен жалғанады, ал жоспарлы жобада жалғану $R=(3-5)S$ радиусымен орындалады. Жалғану радиусының аз ғана өзгеруі құйма сапасынан аз әсерін тигізгендіктен, радиустарды бір ыңғайлау және бүтін санға дейін дөңгелектеу ұсынылады.

Бөлшектер сызбасында көрінбейтін радиустар техникалық талаптарда «көрсетілмеген радиустар $R_{мм}$ » деген жазумен көрсетеді.

Ротор тұлғасының беріктігі мен қаттылығын арттыру үшін бедірлеуді қолдану керек.

Беріктігі бойынша жоғарғы бөлігі қалыңдатылған бульболы және таврлы бедрлер ұтымды. Бедірдің жоғарғы бөлігінде радиусы $R=0,5S$ галтелдер болуы мідетті.

Сыртқы бедір қалыңдығын әдетте $0,6S$ -ке ал ішкісін $0,5S$ -ке тең етіп алады, мұндағы S -бөлшек қабырғасының қалыңдығы.

Бөлшек қабырғаларының қималарына қатысты аз, қысқа, жіңішке және сирек қойылған бедірлер ротор тұлғасының қаттылығын арттырғанымен,

беріктігін төмендетеді. Бөлшектің беріктігін әлсіретпейтін, максималь қадам мына формула бойынша анықталынады,

$$T=2S_{cp} (h/S)^2, \quad (8.52)$$

Мұнда S_{cp} - бедірдің орташа қалыңдығы, мм; h - бедірдің орташа биіктігі, мм; S - қабырға қалыңдығы, мм.

Бедірдің максималь салыстырмалы қадамын h/S_{cp} (8.23-сурет) графикпен анықтауға болады.

Бедірлерді қаттылық түйіндеріне –қабырға бағыты өзгерген түйіндер мен бекіту түйіндеріне жүргізген дұрыс.

Ротор тұлғасын беті механикалық өңделген және өңделмеген өңделмеген ретінде қарастыруымызға болады. Тұлғаны жобалау кезінде белгілі ережелерді сақтау керек.

Құйма бөлшектерді жасау кезінде, құйма жасаудың дәлдік сыныбы оның өлшемдеріне тәуелді, өңделмеген беттердің араласуы (t) шамада болуы мүмкін.

Сондықтан өңделген беттер, өңделмеген беттерден осы (t) шамасында жоғары орналасуы керек.

Тереңдетілген өңделген беттер, өңделмеген беттерден (t) шамасында төмен орналасуы қажет.

Өңделген бетке тиісті қабырға қалыңдығы, құрылымдық қажеттіден (t) шамасында үлкен болуы керек.

Жапсардың перпендикуляр жазықтығының бетін, оның жанасу жиегін көрсету үшін, (t) ұзындықтан кем етпей орындау керек.

(t) шамасын табу үшін ? суреттегі графикті қолдануға болады

Дөңесшелер қабырғаларының қалыңдығын $S=as$ қатынасынан анықтайды, мұндағы s – құйма қабырғасының орташа қалыңдығы; $a=(1,5;1,7;1,8)$ - коэффициент, дәлдіктің бірінші, екінші және үшінші сыныбына сәйкестеліп табылған.

8.4 АБҚ тізбегінің салмағын есептеу (қашауының үстіңгі бөлігінде)

Ауырлатылған бұрғылау құбырларын (АБҚ) [1] бірнеше түрге бөледі: ыстық өңделген құбырлардан дайындалған АБҚ, құбырларды илемдеу станоктарында жасалынған, мұндай бұрғылау құбырларының мерзімінің шегі $\delta_T=380$ мен $\delta_T=550$ МПа және АБҚС- 1, АБҚС-2, АБҚС-3 ішкі арнасы бұрғымен тесілген, ал сыртқы арнасы беті жонылатын және қыздырылып өңделген. Мұндай құбырларды мерзімінің шегі АБҚ-ға карағанда үлкен және $\delta_T=650$ мен $\delta_T=750$ МПа құрайды.

Ауырлатылған бұрғылау құбырларының шарты белгілерінде, түрлерінің белгілерінен кейін оның сыртқы диаметрі көрсетіледі (2.2 кесте).

АБҚ диаметрі ұңғы қабырғасы мен құбыр арасындағы кеңістік қимасының ауданы және құбыр қимасының ең үлкен қаттылығымен қамтамасыз ету шарттарына байланысты таңдап алынады [2.2].

АБҚ диаметрінің қашау диаметріне қатынасы, қашау диаметрі 295,3 мм-ге дейін болса, $(0,75 \div 0,85)$ тең етіп алынады, яғни, $D_{УБТ}/D_{дол}=(0,75 \div 0,85)$ және $D_{УБТ}/D_{дол}=(0,65 \div 0,75)$ $D_{дол}>295,3$ мм болғанда.

8.15-кесте

Ауырлатылған бұрғылау құбырларының сипаттамасы

Құбырлардың белгіленуі	Бұранда белгілері	Ішкі диаметрі, мм	1м құбырдың массасы, кг	Шектік жүктеу, кН
АБҚ-146	3-121	75	97	32,1
АБҚ-159	3-133	80	116,0	40,5
АБҚ-178	3-147	80	156	57,8
АБҚ-203	3-171	100	192,0	78,6
АБҚ С-133	3-108	64	83,0	25,6
АБҚ С-146	3-212	68	103,0	33,5
АБҚ С-178	3-147	80	156,0	57,8
АБҚ С-203	3-161	80	214,6	85,6
АБҚ С-219	3-171	110	221,0	95,4
АБҚ С-229	3-171	90	273,4	118,2
АБҚ С-245	3-201	135	258,0	121,5
АБҚ С-254	3-201	100	336,1	155,8
АБҚ С-273	3-201	100	397,1	192,1
АБҚ С-299	3-201	100	489,5	249

Турбобурмен, бұрандалы түпкі қозғалтқышпен және электрлі бұрғылау кезінде АБҚ диаметрі түпкі қозғалтқыштың диаметрінен аспау керек, сондықтан АБҚ-ның ең үлкен диаметрі ретінде түпкі қозғалтқыштың диаметрі алынады. Бұрғылаудың күрделі шарттары үшін, мысалға қисық ұңғыларды бұрғылау кезінде, диаметрі 250,8 мм-ден үлкен қашаулар үшін АБҚ диаметрін жақын аралас өлшемдерге дейін кішірейтуге болады.

Егер АБҚ-ның үстіне орналасқан бұрғылау құбырларының диаметрі АБҚ диаметрінен 0,75 мм кіші болса, онда АБҚ диаметрі бұрғылау құбырының диаметріне дейін кішірейтіліп, сатылы етіп таңдалып алынады. АБҚ диаметрін таңдап алған соң, қашауға өстік жүктеме беру үшін, олардың қажетті ұзындығын есептелінеді.

Бұрғылаудың роторлы әдісінде АБҚ ұзындығы мына формуламен анықталады [2, 5]:

$$l_{УБТ} = \frac{1,25P_{дол}}{q_{УБТ}},$$

(8.53)

мұнда $P_{дол}$ - қашаудың мүмкін өстік жүктеу, МН; $q_{УБТ}$ - 1м АБҚ-ның салмағы, МН; $l_{УБТ}$ - АБҚ тізбегінің ұзындығы, м.

Түпкі қозғалтқыштармен бұрғылауда АБҚ ұзындығы, олардың салмағын ескере отырып анықталады, яғни,

$$l_{УБТ} = \frac{1,25P_{дол} - Q}{q_{УБТ}},$$

(8.54)

мұнда Q - түпкі қозғалтқыш салмағы, МН.

Егер АБҚ тізбегі бірнеше диаметрлерден тұратын болса, онда олардың жалпы салмағы мына шартарды қанағаттандыруы керек, роторлы бұрғылауда

□ $q_{УБТ}l_{УБТ} = 1,25P_{дол}$ және қашауды түпкі қозғалтқыштарымен айналдыру кезінде □ $q_{УБТ}l_{УБТ} = 1,25P_{дол} - Q$.

АБҚ тізбегінің ұзындығын анықтап болған соң, шекті жүктеме мына формуламен анықталынады:

$$P_{кр} = 2\sqrt[3]{EIq_{УБТ}^2 - P_0F_0},$$

(8.55)

мұнда E - болаттың серпімділік модулі, $(2,1 \cdot 10^7 \text{ Н/см}^2)$; I - құбыр қимасының инерциясы моменті, см^4 ;

$$I = \square (D^4 - d^4) / 64,$$

(8.56)

мұнда Q - АБҚ ұзындық бірлігінің салмағы, Н/см; P_0 - қашаудағы төмендеуі, Н/см^2 ; F_0 - қашау тесігінің қимасының суммарлық (жалпы) ауданы, см; D және d - сәйкесінше, АБҚ-ң сыртқы және ішкі диаметрлері, см.

Егер АБҚ тізбегіне шекті жүктеме қашаудың мүмкін жүктемесінен аз болса, онда АБҚ-ң көлденең деформациялануын тоқтату үшін тізбектерге аралық тіректі орнату қажет. Тіректер саны мына формуламен есептелінеді:

$$m = [(P_{дол} - Q_k) / aq_{УБТ}] - 1,$$

(8.57)

мұнда a - тіректер арасының арақашықтығы, м; Q_k - қашаудың үстіңгі бөлігінің салмағы, МН.

Қашаудың үстіңгі бөлігінің салмағы мына алгоритіммен анықталынады:

$$Q_k = \square q_{УБТ}l_{УБТ} + Q_{дол}.$$

(8.58)

Бұғылау тізбегін роторлы айналдыру және түпкі қозғалтқышпен бұрғылау үшін,

$$Q_k = \square q_{УБТ} l_{УБТ} + Q_{ДОЛ} + Q_{ЗД}, \quad (8.59)$$

мұнда $Q_{ДОЛ}$ - қашау салмағы; $Q_{ЗД}$ - түпкі қозғалтқыш салмағы.

Қашаудың үстіңгі бөлігінің салмағын анықтап алған соң, бұрғылау тізбегінің салмағы анықталынады.

8.4.1 Бұрғылау тізбегінің салмағын анықтау

Бұрғылау тізбегінің салмағын анықтау үшін, оның ұзындығын және ұзындығының жеке бөліктерінің қимасын анықтау керек.

Тізбектің жалпы салмағы мына формуламен анықталынады:

$$Q = \square l_i q_i, \quad (8.60)$$

мұнда l_i – D_i - диаметрдегі және S_i - қабырға қалыңдығындағы тізбек бөлігінің ұзындығы; q_i – сол бөліктің ұзындық бірлігінің салмағы.

Бұрғылау тізбегінің әр түрлі бөлігінің ұзындығы, қабырға қалыңдығы және диаметрі төзімділік пен статикалық беріктік есебімен анықталады.

8.4.2 Бұрғылау тізбегін төзімділікке есептеу

Бұрғылау тізбегін төзімділікке есептеу, [2, 8] иілу моментті бұрғылау құбырының циклдік жүктеме шарттарынан орындалынады, бұл кезде беріктік қорының коэффициенті мынаған тең,

8.16-кесте

Бұрғылау құбырларының материалдарының сипаттамасы

Бұрғылау құбырының диаметрі, мм	Беріктік тобы немесе болат маркасы	Беріктік шегі, σ_T , МПа	Төзімділік шегі (($\sigma-1$) МПа	Концентрация коэффициенті
Бұрғылау құбырларының бұрандалы байланысы				
73,89	36 Г2С (к)	500	65	6
114	Д	380	105	-
114	36 Г2С (к)	500	60	6,5
140	Д	380	70	4,4
140	36Г2С (к)	500	60	6,5
140	38ХНМ (Е)	550	80	5
140	Л	650	30	-

140	35 ХГ2СВ	650	35	-
Бұрғылау құбырының жапсырма-пісірмелі байланысы				
114	К	500	90	4,3
146	Д	380	100	3,1
168	К	500	85	4,6
114	Д	380	16	-
168	К	500	130	3
Бұрандалы құбырының жапсырмалы-пісірмелі байланысы				
60	Д	380	100	3,1
Тегіс құбырлар				
60	Д	380	120	2,6
140	36Г2С	500	112	3,4
146	Д	380	120	2,6
ТБВК құбырлары				
73	36Г2С	500	12 0	3,3
89	36Г2С	500	12 0	3,3
114	36Г2С	500	12 0	3,3
114	Д	500	14 0	-

8.17-кесте

Бұрғылау тізбегінің материалдары мен олардың сипаттамалары

Бұрғылау тізбегінің элементтері	МЕС Т, норм аль, ТУ	Бері ктік тобы, бол ат маркасы	Ағы мдық шегі, σ_T , МПа	Бе ріктік шегі, σ_T , МПа	Төзімділік шегі (($\sigma-1$) МПа
1	2	3	4	5	6
Болат бұрғылау құбырлары мен муфталары	МЕС Т 631-75	Д	380	65 0	310
		К	500	70 0	-
		Е	550	75 0	-
		Л	650	80 0	-
		М	750	90 0	-
		Р	900	10 00	-
		Т	1000	11 10	-

8.17-кестенің жалғасы

Бұрғылау құбырларына арналған құлып	МЕС Т-5286-75	40X Н	580	78 0	-
	Н505 -60	45	450	70 0	-
ТБПВ құбырына арналған құлып	Н291 -49	45	450	70 0	
Ауырлатылған бұрғылау құбырлары	ТУ- 39-076-74	Д	380	65 0	390
	ТУ14 -3-164-73	К	450	75 0	-
	ТУ- 51-774-77	38X НЗМ	750	-	310
		ФА	650	-	-
		40X Н2М	580	78 0	430
		40X Н			
Тез балқитын бұрғылау құбырлары	МЕС Т 4784- 74	Д16 m	330	47 0	-

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \psi \sigma_m} \geq 1,9, \quad (8.61)$$

мұнда $(\sigma_{-1})_d$ – тегіс жылтырлатылған үлгінің төзімділік шегі.

Иілудің есептеу кернеуі мына формуламен анықталады:

$$\sigma_a = \frac{EI f}{2 \cdot 10^6 L^2 w}, \quad (8.62)$$

мұнда $E=2 \cdot 10^6$ болаттын серпімділік модулі, Н/см²; $I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64}$ - бұрғылау құбырының сақиналы қимасының инерция моменті, см⁴; D - бұрғылау құбырының сыртқы диаметрі, см; d - бұрғылау құбырының ішкі диаметрі, см; $f = 0,5(D_{скв} - D_3)$ - ұңғыдағы бұрғылау тізбегінің майысу бағыты, см; $D_{скв} = 1,1 D_{дол}$ - ұңғы диаметрі, см; D_3 - бұрғылау тізбегі құлпының диаметрі, см; $W = \frac{\pi(D_1^4 - d_1^4)}{32 D_1}$ - бұрғылау құбырының қондырылған ұшының бұрандалы жазықтығының негізгі белдемесі бойынша қауіпті қимадағы қарсыласу моменті, см³; D_1 - бұрғылау құбырының қондырылған ұшының сыртқы диаметрі, см; d_1 - бұрғылау құбырының қондырылған ұшының ішкі диаметрі, см; $L = 10^4 \sqrt{0,2 I \sigma^2 / q}$ / σ - бұрғылау тізбегінің жартылай толқынды майысу ұзындығы, м; σ - тізбектің айналуының бұрыштық жылдамдығы, с⁻¹; q - бұрғылау тізбегінің ұзындық бірлігінің салмағы, кг/см. $(\sigma_{\sigma})_d = \sigma_{\sigma} \sigma_{\sigma d}$ - коэффициент, мұндағы $\sigma_{\sigma d}$ - 8.16-кесте бойынша төзімділік шегімен бірге анықталатын, $(\sigma_{-1})_d$ - концентрация коэффициенті.

Кестеде $\sigma_{\sigma\delta}$ коэффициенті болмаған жағдайда, ол мына формуламен анықталады $\sigma_{\sigma\delta} = \sigma_{\sigma\delta} / (\sigma_{\sigma\delta})_d$.

Металдардың төзімділік шегі оның беріктік шегі мен ағымдық шегіне байланысты болады. Беріктігіне байланысты болат бұрғылау құбырлары мен муфталар болат маркасы анықталмайтын, бірақ 8.17-кестеде көрсетілгендей, беріктігінің минимальді мәндері берілетін топтар бойынша шығарылады.

Төзімділік шегінің мәндері белгісіз болғанда, σ_a , ол мына қанынастан анықталады

$$\sigma_a = 0,4\sigma_B + 57 \quad (8.63)$$

беріктік шегі $\sigma_B = (650 \dots 1000)$ МПа болғанда коэффициенті $\sigma_{\sigma\delta} \approx 1$ және ал $\sigma_B = (1000 \dots 1200)$ МПа болғанда $\sigma_{\sigma\delta} \approx 1,1$ Иілудің амплитудалық кернеуі,

$$\sigma_m = \sigma_a, \quad (8.64)$$

мұндағы σ_a - (2.11) формуламен анықталатын, заңды өзгермелі кернеу.

8.4.3 Бұрғылау тізбегін статикалық беріктікке есептеу

Статикалық беріктікке есептеу бір өлшемді және көп өлшемді тізбекті есептерге бөлінеді, сонымен бірге қалыпты және жанама кернеулердің бірігіп әсер етуінде есептелінеді [1,2].

Бір өлшемді тізбекті есептеу кезінде, бұрғылау құбыры секциясының бірінші ұзындығы (төменгі) беріледі және секцияға әсер етуші созылу күшінің қалыпты кернеуі анықталады.

$$\sigma_p = [k(Q_{\delta m} + Q_{УБТ})(1 - \sigma_{\delta p} / \sigma_m) + P_o F_k] / F_{TP}, \quad (8.65)$$

мұнда, σ_p - бұрғылау құбырының сақиналы қимасындағы кернеу, МПа;

$Q_{\delta m}$ - берілген секцияның барлық құбырларының салмағы, МН;

$Q_{УБТ}$ - ауырлатылған бұрғылау құбырларының салмағы, МН;

$\sigma_{\delta p}$, σ_m - бұрғылау ерітіндісі мен құбыр материалының тығыздығы, г/см³;

$k = 1,15$ ерітінді қозғалысының қарсылығы мен инерциялық қажалуын ескеретін коэффициент;

P_o - қашау қысымының төмендеуі, МПа;

F_k - бұрғылау құбыры ішкі диаметрінің қимасының ауданы, м²;

F_{TP} - бұрғылау құбырының сақиналы қимасының ауданы, м².

Қалып кернеуді анықтап алған соң, осы секция үшін жанама кернеуді мына формуламен анықтайды

$$\tau = \frac{M_{kp}}{W_{kp}},$$

$$(8.66)$$

мұнда, M_{kp} - бұрғылау тізбегі арқылы қашауға берілетін айнау моменті, Н см:

$$M_{kp} = 974000 \sigma (N_{\delta} + N_{\delta}) / 30 n, \quad (8.67)$$

N_{δ} - бұрандалы тізбегін айналдыруға қажет қуат, кВт:

$$N_g = 1,35 \cdot 10^{-4} L D^2 (30 n / \square^{1,5} D_{\text{дол}}^{0,5} \square_{\text{бр}}) \quad (8.68)$$

мұнда, L - тізбек ұзындығы, м; D - бұрғылау құбырының сыртқы диаметрі, м; n - бұрғылау тізбегінің айналу жиілігі, рад/с; $D_{\text{дол}}$ - қашау диаметрі, м; $\square_{\text{бр}}$ - бұрғылау ерітіндісінің тығыздығы, г/см³.

$N_{\text{д}}$ - қашауды айналдыруға қажет қуат, кВт;

$$N_{\text{д}} = 30 \cdot C \cdot 10^4 \cdot 398 \cdot n^4 \cdot D_{\text{дол}}^{0,4} \cdot P_{\text{дол}}^{1,3} / \square, \quad (8.69)$$

мұнда, $C=7,8$ - жұмсақ тау жыныстары үшін; $C=6,95$ - орташа қаттылықтағы тау жыныстары үшін; $C=5,56$ - қатты тау жыныстары үшін; $P_{\text{дол}}$ - қашауға берілетін жүктеу, МН; $W_{\text{кр}}$ - бұрғылау тізбегінің қимасының кедергі моменті, см³.

$$W_{\text{кр}} = \square [D^4 - d^4] / 16, \quad (8.70)$$

мұнда d - бұрғылау тізбегінің ішкі диаметрі, мм.

Қалыпты және жанама кернеулерді анықтаған соң, бұрғылау құбырының сақиналы қимасындағы суммарлық кернеуін мына формуламен анықтайды:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + \tau^2} \quad \tilde{71}$$

және беріктік қорының коэффициентін мына формуламен анықтайды:

$$n = \square_m / \square \approx \square_{ml}, 04 \square_p. \quad \tilde{72}$$

Бұл жағдайда мына ережелер сақталуға тиіс: қалыпты шарттарда вертикальді ұңғыларды бұрғылау үшін бұрғылау тізбегінің беріктік қорының коэффициенті 1,4-тең аз болмауы, яғни $n > 1,4$ және күрделіленген шарттарда $n > 1,45$ болуы керек.

Беріктік қоры коэффициенті аз болған жағдайда секция ұзындығын ауыстырады және беріктігі жоғары құбырларды қолданады.

Осыған ұқсас есеп басқа секциялар үшін де шығарылады.

Беріктік қорының коэффициентінің мәні берілген жағдайда, бұрғылау тізбегінің әр бір секциясының ұзындығын анықтауға болады. Бір өлшемді тізбектің бірінші секциясының ұзындығы мына өрнекпен анықталынады: =

$$l_1 = [Q_{p1} - k Q_{\text{абк}} (1 - \rho_{\text{бе}} / P_m) - P_o - F_k] / [k q_1 (1 - P_{\text{бе}} / P_m)] \quad \tilde{73}$$

мұнда Q_{p1} - бірінші секцияның бұрғылау құбырына әсер ететін созушы мүмкін жүктеу, МН:

$$Q_{p1} = Q_{\text{шек}} / 1,04n \quad \tilde{74}$$

мұнда $Q_{\text{шек}}$ - бірінші секцияның жоғарғы бұрғылауы құбырына әсер ететін созушы шекті жүктеу, МН; $k=1,15$ ерітінді қозғалыстың қарсылығы мен инерциясының қажалу күшін ескеретін коэффициент; q_1 - бірінші секциясының 1 м құбырының салмағы.

Бір өлшемді тізбектің екінші және келесі секциялардың ұзындығын мына формуламен анықтаймыз.

$$l_2 = (Q_{p2} - Q_p) / [k q_1 (1 - \rho_{\text{бе}} / P_m)] \quad (8.75)$$

мұнда $Q_{p2} = Q_{\text{шек}2} / 1,04n$.

Бұрғылау тізбегінің жалпы ұзындығы $l=l_1+l_2+\dots+l_n$ тең, мұндағы l_1, l_2, l_n -құбыр секцияларына сәйкес ұзындық.

Тізбектің жалпы салмағы:

$$G=l_1g_1+l_2g_2+\dots+l_n g_n, \quad (8.76)$$

мұнда g_1, g_2, g_n -1 м. секцияға сәйкес салмақ, кН.

Роторға қашау, қашаудың үстіңгі бөлігі және бұрғылау құбыры секциясыныннан басқа салмақ күші мен жетекші құбырының айалу моментінен реакция әсер етеді.

ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

1. Ефимченко С.И., Прыгаев А.К. Расчет и конструирование машин и оборудования нефтяных и газовых промыслов. Часть 1. Расчет и конструирование оборудования для бурения нефтяных и газовых скважин. – М.: ФГУП «Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2006. – 736 с.
2. Аваков В.А. Расчеты бурового оборудования. – М.: недра, 1973. – 399 с.
3. Бабаев С.Г. Надежность бурового оборудования. – М.. Недра, 1974. – 183 с.
4. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. Учебник для вузов. – М.: Недра, 1988. 501 с.
5. Баграмов Р.А. Машины и оборудования для бурения нефтяных и газовых скважин. Расчеты на прочность. Уч. пособие для студентов специальности 17.02.01. – М.: ГАНГ им. И.М.Губкина, 1997.
6. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. 4-е издание. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.
7. Буровые комплексы. Современные технологии и оборудование. Коллектив авторов: под общей редакцией А.М.Гусмана и К.П.Порожского. – Екатеринбург: Научное издание УГГГА, 2002. -592 с.
8. Буровое оборудование. Методика нормирования показателей надежности. – Свердловск: НИИТЯЖМАШ, 1988.
9. Буровое оборудование. Справочник в 2-х томах. Составители: В.Ф.Абубакиров, В.Л.Архангельский, В.Г.Буримов и др. – М.: недра, 2000.- 269 с.
10. Валитов М.З. Расчет и проектирование буровых и нефтепромысловых насосов. – Волгоград: ВолгГТУ, 2003. -200 с.

11. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М. Износостойкость сталей и сплавов. – М.: Нефть и газ, 1994. – 417 с.
12. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Бобров С.Н. Специальная высокопрочная машиностроительная сталь Д5. Металловедение и термическая обработка металлов. 1993, №8, с. 53-56.
13. Временное практическое руководство по нормированию и подтверждению показателей надежности. –М.: Госстандарт (ВНИИНМАШ), 1986.
14. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. Учебник для машиностроительных вузов. Т.М.Башта и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
15. Горицкий В.М. Диагностика металлов. – М.: Metallurgizdat, 2004.- 408 с.
16. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. Учебное пособие для студентов технических специальностей вузов. – М.: Академия, 2003. – 496 с.
17. Ефимченко С.И. Расчеты ресурса несущих элементов буровых установок. Учебное пособие для вузов нефтегазового профиля. М.: РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2001. – 170 с.
18. Ефимченко С.И., Бабарыкин В.В. Расчеты бурового оборудования с применением ЭВМ. Учебное пособие для студентов спец. 17.02 по дисциплине «Расчет, конструирование и основы автоматизированного проектирования». – М.: МИНГ им. И.М.Губкина, 1989. – 98 с.
19. Ильский А.Л., Миронов Ю.В., Чернобыльский А.Г. Расчет и конструирование бурового оборудования. Учебное пособие для вузов. – М.: недра, 1985. – 452 с.
20. Иогансен К.В. Спутник буровика. – М.: Недра, 1986.
21. Иосилевич Г.Б. Детали машин. Учебник для студентов машиностроительных специальностей. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
22. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. Учебное пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высшая школа, 1991. – 320 с.
23. Когаев В.П., Махмутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. – М.: Машиностроение, 1985.
24. Конструкционные материалы. Справочник. Под общей редакцией Б.Н.Арзамасова. – М.: Машиностроение, 1990. – 689 с.
25. Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение, 2003. – 384 с.
26. Лахтин Ю.М. Металловедение и термическая обработка металлов. Учебник для вузов. – М.: Metallurgy, 1983. – 360 с.
27. Лившиц Л.С., Левин С.М. Стали о оборудования нефтяной и газовой промышленности. Справочное пособие. – М.: Недра, 1995.
28. Лившиц Л.С. Металловедение сварки и термическая обработка сварных соединений. – М.: машиностроение, 1989. – 334 с.

29. Мкртычан Я.С. Буровые и нефтепромысловые насосы и агрегаты. Исследования и разработки. – М.: Газойл пресс, 1998. – 368 с.
30. Перель Л.Л. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. -543 с.
31. Подшипники качения. Справочник-каталог. Под редакцией В.Н.Нарышкина и О.В.Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984.
33. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978.
34. Сорокин Г.М., Ефремов А.П., Саакян Л.С. Учебное пособие для студентов вузов нефтегазового профиля. – М.: ГУП из-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2002. – 420 с.
35. Теория сварочных процессов. Под редакцией Фролова В.В. – М.: Высшая школа, 1988. – 559 с.
36. ГОСТ 18855-94 – Подшипники качения. Динамическая расчетная грузоподъемность и расчетный ресурс (долговечность).
37. Қазақша-орысша, орысша-қазақша терминологиялық сөздік. Машинажасау. 7 т. – Алматы: Рауан, 2000.- 288 б.
38. Қазақша-орысша, орысша-қазақша терминологиялық сөздік. Кен ісі және иеталлургия. 19 т. – Алматы: Рауан, 2000.- 200 б.
39. Мұнай және газ терминдерінің орысша-қазақша түсіндірме сөздігі. – Ақтөбе, 2003. – 208 б.
40. Нұрсұлтанов Ә.М. Мұнай және газ өнеркәсібінің орысша-қазақша терминдер сөздігі. – Алматы: ҚазҰТУ, 2000. – 64 б.

МАЗМҰНЫ

Кіріспе	3	
Бірінші бөлім. БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫН ЖОБАЛАУ НЕГІЗДЕРІ	5	
I тарау. ЖОБАЛАУ ӘДІСТЕМЕСІ ЖӘНЕ КЕЗЕҢДЕРІ	5	
1.1 Терминдер мен анықтамалар	5	
1.2 Жобалаудың процедуралық моделі	6	(ЖПМ)
1.3 Бұйымды жасау түрлері мен кезеңдері және техникалық құжаттардың	8	құрамы
1.4 Жаңа машиналарды игеру	10	әдістері
1.5 ТКК өнімділігін арттыру мәселесін шешу мысалында жаңа идеялар шығару әдістерін қолдану бейнелеуі – көтеріп-түсіру операцияларына кететін уақытты азайту үшін жаңа әдістер мен қондырғыларды	16	жасау
1.6 Көтергіш агрегаттар және жалпы КТК үшін құрылымдық шешімдерді	25	іздеу
1.7 Ілмектегі рауалы күшсалмағы 2000 кН көтергіш агрегаттың құрылымдық-кинематикалық параметрлерін есептеу	32	мысалдары
1.7.1 Гидромотормен жетектелетін бір жылдамдықты КТК тарту	34	сипаттамасы
1.7.2 Гидромотормен жетектелетін екі жылдамдықты көтеру агрегаттың тарту сипаттамасы мен кинематикалық сұлбасын салу	37	
1.8 Барабанға оралған, бір немесе екі тарту шекті, тәл жүйелеріне арналған планетарлық БАҚ-ы жылдамдықты бұрғылау	44	шығырлары

II тарау. ҰҢҒЫ ҚҰРЫЛЫМЫН ЖӘНЕ БҰРҒЫЛАУ
ТІЗБЕГІНІҢ СӘЙКЕС ОРНАЛАСТЫРЫЛУЫН ТАҢДАУ

.....	50			
2.1	Ұңғыманың	құрылымын		таңдау
.....	50			
2.2	Бұрғылау тізбегінің	сәйкес орналастырылуын		таңдау
.....	54			

III тарау. БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫН БЕРІКТІККЕ
ЕСЕПТЕУ ӘДІСТЕМЕСІ

.....	55			
3.1	Статикалық жүктемелеу кезіндегі беріктік			
.....	55			
3.2	Статикалық жүктемелеу кезінде қираудың ықтималдылығы [38]			
.....	57			
3.3	Айнымалы кернеулер	кезіндегі		беріктік
.....	60			
3.4	Үнемі көпциклдік жүктемелеу кезінде қирау ықтималдылығын			есептеу
.....	61			
3.5	Үнемі емес айнымалы жүктемелеу кезінде беріктікке есептеу			
.....	62			
3.6	Пісіру	жалғауларын		есептеу
.....	63			
3.6.1	Тұрақты жүктемелеу кезінде пісіру қосылыстарын есептеу			[20]
.....	63			
3.6.2	Негізгі құрылымдық және технологиялық факторлардың пісіру жіктерінің шаршауға қарсыласуына			әсерлері
.....	68			
3.6.3	Пісіру құрылымдарды	шаршауға		есептеу
.....	71			
3.7	Бұрғылау қондырғылары тасушы элементтерінің ресурсын есептеуінің рәсімделген әдісін игерудің қажеттігі туралы			
.....	73			

**Екінші бөлім. БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫНЫҢ СЕНІМДІЛІГІ
ЖӘНЕ ОЛАРДЫ ЕСЕПТЕУ ӘДІСТЕМЕЛЕРІ**

.....	75			
-------	----	--	--	--

IV- тарау. БҰРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫНЫҢ СЕНІМДІЛІГІ

.....	75			
-------	----	--	--	--

4.1	Терминдер	мен	анықтамалар
			76
4.2	Сенімділік көрсеткіштері		
			78
4.3	Істен шықпағыштық		көрсеткіштері
			79
4.4	Шыдам мерзімі		көрсеткіштері
			84
4.5	Жөндеуге жарамдылық		көрсеткіштері
			86
4.6	Сақталғыштық		көрсеткіштері
			87
4.7	Сенімділіктің кешендік		көрсеткіштері
			87
4.8	Таңдау мәліметтері бойынша істен шықпау көрсеткіштерін есептеу		
			88
4.8.1	Негізгі түсініктер.	Таңдаудың қажетті көлемі	
			88
4.8.2	Істен шықпау сипаттамаларын анықтаудың әдісі		
			90
4.8.3	Істен шығуға дейінгі атқаратын жұмыс көлемінің таралу заңдары		
			91
4.8.4	Таралудың экспоненциальдық		заңы
			93
4.8.5	Вейбуллдің таралу		заңы
			94
4.8.6	Қалыпты таралу		заңы
			95
4.9	Сенімділікке сынау		жоспарлары
			98
4.10	Істен шықпағыштық көрсеткіштерін есептеу мысалдары (КСК-5-1 клапандарын сынау мәліметтері бойынша)		
			101
4.11	Теориялық және статистикалық таралулардың сәйкестігін тексеру		
			104
4.12	Күрделі техникалық жүйелердің		сенімділігі
			105
4.12.1	Жалпы		мәліметтер
			105
4.12.2	Жүйенің сенімділігін		есептеу
			105

4.12.3	Қайта қалпына келтірілетін жүйелердің сенімділігі	108
4.12.4	Жоспарлы техникалық күтімді (ТК) жүйелердің сенімділігі	112
4.13	Атқару элементтерінің сенімділігін олардың беріктігін және оларға жүтелген жүктеменің таралуына тәуелді есептеу	112
4.14	Сенімділіктің деңгейін нормалау	116
4.14.1	Істен шықпай жұмыс істеу ықтималдылығы	116
4.14.2	Экономикалық көрестекіштерден шығатын сенімділік нормаларын оптимизациялау	118
4.15	Сенімділіктің берілген деңгейі бойынша тасушы элементтердің талап етілетін беріктік қоры коэффициентін анықтау	119
4.16	Жобалау кезінде бұрғылау жабдығының сенімділігін болжау	122
4.17	Бұрғылау жабдығының сенімділік көрсеткіштерінің атаулары	126
4.18	Бұрғылау жабдығының сенімділік көрсеткішін есептеу	134
4.18.1	Нормаланған сенімділік көрсеткіштерін есептеу	134
4.18.2	Сенімділіктің орташа көрсеткіштерін анықтау	135
4.18.3	Қалпына келтіру уақытының орташа мәнін есептеу	137
4.18.4	УВ -250 ұршығының қалыпты сенімділік көрсеткіштерін есептеудің мысалы	137
4.18.5	Бұрғылау сораптарының сенімділік көрсеткіштерін есептеу мысалы	138
4.19	Техникалық құрылғылардың сенімділігін арттыру әдістері	140
4.20	Сенімділік көрсеткіштерін есептеу үшін статикалық мәліметтерді өңдеуді автоматтандыру құралдары	142
V тарау.	ҚҰРЫЛЫМДЫҚ БОЛАТТАРДЫҢ ЖАЛПЫ СИПАТТАМАСЫ ЖӘНЕ ТАҢДАУЫ	145

5.1 Мұнай-газ сұрыпындағы болаттардың сыныптамасы	145	
5.2 Бұрғылау жабдықтарына арналған машина жасау болаттары	151	
5.3 Бұрғылау жабдықтарына арналған машина жасау болаттарын таңдау және тағайындалу бойынша негізгі ережелері	155	
5.3.1 Беріктігі жоғары цементтелмеген жақсартылатын болаттарды таңдауға ұсыныстар	156	
VI тарау. БҰРҒЫЛАУ ҚОНДЫРҒЫСЫНЫҢ КӨТЕРІП-ТҮСІРУ	163	КЕШЕНІ
6.1 Бұрғылау құрылғысының тәлдік жүйесінің құрылымдық ерекшеліктері	163	
6.1.1 Бұрғылау және КТО кезіндегі әбзелдегі тәлдік арқанның ұзындығы бойынша иілу (бүгілу) санының таралу заңдылығы	166	
6.2 Тәлдік арқанның шығыр барабанына оратылуы кинематикасы және бұрғылау қондырғысының көтергіш бөлігіндегі оның динамикалық жүктемелері	176	
6.2.1 Барабанға арқанның көп қабатты оратылу кинематикасы	178	
6.2.2 КТО кезіндегі бұрғылау қондырғысының көтергіш бөлігіндегі динамикалық жүктемелер	184	
6.3 Бұрғылау шығырлары барабандарындағы науашалы бастырмалау	186	
6.3.1 Құрылымдық ерекшеліктері және арқанның ұзақ тұрақтылығына әсер ететін параметрлеріне қойылатын талаптар	186	
6.3.2 Шкивтер бунақтары мен шығыр барабандарына кесілетін бунақтарының пішін радиустарына қойылған талаптар	197	
6.4 Тәл арқандары	203	
6.4.1 Тәл арқандарының құрылымы	204	
6.4.2 Болат арқандардың сыныптамасы және тәл арқандарының		

сипаттамалары	205
6.4.3 Тәл арқанының істен шығуына әсер ететін факторлар	208
6.4.4 Тәлдік арқандардың іске жарамсыздық сынбағалары	219
6.4.5 Тәлдік арқандардың жұмыс қабілеттілігін арттыру жолдары	222
6.5 Бұрғылау қондырғылары тәл блогінің элементтері	223

VII тарау. БҰРҒЫЛАУ ҚОНДЫРҒЫЛАРЫНЫҢ СОРАПТЫ-ЦИРКУЛЯЦИЯЛЫҚ КЕШЕНІ	230
7.1 Сорапты-циркуляциялық кешеннің жұмысы және құрылымы	230
7.1.1 Сорапты-циркуляциялық кешеннің жұмысы және құрамы	230
7.1.2 Сорапты-циркуляциялық кешеннің жуу режимін есептеу және параметрлерін таңдау	232
7.2 Бұрғылау сораптарының негізгі параметрлері және құрылымы	235
7.2.1 Тағайындалуы және негізгі талаптар	235
7.2.2 Сораптардың негізгі және құрылымдық параметрлері	237
7.2.3 Бұрғылау сораптарының құрылымы	238
7.2.4 Бұрғылау сораптарының құрылымдық ерекшеліктері	241
7.3 Бұрғылау сорабының нақты жұмыс процесінің математикалық үлгісі	246
7.4 Сораптар жұмысының параметрлері және көрсеткіштері	247
7.4.1 Бұрғылау сораптарының кинематикасы	247
7.4.2 Поршеньді сораптың өнімділігі	249
7.4.3 Поршеньді сораптардың сору процесі	254
7.4.4 Цилиндрлердегі және қарқындық желідегі лүпілдеулер	257

7.4.5	Сору	клапаны	жұмысының	ерекшеліктері	
.....					262
7.4.6	Поршеньді	сораптың	көлемдік	беруі және	ПӘК-і
.....					264
7.5	Бұрғылау	сорабы	түйіндерінің	беріктігі және	шыдам мерзімі
.....					267
7.5.1	Гидравликалық		бөліктің		түйіндері
.....					267
7.5.2		Жетектік			бөлік
.....					270

VIII тарау. БҰРҒЫЛАУ ҚОНДЫРҒЫСЫНЫҢ АЙНАЛДЫРУ ЖАБДЫҚТАРЫ

.....					272
8.1	Жабдықтың атқаратын қызметі, құрамы және талап етілген сипаттамалары				
.....					272
8.2	Ұршықтар. Тағайындалуы, құрамы, құрылымы қойылатын талаптар, параметрлері, құрылымы				
273					
8.2.1		Күштік			ұршықтар
.....					281
8.2.2	Күштік ұршық сәйкес орналастырудың құрылымдық сұлбалары				
.....					283
8.2.3	Ұршық элементтерін беріктікке және шыдамдылыққа есептеу				
.....					286
8.2.4	Ұршықтар тіреулері мойынтіректерін таңдау және есептеу				
.....					289
8.3	Роторлар құрылымы және жұмыс принципі				
.....					290
8.3.1		Ротордың			есептеуі
.....					295
8.3.2	Ұңғыларды бұрғылау кезінде, бұрғылау қондырғысы роторына әсер етуші күштерді анықтау				
.....					300
8.3.3	Роторды жобалаудың ережелері				
.....					301
8.3.4	Ротордың күштік есебі				
.....					302
8.3.5	Ротор тіректерінің жүктеулерін есептеу				
.....					304
8.3.6	Ротордың негізгі мойынтіректі тірегін есептеу				
.....					306

8.3.7	Ротордың жетектік білігін	есептеу
.....	307	
8.3.8	Ротордың жетектік білігінің мойынтіректерін	есептеу
.....	309	
8.3.9	Мойынтіректер мен отырғызуларды	таңдау
.....	310	
8.3.10	Роторлар құрылымында жиі қолданылатын мойынтіректердің техникалық сипаттамасы	
.....	311	
8.3.11	Ротордың жетекші білігін	жобалау
.....	313	
8.3.12	Ротор үстелінің ішпектерін	есептеу
.....	319	
8.3.13	Ротордың тұлға бөлшектерін	жобалау
.....	321	
8.4	АБҚ тізбегінің салмағын есептеу (қашауының үстіңгі бөлігінде)	
.....	323	
8.4.1	Бұрғылау тізбегінің салмағын	анықтау
.....	325	
8.4.2	Бұрғылау тізбегінің төзімділікке	есептеу
.....	325	
8.4.3	Бұрғылау тізбегін статикалық беріктікке	есептеу
.....	328	

ӘДЕБИЕТТЕР ТІЗІМІ

.....	330
-------	-----

ҚОСЫМШАЛАР

.....	331
-------	-----

ҚОСЫМШАЛАР

1-кесте

$\chi^2_{p;m}$ мәндері

m	p											
	,01	,05	,10	,20	,30	,50	,70	,80	,90	,95	,99	
0	,023	,102	,21	,445	,711	,383	,414	,227	,602	,992	,211	
1	,305	,711	,04	,643	,195	,352	,883	,992	,773	,492	3,273	
2	,872	,635	,204	,064	,826	,350	,236	,561	0,645	2,592	6,812	
3	,646	,733	,490	,586	,523	,352	,523	1,023	3,362	5,507	0,090	
4	,558	,940	,865	,182	,275	,346	1,787	3,447	5,987	8,307	3,209	
5	,571	,226	,304	,811	,029	1,338	4,020	5,814	8,549	1,026	6,217	
6	,660	,571	,790	,468	0,821	3,337	6,222	8,149	1,064	3,685	9,141	
7	,812	,962	,312	1,148	2,617	5,336	8,414	0,461	3,542	6,296	2,000	
8	,015	,390	0,365	2,858	4,440	7,341	0,593	2,755	5,989	8,869	4,805	
9	,260	0,851	2,443	4,580	6,260	9,346	2,763	5,029	8,412	1,410	7,56	
10	,542	2,338	4,041	6,312	8,106	1,339	4,938	7,301	0,813	3,924	0,289	
11	0,856	3,848	5,659	8,064	9,939	3,338	7,100	9,549	3,196	6,415	2,980	
12	2,198	5,379	7,292	9,824	1,797	5,333	9,244	1,795	5,563	8,885	5,642	
13	3,565	6,928	8,939	1,595	3,646	7,337	1,397	4,022	7,916	1,337	8,278	
14	4,953	8,493	0,599	3,357	5,510	9,333	3,523	6,248	0,256	3,773	0,892	
15	6,362	0,072	2,271	5,148	7,367	1,336	5,664	8,461	2,585	6,194	3,486	
16	7,789	1,664	3,952	6,936	9,244	3,328	7,793	0,682	4,903	8,602	6,061	
17	9,233	3,269	5,643	8,731	1,122	5,341	9,929	2,582	7,212	0,998	8,619	
18	0,691	4,884	7,343	0,537	3,000	7,341	2,036	5,079	9,513	3,384	1,162	
19	2,164	6,509	9,051	2,354	4,873	9,326	4,170	7,275	1,805	5,758	3,691	
20	3,650	8,144	0,765	4,161	6,755	1,338	6,181	9,460	4,090	8,124	6,206	
21	5,148	9,787	2,487	5,970	8,645	3,339	8,399	1,643	6,369	0,481	8,710	

0	6,657	1,439	4,215	7,796	0,525	5,332	0,509	3,822	8,641	2,830	1,201
2	8,177	3,098	5,949	9,615	2,416	7,338	2,611	5,998	0,907	5,171	3,683
4	9,707	4,764	7,689	1,449	4,318	9,335	4,718	8,160	3,167	7,505	6,154
6	1,246	6,437	9,433	3,285	6,205	1,333	6,831	0,334	5,412	9,832	8,616
8	1,793	8,116	1,183	5,121	8,100	3,334	8,924	2,497	7,673	2,153	1,069
0	4,350	9,801	2,937	6,956	0,005	5,337	1,024	4,661	9,919	4,468	3,513
	5,913	1,492	4,696	8,803	1,904	7,342	3,133	6,815	2,160	6,778	5,950
	7,485	3,188	6,459	0,647	3,811	9,333	5,222	8,972	4,397	9,082	8,379

К коэффициентінің мәндері

<i>h</i>	<i>p</i>										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
01	0101	0109	0116	0122	0128	0133	0137	0142	0146	0149	0153
02	0204	0221	0234	0247	0257	0267	0276	0285	0293	0301	0308
03	0309	0334	0355	0372	0389	0403	0417	0430	0442	0454	0465
04	0416	0449	0476	0500	0522	0541	0560	0577	0594	0609	0624
05	0525	0566	0600	0629	0657	0681	0704	0726	0746	0766	0785
06	0636	0655	0725	0761	0793	0823	0851	0877	0901	0925	0947
07	0749	0806	0852	0894	0932	0967	0989	1029	1058	1085	1111
08	0865	0928	0982	1029	1073	1112	1149	1184	1216	1248	1278
09	0982	1053	1135	1167	1215	1260	1301	1340	1377	1413	1446
10	1102	1180	1247	1306	1360	1409	1455	1499	1540	1579	1617

15	1734	1848	1946	2034	2114	2188	2258	2323	2386	2445	2502
0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
20	2427	2574	2703	2819	2926	3025	3118	3207	3290	3370	3447
0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
25	3186	3366	3525	3670	3803	3928	4045	4156	4261	4362	4459
0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
30	4021	4233	4422	4595	4756	4904	5045	5180	5308	5430	5548
0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
35	4941	5184	5404	5604	5791	5967	6133	6291	6441	6596	6724
0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
40	5961	6234	6484	6713	6297	7129	7320	7502	7676	7844	8005
0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
45	7096	7400	7678	7937	8179	8406	8625	8832	9031	9222	9406
0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	1.	1.	1.	1.	1.
50	8368	8703	9012	9300	9570	9826	0070	0300	0530	0740	0950
0.	0.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.
55	9808	0270	0510	0830	1130	1410	1690	1950	2200	2440	2670
0.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.
60	1450	1850	2220	2570	2900	3210	3510	3800	4080	4350	4610
0.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.
65	3360	3790	4190	4570	4940	5280	5610	5930	6240	6530	6820
0.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.	1.
70	5610	6080	6510	6930	7320	7700	8060	8410	8750	9080	9400
0.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.	2.
80	1760	2290	2800	3290	3760	4210	4650	5070	5480	5880	6260
0.	3.	3.	3.	3.	3.	3.	3.	3.	3.	3.	3.
90	2830	3450	4050	4640	5200	5750	6280	6790	7300	7790	8270

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-x}^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz \text{ функциясының мәндері}$$

x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$	x	$\Phi(x)$
00	0,0000	25	0,7887	50	0,98758	75	0,99982
05	0,0399	30	0,8064	55	0,98923	80	0,99986
10	0,0797	35	0,8230	60	0,99068	85	0,99988
15	0,1192	40	0,8385	65	0,99195	90	0,999904
20	0,1585	45	0,8529	70	0,99307	95	0,999922
25	0,1974	50	0,8664	75	0,99404	00	0,999937
30	0,2358	55	0,8789	80	0,99489	05	0,999949
35	0,2737	60	0,8904	85	0,99563	10	0,999959
40	0,3108	65	0,9011	90	0,99627	15	0,999967
45	0,3473	70	0,91087	95	0,99682	20	0,999973
50	0,3820	75	0,91988	00	0,99730	25	0,999979
55	0,4177	80	0,92814	05	0,99771	30	0,999983
60	0,4515	85	0,93569	10	0,99806	35	0,999986
65	0,4843	90	0,94257	15	0,99837	39	0,999989
70	0,5161	95	0,94882	20	0,99863		
75	0,5468	00	0,95450	25	0,99885		
80	0,5763	05	0,95964	30	0,99903		
85	0,6047	10	0,96427	35	0,99919		
90	0,6219	15	0,96844	40	0,99933		
95	0,6575	20	0,97219	45	0,99944		
00	1,6827	25	0,97555	50	0,99953		
05	1,7063	30	0,97855	55	0,99961		
10	1,7287	35	0,98123	60	0,99968		
15	1,7499	40	0,98360	65	0,99974		
	1,0	2,	0,	3,	0,		

20	7699	45	98571	70	99978		
----	------	----	-------	----	-------	--	--

4-кесте

$f_0(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{x^2}{2}}$ қалыпты таралу ықтималдылығы тығыздығының мәндері

x	$f_0(x)$	x	$f_0(x)$	x	$f_0(x)$
0,00	0,3989	1,05	0,2299	2,10	0,0440
0,05	0,3984	1,10	0,2179	2,15	0,0396
0,10	0,3970	1,15	0,2059	2,20	0,0335
0,15	0,3945	1,20	0,1942	2,25	0,0317
0,20	0,3910	1,25	0,1826	2,30	0,0283
0,25	0,3867	1,30	0,1714	2,35	0,0252
0,30	0,3814	1,35	0,1604	2,40	0,0224
0,35	0,3752	1,40	0,1497	2,45	0,0198
0,40	0,3683	1,45	0,1394	2,50	0,0175
0,45	0,3605	1,50	0,1295	2,55	0,0154
0,50	0,3521	1,55	0,1200	2,60	0,0136
0,55	0,3429	1,60	0,1109	2,65	0,0119
0,60	0,3332	1,65	0,1023	2,70	0,0104
0,65	0,3230	1,70	0,0940	2,75	0,0091
0,70	0,3123	1,75	0,0863	2,80	0,0079
0,75	0,3011	1,80	0,0790	2,85	0,0069
0,80	0,2897	1,85	0,0721	2,90	0,0060
0,85	0,2780	1,90	0,0656	2,95	0,0051
0,90	0,2661	1,95	0,0596	3,00	0,0044
0,95	0,2541	2,00	0,0540	3,05	0,0038
1,00	0,2420	2,05	0,0488	3,99	0,0001

5-кесте

$f_1(k)$ және $f_2(k)$ функцияларының мәндері

k	$f_1(k)$	$f_2(k)$	k	$f_1(k)$	$f_2(k)$
-2.0	2.373	1.003	0.0	0.790	1.517
-1.9	2.285	1.004	0.1	0.735	1.667
-1.8	2.197	1.005	0.2	0.675	1.863
-1.7	2.110	1.006	0.3	0.617	2.119
-1.6	2.024	1.009	0.4	0.562	2.458
-1.5	1.939	1.011	0.5	0.509	2.898
-1.4	1.854	1.015	0.6	0.459	3.473
-1.3	1.770	1.019	0.7	0.412	4.241
-1.2	1.688	1.025	0.8	0.368	5.261
-1.1	1.606	1.032	0.9	0.326	6.623
-1.0	1.525	1.042	1.0	0.288	8.448
-0.9	1.466	1.054	1.1	0.252	10.900
-0.8	1.376	1.069	1.2	0.219	14.220
-0.7	1.290	1.089	1.3	0.190	18.730
-0.6	1.215	1.114	1.4	0.163	24.890
-0.5	1.141	1.147	1.5	0.139	33.340
-0.4	1.069	1.189	1.6	0.117	44.990
-0.3	0.998	1.243	1.7	0.098	61.130
-0.2	0.929	1.312	1.8	0.082	83.640
-0.1	0.868	1.401	1.9	0.068	115.20
			2.0	0.055	0
					159.70
					0

Қалыпты таралу квантили

β	μ	Z	β	μ	Z	β	μ	Z
	β	μ	β	μ	β	β	μ	β
	0	0		0		0	1	1
.50	.000	.674		0	.92	.405	.751	1
	0	0	.72	.563	.080		1	1
.51	.025	.690		0	.925	.440	.780	1
	0	0	.73	.613	.103		1	1
.52	.050	.706		0	.93	.476	.812	1
	0	0	.74	.643	.126		1	1
.53	.075	.722		0	.94	.555	.881	2
	0	0	.75	.674	.150		1	2
.54	.100	.739		0	.95	.645	.960	2
	0	0	.76	.706	.175		1	2
.55	.126	.755		0	.96	.751	.054	2
	0	0	.77	.738	.200		1	2
.56	.151	.772		0	.97	.881	.170	2
	0	0	.78	.772	.227		1	2
.57	.176	.789		0	.975	.960	.241	2
	0	0	.79	.806	.254		2	2
.58	.202	.806		0	.980	.054	.326	2
	0	0	.80	.842	.282		2	2
.59	.228	.824		0	.990	.326	.596	2
	0	0	.81	.878	.311		2	2
.60	.253	.842		0	.991	.366	.612	2
	0	0	.82	.915	.341		2	2
.61	.279	.860		0	.993	.457	.697	2
	0	0	.83	.945	.372		2	2
.62	.305	.878		0	.994	.512	.748	2
	0	0	.84	.994	.405		2	2
.63	.332	.896		0	.995	.576	.807	2
	0	0	.85	.036	.440		2	2
.64	.358	.915		0	.996	.652	.878	2
	0	0	.86	.080	.476		2	2
.65	.385	.935		0	.997	.748	.968	3
	0	0	.87	.126	.514		2	3
.66	.412	.954	0.88		.9975	.807	.024	3
	0	0	0	.175	.555		3	3
.67	.440	.974		.89	.9980	.878	.090	3
	0	0	0	.227	.598		3	3
.68	.468	.994	.90		.9990	.090	.290	3
	0	0	1	0	.282	.645		3
.69	.496	.015	.91		.9995	.291	.480	3
	0	0	1	.341	.695		3	3
.70	.524	.036			.9999	.719	.885	

Кейбір құрылымдық орташа көміртектендірілген сапалы болаттардың қасиеттері

Болат маркасы	Химиялық құрамы, %			Термиялық өңдеу	$\sigma_{в, Па}$	$\sigma_{т, Па}$	$\delta, \%$	К _{CU, МДж/м²}	К _{CV, МДж/м²}	$\sigma_{1, МПа}$	Қыздыру, мм
	C	Mn	Si								
35	0,30-0,40	0,5-0,8	0,17-0,37	1. калыптастыру	480	250	19	0,6	0,2	23	-
				2. шынықтыру (870 ⁰ C), с; жасыту (200 ⁰ C)	800	500	7	0,4	-	40	-
				3. шынықтыру (870 ⁰ C), с; жасыту (600 ⁰ C)	520	300	18	0,7	0,4	35	10
45	0,40-0,50	0,5-0,8	0,17-0,37	1. күйдіру	520	280	20	0,5	0,2	23	-
				2. жасыта калыптастыру	600	400	5	0,5	0,2	30	-
				3. шынықтыру; жасыту (200 ⁰ C)	500	350	3	0,3	0,2	-	-
				4. шынықтыру (850 ⁰ C), с; жасыту (600 ⁰ C)	700	500	5	0,8	0,4	40	12

				5. жасыту (500 ⁰ С)	8 50	6 50					-
Г	45 0, 35-0,45	0 7-1,0	0,1 7-0,37	1. қалыптастыру	6 50	6 50	1 4	0, 9	0, 5	-	-
				2. шынықтыру (850 ⁰ С), м; жасыту (650 ⁰ С), м	7 50	6 40	2 0	1, 4	0, 6	38	15 -18

Ескерту: «Термиялық өңдеу» графасындағы «с» - суда, «м» - майда салқындатуы білдіреді.

8-кесте

Кейбір орташа көміртектендірілген төмен қоспаланған болаттардың құрамы мен қасиеттері

Болат маркасы	Химиялық құрамы, %			Термиялық өңдеу	Қызындыру, мм	Механикалық қасиеттері				Жарықтандыру морттығы $\frac{K_{CS}}{K_C}$	
	С	М	Басқа элементтер			σ _в , МПа	σ _т , МПа	δ ₅ , %	К _{CU} , МДж/м ²		
40Х	0,36-0,44	0,8-1,1	-	Шынықтыру (860 ⁰ С), с.м; Жасыту (500 ⁰ С), с.м.	1 5	1 000	1 00	0 0	0 ,6	30	0,6
40Х			-	Шынықтыру	2	1			0		0,6

Н	,36-0,44	,45-0,75	,0-1,4		(820 ⁰ С), с.м; Жасыту (500 ⁰ С), с.м.	0	000	00	1	,7	60	
50X Н	,46-0,54	,45-0,75	,0-1,4	-	Шынықтыру (820 ⁰ С), с.м; Жасыту (530 ⁰ С), с.м.	0	3100	100	00	0	50	0,4
38X ГН	,35-0,43	,50-0,80	,70-1,1	-	Шынықтыру (850 ⁰ С), с.м; Жасыту (570 ⁰ С), с.м.	0	4800	800	00	2	40	0,7
50X ФА	,46-0,54	,8-1,1		V-0,15-0,25	Шынықтыру (880 ⁰ С), с.м; Жасыту (520 ⁰ С), с.м.	5	130	110	0	0	30	0,6
30X МА	,26-0,33	,8-1,1		M ₀ -0,15-0,25	Шынықтыру (880 ⁰ С), с.м; Жасыту (540 ⁰ С), с.м.	2	1950	950	2	0	40	0,9
38X 2Ю	,35-0,43	,5-1,8		Al-0,5-0,8	Шынықтыру (930 ⁰ С), с.м; Жасыту (630 ⁰ С), с.м.	5	1900	950	0	0		0,6
38X 2МЮА	,35-0,42	,35-1,65		M ₀ -0,15-0,25 Al-0,70-1,1	Шынықтыру (940 ⁰ С), с.м; Жасыту (640 ⁰ С), а.м.	5	1000	150	8	4		0,9

Ескерту: «Термиялық өңдеу» графасындағы қысқартулар «с» - суда, «м» - майда, «а» - ауада салқындатуы білдіреді.

9-кесте

Негізгі орташа көміртектендірілген машина жасау болаттарының тағайындалуы

Тағайындалуы		Б олат	М	Б ыз-	В,	К СU,	М	Термиял ық өңдеу
Жалпыға	Мұнай және газ саласына							

		арка-сы	ыру, мм	Па	Дж/м ²	
Қимасы 10 мм дейінгі жоғары емес жүктелген бұйымдар: білікшелер, өстер, болттар, шпилькалар, гайкалар, саусақтар	Сорап штангасының муфтасы, бұрғылау сорабы крейскопфының саусағы, фиксаторлар, шпонкалар және басқалар	4 5	2	00	0, 8	Шынықтыру (850 ⁰ С), с; Жасыту (600 ⁰ С), 1,5 сағ.
Қимасы 15 мм дейінгі жоғары жүктелген бұйымдар: иінді біліктер, білікшелер, өстер, саусақтар, бекіту бөлшектері	Сораптар мен жылжитпалар штоктары, аппараттар болттары мен шпилькалары, біліктер, бұрғылау қондырғыларының жұлдызшалары	4 0X	5	00	0, 6	Шынықтыру (860 ⁰ С), с.м.; Жасыту (500 ⁰ С), с.м.; 1,5 сағ.
Қималары 25 мм дейінгі соққылық күшсалмақтарда жұмыс істейтін жауапты бұйымдар: иінді біліктер, бұлғақтар, тістегершіктер	Бұрғылау қондырғыларының жүктелген көтеру, трансмиссиялық және аралық біліктері, тісті жалғаушы муфталар, шынжырлы беріліс жұлдызшалары, ұршық оқпаны, элеватор өстері және басқалар	4 0XH	0	00	0, 7	Шынықтыру (820 ⁰ С), м; Жасыту (500 ⁰ С), с.м.; 1,5 сағ.
Жұмыс температуралары 450 ⁰ С дейінгі қимасы 100 мм дейінгі жауапты бұйымдар: бұлғақтар, иінді біліктер, бекіту бөлшектері	Бұрғылау құбырлары мен элеваторларға арналған құлыптар мен аудармалар, блоктар мен кронблоктар өстері және басқалар	4 0XH2 MA	0	50	0, 8	Шынықтыру (850 ⁰ С), м; Жасыту (620 ⁰ С), 1,5 сағ.
Жұмыс температуралары 500 ⁰ С дейінгі 100 мм дейінгі үлкен қималы жоғары жүктелген жауапты бұйымдар: роторлар, төмендеткіш тістегершіктері, бекіту бөлшектері және басқалар	Төлке-роликті бұрғылау шынжырларының пластиналары мен роликтері және басқалар	3 8XH3 MA	00	000	0, 8	Шынықтыру (850 ⁰ С), м; Жасыту (590 ⁰ С), 1,5 сағ.
Температурасы 450 ⁰ С азотталатын жауапты бұйымдар: клапан штоктары, цилиндр гильзалары, тістегершіктер, аспаптар бөлшектері және басқалар	Тереңдік сораптарының төлкелері мен плунжерлері және басқалар	3 8X2M ЮА	5	50	0, 9	Шынықтыру (940 ⁰ С), м; Жасыту (640 ⁰ С), азоттау

Ескерту: «Термиялық өңдеу» графасындағы «с» - суда, «м» - майда салқындетуты білдіреді.

Кейбір орташа көміртектендірілген орташақоспаланған болаттардың құрамы мен қасиеттері

Болат маркасы	Химиялық құрамы, %					Термиялық өңдеу	Ыздыру, мм	Механикалық қасиеттері				Хр, С	Жасыту морттығы $\frac{K_{CS}}{K_{CS}}$
		г	і	о	Басқа элементтер			В, Па	Т, Па	С, Па	К _{CU} , МДж/м ²		
30ХН2 МА	,27- 0,34	,60- 0,90	,25- 1,65	,20- 0,30	-	Шынықтыру (860 ⁰ С), м; Жасыту (530 ⁰ С), а.	0	000	00	0	0,8	70	0,9 5
40ХН2 МА	,37- 0,44	,60- 0,90	,25- 1,65	,15- 0,25	-	Шынықтыру (850 ⁰ С), м; Жасыту (620 ⁰ С), м.а.	0	100	50	2	0,8	60	0,9
40Х2Н2 МА	,35- 0,42	,25- 1,65	,35- 1,75	,20- 0,30	-	Шынықтыру (870 ⁰ С), м; Жасыту (600 ⁰ С), м.	0	100	50	0	0,8	60	0,9
38ХН3 МА	,33- 0,40	,80- 1,20	,75- 3,25	,20- 0,30	-	Шынықтыру (850 ⁰ С), м; Жасыту (530 ⁰ С), а.	00	100	000	2	0,8	80	0,9 5
38ХН2 МФА	,27- 0,34	,60- 0,90	,00- 2,40	,20- 0,30	V- 0,1-0,18	Шынықтыру (860 ⁰ С), м; Жасыту (680 ⁰ С), а.	0	00	00	0	0,9	70	0,9 5
30ХН3					V-	Шынықтыру (850 ⁰ С), м;					0		0,9

МФА	,33- 0,40	,20- 1,5	,00- 3,50	,35- 0,45	0,1-0,18	Жасыту (600 ⁰ С), а.	00	200	100	2	,8	80	
30ХГС Н2А	,27- 0,34	,90- 1,20	,40- 1,80	i- 0,90- 1,2	Mn- 1,0-1,3	Шынықтыру (900 ⁰ С), м; Жасыту (260 ⁰ С),а.м.	0-100	650- 1600	400		0 ,67		-

Ескерту: «Термиялық өңдеу» графасындағы қысқартулар «м» - майда, «а» - ауада салқындатуты білдіреді.

11-кесте

Азкөміртекті қоспаланған машина жасауда қолданылатын болаттардың құрамы және қасиеті

Болат маркасы	Химиялық құрамы %					Термиялық өңдеу	Ыз- ды- у	Механикалық қасиеті				T _{хр} , °С	Жа сыту морт- тығы КСU _{пеш} КС U _{су}
	г	і	о	с	в			σ _т , МПа	σ _с , МПа	δ, %	К _{CU} , МДж/м ²		
1						7		90	110	11	12	13	14
15ХА	,10- ,17	,07- ,0				Шынықтыру (1- 80 ⁰ С), с.м; (2-780 ⁰ С), с.м, Жасыту (180 ⁰ С), а.м		700	500	12	7		-
15ХФ	,12- ,17	,8- ,0			-0,60-	Шынықтыру (1- 880 ⁰ С), с.м; (2-780 ⁰ С), с.м,		750	550	13	8		-

	,18	,0			,12	Жасыту (180 °C), а.м							
15XM	,11- ,18	,8- ,1			,40- ,55	Шынықтыру (880 °C), а. Жасыту (650 °C), а.	50	4 80	2 2	1 2	,2 1	-	0,8
20XH	,17- ,23	,45- ,75	,00- ,40			Шынықтыру (1-860 °C), с.м, (2-760 °C), м.с.; Жасыту (180 °C)	5	00 8	00 6	4 1	,8 0	70	-
12XH 2	,09- ,16	,60- ,90	,50- ,90			Қалыптастыру (860 °C) Шынықтыру (760 °C) Жасыту (180 °C)	5	00 8	00 6	2 1	,9 0	80	-
12XH 3A	,09- ,16	,60- ,90	,75- ,15			Шынықтыру (1-860 °C), с.м. (2-760 °C), с.м. Жасыту (180 °C)	0	50 9	00 7	1 1	,9 0	140	-
20XH 3A	,17- ,24	,60- ,90	,75- ,15			Шынықтыру (820 °C), м Жасыту (500 °C), м.с	5	50 9	50 7	2 1	,1 1	100	0,4
12X2 H4A	,09- ,15	,25- ,65	,25- ,65			Қалыптастыру (860 °C); 50; Шынықтыру (780 °C), м; Жасыту (180 °C), м.	0	150 1	50 9	0 1	,9 0	150	-

11-кестенің жалғасы

1						7		9	0	1	1	1	1	3	14
20XH 2M	,15- 0,22	,40- 0,60	,60- 2,00	,20- 0,30		Шынықтыру (1- 860 °C), м; (2-780°C), м.; Жасыту (200 °C), м.	0	00	00	7	1	1	2	0	-
14X2 H3MA	,12- 0,17	,50- 1,75	,75- 3,15	,20- 0,30		Шынықтыру (1- 950 °C), а; (2-860°C), а.; Жасыту (180 °C), м.	0	000	00	9	0	1	0	8	-
18X2 H4MA	,14- 0,20	,35- 1,65	,00- 4,40	,30- 0,40		Шынықтыру (1- 860 °C), м; (2-780°C), м.; Жасыту (200 °C), Жасыту (550°C), а	0	150	50	8	2	1	0	1	-
20X2 ФА	,17- 0,24	,7- 1,0	,75- 4,15		-0,10- 0,18	Шынықтыру (850 °C), м; Жасыту (630 °C), м.с;	0	00	00	9	7	1	0	1	0,6 0,8
16X2Г H2MA	,14- 0,19	,70- 2,10	,70- 2,10	,15- 0,25	n-1,1- 1,4	Шынықтыру (880 °C), а; Жасыту (200 °C).									
20XH P	,16- 0,23	,70- 1,10	,80- 1,10		> ,001	Калыптастыру (940°C) Шынықтыру (820 °C), м; Жасыту (200 °C).	0	200	000	1	0	1	0	9	-

20XГ HP	,16- 0,23	,70- 1,1	,8- 1,1		≥ 0,001	Калыптастыру (940 ⁰ С) Шынықтыру (820 °С), м; Жасыту (200 °С).	5	300	100	0	9	70	-	-
15XГ H2TA	,13- 0,18	,70- 1,00	,40- 1,80		i- 0,03- 0,09 Mn- 0,70- 1,100	Калыптастыру (960 ⁰ С) Шынықтыру (840 °С), м; Жасыту (180 °С).	0	50	50	1	0	60	-	-

Ескерту: термоөңдеуден кейінгі суыту материалы: с – су; м – май; а- ауа.

12-кесте

Негізгі аз қоспаланған цементтелетін болаттардың тағайындалуы

Аталуы		Бо лат маркасы	Қыздыр у қалыңд ығы, мм.	σ _т , Мпа	К CU, МДж/м ²	Термиялық өңдеу
Жалпы	Мұнай және газ саласында					
Қабырғасы жұқа цементтелетін бұйым: не Қатты жүктелмеген поршень саусақтары, клапан итергіштері, роликтер.	Майда тістегершіктер, өстер, поршень саусақтары, бұрғылау сорабының тарелкелері және клапандары	15 ХА	5	500	70	Цементтеу: 1-шынықтыру (880 °С), м; 2- шынықтыру (780 °С), с,м; Жасыту (180 °С).

Қимасы 15-20 мм дейінгі бұйымдар: поршень саусақтары, шлицті біліктер, бекіту бұйымдары (цементтемей)	Сорап штангасы (цементтемей), тістегершіктер, поршень саусақтары	20 ХА	15	6 00	0 ,8	Цементация: 1-шынықтыру (860 °С), м, 2- шынықтыру (780 °С), с.м, Жасыту (180 °С), Цементтемей шынықтыру(820 °С), м, Жасыту (520 °С), м.с.
Жүктелуі жоғарылатылған қимасы 35-40 мм дейінгі бұйымдар: тісті доңғалақтар, бекіту бұйымдары (цементтемей)	Бұрғылау қондырғысының тісті берілісінің тістегершіктері, шарошкалар, бұрғылау қашауының табаны және т.б.	20 ХН3А	35	7 50	1 ,1	Цементтеу: 1-шынықтыру (860 °С), м, 2- шынықтыру (760 °С), в.м, Жасыту (180 °С), Цементтемей шынықтыру (820 °С), м, Жасыту (500 °С), м.с.
Ірі жауапты бұйымдар:біліктер, : тісті доңғалақтар, поршень саусақтары.	Ауыр жүктелген біліктер және цементтелетін тісті доңғалақтар цементация.	12 Х2Н4А	50	9 50	0 ,9	Цементтеу: 1-шынықтыру (860 °С), а. 2- шынықтыру (780 °С). м. Жасыту (180 °С).
Цементтелген және цементтелмеген күйдегі ірі жауаптылығы жоғарылатылған бұйымдар: иінді біліктер, бұлғақтар, төмендеткіш біліктері, күштік болттар.	Бұрғылау және сорапты-компрессорлы жабдықтардың жауапты бөлшектері.	18 Х2Н- 4МА 18 Х2Н- 4ВА	80 100	8 50 8 00	1 ,0 1 ,2	Цементтеу: 1-шынықтыру (950 °С), а; Жасыту (860 °С), а; Жасыту (200 °С) Шынықтыру (860 °С), а; Жасыту (550 °С), а.

Ескерту: термоөндеуден кейінгі суыту материалы: с – су; м – май; а- ауа.

13-кесте

Бұрғылау және мұнай-газ кәсіпшілігі жабдықтарын жасауда пайдаланылатын болаттардың механикалық қасиеттері мен қолданылу обылысы

Болат маркасы	Беріктік шегі σ_B , МПа	Аққыштық шегі σ_T , МПа	Салыстырмалы ұзаруы δ_5 , %	Салыстырмалы тағылуы Ψ , %	С оғу тұтқырылығы K_{CU} , МДж/М ²	Қолдану аймағы
1	2	3	4	5	6	7
Кәдімгі сапалы көміртекті болат						
2 Ст	33 0-450	200- 230 ⁰	29-33 ⁰	-	-	Аз жүктемеленген бөлшектер: шплинттер, тығыздамалар корпусы, пневмоцилиндрлер тартулары және басқалар.
3 Ст	37 0-500	210- 250 ⁰	23-27 ⁰	-	-	Пісірілген конструкциялар; аз жүктемеленген үйкіліссіз жұмыс істейтін бөлшектер: болттар, винттер, шпилькалар, шпонкалар; сақиналар және қысушы, керуші төлкелер; тұғырлар қақпағы, корпус, бұрғылау сораптарының қабылдау қорабының фланецтері мен үшжақтары; жеңіл көтері құрылғыларының тежеу шкивінің блоктары, барабандары; пневмоцилиндр поршеньдері, ұршықшалар корпустері; төсемелер, астаулар.
5 Ст	50 0-600	260- 290 ⁰	17-20 ⁰	-	-	Превенторлар және олардың плашкаларының жауапты болттары, гайкалары, шайбалары, шпилькалары және қақпақтары; сақиналар, тығыздамалар.
Сапалы көміртекті құрылымдық болат						
20	420	250	25	55	-	Цементтеуді қажет ететін аз жүктелінген бөлшектер, суда шынықтыру, пісіру; керуші төлкелер, сақиналар, иіңтіректер, фланецтер, бұрғылау мұнаралары.

13-кестенің жалғасы

1	2	3	4	5	6	7
30	250 0	300	21	50	8	Термиялық өңделмейтін аз жүктемеленген бөлшектер; ұршықтар, төмендеткіштер қақпақтары; орташа жүктемеленген майда бөлшектер: білікшелер, төлкелер, штроптар, плашкалы превенторлар жартыкардандары.
35	540	320	20	40	7	Жоғарылатылған беріктік пен тозуға төзімділікті талап ететін бөлшектер: термоөңделген апаттық болттар, дюбелдер, штифттер, саусақтар, тістегершіктер, тісті және шынжырлы доңғалақтар; бұрғылау шығыры таспалы тежеуішінің бағаны, балансирі, иінді білігі; ШПМ планшайбалары; басқару тұтқасы; пневмотежеуіш цилиндрі; біліктер, өстер; ұршықтар штроптары, ілмек-блоктар блоктары және траверстері; бұрғылау қашаулары корпустары.
40	580	340	19	45	6	Пішіні күрделі емес және өлшемдері шағын, тозуға ұшырайтын және беттік немесе көлемдік шынықтыруларды талап ететін орташа жүктемеленген бөлшектер: жауапты болттар, тартулар, саусақтар, штуцерлер, қысушы гайкалар, серіппелік сақиналар, дюбелдер, бұрғылау шығырлары біліктері, өстер, арқан блоктері, ұршықтың негізгі тірегінің тақтасы, превенторлар ішпектері, сорап штангасының жалғастырғыштары, бұрғылау сораптары крейцкопфның саусақтары, фиксаторлар, білік шпонкалары

45	610	360	16	40	5	Бұрғылау құбырларының құлыптары мен аудармалары, ауырлатылған бұрғылау құбырлары, ұршық оқпаны, тісті және шынжырлы доңғалақтар, қырылдақтар бұрғылау сораптары қақпақтарының винттері; беріктікке және тозуға төзімділікке жоғарылатылған талаптар қойылған және соған байланысты суда немесе майда беттік немесе көлемдік шынықтырылатын басқа да бөлшектер.
----	-----	-----	----	----	---	--

13-кестенің жалғасы

1	2	3	4	5	6	7
50	640	380	14	40	4	Болат 45 секілді, сонымен қатар тежеу таспалары, соғып иленген жұлдызшалар, жылжытқыш сақинасы, бұрғылау сорабының эксцентрікті білігі; мембрана, сақтандырушы клапан сақиналары, бұрғылау сорабы поршеньдерінің өзекшелері; жұдырықшалы жалғастырғыштар, ШПМ шкиві мен құрсауы, тістегершік білігі, гидротежеуіш білігі.
Көміртекті болаттардан жасалған құймалар						
35Л (30Л)	500	280	15	25	3,5	Ұршық корпусы, ротор тұғыры, ілмектер корпусы, тежеу дискілері, тісті доңғалақтар; мойынтірек стакандары, клапанқораптары, сақтандырушы клапандар корпусы, түптік білік эксцентріктері, бұлғақ жылжытқышы, бұрғылау шығыры барабаны.
40Л	530	300	14	25	3	35Л секілді, бірақ көбірек жүктемеленген бөлшектер.
45Л	550	320	12	20	3	Тәл мехнизмі шкивтері, сақтандырушы

						клапандар қақпақтары.
Хромды болаттар						
20X	0 ¹⁰⁰	800	10	45	6	Беріктігі мен тозуға төзімділігі жалпы жоғарылатылған орташа жылдамдықтар мен түйісу қысымдарында жұмыс істейтін көлденең қималары шағын бөлшектер; ұршық штропы, оқпаны және арынды құбырлары; бұрғылау сорабының штогі, қысушы төлкесі және клапандар ершіктері мен тарелкелері; гидроқораптар фланецтері, штокті нығыздау корпусы, пневмокомпренсатор болттары және гайкалары, жылжытқыш штогі, шынжырлар жұлдызшалары, центратор, ПКР төлкелері және корпусы; құбыр бұйымдары және бұрғылау құбырлары құлыптары. Майда шынықтырылады және жоғары жасатылады.

13-кестенің жалғасы

1	2	3	4	5	6	7
45X	0 ¹⁰⁵	850	9	45	5	40X секілді, тек беріктікке талаптар жоғарылатылған кезде.
50X	0 ¹¹⁰	900	9	40	4	45X секілді, тек беріктікке және тозуға төзімділікке талаптар жоғарылатылған кезде.
Молибден, ванадий және вольфрам қосылған хромоникелді болаттар						
20X Н		600				Сорап штангалары, тістегершіктер, поршень сақиналары.
40X Н (30X	0 ¹⁰⁰	800	11	45	7	Соғу күшсалмақтарымен жоғарығы жылдамдықтар мен түйісу қысымдарында жұмыс істейтін орташа және үлкен қималы бөлшектер тесіктері, бұрғылау сорабының

Н)							тісті және шынжырлы доңғалақтары, үстел және ұршық штропы, жұдырықшалы жалғастырғыштар; бұрғылау құбырлары, бұрғылау құбырларының құлыптары мен аудармалары, бұрғылау сораптары клапандары ершіктері мен штоктары, ілмектің бүйірлік мүйізі, бұрғылау шығырларының біліктері, тісті жалғастырушы муфталар. Майда шынықтырылады және жасытылады.
12X Н2	800	600	12	50	9		Жоғарғы қаттылықтағы, тозуға төзімділіктегі және тұтқыр өзекшелі бөлшектер; БС төлкелері, ұршықтың арынды құбыры. Цементтеледі, майда шынықтырылады және жасытылады.
12X Н3	950	700	11	55	9		12ХН2 сияқты. Көп қатарлы шынжырлар білікшелері, сыналы қармауыштар плашкалары, шынжырлар роликтері және білікшелері.

13-кестенің жалғасы

1	2	3	4	5	6	7
12X Н4	1150	950	10	50	7	Бұрғылау сораптарының шпонкалары
20X Н4А	1300	1100	9	45	9	Бұрғылау сораптарының тарелі және клапандарының ершіктері.

35X НЛ	100 0	800	11	45	7	Тежеуіш шкивтері, жұдырықшалы жалғастырғыштар, шынжыр жұлдызшалары.
20X Н3А	950	750	12	55	11	Ұршықтың арынды құбыры, бұрғылау сораптарының штоктары және клапандары, біліктер және тістегершіктер, шарошкалар, бұрғылау қашауларының табаны.
38X НМ	100 0	850	12	55	8	Бұрғылау құбырлары.
30X Н3А	100 0	800	10	45	8	Бұрғылау сораптары клапандарының ершіктері, шынжырлардың жұлдызшалары және пластинкалары.
38X ВА	110 0	950	12	50	8	Бұрғылау сораптарының тісті доңғалақтары.
40X Н2МА	110 0	950	10	45	8	Бұрғылау құбырларының құлыптары, ауырлатылған бұрғылау құбырлары (АБК), ұршық штроптары, бұрғылау шығырларының біліктері.

14-кесте

Ыстыққа берік және жегіге төзімді болаттарды пісіруге арналған электродтар типтері мен маркаларының механикалық қасиеттері мен химиялық құрамы

Электродтың типі, маркасы	Э-12Х13	УОНИ/ЮХ13	УОНИ13/НЖ	Э-06Х13Н	ЦЛ-41	Э-10Х16Н4Б			Э-10Х17Т			УОНИ/ЮХ17Т	
Пісіруден кейінгі жылулық өңдеу	жылулық өңдеу	0 720-750°С, 1сағ.	0 760°С, 3 сағ.,	жылулық өңдеусіз	0 670°С, 6 сағ.	жылулық өңдеу			жылулық өңдеусіз			0 740-760°С	
Үзілуге уақытша қарсылығы, МПа	>590	>600	650	640	>637	>990			>640			>550	
Ағулық шегі, МПа	регламенттелмейді	>420	431	регламенттелмейді	>490	регламенттелмейді			регламенттелмейді			регламенттелмейді	
Салыстырмалы ұзаруы, %	>16	>20	20	14	>16	>8			регламенттелмейді			8	
Соққылық тұтқырлығы КСV, Дж/см ²	>50	>90	105	50	>49	>40							
Типтік химиялық құрамы, %	C	Si	C	Mn	P	S	C	C	Ni	Cr		Si	N
	0,08-0,16	0,30-1,00	1,0-14,0	0,08-0,4	0,020-0,060	0,015-0,0145	0,010-0,013	0,70	0,80	4,0-17,0	0,14	1,0	0,020
	Ni	Mo	P	As			P	Ni	Nb			Ti	S
	0,060	-	0,035	0,03	0,035	0,004-0,005	0,003	0,02-0,12	0,030	0,035	0,60	0,05-0,20	0,03

14-кестенің жалғасы

Электродтың типі, маркасы	Э- 12X11НВМФ	КТИ- 10	Э- 14X11НВМФ	ЦЛ- 32	Э- 12X11НМФ	КТИ- 9	Э-08X24Н6ТАФМ													
Пісіруден кейінгі жылулық өңдеу	жылулық өңдеу	0 720- 730 ⁰ С, 5 сағ.	жылулық өңдеу	0 750 ⁰ С, 5 сағ.	жылулық өңдеу	0. 730 ⁰ С, 5сағ.	жылулық өңдеу													
Үзілуге уақытша қарсылығы, МПа	>750	>750- +20 ⁰ С >440- +580 ⁰ С	>740	>73 5	>690	740	>690													
Ағулық шегі, МПа	регламентте лмейді	>600- +20 С 420-+580 С	регламентте елмейді	>56 9	регламе нт-телмейді	590	регламенттелмейді													
Салыстырмалы ұзаруы,%	14	>14- +20 С 20-+580 С	>12	>12	>15	15	>15													
Соққылық тұтқырлығы КСV, Дж/см ²	>50	>50- +20 С 180-+580 С	>40	>39	>50	50	>50													
Салыстырмалы тарылуы, %	регламентте лмейді	>55- +20 С 70-+580 С	регламентте елмейді	13- 14- +580																
10 ⁵ сағ ішіндегі ұзақ беріктігінің шартты шегі, МПа	регламентте лмейді	130- 140- +580 С			регламе нт-телмейді	150- +550 С														
Типтік химиялық құрамы, %																				

,09 0,15	30 0,70	,50 1,10	0,0 12,0	,60 0,90	,1 10, 16	,5	,3 00, 80	0, 012 ,0	,8 01, 10	,09 0,15	,30 0,70	,50 1,10	0,0- 12,0	0,1 0	0,7	1,2 0	2,02 6,0	,00 6,50
o					o					i	o		\P	o		i		/P
,60 0,90	,20 0,40	,80 1,30	,03	,03 5	,9 ,25	,2 ,40	,9 ,40	,03	,035	,60- 0,90	,60- 0,90	,20- 0,40	,03- 0,035	,05- ,10	,05- ,15	,02- ,08	,20	,02- 0,035

14-кестенің жалғасы

Электродтың типі, маркасы	Э- 04X20H19	ОЗЛ- 14А	Э- 07X20H9	ОЗЛ-8	э- 02X21H 10Г2	ОЗЛ-22	Э- 06X22H9	ЦЛ-33	
Пісіруден кейінгі жылулық өңдеу	жылулық өңдеу		жылулық өңдеусіз		жылулық өңдеусіз	0 650 ⁰ С, 2сағ.	жылулық өңдеусіз	0 800 ⁰ С, 6 сағ.	жыл улық өңдеусіз
Үзілуге уақытша қарсылығы, МПа	>550	660	>550	610	>550	670	>650	> 650	550
Ағулық шегі, МПа	регламент-телмейді	440	регламент-телмейді	400	регламент-телмейді	470	-	> 350	350
Салыстырмалы ұзаруы,%	>30	38	>30	41	>30	34	>20	> 20	30
Соққылық тұтқырлығы КСV, Дж/см ²	>100	160	>100	160	>100	200	регламент-телмейді	> 70	

Балқытылған металл құрамындағы ферриттік фаза шамасы, %	4-10			6-10			2-10			2-8			6,3			4-10					
		i	n	г		i	n	г		i	n	г		i	n	г		i	n	г	
Типтік химиялық құрамы, %	0,06	,30-1,20	,00- 2,00	8,0-2,5	0,09	,30-1,20	,00-2,00	8,0-21,5	0,03	1,10	,00- 2,50	8,0-24,0	0,08	,20-0,70	,20-0,00	1,2	0,5-3,5				
	i	o			i	o			i	o			i	o							
	,50- 10,0		,018	,030	,50-10,0		,020	,030	,00- 11,5		,020	,025	,50-0,60	7-9	-	0	0,030				

14-кестенің жалғасы

Электродтың типі, маркасы		ЦТ-26	Ә-06Х19Н11Г2М2	ЦЛ-4	Ә-02Х20Н14Г2М2	03Л-20	Ә-02Х19Н9Б
8Х16Н8М2							

Пісiруден кейiнгi жылулық өңдеу	жылулық өңдеусiз		О 780-800 ⁰ С,		жылулық өңдеусiз			жылулық өңдеусiз		жылулық өңдеусiз		О 650 ⁰ С, 2сағ.		жылулық өңдеусiз			
	550	539	10ч. >600	>500	640	>550	630	>540									
Үзiлуге уақытша қарсылығы, МПа	550	539	10ч. >600	>500	640	>550	630	>540									
Ағулық шегі, МПа	регламент-телмейді	294	>220	регламент-телмейді	регламент-телмейді	регламент-телмейді	430										
Салыстырмалы ұзаруы,%	30	30	>30	регламент-телмейді	регламент-телмейді	>25	36	>30									
Соққылық тұтқырлығы КСV, Дж/см ²	100	98	>110	регламент-телмейді	регламент-телмейді	>100	170	>120									
Типтік химиялық құрамы, %																	

14-кестенің жалғасы

Электродтың типі, маркасы	Э-08X19 Н10Г2Б		ЦТ-15		Э-08X20 Н9Г2Б		ЦЛ-11		ЦТ-15-1		Э-10X17 Н13 С4		03Л-3		Э-08X19 Н10Г2МБ		ЭА-898/21	
Пісіруден кейінгі жылулық өңдеу	жылулық өңдеусіз		0 750°C, 10 сағ		жылулық өңдеусіз		0 750°C, 10 сағ		жыл улық өңдеусіз		жылулық өңдеусіз		жылулық өңдеу					
Үзілуге уақытша қарсылығы, МПа	>540	10	>600+ 20°C >300 +600°C	>6	50	66	0	>6	00	>590	>590	>590	>590	>590	>590	>590	>590	>590
Ағулық шегі, МПа	регламент-телмейді	85	>320 +20°C >200 +600°C	-	42	0	>3	регламент-телмейді	>490	>490	регламент-телмейді	>490	>490	>490	>490	>490	>490	>490
Салыстырмалы ұзаруы, %	>24	2	>24 +20°C >20 +600°C	>2	2	34	>2	>24	4	>24	>24	>24	>24	>24	>24	>24	>24	>24
Соққылық тұтқырлығы КСV, Дж/см ²	>80	32	>40 +20°C >140 +600°C	>8	0	12	>7	>70	0	>70	>70	>70	>70	>70	>70	>70	>70	>70
Типтік химиялық құрамы, %	C		i		n		r		i		n		r		i		C	
	0,05-0,12	1,30	0,00-0,50	8,0-20,5	0,05-0,12	1,30	0,00-2,50	8,0-22,0	0,14	0,50-5,50	0,80-2,00	5,5-20,0	0,80-1,10	0,05-0,12	0,25-0,70	0,60-2,50	5-20,5	17,20,5
	i	b	i	b	i	b	i	b	i	o	i	o	i	o	b	S\P		

	,50- 0,5	,70- 0,30	,020	,030	,00- 10,5	,70- 1,30	,020	,030	1,0- 15,0		,03	,04		,50- 10,5	,40- 1,00	,70- 1,30	25- 0,0 35	0.0
--	-------------	--------------	------	------	-----------	-----------	------	------	--------------	--	-----	-----	--	-----------	-----------	-----------	------------------	-----

14-кестенің жалғасы

Электродтың типі, маркасы	Э- 12X24 H14C2	ЗЛ-5	Т-17	Э- 10X25 H13ГЗБ	ЦЛ-9	Э-03X15H9AГ4	Э- 09X15H25M6Г2Ф	Э- А- 981/15	Э-10X28H12Г2
Пісіруден кейінгі жылулық өңдеу	жылулық өңдеусіз		800 ⁰ С, 1 0 сағ	жылулық өңдеусіз		жылулық өңдеусіз	жылулық өңдеусіз		жылулық өңдеусіз
Үзілуге уақытша қарсылығы, МПа	>590	590	590	>5 90	655	>590	>640	>680	>640
Ағулық шегі, МПа	регла мент-телмейді	340	290	ре гламент- телмейді	450	регламенттелмейді	Не регл.	490	регламенттелмейді
Салыстырмалы ұзаруы,%	>24	25	20	>2 5	31	>30	>30	26.	>15

Соққылық тұтқырлығы KCV, Дж/см ²	>60		20		>70		117			>120			>100			00			>90		
	C	i	Mn	i	n	г	i	n	г	i	n	г	i	n	г	i	n	г			
14	0, ,20- 2,20	- 2,00	,12 ,40- 1,20	,20- 2,50	1,5- 26,5	,05	,10	,0- 5,50	4,5- 16,5	,06- 0,12	0,70	,50- 3,00	3,5- 17,0	,12	,00	,50- 3,00	5,0- 30,0				
Cr	i	S/P	i	b		i		/P	i	o	/P	i	o		i	o					
,0- 25 ,0	22 3,0- 15,0	0- 0,03 0	1,5- 14,0	,70- 1,30	,02	,03	,50- 0,0	,12- ,20	,020- 0,025	3,0- 27,0	,50- 7,00	,90- 1,60	,02- 0,025	1,5 14,0		,02	,03				

Сапалы көміртекті болаттардың механикалық қасиеті

Бола т мар касы	σ_B , МН/ М ²	σ_T , МН/ М ²	τ_T , МН/ М ²	$\sigma-1$, МН/ М ²	$\tau-1$, МН/ М ²	$\sigma-1_p$, М Н/М ²
10	334	206	137	157- 216	78- 118	11 8-147
20	412	245	157	167- 216	98- 128	11 8-157
25	451	275	-	186- 245	-	-
30	491	294	167	196- 265	108- 137	16 7-206
35	530	314	186	216- 294	128- 177	16 7-216
40	569	334	-	226- 314	137- 186	17 7-235
45	598	353	216	245- 334	147- 196	18 6-245
50	628	373	-	265- 343	157- 206	19 6-255
55	647	383	-	-	-	-
60	677	402	-	304- 373	177- 216	21 6-275
20г	451	275	-	-	-	-
30г	540	314	-	216- 314	-	-
50г	647	392	-	284- 353	-	-

Қоспаланған құрылымдық болаттардың механикалық қасиеті

Болат марка сы	σ_B , МН/ М ²	σ_T , МН/ М ²	τ_T , МН/ М ²	$\sigma-1$, МН/ М ²	$\tau-1$, М Н/М ²	$\sigma-1_p$, МН /М ²
20X	785	638	-	304- 373	16 7-226	-
40X	981	785	-	314- 471	20 6-255	235 -334
45X	103	834	-	392-	-	363

	0			491		
30XM	932	736	-	304- 402	22 6	304 -412
35XM	981	834	-	461- 500	-	-
40XH	981	785	39	451- 589	-	-
50XH	108 0	883	-	540	-	-
40XΦ A	883	736	-	373- 481	-	-
38XM ЮА	981	834	-	412- 540	-	-
12XH 3A	932	687	40	412- 628	21 6-294	-
20XH 3A	932	736	-	422- 638	23 5-304	-
30XH 3A	981	786	-	510- 687	31 4-392	-
40XH MA	108 0	932	-	491- 687	26 5-373	-
30XГ CA	108 0	834	-	471- 687	27 6-392	-

Төмен көміртектендірілген және төмен қоспаланған болаттарды пісіруге арналған электродтар типтері мен маркаларының механикалық қасиеттері

Типі және маркасы	-38	О ЗС-41	-42	М-5	ЗС-23	НО-1	СЦ-4	-42А	У ОНИ-13/45	М-11	-46	ЗС-4И	ЗС-12И	ЗС-6	СЦ-4	-46А	У ОНИ-13/55К
Пісіруден кейінгі термиялық өңдеу	Термиялық өңдеусіз																
Уақытша қарсылығы, МПа	370	4 30	410	50	40	50	61	410	4 62	50	450	90	00	80	61	450	4 90
Ағулық шегі, МПа		3 40		10	50	70	82		3 53	97		10	20	90	82		4 00
Салыстырмалы ұзаруы, %	14	2 5	18	5	0	8	0	18	2 6	4	18	7	7	6	0	22	2 8
Соққылық тұтқырлығы КСV, Дж/см ²	30	9 0	80	20	00	30	00	80	2 00	70	80	10	00	20	00	80	2 30
³⁴ Дж/см ² соққылық тұтқырлықтың сипаттық көрсеткіші үшін минималь температура,		р егла-мент-телмейді		20					- 30	30		20	20	регламент-телмейді			

°С																
Жабын типі		қ		ышқ	рутил	ел		негізді		Қыш	рутил		н			
		ыш- қыл- дық		ыл- дық	ьді	люло -за		к		қыл-дық- рутильді	ьді		егіз-дік			

17-кестенің жалғасы

Типі және маркасы	-50	СЦ-4А	СН-3	-50А	ОНИ-13/55	-55	ОНИ-13/55У	-60	СЦ-60	ОНИ-13/65	-70	СФ-75У	-85	ОНИ-13/85	-100	ЗШ-1
Пісіруден кейінгі термиялық өңдеу	Термиялық өңдеусіз										Термиялық өңдеу: шынықтыру және жоғары жасыту					
Уақытша қарсылығы, МПа	490	30	40	490	40	540	90 ⁵	590	00	30 ⁶	690	85	840	90 ⁹	990	180
Ағулық шегі, МПа		50	80		10		46 ⁴		90	00 ⁵		67	ор- ма- лан- баған	90 ⁷	ор- ма- лан- баған	100
Салыстырмалы ұзаруы, %	16	8	5	20	9	20	3 ²	18	2	4 ²	14	9	12	3 ¹	10	3
Соққылық тұтқырлығы	70	00	10	130	60	120	70 ¹	100	30	80 ¹	60	20	50	00 ¹	50	5

КСУ, Дж/см ²															
34 Дж/см ² соққылық тұтқырлықтың сипаттық көрсеткіші үшін минимал температура							3			3				0	
Жабын типi		ел- люло- за	егіз- дік		егіз- дік		н егіз-дік		ел- люло- за	н егіз-дік		егіз- дік		н егіз-дік	егіз- дік

Оқулық басылым

Бейбіт Әбікенұлы Мырзахметов
Гүлзия Қалдыбайқызы Айтөресова
Бекжан Ахметұлы Ахметов

БҮРҒЫЛАУ ЖАБДЫҚТАРЫН ЕСЕПТЕУ ЖӘНЕ ҚҰРЫЛЫМДАУ

Оқу құралы

АБО РБ бастығы
Редакторы
Компьютерде беттеген

*З.А. Губайдулина
К. Муттекеқызы
Л.П. Әмірбекова*

Басуға қол қойылды 24.12.2012 ж.
Пішімі 60x84 1/16. №1 баспаханалық қағаз.
Көлемі 24,9 есепті баспа табақ. Шартты баспа табағы 23,2.
Тарадымы 500 дана. Тапсырыс № 855
Бағасы келісімсіз.

Қ.И. Сәтбаев атындағы Қазақ ұлттық техникалық
университетінің басылымы,
Ақпараттық-баспа орталығы,
Алматы қ., Қ.И. Сәтбаев к., 22

ISBN 978-601-228-354-9



9 786012 283549