Қазақстан Республикасы Білім және ғылым министрлігі
«Кәсіпқор» холдингі» коммерциялық емес акционерлік қоғамы

**Г.Б.САДУАҚАСОВА, О.Д.ЛАЗАРЕНКО,
М.Т.АБДИРОВА, Е.Е.ТАЛҚАНОВ**

Негізгі және қосалқы турбиналық жабдықтарға қызмет көрсету

906000 – «Жылу электр станцияларының жылу энергетикалық қондырғылары» мамандығы бойынша техникалық және кәсіптік, орта білімнен кейінгі білім жүйесі үшін өзектендірілген үлгілік оқу жоспарлары мен бағдарламалары бойынша оқу құралы ретінде әзірленген

Астана, 2018 г.

ӘОЖ 621 31 (075)
КБЖ 31 32 я 73
Н 36

Негізгі және қосалқы турбиналық жабдықтарға қызмет көрсету: Оқу құралы / Г.Б.Садуақасова, О.Д.Лазаренко, М.Т.Абдирова, Е.Е.Талқанов - Астана: «Кәсіпқор» холдингі» коммерциялық емес акционерлік қоғамы, 2018 ж.

ISBN 978-601-333-569-8

Оқу құралы 0906000 «Жылу электр станцияларының жылу энергетикалық қондырғылары» мамандығы үшін «Негізгі және қосалқы турбиналық жабдыққа қызмет көрсету» модуліне сәйкес әзірленген. Бұл оқу құралы КМ7 кәсіби модуліне сәйкес, «0906022 Турбиналы жабдықтарды аралаушы машинист» біліктілігі үшін құрастырылған. Осы оқу құралында турбиналардың тағайындалуы мен түрлері, бу шашыратқышты шашатын конверсиялау туралы баяндалады және турбиналық қондырғының жылу схемасын дайындау мен есептеу мысалдары келтірілген.

Оқу құралы колледж студенттері мен оқытушыларына арналған.

ӘОЖ 621 31 (075)
КБЖ 31 32 я 73

Рецензенттер:

Тютебаева Г.М. - т.ғ.к., С.Сейфуллин атындағы Қазақ агротехникалық университетінің «Жылуэнергетика» кафедрасының аға оқытушысы;

Беркенов Р.Т. - техника және технологиялар магистрі, Тұрғын үй-коммуналдық шаруашылықты дамыту және жаңғырту орталығының Инвестициялық жобалар департаментінің бас менеджері;

О.С.Сазонова – КМҚК «Өскемен политехникалық колледжі» арнайы пәндер оқытушысы.

«Кәсіпқор» Холдингі коммерциялық емес акционерлік қоғамының Ғылыми-әдістемелік кеңесімен мақұлданған 26.09.2018 ж. № 2 хаттама

©«Холдинг «Кәсіпқор» КАҚ, 2018 ж.
«Delta Consulting Group» ЖШС аударған

Мазмұны

Кіріспе 5
1-тарау. Бу турбинасы мен бу турбиналық қондырғы элементтерінің жұмыс жасау және құрылымы принципі 6
1.1 Турбинаның жұмыс істеу қағидасы 6
1.2 Бу турбиналарының жалпы жіктелімі 9
1.3 Турбинадағы энергияның түрленуі 16
1.4 Турбиналық торлардағы жұмыс сұйықтығының нақты ағыны 21
1.5 Турбиналық торлардан ағын шығу бұрыштары мен шығындар коэффициенттері 27
1.6 Тордың қиғаш кесіндісінде жұмыс денесін кеңейту 30
1.7 Турбиналық саты 33
1.8 Салыстырмалы қалақшалы ПӘК 38
1.9 Бақылау сұрақтары 40
1.10 Тапсырмаларды шешу мысалдары 41
2-тарау. Бу турбинасының бөлшектері мен түйіндерінің конструкциясы 53
2.1 Турбина бөлшектерінің материалдары 53
2.2 Жұмысшы қалақшалардың конструкциясы 54
2.3 Турбинаның білікті өткізгіші 56
2.4 ЖҚЦ және ОҚЦ корпустарының конструкциялары 57
2.5 ТҚЦ корпустарының конструкциялары 57
2.6 Тығыздауыштар 58
2.7 Бу турбиналарының мойынтіректері 60
2.8 Турбиналардың іргетастары 63
2.9 Бақылау сұрақтары мен тапсырмалары 65
3-тарау. Электр станцияларына арналған бу турбиналарының конструкциялары 67
3.1 ЛМЗ конденсациялық турбиналары 67
3.2 Жылыту турбиналары 72
3.3 Бақылау сұрақтары мен тапсырмалары 77
3.4 Режим диаграммалары бойынша түрлі типті турбиналардың электр қуатын анықтау 78
4-тарау. Бу турбинасына және қосалқы жабдыққа қызмет көрсету 85
4.1 Қызмет көрсету міндеттері 85
4.2 Қорғаныс және реттеу жүйесіне қызмет көрсету 85
4.3 Қорғаныс жүйесі жұмысын тексеру 86
4.4 Маймен жабдықтау және майлау жүйесіне қызмет көрсету 88
4.5 Жұмыс істеп тұрған турбинаны бақылау 88
4.6 Мойынтіректерді майлау жүйесі 91
4.7 Турбиналық агрегатты майлау 91
4.8 Турбинаны майлау қысымының түсуінен қорғау 95
4.9 Турбинаны реттеу және басқару 95
4.10 Бақылау сұрақтары мен тапсырмалары 99

5-тарау. Бу турбиналық электр станцияның маңызды жылу сызбасы есебін құрастыру мен әдістемесі 102
5.1 Маңызды жылу сұлбасының мазмұны, құрастыру негіздері мен мысалдары 102
5.2 КЭС қағидалық жылу сұлбасы есебінің әдістемесі 106
5.3 Турбиналық қондырғының жылулық сызбасын құрастыру мен есебінің мысалы 106
6-тарау. Техникалық сумен жабдықтау 127
6.1. ЖЭС-те суды тұтыну. Сумен жабдықтау көздері мен жүйелері 127
6.2 Техникалық сумен қамтамасыз етудің тура ағынды жүйелері 132
6.3 Техникалық сумен жабдықтаудың айналмалы жүйелері 136
6.4 Тапсырманы шешу мысалы 140
7-тарау. Сорғы жұмысының құрылысы мен қағидасы, сорғылардың міндеті 142
7.1 Сорғылардың негізгі анықтамалары мен жіктелімі 142
7.2 Сорғылардың негізгі есептік параметрлері 143
7.3 Түрлі сорғыларға арналған өнімділік есебі 143
7.4 Су қысымының есебі 147
7.5 Сорғының тұтынатын қуатының есебі 148
7.6 Сорғыларды реттеу тәсілдері 149
7.7 Жылу электр станциялар сорғыларының түрлері мен параметрлері 153
Қорытынды 160
Қысқартулар тізімі 161
Қолданылған әдебиеттер тізімі 162

Кіріспе

Бұл оқу құралы білім алушыларға «Негізгі және қосалқы турбиналық жабдыққа қызмет көрсету» модулінің бағдарламасымен танысуға, теориялық және практикалық материал негізінде зерттеліп жатқан модуль жөнінде толық түсінік алуға мүмкіндік береді.

«Негізгі және қосалқы турбиналық жабдыққа қызмет көрсету» модулі кәсіби біліктілік модульдерінің бірі болып табылады және жылу электр станцияларының турбиналық бөлімшелерінің негізгі және қосалқы жабдықтарын қадағалауға және оларға қызмет көрсетуге мүмкіндік береді.

Зерттеу мақсаты – турбиналық жабдық бойынша білім алушылардың қарап шығушы машинисттерге қажетті теориялық және практикалық дағдыларды алуы болып табылады.

Оқу құралында заманауи бу турбиналық қондырғыларына қызмет көрсетуге қатысты негізгі ережелер бар. Реттеу, май шаруашылығы жүйелеріне, конденсациялық құрылғылар және турбиналық цехтің қосалқы жабдығына қызмет көрсету мәселелері қарастырылады.

1-тарау. Бу турбинасы мен бу турбиналық қондырғы элементтерінің жұмыс жасауы және құрылым қағидасы

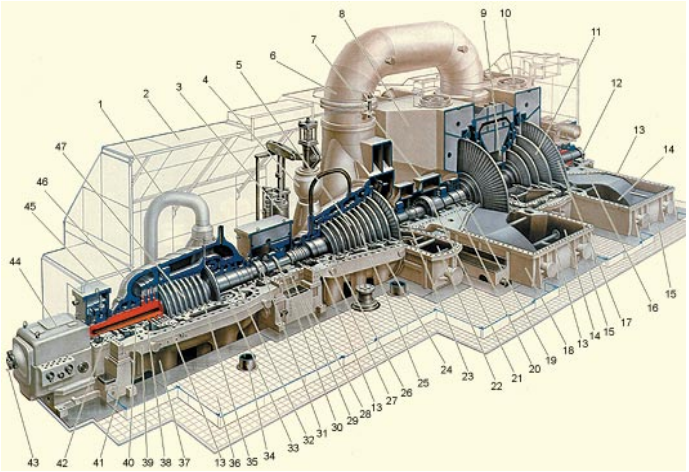
1.1 Турбинаның жұмыс істеу қағидасы

Бу турбинасы — жылу қозғалтқышы, мұнда бу энергиясы механикалық жұмысқа айналады. Бу турбинасының қалақшалы аппаратында сығылған және қыздырылған су буының потенциалды энергиясы кинетикалыққа айналады, ал ол өз кезегінде механикалық жұмысқа – турбина білігінің айналуына әкеліп соқтырады.

Қазандық агрегатынан шыққан бу бағыттаушы аппараттар арқылы ротор шеңбері бойымен бекітілген қисық сызықты қалақшаларға түседі және оларға әсер ете отырып, роторды айналдырады. Бу турбинасы бу турбиналық қондырғысы (БТҚ) элементтерінің бірі болып табылады.

Турбина екі негізгі түйіннен тұрады: айналып тұратын бөлігі – ротор, қозғалмайтын бөлігі – корпусы (статор).

Кәдімгі бу турбинасы 1.1 суретінде көрсетілген, турбинаның ішкі құрылғыларын көру үшін оны бейнелегенде алдыңғы жоғарғы төрттен бір бөлігі «кесілген». Дәл осылай қаптаманың артқы бөлігі ғана көрсетілген *2*. Турбина үш цилиндрдан тұрады (ЖҚЦ, ОҚЦ және ТҚЦ), корпустардың төменгі жартылары сәйкесінше *39*,*24* және *18* белгіленген. Цилиндрлердің әрқайсысы статордан және айналып тұратын ротордан тұрады, статордың негізгі элементі қозғалмайтын корпусы болып табылады. Цилиндрлердің жекелеген роторлары (ЖҚЦ роторы 47, ОҚЦ 5 роторы және ТҚЦ 11 роторы) *31* және *21* жалғастырғыштарымен қатты бекітіледі. *12* жартылай жалғастырғышқа электр генератор роторының жартылай жалғастырғышы бекітіледі (көрсетілмеген), ал оған қозғаушы роторы қосылады. Цилиндрлердің, генератордың және қозғаушының жекелеген роторларынан жиналған тізбе білікті сым деп аталады. Цилиндрлердің көп саны кезінде (қазіргі заманғы турбиналарда олардың ең көп саны - 5) оның ұзындығы 80 метрге жетуі мүмкін [1].



1.1-сурет–Кәдімгі бу турбинасы [1]

Білікті сым *42*, *29*, *23*, *20* ішпектерде және одан әрі жұқа майлы қабыршақта сырғитын тірек мойынтіректерінде айналады және мойынтіректер ішпектерінің металл бөлігіне тимейді. Әдетте, роторлардың әрбірі екі тірек мойынтірекке орналастырылады. Кейде ЖҚЦ және ОҚЦ роторлары арасында олар үшін тек бір ғана ортақ тірек мойынтірек *29* орнатылады. Турбинада кеңейе түсетін бу роторлардың әрбірін айналуға мәжбүр етеді, оларда пайда болған қуат жинақталады және *12* жартылай жалғастырғышта максималды мәнге жетеді.

Роторлардың әрқайсысы *24* цилиндр корпусына орналастырылады. Жоғары қысым кезінде (қазіргі заманғы турбиналарда ол 30 МПа ≈ 300 ат-қа жетеді) цилиндрдің корпусын (әдетте ЖҚЦ) екі қабырғалы етіп (ішкі *35* және сыртқы *46* корпустарынан) жасайды. Бұл корпустардың әрбіріне қысымның әртүрлілігін төмендетеді, оның қабырғаларын неғұрлым жұқарақ етуге мүмкіндік береді, фланецті қосылыстарды тартуды жеңілдетеді және турбинаның қажет жағдайда өз қуатын жылдам өзгертуіне мүмкіндік береді.

Барлық корпустардың монтаждау кезінде цилиндрлердің ішіне роторлар орнатуға, сонымен қатар, ревизия және жөндеу жүргізу кездерінде цилиндрлердің ішіне жеңіл жетуге қажетті міндетті түрде *13* көлденең жалғағыштары болуы керек. Турбинаны монтаждау кезінде корпустардың төменгі бөліктерінің жалғағыштарының барлық жазықтықтарын арнайы түрде орнатады (қарапайым ету үшін жалғағыштың барлық жазықтықтары бір көлденең жазықтықта қиыстырылады деп санауға болады). Одан кейін монтаждау кезінде білікті сымның осін осы жалғағыш жазықтығына орналастырылады, бұл ортасын қамтамасыз етеді – білікті сымның осі корпустардың айналдыра жонып өңделген осімен дәлме-дәл келетін болады. Бұл дегеніңіз ротордың статорға тиюінің алдын алады, ал керісінше жағдайда ауыр апатқа жетелеуі мүмкін.

Мойынтіректердің ішпектері цилиндрлердің корпустарынан шығарылады және оларды арнайы ғимараттарға - *45*, *28*, *7* тіректеріне орналастырады. Осылайша тиісті цилиндрдің роторларының әрқайсысының айналатын ұштарын айналмайтын статордан шығару қажет, бұл бір жағынан, ротордың статорға қандай да бір тиюін (тіпті сәл ғана үйкелуінің өзін) болдырмау үшін, ал екінші жағынан ротор мен статор арасындаңы саңылауға цилиндрден будың айтарлықтай шығуына жол бермеу үшін жасалады, себебі, саңылаудан будың шығуы турбинаның қуатын және үнемділігін төмендетеді. Сондықтан цилиндрлердің әрқайсысы арнайы конструкцияның *40*, *32*, *19* соңғы тығыздауыштармен жабдықталады.

Турбина ЖЭС-тің бас корпусына *36* жоғарғы іргетастық плитаға орнатылады. Плитада цилиндрлердің саны бойынша тікбұрышты терезелер жасалады, оларға цилиндрлер корпустарының төменгі бөлігі орналастырылады, сондай-ақ регенераторлық жылытқыштарға қуат беруші құбыр желілері, жаңа және екінші қайтара қыздырылған будың бу желілерін, конденсаторға ауыспалы келте құбыр шығарылады.

Турбина келесідей тәртіпте құрастырылады. Алдымен ТҚЦ қос шығар келте құбырларының периметрі бойынша орналасқан *15* тірек белдеуімен *18*

ТҚЦ төменгі бөлігі орнатылады. ТҚЦ-ның өзіне дәнекерленген ротордың жеке тіреулері бар. Содан кейін ЖҚЦ және ОҚЦ астында терезелер арасына және ЖҚЦ астында терезенің сол жағына ұстатқышта *28* және *41* сәйкесінше тіреулердің корпустарының төменгі бөліктері орналастырылады. Содан кейін тіреулерге сыртқы *39* және*24* цилиндрлері корпустарының төменгі бөліктері ілінеді, оларға статорлық элементтер орнықтырылады және турбинаның барлық цилиндрлерін ортаға дәл келтіреді [1].

Ротордың тіреулеріне *42*, *29*, *23*, *20* және *16* тіреу ішпектерінің төменгі бөліктері қойылады және оларға жекелеген роторлар түсіріледі. Оларды қатаң түрде бір-біріне орталықтандырады және *31* және *21* жалғастырғыштарының көмегімен қосады.

Содан кейін корпустардың жоғарғы бөліктеріне қажетті ішкі статорлық элементтер орнықтырылады және турбина жабылады. Ол үшін корпустардың көлденең жалғағыштарына тесігіне шпилькалар бұрап кіргізіледі және *46* жоғарғы бөліктері түсіріледі, содан кейін шпилькалардың және арнайы құралдардың көмегімен корпустардың жоғарғы және төменгі бөліктері фланецті жалғағыштармен қатты тартылады.

Турбина жұмыс істеп тұрғанда қазандықтан бу бір немесе бірнеше бу желісімен (бұл турбинаның қуатына байланысты) алдымен басты бу жапқышына жетеді, содан кейін тоқтатқышқа (бір немесе бірнеше) және ақырында реттегіш клапандарға (көбінде барлығы - 4) жетеді. Реттегіш клапандардан бу *1* қайта өткізу құбырымен (олар төртеу: олардың екеуі ЖҚЦ сыртқы корпусының *46* қақпағына қосылған, ал тағы екеуі буды корпустың төменгі бөлігіне жеткізеді) ЖҚЦ ішкі корпусының *33* бу өткізгіш камерасына жіберіледі. Бұл қуыстан бу турбинаның ағындық бөлігіне түседі және кеңейе отырып, *38* ЖҚЦ шығыс камерасына жылжиды. Бұл камерада ЖҚЦ корпусының төменгі бөлігінде *37* екі шығыс келте құбыры болады. Оларға аралық қыздыруға арналған қазандыққа буды бағыттайтын су құбырлары ерітіп жабыстырылған.

Екінші қайтара қыздырылған бу құбыр желісімен тоқтатқыш клапан арқылы *4* реттегіш клапандарына түседі, ал олардан - *26* ОҚЦ бу өткізгіш қуысына жетеді. Одан әрі бу ОҚЦ ағындық бөлігінде кеңейеді және оның *22* шығыс келте құбырына, одан – *6* қайта өткізетін екі құбырына түседі (оларды кейде ресиверлік деп атайды), олар буды *9* ТҚЦ бу өткізгіш камерасына жібереді. Бір ағындық ЖҚЦ мен ОҚЦ қарағанда ТҚЦ әрдайым екі ағындықпен жұмыс істейді: *9* камерасына түсіп, бу екі бірдей ағымға бөлінеді және олардан өтіп, *14* ТҚЦ шығыс келте құбырларына түседі. Олардан бу төменге қарай конденсаторға бағытталады. *41* алдыңғы тіреу алдында *44* турбинаны реттеу және басқару блогы орналасады. Оның *43* басқару тетігі турбинаны іске қосуға, жүктеуге, жүктемеден босатуға және тоқтатуға мүмкіндік береді.

Біз турбина туралы жалпы түсінік алғаннан кейін, оның «жүрегі» - ағындық бөлігін (1.2-сурет) қарастырамыз, ол турбинаның ең күрделі әрі ең қымбат бөлігі болып табылады.

Әрбір дискінің алдында қолданыстық қалақшаларымен шүмекті

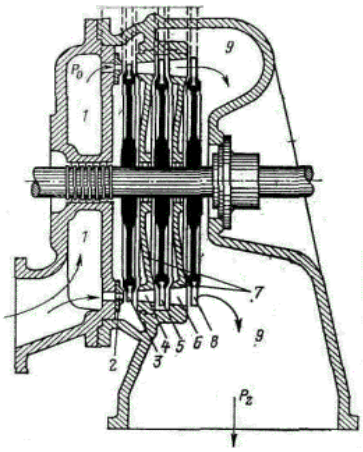
аппарат бекітілген, ол корпуста бекітілген, қозғалмайтын бірнеше шүмектен тұрады.

Турбинаның жұмыс істеуінің негізгі шарты - шүмекті аппарат алдында және қолданыстық қалақшаларының артында қысым айырмашылығының болуында[1].

Шүмектер қолданыстық қалақшаларымен бірлесіп, турбинаның ағындық бөлігін түзеді. Ағындық бөлікте жұмыс затының энергиясының қосарлы қайта түзіледі:

- шүмектерде будың немесе газдың потенциалды энергиясы кинетикалыққа айналады; шүмектен шығарда ағым жылдамдығы секундына жүз метрді құрайды;

- қолданыстық қалақшаларында ағымның кинетикалық энергиясы тура турбина білігінің айналуының механикалық жұмысына айналады; айналу жылдамдығы, әдетте, минутына мың айналымды құрайды [1,2].



1, 9 – буды жеткізу және бұру камералары;
2, 4, 6 – саптамалар; 3, 5, 8, - жұмыстық қалақшалары; 7 – диафрагмалар;
1.2-сурет – Турбинаның ағындық бөлігі [2-4]

1.2 Бу турбиналарының жалпы жіктелімі

1) Әрекет ету принципі бойынша: белсенді және реактивті,

2) Сатылар саны бойынша: бір сатылы және көп сатылы.

Көп сатылылары, өз кезегінде, қысым сатыларымен, жылдамдық сатыларымен және құрамдастырылған (жылдамдық сатыларымен де, қысым сатыларымен де) болуы мүмкін.

3) Жұмыс уақыты ағымының бағыты бойында:

осьтік, радиалды және тангенциалды.

Белсенді турбиналар (турбиналық сатылар)

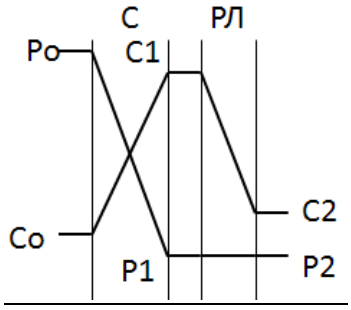
Шүмектердің бір қатарынан және қолданыстық қалақшаларының бір қатарынан тұратын ағындық бөлік қарапайым турбиналық саты түзеді.

Сатының белсенді нұсқасында жұмыс затының кеңеюі (қысымның түсуі) тек шүмектерде орын алады; қолданыстық қалақшаларында қысым

тұрақты болып қалады.

Жұмыс ағымның қалақшаға тікелей соққылық әрекеті есебінен жүзеге асады.

Қысым мен жылдамдықтың өзгеруінің сипаты графикада, 1.3-суретінде көрсетілген, мұнда P_0 – P_1 – P_2 – қысымның өзгеру сызығы, ал C_0 – C_1 – C_2 – ағымның абсолютті жылдамдығының өзгеруін сипаттайтын сызық; С-шүмекті аппарат, РЛ – қолданыстық қалақшалары [6].



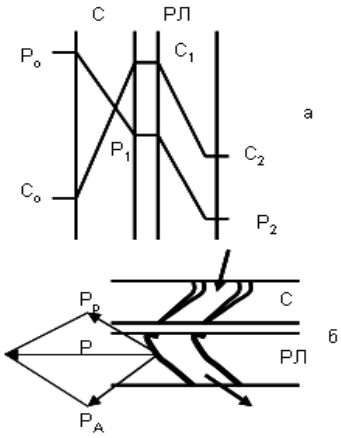
1.3-сурет турбиналық сатыда қысым мен жылдамдықтың өзгеру кестесі

Реактивті турбиналық сатылар

Жұмыс затының кеңеюі сатылап өзгеру сипатына ие: шүмектерде ішінара, одан кейін соңғы мәнге дейін қолданыстық қалақшаларында түседі, оған ағындық бөліктің тиісті пішіні себепші болады.

Қалақшаларда қысымның айырмасының болуы салдарынан ағыстардың тікелей соққылық (белсенді) әрекетімен қатар реактивті қайтарымы орын алады, яғни, қалақшаға әсер ететін толық күш екі құрастырушысынан құрылады.

Қысымның және абсолютті жылдамдықтың өзгеру сипаты 1.4а-суретінде берілген, ал әрекеттегі күштің өзгеруі 1.4б-суретінде, мұндағы $P_д$ – белсенді әсер ету күші, $P_р$ – реактивті күш, ал Р – қолданыстық қалақшасына әрекет ететін толық күш [1,2].



1.4-сурет – қысымның, абсолютті жылдамдық әрекеттегі күштердің өзгеру кестесі

Сатылар саны бойынша турбиналардың бөлімшесі

Бір сатылы турбиналар

Шүмектердің бір қатары (шеңбер бойымен) мен қолданыстық қалақшаларының бір тәжісінің қиысуы белсенді немесе реактивті саты деп аталады.

Көп сатылы турбиналар

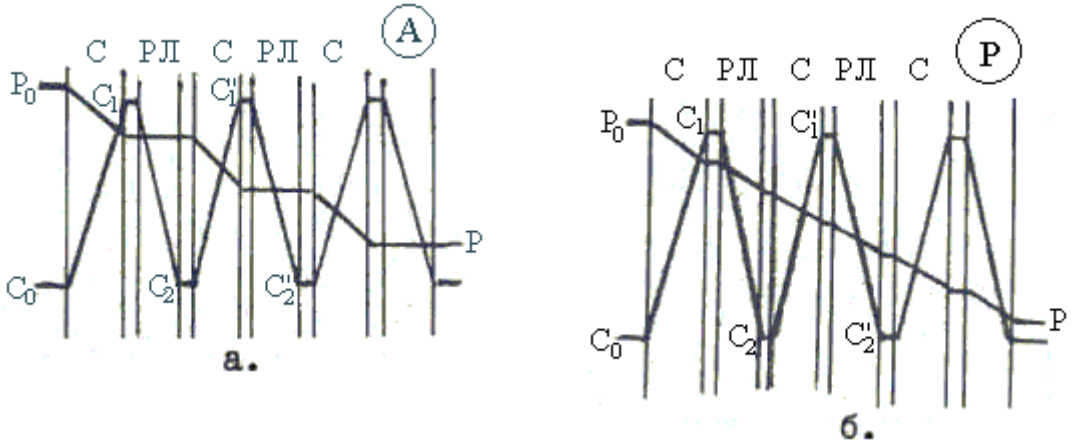
Қысым сатыларымен турбиналар

Бұл жағдайда турбина көп сатылы турбинаның «сатылары» болып табылатын, ретімен орналасқан қарапайым бір сатылы бірнеше турбинадан тұрады. Жұмыс затының кеңеюі біртіндеп бір сатыдан екінші сатыға жүреді. Мұндай турбиналар белсенді де, реактивті те типті болуы мүмкін.

Ағымда қысымның және абсолютті жылдамдық өзгеруінің сипаты бұл жағдайда 1.5а-суретте (белсенді нұсқа) және 1.5б-суретте (реактивті) көрсетілген [1,2].

Жылдамдық сатылары бар турбиналар

Жылдамдық сатыларының идеясы мынада, шүмектерде алынған кинетикалық энергия қолданыстық қалақшаларының бір тәжісінде ғана емес, ретімен орналасқан бірнешеуінде механикалық жұмысқа айналады. Қолданыстық қалақшаларының тәждері арасында ағысқа қажетті бағыт беріп тұруға арналған бағыттаушы қалақшалардың тәждері (қатарлары) орналасқан [2,3].



1.5-сурет – ағын қысымының және абсолюттік жылдамдығының өзгеру кестесі

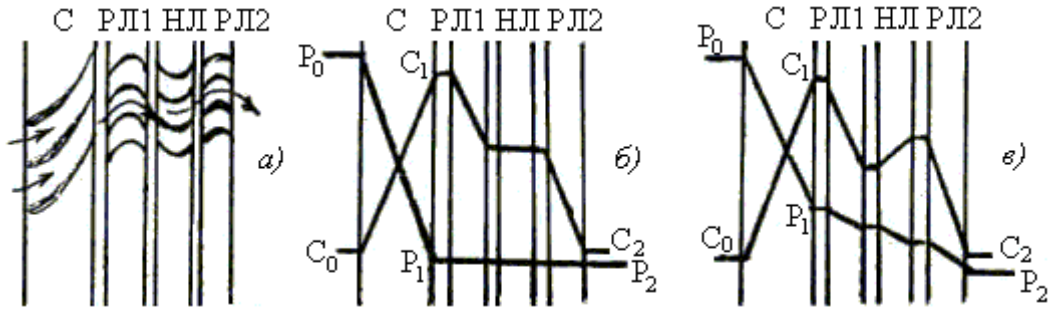
а – белсенді нұсқа; б - реактивті.

Бұл жағдайда жұмыс істейтін тәждердің әрқайсысы жылдамдық сатысы болып келеді. Мұндай типті турбиналар екі және үш тәжді болуы мүмкін.

1.6а-суретінде екі тәжді турбинаның ағындық бөлігі көрсетілген. Мұнда С – шүмектер; РЛ1 – бірінші тәждің қолданыстық қалақшалары; НЛ – бағыттаушы қалақшалар; РЛ2 – екінші тәждің қолданыстық қалақшалары.

Жылдамдық сатылары бары турбиналар таза белсенді типті немесе реакцияның кішігірім сатысымен (яғни қолданыстық және бағыттаушы қалақшаларда қысымның аздап төмендеуі) болуы мүмкін.

Мұндай типті турбинада қысымның және жылдамдықтың өзгеру сипаты 1.6б (белсенді нұсқа) және 1.6в (реакциялы нұсқа) суретінде көрсетілген [1,2].



1.6-сурет – Қысым мен жылдамдықтың өзгеру кестесі

Жылдамдық пен қысымның сатылары бар турбиналар (құрамдастырылған)

Бұл жағдайда әдетте бірінші саты жылдамдықтың екі тәжісі бар дөңгелек түрінде жасалады, ал қалғандары – белсенді немесе реактивті типті қысым сатылары.

Турбиналар осьтік, радиалдық және тангенциалдық болуы мүмкін.

Осьтік типті турбиналар

Осьтік типті турбиналарда қолданыстық заттың қозғалысын басты бағыттау ротор осінің бағытымен сәйкес келеді. Мұндай типті турбиналарға жоғарыда қарастырылған барлық құрылымдар кіреді және бұл электр генераторлардың жетегі үшін пайдаланылатын турбиналардың ең көп тараған нұсқасы.

Радиалды типті турбиналар

Мұндай типті турбиналарда қолданыстағы ағынның қозғалысын басты бағыттау радиалды бағытта жүргізіледі: немесе ротор осі ауданынан дискілердің периферияcына қарай немесе керісінше – перифериядан ось ауданына қарай бағытталады.

Бірінші нұсқа. Бір ағындық бөлігі бар турбинада жеке біліктерге орнықтырылған және әртүрлі жаққа айналып тұратын екі дискісі болады. Сәйкесінше, біртұтас турбиналық агрегаттың екі электр генераторы болады. Турбинада қозғалмайтын бағыттаушы аппараттар жоқ; қолданыстық заттың барлық кеңеюі қолданыстық қалақшаларда орын алады.

Радиалды турбинаның екінші нұсқасы (ортаға тартушы). Қолданыстық зат периферия бойынша орналастырылған шүмекті аппарат арқылы дискіге жеткізіледі және қолданыстық қалқандармен өзара әрекеттескеннен кейін дискіде осьтің бойымен апарылады.

Бұл нұсқада газ турбиналық қондырғылар үшін турбиналар құру кезінде қуаты аз болады.

Тангенциалдық типті турбиналар

Қолданыстық зат қалақшалық қалталар орналасқан жақтан дөңгелектің

сыртқы бөлігіне жанама (тангенциалдық) етіп жетеді.

Бу турбиналарының келесідей жіктелімі ұсынылуы мүмкін:

А. Бу турбиналық қондырғының жылу үдерісінің сипатына байланысты.

1.Турбиналар конденсациялық

а).бу өндірусіз конденсациялық турбиналар

б).буды аралық өндірусіз конденсациялық турбиналар

1.реттелмейтін өндірумен

2.реттелетін өндірумен

3.реттелетін, сондай-ақ, реттелмейтін өндірумен

в).буды аралық жеткізуі бар турбиналар

г).сығылған бу турбинасы

2.Пайдаланылғаннан кейін шығарда жоғары қысымды турбиналар

а).нашарлаған вакуумды турбиналар

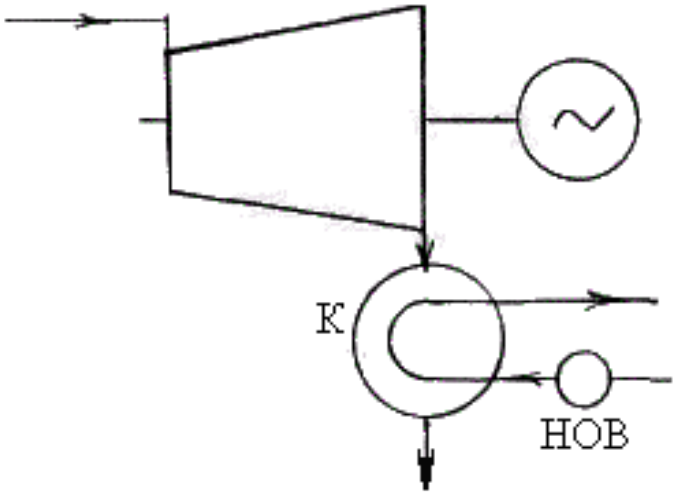
б).қысымға қарсылығы бар турбиналар

в).қосылу алдындағы турбиналар

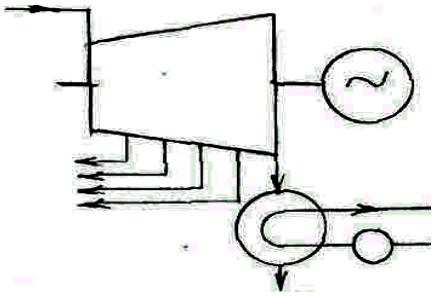
Б. Турбинаға түсетін бу қысымына байланысты: төмен, орташа, жоғары және шектен асқан.

Бу өндірусіз конденсациялық турбиналар

Бұл турбиналарда жеткізілетін жаңа будың бүкіл көлемі турбинадан өтіп және атмосфералықтан (әдетте, 0,0035…0,005 МПа) төменірек қысымға дейін кеңейіп, конденсаторға бағытталады, онда пайдаланылған будың жылуы салқындататын суға беріледі және пайдалы түрде қолданылмайды (1.7-сурет) [1-6].



1.7-сурет – Бу өндірусіз конденсациялық турбинаның сызбасы
Реттелмейтін өндірумен конденсациялық турбиналар



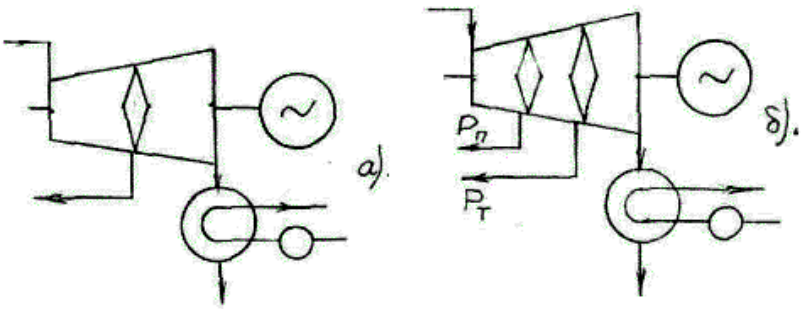
1.8-сур. – Реттелмейтін өндірісі бар турбиналардың сызбасы

Регенераторлық деп те аталатын буды реттелмейтін өндірісі қоректік суды жылытуға арналған, ол су содан кейін бу генераторларына түседі. Регенеративтік өндіріс көлемі турбиналық қондырғылардағы бастапқы параметрлерге байланысты және 5-тен 8-ге дейінді құрайды (1.8.-сурет). Өзінің атауын (реттелмейтін) олар ондағы бу қысымының тұрақты болмауынан, сондай-ақ, турбиналық агрегатқа кететін бу шығынына байланысты өздігінен өзгеретініне байланысты алып отыр [5,6].

Реттелетін өндірумен турбиналар

Турбиналық агрегат жұмысының барлық режимдерінде алынатын будың қысымы автоматты түрде тұрақты етіп ұсталатын немесе тұтынушы белгілі бір мөлшерде бу алуына жететіндей белгіленген шекте реттелетіндер реттелетін өндірулер деп аталады.

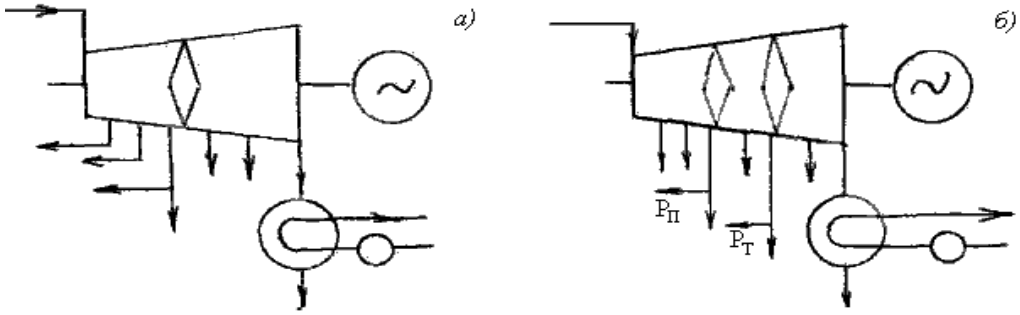
Жылу тұтынушыларының екі түрі болады: өнеркәсіптік, мұнда 1,3…1,5 МПа (өндіріске өндіру) қысымды бу талап етіледі және 0,05…0,25 МПа (жылытуға өндіру) болатын қажетті қысым талап етілетін жылыту буы (1.9а-сур.). Егер өндірістік те, жылыту мақсатында да бу талап етілсе, онда бір турбинада екі реттелетін өндіру жүзеге асырылады: өнеркәсіптік және жылыту (1.9б-сурет) [6].



1.9-сурет – реттелетін бу алымы бар турбиналардың сұлбалары

Реттелетін және реттелмейтін бу алымды турбиналар

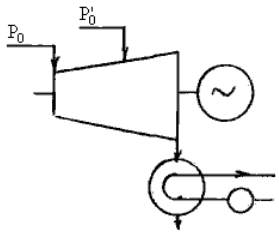
Мұндай турбиналарда регенеративтік те, сондай-ақ, реттелетіндері де қарастырылған. Өндірулер (1.10,а) және б) - суреттер). Әдетте, реттелетін өндіру камерасынан будың бір бөлігі қоректік суды жылытуға, ал қалған көлемі (қажеттілікке қарай) – жылу тұтынушыларына бағытталады.



1.10-сурет – а – реттелетін және б – реттелмейтін бу алымы бар турбиналардың сұлбалары

Буды аралық жеткізетін турбиналар (екі қысым турбиналары)

Бұл турбиналарда аралық сатыға технологиялық үдерістерде пайдаланылған, яғни өндірістен, сол өндірістің өзінде қандай да бір себептерге байланысты тиімді пайдалануға келмейтін жеткілікті потенциалы бар бу жеткізіледі (1.11-сурет).

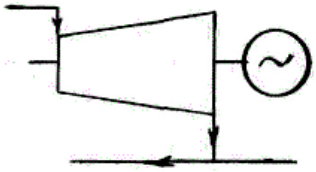


1.11-сурет – Буды аралық жеткізетін турбинаның (екі қысым турбиналары) сұлбасы

Қысымға қарсылығы бар турбиналар

Бұл турбиналарда конденсатор жоқ. Пайдаланылған, атмосфералықтан жоғары қысымы бар бу арнайы жинақтауыш коллекторға түседі, ол жерден жылыту немесе өндірістік жылу тұтынушыларына бағытталады.

Пайдаланылғаннан кейін шығарда (және коллекторда) қысым жылумен жабдықтау объектісінің талаптарына сәйкес ұсталады (1.12-сурет) [1,2].

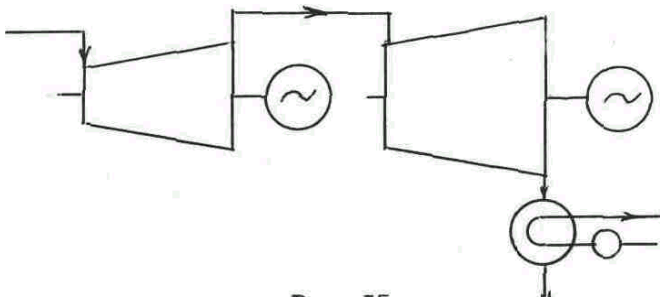


1.12-сурет – Қысымға қарсылығы бар турбинаның сұлбасы

Қосылу алдындағы турбиналар

Қосылу алдындағы деп қысымға қарсылығы бар турбиналар аталады, олардың пайдаланылған буы одан әрі терең кеңею үшін кәдімгі конденсациялық турбиналарға бағытталады. Мұндай нұсқада екі электр

генератор қарастырылған (1.13-сурет), яғни турбиналық агрегат бу ағыны бойынша біртұтас болып табылады, бірақ электр энергия жеке өндіріледі.



1.13-сурет – Қосылу алдындағы турбиналар сұлбасы

Турбиналар өндіретін негізгі зауыттардың қысқаша белгіленуі

ЛМЗ – Ленинградтық металл зауыты

ХТГЗ (ХТЗ) - Харьковск турбиналық генератор зауыты

УТМЗ (УТЗ, ТМЗ) - Уральск турбиналық мотор зауыты

НЗЛ – Ленин атындағы Невск зауыты (Санкт-Петербург қаласында)

БМЗ – Брянск машина жасау зауыты

КТЗ – Калугалық турбина зауыты

Бу турбиналарының белгіленулері

Бірінші орында – турбинаның типін білдіретін әріптер, ескі белгілеулерде сияқты: К, П, Т, ПТ және Р. Одан кейінгі цифр – қуаты МВт-пен.

Өнеркәсіптік немесе жылыту өндірісі бар турбиналар үшін цифр бөлшек арқылы қосарланған болуы мүмкін. Кіші цифр толық ашық өндіру кезіндегі қуатқа сәйкес келеді, ал үлкен цифр – жабық өндіру кезінде.

Келесі цифр турбина алдында жаңа будың қысымына сәйкес келеді, кгс/см^2 немесе МПа өлшем бірлігімен.

Одан әрі конденсациялық турбиналар және жылыту өндірісі бар турбиналар үшін сызықша арқылы - модельдің нөмірі, ал буды өнеркәсіптік өндірумен конденсациялық турбиналар үшін және қысымға қарсылығы бар турбиналар үшін бөлшек арқылы - өнеркәсіптік өндірудегі қысым немесе қысымға қарсылық.

Атом электр станцияларының аса қуатты турбиналары үшін соңғы цифр (бөлшек арқылы) минутына ротор айналымының санын - 3000 немесе 1500 білдіреді [6].

1.3 Турбинадағы энергияның түрленуі

1.3.1 Сығылған сұйықтықтың қозғалысының негізгі теңдеулері

Будың (газдың) жылу энергиясын турбо ротордың айналу механикалық энергиясына айналу процестері профильдердің торларының арналары арқылы ағып тұрады.

Энергияны конверсиялаудың тиімділігі, демек, турбинаның тиімділігі ағынның қаншалықты жақсы екеніне, оның ішінде аз шығындарға

байланысты.

Осылайша, турбинаның ағым секциясында жүретін процестер ағымдардың заңдарына және олардың негізгі теңдеулеріне, сондай-ақ булар мен газдардың қасиеттеріне қатысты термодинамикалық тәуелділіктерге негізделеді. Оларға мыналар жатады: мемлекеттің теңдеуі; үздіксіздік теңдеуі; импульстік теңдеу; энергияны сақтау теңдеуі.

1) Күй теңдеуі

Идеал газ үшін күй теңдеуі мына түрде жазылады

$$pv = RT\ , \tag{1.1}$$

мұндағы R – газдық тұрақты

Өте қызып кеткен бу үшін, бұл теңдеу дұрыс емес, өйткені R коэффициенті қысым мен температураға байланысты. Дәлірек, тәуелділік байқалады, бұл тұрақты өнімнің тұрақты өнімге сәйкес келетінін білдіреді

$$h = \frac{n}{n-1}pv + const\ . \tag{1.2}$$

Жоғарыда көрсетілген формулаларды қолдану арқылы алынған дәлдіктің жоқтығы, сондай-ақ, бумен буынының кеңеюі кезінде, үдеріс көбіне қызып кететін будан ылғал буға ауысады, бұл формулаларды есептеу есептік су буларының кестелерін пайдаланып, тіпті сенімді емес.

2) Тұтастық теңдеуі

Егер G1 буының массалық ағыны арнадан өтсе және F1 бу жылдамдығының c1 аймағының 1-бөлігінде F1 аймағына ортогоналды, сондай-ақ v1-нің нақты көлемінің мәндері айнымалы болса, онда үздіксіздік теңдеуі мынадай түрде жазылады

$$G_1 = \int_F \frac{c_1}{v_q} dF_1 = F_1 \frac{c_{1cp}}{v_{1cp}}, \tag{1.3}$$

онда c_{1cp}, v_{1cp} - үздіксіздік теңдеуі (шығыс компоненті бойынша) орташаланған будың жылдамдығы мен нақты көлемі. Жалпы, арна үшін үздіксіздік теңдеуі келесідей жазылады:

$$G = F\frac{c}{v} = const\ . \tag{1.4}$$

Дифференциалдық түрде бұл теңдеу келесі форманы алады:

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c}, \tag{1.5}$$

арнаның көлденең қимасының артуы ағымның жылдамдығының өсуі мен мерзімінің аяқталуы кезінде термодинамикалық күйдің өзгеруіне байланысты нақты көлемнің артуымен анықталады.

Егер үздіксіздік теңдеуі айналмалы жүздерден құрылған арна үшін жазылса, с жылдамдықтың орнына (1.3) - (1.5) теңдеулер салыстырмалы қозғалыс жылдамдығына (салыстырмалы жылдамдық) w, яғни жылдамдықпен алмастырылады.

$$G = F\frac{w}{v} = const\ . \tag{1.6}$$

3) Қозғалыс мөлшерінің теңдігі

Қозғалыс бағыты x және R қарсыласу күші 1 кг бу шығынын ескере

отырып (энергияның жоғалуы бар будың қозғалысының жалпы жағдайына қатысты), бір өлшемді ағынның қозғалысы (импульстік теңдеу) көлемінің дифференциалдық теңдеуі

$$cdc = -vdp - Rdx\,. \qquad (1.7)$$

Облыста x_0 (және сәйкесінше p_o, v_o, c_o) -дан x_1-ге дейін (мұндағы p_1, v_1, c_1) интегралдық түрде қозғалыс санының теңдеуін аламыз

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = \int_{p_1}^{p_0} vdp - \int_{x_0}^{x_1} Rdx\,. \qquad (1.8)$$

Мұнда теңдіктің сол жағы - бұл ағынның кинетикалық энергиясының өсуі, бұл шығыс кезінде будың кеңеюі (теңдіктің оң жақ бөлігі) мен үйкеліс күштерінің жұмысы (оң жақтың екінші интегралы) арасындағы айырмашылыққа тең.

Жұмыс органының изэнтропиялық ағымы бар, яғни. шығынсыз және сыртқы ортада жылу алмасусыз ағыны, импульстік теңдеу теңдеуге айналады:

$$\frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] = \frac{k}{k-1} \left(p_0 v_0 - p_1 v_{1t} \right). \qquad (1.8а)$$

4) Энергияны сақтау теңдеуі

Тұрақты күйдегі будың қозғалысы үшін энергияны сақтау теңдеуі бу шығынын жоғалтумен (R≠0) немесе жоғалтпастан пайда болғанына қарамастан қолданылады (R=0):

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q_0 = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + L_1\,, \qquad (1.9)$$

Мұнда q_0 - 1 кг буға жеткізілетін жылу мөлшері;

L_1 - 1 кг бу шығарған жұмыс.

Теңдеуді (1.9) пайдаланамыз және будың сыртқы ортаға энергия алмасуы болмайтын арна арқылы ағып жатқанын қарастырайық. Содан кейін будың кеңеюі кезінде кинетикалық энергияның өсуін анықтаймыз:

$$\frac{c_1^2 - c_0^2}{2} = h_0 - h_1\,. \qquad (1.10)$$

Осылайша, будың ағынын кинетикалық энергиясының өзгерісі энтальпияның өзгеруімен анықталады.

Көптеген практикалық мәселелерді шешуде, турбинаның торлы профильдерінің арналарында жұмыс істейтін заттар ағымы тұрақты [4] деп есептеледі.

Егер жұмыс сұйықтығының энтальпиясы кеңею нәтижесінде пайда болса, онда ағынның кинетикалық энергиясы ұлғаяды және с1 жылдамдығы с0-дан асып кетеді, содан кейін бұл ағын шатастырылған деп аталады.

Егер жұмыс сұйықтығының кеңеюі энтальпиясын өзгертпесе, ($h_1 = h_0$), онда бұл ағын ағып кету деп аталады.

Егер сыртқы ортаға жылу алмасу болмаса, энтальпия ($h_1 > h_0$) ағым

бойымен артады, содан кейін бұл ағын диффузиялық деп аталады.

1.3.2 Саптамаларда ағын энергиясының түрленуі

Саптамалардан бу мен газдың таусылу теориясы мәселелерін қарастырған кезде алынған нәтижелер негізінде келесіге жетелейді:

1) саптамалардың екі типі қолданылады:

а) жинақталатын –шығарда ең кіші қимамен;

б) шашыранды (Лавальдің) арна ішінде ең кіші қимамен, оның артында кеңею конусы тұрады.

2) саптамаларды қолданудың ықтимал жағдайларының жіктеліміне арналған негізгі критерий - «қысымның саптама қатынасы», ол кезде шығын саптама арқылы максимумға жетеді.

$$\nu_{\text{кр}} = \left(\frac{P}{P_o}\right)_{кр} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \qquad (1.11)$$

Мұнда P_o – басты қысым;

P – саптаманың артындағы қысым;

k = 1,4 адиабат көрсеткіші

Егер $\frac{P_1}{P_0} > \nu_{\text{кр}}$, яғни қысымның болмашы айырмасы кезінде жинақталатын саптама қолданылады; $c_1 < a$.

$\frac{P_1}{P_0} < \nu_{\text{кр}}$ болған кезде, егер бұл мәндер мәні жағынан жақын болса, онда – жинақталатын саптама кеңеюмен қиғаш қиықпен; $c_1 > a$.

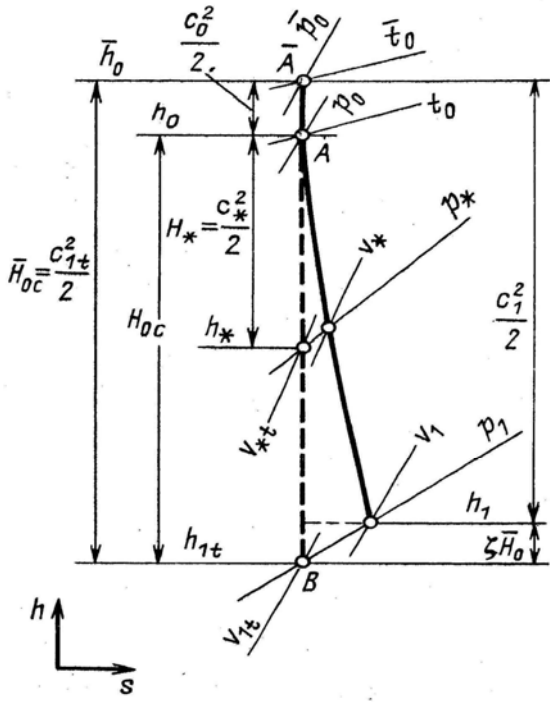
$\frac{P_1}{P_0} << \nu_{\text{кр}}$ болған кезде – шашыранды саптама; $c_1 > a$.

Саптамадан таусылу теориялық жылдамдығы кез келген жағдайда энергияны сақтау заңдылығының теңдеуімен табылады

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1) + c_0^2} \quad , \qquad (1.12)$$

h – энтальпия, Дж/кг;

c – жылдамдық, м/с.



1.14-сурет –h-s диаграммада саптамалық торда будың адиабаттық кеңею сұлбасы

Жұмыс органының энтальпия h_0 тікелей h, s - диаграммаларынан табылуы мүмкін (1.14 сур.). Егер кеңейту процесінің соңында энтальпия h1-де берілсе, онда формула бойынша (1.12) жылдамдық c1

Изентропиялық кеңеюде (сызығы А - В), h1t табылуы мүмкін және, демек, жылдамдық c_{1t}.

Ағыны тегіс үдетілген арна шашатын немесе шашатын деп аталады.

$$\frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \frac{c_0^2}{2}. \qquad (1.13)$$

Егер ағынның бастапқы кинетикалық энергиясы ($c_0^2/2$) болмаса, онда бұл жағдайда жұмыс сұйықтығының шашырау алдында ($\bar{p}_0, \bar{v}_0$) жұмыс сұйықтығының параметрлері бойынша бастапқы жылдамдық нөлге тең болатын кейбір жалған параметрлерден (p_0, v_0,) изэнтропиялық кеңеюден туындаған деп болжауға болады. Басқаша айтқанда, жұмысшы сұйықтықтың параметрлері ($\bar{p}_0, \bar{v}_0$) жылдамдықтың жылдамдығымен ағып жатқан ағын ағынсыз нөлге жылдамдықпен төмендеген жағдайда пайда болады.

Осыдан бастап, параметрлерді ($\bar{p}_0, \bar{v}_0, \bar{h}_0$) изэнтропиялық тосқауылдаған ағынның параметрлерін немесе ингибирлеу параметрлерін шақыру әдеттегі.

Сонда:

$$\frac{c_{1t}^2}{2} = \frac{k}{k-1} \overline{p_0} \overline{v_0} \left[1 - (\varepsilon_1)^{\frac{k-1}{k}} \right] + \frac{c_0^2}{2} \quad , \qquad (1.14)$$

Мұнда $\varepsilon_1 = p_1/\overline{p}_0$ - p_1 қысымның ағынның $\overline{p}_0$ қысымына қатынасы.

p_0 және p_1 қысымдары статикалық деп аталады.

Тежеу параметрлерін h, s - диаграммалары арқылы табуға болады (Сурет 1.14). Изонтроп сегментін ($A\overline{A} = c_0^2/2$) нүктеден p_0 және t_0 бастапқы параметрлеріне сәйкес келтіріп, біз ($\overline{A}$) тежелген ағынның ($\overline{p}_0, \overline{v}_0, \overline{h}_0$) параметрлерін табамыз.

Егер c_0 жылдамдығы аз болса және 100 - 150 м / с аспайтын болса, онда тежеу параметрлерін анықтау үшін келесі шамамен формулаларды қолдану ыңғайлы:

$$\overline{p_0} = p_0 + \frac{c_0^2}{2v_0}; \ \overline{v_0} = v_0 - \frac{c_0^2}{2kp_0}. \qquad (1.15)$$

Дыбыс жылдамдықта таратылатынын ескере отырып,

$$a = \sqrt{kpv}, \qquad (1.16)$$

(1.13) формуласына (1.14) пайдаланып, оны келесі түрге келтіреміз:

$$\frac{c_1^2}{2} = \frac{\overline{a_0^2}}{k-1} - \frac{a_1^2}{k-1}, \qquad (1.17)$$

мұнда a_1 – жұмыс денесінің параметрлеріндегі дыбыс жылдамдығы p_1, v_1;

$\overline{a} = \sqrt{k\overline{p_0 v_0}}$ - баяу параметрлері кезінде дыбыс жылдамдығы.

Егер кеңейту үдерісіндегі ағынның жылдамдығы дыбыс жылдамдығына жетсе c1 = a1 = a *, бұл жылдамдық пен тиісті параметрлер сыни деп аталады және жұлдызшамен көрсетілген.

1.4 Турбиналық торлардағы жұмыс сұйықтығының нақты ағыны

Турбиналық торлардың айналып ағуы кезіндегі энергияның жоғалуы

Тордағы жұмыс сұйықтығының ағымымен байланысты энергия шығыны бірнеше компоненттерге бөлінеді:

1. ξ_c саптамалардағы энергияның жоғалу коэффициенті және φ жылдамдық коэффициенті

Саптамалық торлардағы энергияның жоғалуын дұрыс есептеу үшін ξ_c коэффициентінің мәнін ықтимал жоғары дәлдік дәрежесімен анықтау қажет.

Саптамалық арналардағы энергияның жоғалтулар өте көп факторларға: профильдер пішініне, тор қадамына, профиль қондырғысының бұрышына, профиль хордасына және арна биіктігіне, ағын жылдамдығына, арна қабырғалары бетінің жағдайына және т.б. байланысты [1,4].

Саптамалардағы жоғалтулар екі негізгі топқа бөлінуі мүмкін:

$$\zeta_{пр} = \zeta_{тр} + \zeta_{кр} + \zeta_{волн}. \qquad (1.18)$$

Профильдік жоғалтулар

а) шекаралық қабатта үйкелу,

б) профильде ағынның ажырауы кезіндегі құйындық жоғалтулар (егер бұл ажыраулар болса),

в) шығардағы жиектің сыртындағы құйындық жоғалтулар (жиектік жоғалтулар),

г) тығыздауыштың секірістеріндегі жоғалтулар – шамадан тысқа жуық және шамадан артық жылдамдықтар кезінде туындайтын толқындық жоғалтулар.

2. Саптамалық арналардың соңғы биіктігімен байланысты және түйісім қабырғаларда туындайтын шеттік шығындар.

а) арнаның тік қойылған қабырғаларындағы шекаралық қабаттағы (биіктігі бойынша арнаны шектейтін қабырғалар) үйкелу жоғалтулары,

б) арнаның төменгі және жоғарғы түйісім қабырғаларында болатын қайталама тоқ салдарынан жоғалтулар.

Аталған жоғалтулардың әрқайсысы неге байланысты екенін толығырақ қарастырамыз [1,4].

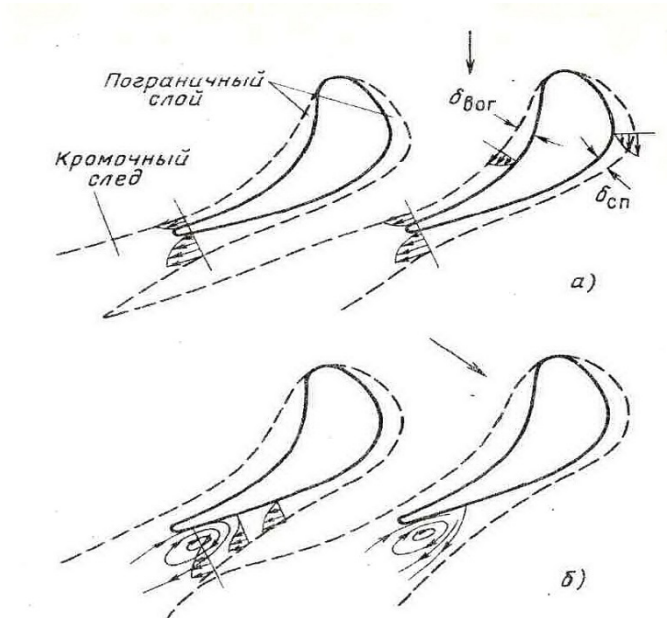
Шекаралық қабаттағы үйкелу жоғалтулары ең алдымен шекаралық қабаттың түріне – ламинарлық немесе турбуленттік екеніне байланысты, онда жылдамдық 0-ден максимумға дейін өзгереді және онда ішкі үйкеліс орын алады (1.15-сур. қар.).

$\xi_{тр} = f(Re_c;\ M_{1t};$ арна қабырғаларының кедір-бұдырлығы дәрежесі)

$Re_c = \dfrac{c_1 b_1}{\nu_1}$; мұнда ν_1 кинематикалық тұтқырлық,

c_1 – арнадан шығар кездегі ағын жылдамдығы,

b_1 –профиль хордасы.



Сурет 1.15 – Жиектерді жоғалту схемасы

Шеткі із бен ағынның ядросының өзара әрекеттестігі тордың артындағы ағын жылдамдығының өрісін теңестіруге әкеледі. Ағынның статикалық қысымы артып, орташа жылдамдық кинетикалық энергияның жоғалуына әкеледі.

Шығару шеттерінің артындағы шағын қашықтықта ағынның

жылдамдық векторының тордың алдыңғы жағына жылдамдық векторының көлбеу жылдамдықтары, қысымдары және бұрыштары бар (сурет 1.16).

Шеткі шығындардың ζ_{cr} коэффициенті шығыс жиегін Δcr/O салыстырмалы қалыңдығына байланысты, ол формула бойынша анықталуы мүмкін

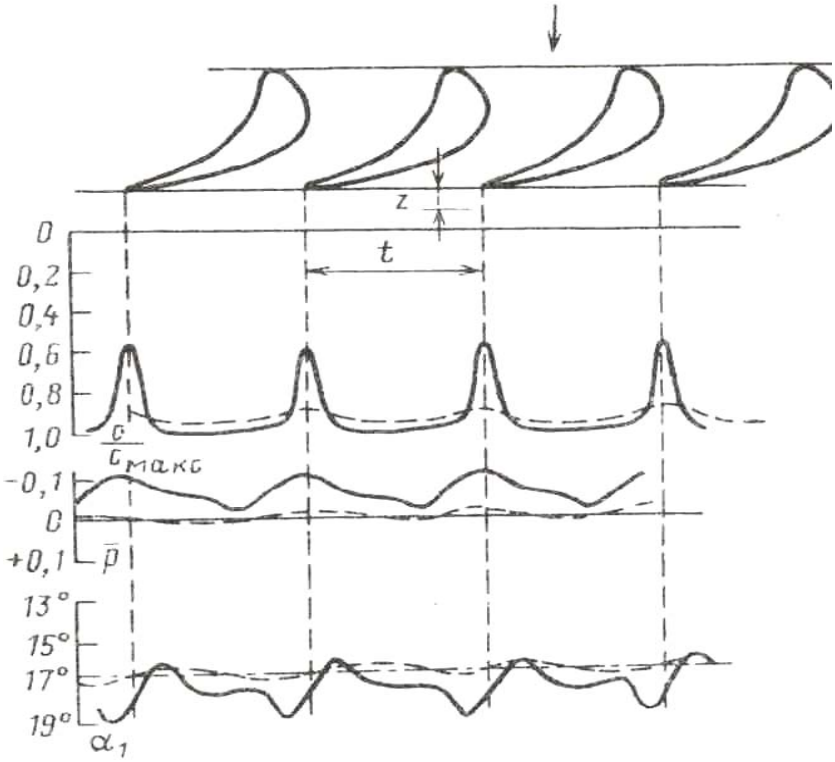
$$\zeta_{кр} = \zeta_{кр0} + 0{,}088\frac{\Delta_{кр}}{O_t^2}, \qquad (1.20)$$

Мұнда $\zeta_{кр0}$=0.01 нөлдік қалыңдығындағы жиілікте шығыс коэффициенті

Саңылау торы үшін ең аз профиль жоғалуы (ζ_{pr}) қадамға сәйкес келеді $\bar{t}_{опт} \approx 0.7 \div 0.85$, ал жұмысшы үшін $\bar{t}_{опт} \approx 0.55 \div 0.65$.

Айта кету керек, $\bar{t} = \frac{t}{b}$ саңылау төмендейді, шығыс бөлігіндегі ішкі канал кеңейе түседі және шығыс бөлігіндегі дыбыс ағымының жылдамдығы төмендейді, бұл профиль жоғалуларының күрт артуына әкеледі.

Профиль жоғалту торда ағымның айналу бұрышына қатты тәуелді. Мәселен, шашатын массасы ($\alpha_0 \approx 90^0$) үшін α1e-дің азаюы O_1 арнасының ең кіші көлденең қимасының енін азайтуға және, демек, ζ_{cr}-ның ұлғаюына әкеледі, бұл ақыр соңында ζ_{cr}-дің өсуіне әкеледі. Сонымен қатар, α_{1e}-дің азаюымен профильдің ұзындығы артады, бұл шекаралық қабаттың қалыңдығының өсуіне және ағынның бұзылуына әкеп соғады, нәтижесінде нәтижесінде $\alpha_0 \approx 90^0$



Сурет 1.16 - Жылдамдықтың өрісі, тордың алдыңғы жағына ағынның жылдамдығының векторының көлбеу бұрыштары мен қысымы

Жоғарыда айтылғандарға байланысты, α_{1e}=8-10^0 бар торлардағы энергия шығыны α_{1e} = 13-18^0-ге қарағанда айтарлықтай жоғары, сондықтан α_{1e} <8^0 бар торлар турбиналарда іс жүзінде пайдаланылмайды. Егер α_{1e}> 30^0 болса, онда арнадағы шатасуларды қамтамасыз ету қиынға соғады, бұл сондай-ақ $\zeta_{тр}$ ұлғайтуға әкеледі.

Эксперимент көрсеткендей, әр тор үшін (қатаң айтқанда, E_0 M, Re, әр режим үшін) оңтайлы кіру бұрышы β_{1opt} бар, онда бейінді жоғалтулар ең аз болады.

Әдетте ($\beta_{1ск}$ <900) $\beta_{1opt} = \beta_1^{ск} + (3 \ldots 6)^0$.

B_1 <β1opt кіріс бұрышының азаюымен профильдің артқы жағындағы кіріс бөлігінің ағымы нашарлайды, диффузор бөлімі пайда болуы мүмкін.

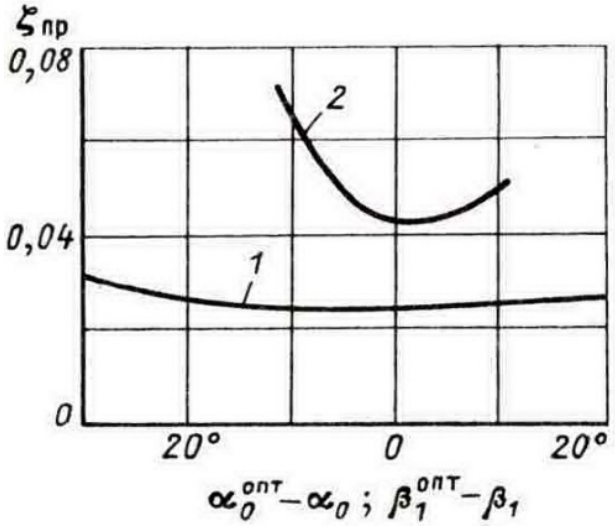
Егер β1> β_{1opt}, керісінше, бетінің айналасында ағыны нашарлайды.

Профиль жоғалтуларының артуы $\zeta_{пр}$ салыстырғанда $\zeta^{мин}_{пр}$ екі түрі торларға кіру бұрышына байланысты сурет 1.17, мұндағы 1 - С-90-15А сорғыш торы; 2 - жұмысшы тор Р-30-21А.

Профильді ысыраптарға ағынның кіру бұрышының әсерін шамамен бағалау мынадай формула бойынша жүзеге асырылуы мүмкін:

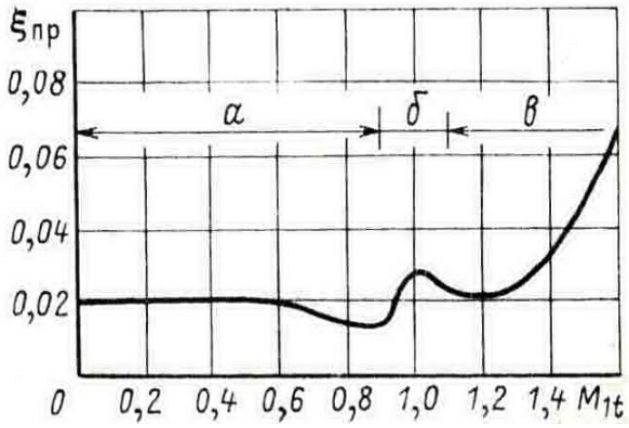
$$\Delta\zeta_{пр} = 0{,}3\left[\frac{\sin(\beta_1 - \beta_{1опт})\sin\beta_{2э}}{\sin\beta_1 \sin\beta_{1опт}}\right]. \qquad (1.21)$$

Саңылаулардың торларын (1.21) есептеу кезінде, β бұрыштарының орнына α_0, α_{0opt}, α_{1e} бұрыштарын қою керек.



Сурет 1.17 - Влияние профильных потерь $\zeta_{пр}$ по сравнению с $\zeta^{мин}_{пр}$ в зависимости от угла входа для двух типов решёток

М санының профильді ысыраптарға әсері М> 0,4 ... 0,6 кезде, сығымдалудың әсері айқын болғанда әсер етеді



Сурет 1.18 - Профиль жоғалту коэффициентінің М санына тәуелділігі

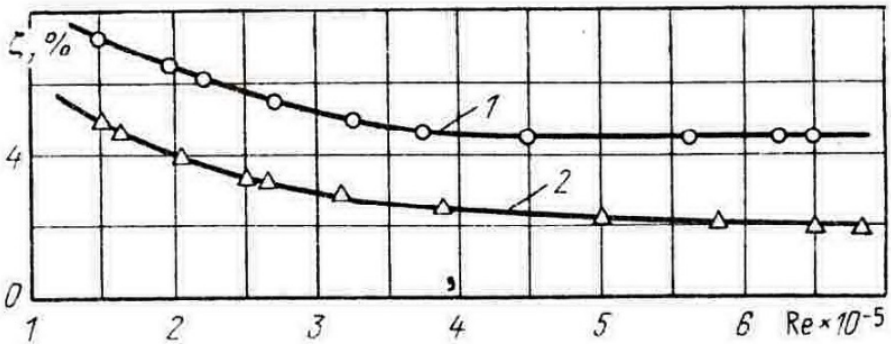
1.18 суретте профиль жоғалту коэффициентінің М санына тәуелділігін көрсетеді. Ұсынылған кестеден бастапқыда М (0,4-тен 0,9-ға дейін) санының өсуімен (секция а-субсоник), профильдің жоғалуы ζtr төмендейді, содан кейін (секция b - трансоникалық 0,9 <M <1.15) арна торында тікелей соққы толқындарының қалыптасуына байланысты шығындардың азаюы. Тордағы профильдердің кіріс жиектерінің алдында тікелей секірудің пайда болуына байланысты бейінді жоғалтудың жоғарылауы байқалады.

Re санының бейінді жоғалтуға әсері Re <(3 ... 5) 105 болғанда дерлік сезіледі. Re> Reauto = (3 ... 5) · 105 режимдері өзін-өзі ұқсас деп аталады.

Шамамен, өздігінен ұқсас аймақтан тыс жоғалу коэффициенті артады деп болжауға болады.

$$\Delta\zeta_{\mathrm{Re}} = 5{,}8 \cdot 10^4\,\mathrm{Re}^{-\frac{5}{4}}. \qquad (1.22)$$

Рейнольдс санының ядро шығындар коэффициентіне әсері 1.19-суретте көрсетілген, мұнда: 1-жол - белсенді түрдегі жұмыс торына; 2-жол - шашатын торына арналған.



Сурет 1.19 - Рейнольдс санының негізгі жоғалтуларға қатынасы

Соңғы биіктіктегі турбиналық торлардың арналарында кеңістіктік сипат бар. Бұл жерде көлденең (қайталама) ағымдар пайда болады, бұл қосымша энергия шығындарын тудырады. Ішектік арналардағы қайталама

ағымдардың пайда болу себептері, әдетте, жұмыс сұйықтығының тұтқырлығы мен арналардың қисықтықтан туындайтын көлденең қысым градиентінен туындайды.

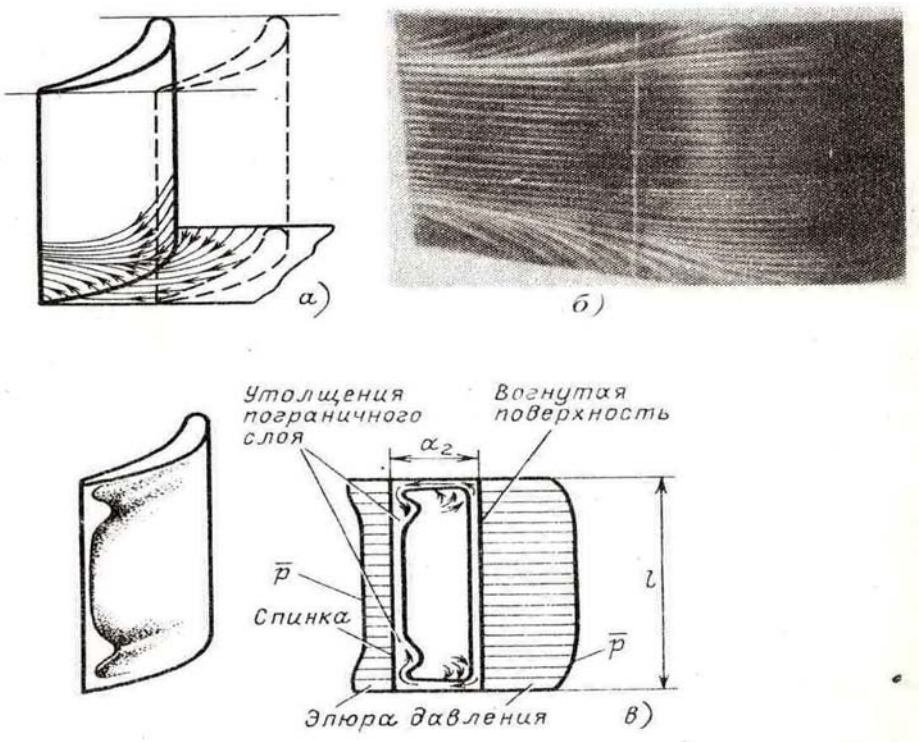
Шекара қабатындағы профильдің ойыс бетінде қысымның жоғарылауына байланысты биіктігі жоғары каналдарды пышақтың артқы жағына дейін шектейтін соңғы қабырғалардың үстінде жүреді, онда қысым төмендейді (1.20, а суретті қараңыз).

Осындай өзара әрекеттестік арқасында қалақшалар соңында шеткі беттің интенсивтік бөртуі басталады (1.20, б суретті қараңыз). Ойыс бетінде көлденең қабырғаларда қысым азаяды, ал дөңес жағында – өседі.

Осының нәтижесінде тордың қалақшалар аралық каналдарында екі құйындық аймақ пайда болады, олар көлденең қабырғаларға жақын орналасады. Бұл құйындық аймақтарда жұмыс денесінің қарама-қарсы бағытта бұрама қозғалысы орын алады (1.20, в суретті қараңыз).

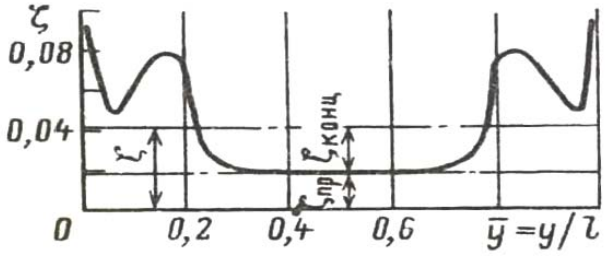
Жуандаған шеткі беттерде ұзындығы бойынша аз шығындар пайда болады.

Рис. 1.20 Перетекание по торцевым стенкам у вогнутой поверхности профиля в пограничном слое



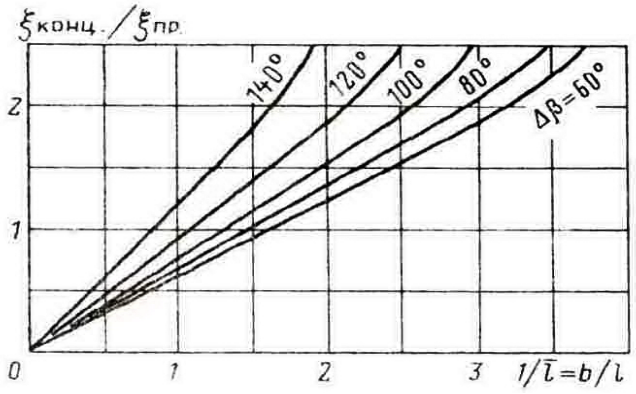
Сурет 1.20 Шеткі қабаттағы профильдің ойыс бетінің қасындағы ағып өтуі

Энергияның тор ұзындығы бойынша жоғалу коэффициенттерінің өзгеру сипаты 1.21. суретте көрсетілген.



Сурет 1.21 - Энергияның тор ұзындығы бойынша жоғалу коэффициенттерінің өзгеруі

Жоғалу коэффициентіне қалақшаның ($\bar{l} = \frac{l}{b}$) салыстырмалы ұзындығы шешуші әсер тигізеді. 1.22. суретте жазық торда қалақшаның салыстырмалы ұзындығына және тордың канал бұрылыс бұрышына байланысты соңғы жоғалулардың өзгерістері $\Delta\beta = 180^0 - (\beta_1 + \beta_{2э})$ көрсетілген.



Сурет 1.22 - Жазық торда қалақшаның салыстырмалы ұзындығына және тордың канал бұрылыс бұрышына байланысты соңғы жоғалулардың өзгерістері

$$\Delta\beta = 180^0 - (\beta_1 + \beta_{2э})$$

Шүмекті торлардағы соңғы жоғалулардың азаюын арнайы меридиандалды профилдеу каналдарды ұзындығы бойынша қысу арқылы қол жеткізуге болады.

М және Re (в пределах $Re<Re_{авто}$) сандардың үлкейіне байланысты шекаралық қабаттардың соңғы жоғалулары азаяды.

Берілген торға ағынның іру бұрышы азайғанда қысымның үлкен көлденең градиентінен жоғалулар өседі.

1.5. Турбиналық торлардан ағын шығу бұрыштары мен шығындар коэффициенттері

1.5.1 Шығын коэффициенттері

Шүмекті және жұмыс торлардың шығу кесіндісінділерде жұмыс

денесінің ағын парметрлерін анықтау үшін осы торларда ағынның нақты сипаттамасын білу қажет. Шекаралық қабаттың, жылдамдықтың өріс біркелкі еместігі және қосалқы ағындардың болуы, жұмыс денесінің нақты шығыны теориядан бөлек екенін көрсетеді.

Бұл айырмашылық шығын коэффициентімен есепке алынады

$$\mu = \frac{G}{G_t}. \qquad (1.23)$$

Үздіксіздік теңдігін және $F_1 = z_1 O_{1cp} l_1 = \pi d_1 l_1 \sin\alpha_{1cp}$ қолданып жұмыс денесінің шүмектік тор арқылы $M \le 1$ өтетін теориялық шығының табуға болады,

$$G_1 = F_1 \frac{c_{1t}}{v_{1t}} = \pi d_1 l_1 \sin\alpha_{1cp} \frac{c_{1t}}{v_{1t}} \quad , \qquad (1.24)$$

Мұнда v_{1t} және c_{1t} – теориялық меншікті көлем және шығу кесіндісіндегі жұмысшы дененің жылдамдығы;

$\alpha_{1э}$ – бұрышты келесі формуламен анықтайды

$$\alpha_{1э} = \arcsin\frac{O_1}{t_1}. \qquad (1.25)$$

Егерде ағын дыбысалды болса, онда жұмысшы дененің параметрлері p_1 қысымы бойынша тордан шығу кезінде анықталады.

Егер дыбысүсті болса, онда жұмысшы дененің шығу кесінділерінде изоэнтропты тежегіш ағынның басты күйімен анықталатын v_*, c_* параметрлерін қабылдап немесе (1.26) формуласымен анықтау керек.

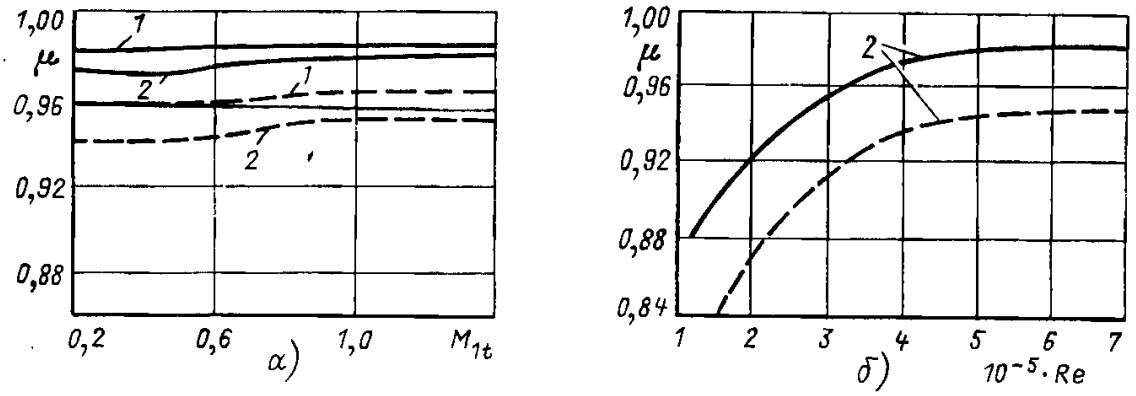
$$\frac{G_*}{F_*} = \frac{a_*}{v_0}\varepsilon_*^{1/k} = \frac{\overline{a_0}}{\overline{v_0}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k+1)}} = \chi\sqrt{\frac{\overline{p_0}}{\overline{v_0}}}. \qquad (1.26)$$

Сонда жұмысшы дененің шынайы шығынын келесі формуламен анықтауға болады:

$$G_1 = \mu_1 G_{1t}. \qquad (1.27)$$

Шығын коэффициенті μ салыстырмалы ұзындыққа $\bar{l} = \frac{l}{b}$ және $\alpha_{1э}$ (немесе $\beta_{2э}$) және Рейнольдс мен Мах сандары – ағын параметрлеріне және торға кіру шарттарына тәуелді.

Шығын коэффициенттінің М санына тәуелдігі 1.23,а суретте көрсетілген, мұнда 1 - $\bar{l} = l/b \to \infty$ торларына, 2 - $\bar{l} = 0.5$ торларына; тұтас сызық – шүмектік торға, үзік-үзік сызық – жқмысшы торға арналған



Сурет 1.23 - а) шығын коэффициенттінің М санына тәуелдігі
б) Рейнольдс санына

Рейнольдс санының шығын коэффициентіне әсері 1.23, б суретте көрсетілген.

Шығын коэффициенттерін бірінші жуықтауда шүмекті торлар үшін μ_1 = 0.94 деп алып, ал белсенді торлар үшін μ_2 = 0.94 алады.

Ағынның шығу бұрыштары

α_1 шүмектік тор және β_2 жұмысшы торлардан ағын шығу бұрышы t қадамы және l ұзындығы бойынша жұмысшы дененің ағын жылдамдықтарының бағыт векторы

$$\sin\alpha_1 = \frac{\int\limits_{(t)}\int\limits_{(l)} \sin\alpha_1 \frac{c_{1t}^2}{v_{1t}} dtdl}{\int\limits_{(t)}\int\limits_{(l)} \frac{c_{1t}^2}{v_{1t}} dtdl}, \qquad (1.28)$$

торды таңдауға әсер етеді. M_{1t}<1 болғанда ағынның шығу бұрышын келесі формуламен анықтайды

$$\sin\alpha_1 = m_1 \sin\alpha_{1э}. \qquad (1.29)$$

Заманауи аэродинамикалық торлардың энергиясының аз шығындануы ($m_1 \approx 1$)

$$\sin\alpha_1 \approx \sin\alpha_{1э} = \frac{O_1}{t} \quad . \qquad (1.30$$

Шамамен α_1 бұрышын ζ энергия жоғалу коэффициенті мен μ шығын коэффициентін білу арқылы анықтауға болады. Сонда шүмектік тордың шығу кесіндісінің үздіксіз теңдеуі

$$G = \mu_1 \pi d_1 l_1 \sin\alpha_{1э} \frac{c_{1t}}{v_{1t}}, \qquad (1.31)$$

мұнда c_{1t} және v_{1t} тордың шығу кесіндісіне жатады.

Екінші жағынан, үздіксіз теңдеуді (3) сәйкес былайша жазуға болады

$$G == \pi d_1 l_1 \sin\alpha_1 \frac{c_{1t}}{v_{1t}}. \qquad (1.32)$$

мұнда $c_1 = \sqrt{1-\zeta_c^{/}}c_{1t}$ - шығын бойынша орташаланған нақты жылдамдық.

Сонда, шығындарды теңдестіріп, келесіні анықтаймыз

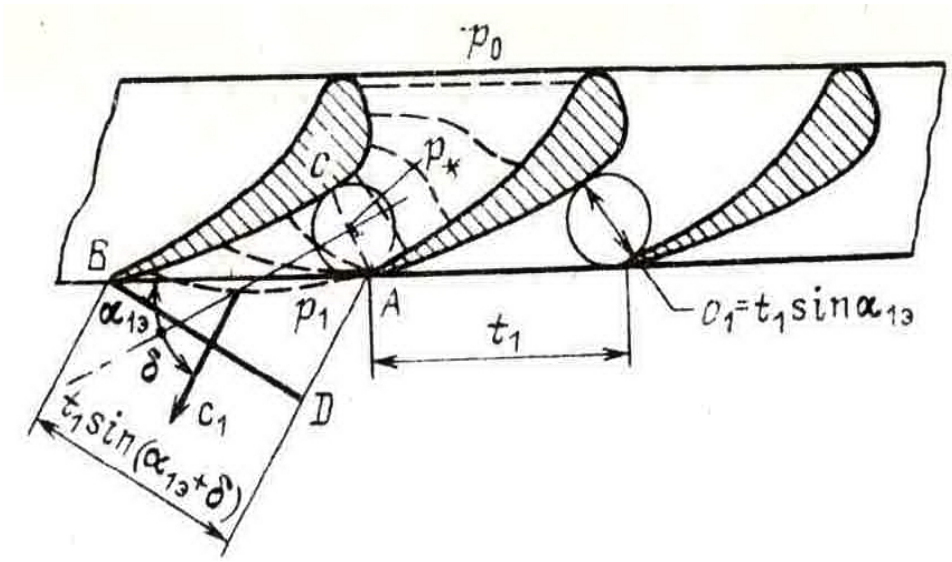
$$\sin\alpha_1 = m_1 \sin\alpha_{1э} = \frac{\mu_1}{\sqrt{1-\zeta_c^{/}}}\frac{v_1}{v_{1t}}\sin\alpha_{1э}. \qquad (1.33)$$

Жұмысшы тор үшін келесі шығады

$$\sin\beta_2 = m \cdot \sin\beta_{2э} = \frac{\mu_2}{\sqrt{1-\zeta_p^{/}}}\frac{v_2}{v_{2t}}\sin\beta_{2э}. \qquad (1.34)$$

1.6 Тордың қиғаш кесіндісінде жұмыс денесін кеңейту

Жұмыс денесінің дыбыстан жоғары ағуын тарылған торда қарастырайық. M1t=1, ( ) кезінде, AC торының ең аз Шығыс қимасында (1.24-сурет) сыни қысым () және C * жылдамдығы белгіленеді.



1.24-сурет. Тарылған тордағы жұмыс денесінің дыбыстан тез өтуі

P1 төмен азайған кезде* жұмыс денесін p* қысымына дейін кеңейту AC қимасында p1 төмен қысымға дейін тарылып жатқан арнада емес, қиғаш кесіндінің ішінде (ABC аймағында) болады. Бұл жағдайда A нүктесінде қысым p* - дан p1-ге дейін төмендеуі тиіс, яғни бұл нүктеде ағынның ұйытқуы пайда болады. Бұл қозу қозғалмалы ортада дыбыс жылдамдығымен таралады және иобардың қисық кесіндінің шегінде орналасуы A нүктесінен өтетін сызықтармен анықталады.

Торлардан шығатын жұмыс денесінің ағынының бағыты тура AB нормасымен сәйкес келуді тоқтатады (осы нормалардың көлбеу бұрышы шартты түрде $\alpha_{1э}$ тең деп қабылдауға болады) және барлық ағынның δ бұрышына $\alpha_{1э}$, ($\alpha_1 = \alpha_{1э} + \delta$) бағыттарынан ауытқиды.

Жұмыс денесінің кеңеюі қиғаш кесік шегінде болған жағдайда, онда

тордан шыққан кезде жұмыс денесінің ағынының ауытқу бұрышы үзіксіздік теңдеуінен жақынырақ табылуы мүмкін.

Жұмыс денесінің шығысын бір-бірімен теңдей отырып, критикалық қимада және тор сопласының кесіндісінде және $\mu_1=\mu_*$ и $l_1^{//}=l_1$ қабылдап, аламыз:

$$\sin(\alpha_{1э}+\delta)=\sin\alpha_{1э}\frac{c_*}{v_*}\frac{v_{1t}}{c_{1t}} \qquad (1.35)$$

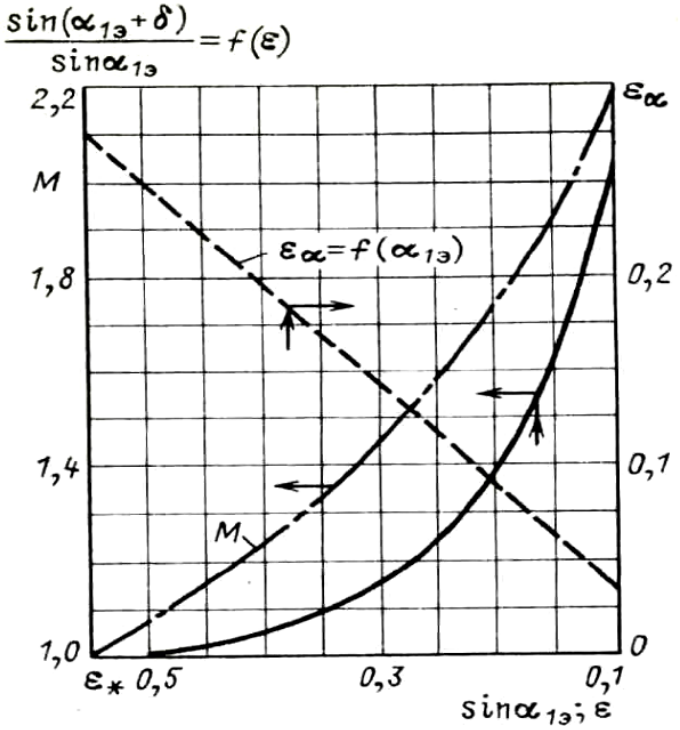
немесе жұмыс торы үшін

$$\sin(\beta_{2э}+\delta)=\sin\beta_{2э}\frac{w_*}{v_{2*}}\frac{v_{2t}}{w_{2t}}. \qquad (1.36)$$

Изоэнтроптың теңдеуін пайдалана отырып, формула (1.35) :

$$m_{к.с}=\frac{\sin(\alpha_{1э}+\delta)}{\sin\alpha_1}=\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}}\sqrt{\frac{k-1}{k+1}}}{\sqrt{\varepsilon_1^{\frac{2}{k}}-\varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}}=\frac{1}{q}. \qquad (1.37)$$

(1.37) теңдеуден суретте көрсетілген ε1 кеңейту дәрежесі арасында тәуелділікті орнатуға болады. 1.25 және сопақ тордың қисық кесіндісінде ағынның ауытқу бұрышымен. Кейде қысымның шекті деп аталатын кейбір қатынасы қиғаш кесіндінің Кеңейткіш қабілеті толық таусылады. Бұл шекті кеңейту А нүктесінен шығатын тұрақты қысым желісі жағдайына сәйкес келеді (1.25-сурет), шамамен сәйкес келеді жазықтығы АВ шектейтін қисық кесіндісі.

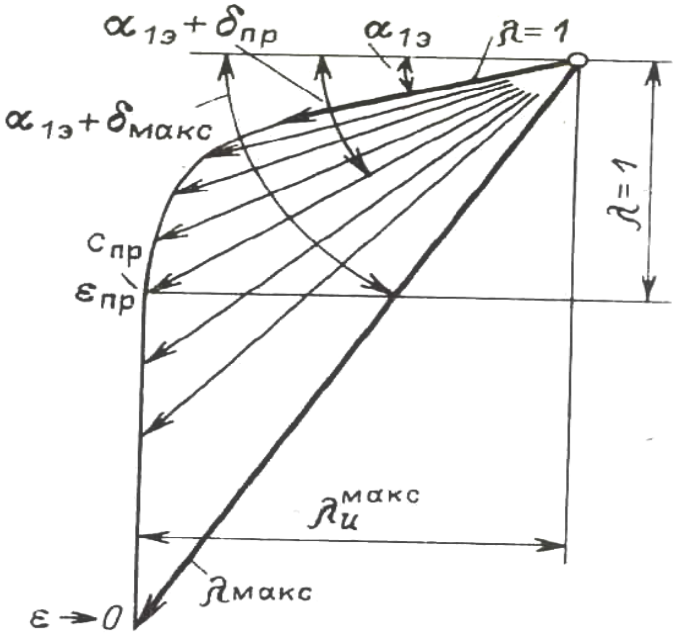


1.25- сурет. Телемәтін кеңейту дәрежесі мен телемәтін ауытқу бұрышы арасындағы тәуелділік

Жұмыс $\varepsilon_1 < \varepsilon_\alpha$ денесінің кеңейтілуі торлар мен қысымның қиғаш кесіндісінен тыс болады, профильдің қоршауы бойынша өзгермейтін болады, соның салдарынан R_u күші, шеңберлік бағытта профилге әрекет етеді, өзгеріссіз қалады.

Осылайша, $c_1 \cos \alpha_1$жылдамдығының окруттік құраушысы, ең үлкен шамаға жеткенде, күріш $\varepsilon \to 0$ жылдамдығының бір годографында 1.26-суретте көрсетілген өзгеріссіз қалады:

$$c_1 \cos\alpha_1 = (c_1 \cos\alpha_1)_{\max} = const \qquad (1.38)$$



1.26-сурет. Жылдамдық годографы

Торлардан қысымның төмендеуі торлардың қиғаш тілігіне ағынмен жоғары жіберілмегендіктен, осы режимге $\varepsilon \le \varepsilon_\alpha$, яғни дыбыс жылдамдығына тең осьтік ε_α жылдамдыққа сәйкес келуі тиіс.

$$(c_{1a})_a = (c_1 \cos\alpha_1)_a = a\,. \qquad (1.39)$$

Осыдан, торлардың қиғаш қимасында шекті кеңейту режимінде α1α бұрылу бұрышына және αα қысымның қатынасына өрнек алу оңай

$$\sin(\alpha_{1э} + \delta_a) = \left(\frac{a_1}{c_{1t}}\right)_a\,. \qquad (1.40)$$

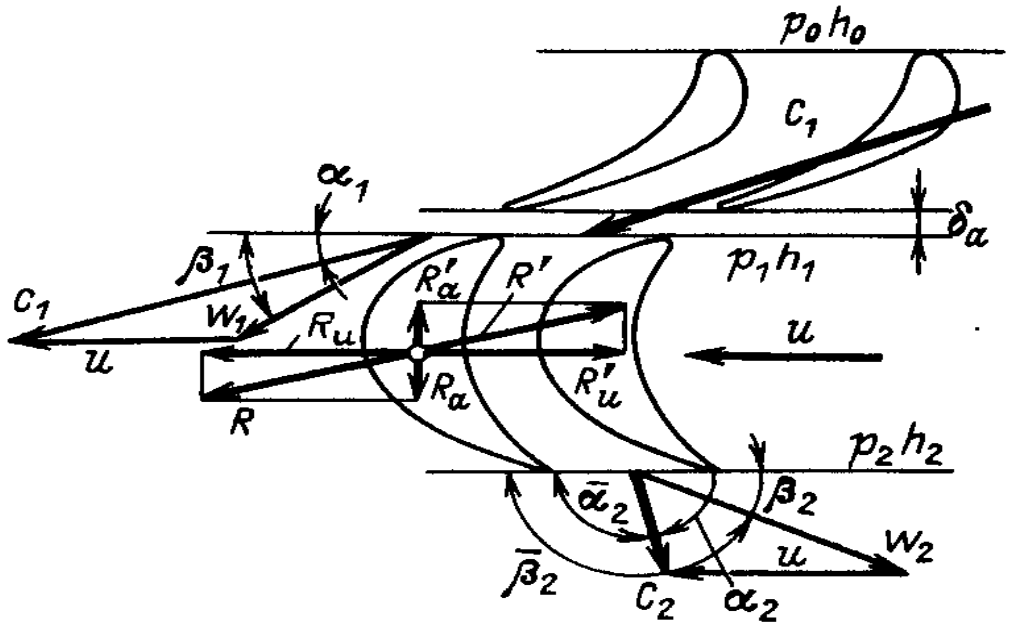
А1э бұрышына байланысты көбейтудің ε_α шекті дәрежесі бойынша1.25- суретте $\alpha_{1э}$ нүктелік сызықпен көрсетілген және оны өрнектен анықтауға болады

$$\varepsilon_a = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} (\sin\alpha_{1э})^{\frac{2k}{k+1}}\,. \qquad (1.41)$$

1.7 Турбиналық саты

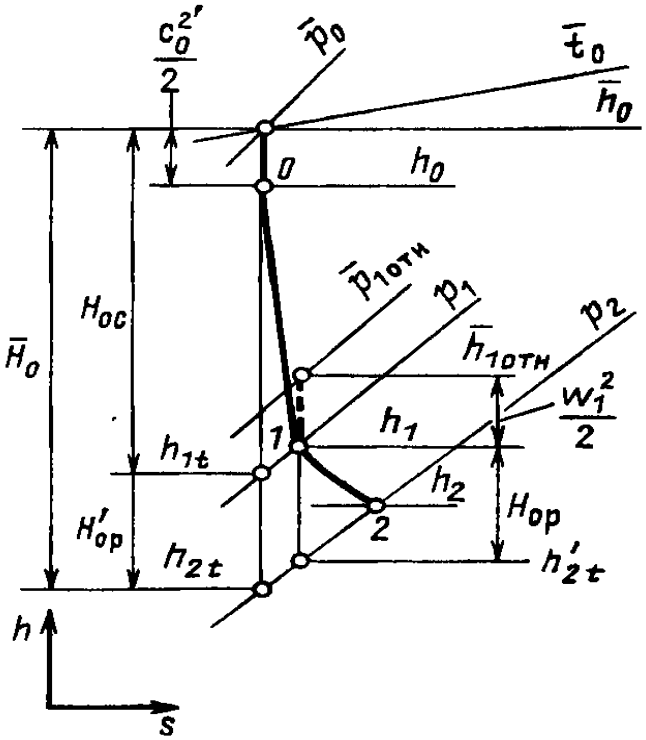
Турбинаның сатысындағы жұмыс денесінің кеңею жұмысы ағынның кинетикалық энергиясына, ал соңғысы – механикалық жұмысқа айналады. Бұл түрлендіруді осьтік турбинаның бір сатысына қатысты қарастырайық

c_1 жылдамдығымен соплалық торлардан шыққан жұмыс денесінің ағыны жұмыс торларынан қозғалмайтын соплалық қалақтарды бөлетін δ_a, осьтік саңылаудан өтеді және жұмыс торларының арналарына түседі (1.27-сурет).



1.27-сурет. Жұмыс торының арналарына түсетін жұмыс денесінің ағыны

Сопллдық торда жұмыс денесі р0-ден р1-ге дейін кеңейтіледі (1.28-сурет). Бұл ретте жұмыс денесінің әлеуетті қысымы кинетикалық энергияға айналады. Одан әрі жұмыс торының ағынды бөлігінде р1-ден р2-ге дейін қысым одан әрі төмендейді. Бір мезгілде жұмыс торындағы жұмыс денесінің ағыны бағытын өзгертеді. Бұл жағдайда жұмыс қалақшаларына ағынның кинетикалық энергиясын беру жүзеге асырылады.



1.28-сурет. Турбиналық сатыда будың кеңею процесі

$$\rho = \frac{H_{op}}{H_{oc} + H_{op}} \approx \frac{H_{op}}{\overline{H}_0} \ . \qquad (1.42)$$

Егер сатының реактивтілік дәрежесі нөлге тең болса, онда жұмыс қалақтарының арналарында жұмыс денесінің қосымша кеңеюі болмайды. Мұндай қадам таза белсенді деп аталады. Жалпы жағдайда саты активті деп аталады, егер ρ 0-ден 0.25-ке дейін өзгерсе. Егер реактивті дәрежесі 0,25 (ρ = 0,4 ... 0,6) көп болса, онда саты реактивті деп аталады.

Жұмыс дөңгелегінің дискінде орнатылған қалақтар жұмыс торларын құрайды және ω бұрыштық жылдамдығы бар дискімен және тиісінше u= 0,5 ωd айналмалы жылдамдығы бар дискімен бірге айналады, мұнда d – сатының диаметрі.

С1 жылдамдығымен сопақ тордан шығатын ағым w1 салыстырмалы жылдамдығы бар жұмыс торына жіберіледі. Соңғысы с1 және u векторларының айырмасы ретінде анықталады (1.27-сурет) және U округтік жылдамдығы бағытымен β1 бұрышын құрайды.

Жұмыс денесінің салыстырмалы жылдамдығының бағыты күрек арнасынан шыққан кезде β2 жұмыс торынан шығу бұрышымен анықталады.

Жұмыс қалақтарының арналарынан жұмыс денесінің шығуының абсолюттік жылдамдығы W2 салыстырмалы жылдамдығының және U2 округтік жылдамдығының векторларының қосындысы ретінде анықталады және с2 белгіленеді.

Жұмыс торының қисық сызықты арналарында жұмыс денесінің ағысын бұру және жеделдету келесі күштің әсерінен болады:

- ағын арна қабырғаларының реактивті күшін сынайды;

• арнаны толтыратын жұмыс денесі арнаға кіру және шығу кезінде қысымның (p1 - p2) айырмашылығын сынайды.

Қалақшалар жұмыс денесінің ағысына әсер ететін осы күш-жігердің тең әсер ететін R/белгіленеді. Екінші жағынан жұмыс денесінің ағысы күрекшелерде r-ге тең , бірақ R / - ге қарама-қарсы күшпен дамытады (сурет.1.27).

Әдетте R күші екі құрамдас бөлікке бөлінеді:

• R_u - ro-ro жылдамдығы бағытында күш ;

• R_a сатылы дискінің айналу осі бағытында күш – осьтік күш.

Округтік күш G, кг/с тең жұмыс денесінің жаппай шығынында u осі үшін жазылған қозғалыс санының теңдеуі негізінде табылуы мүмкін/

$$R_u = -R_u^{/} = Gc_1 \cos\alpha_1 - Gc_2 \cos\overline{\alpha_2} \ . \qquad (1.43)$$

Ra осьтік күші жұмыс қалақтарының сақиналы ауданына әсер ететін қысымның айырымын (p1 - p2) ескере отырып, a осі бағытында қозғалыс санының теңдеуінен табылуы мүмкін $\Omega=\pi d_2 l_2$:

$$R_a = -R_a^{/} = Gc_1 \cos\alpha_1 - Gc_2 \cos\overline{\alpha_2} + \Omega(p_1 - p_2) . \qquad (1.44)$$

(1.43) және (1.44) α1 және - C1 және c2 жылдамдықтар бағытының бұрыштары (1.27-сурет).

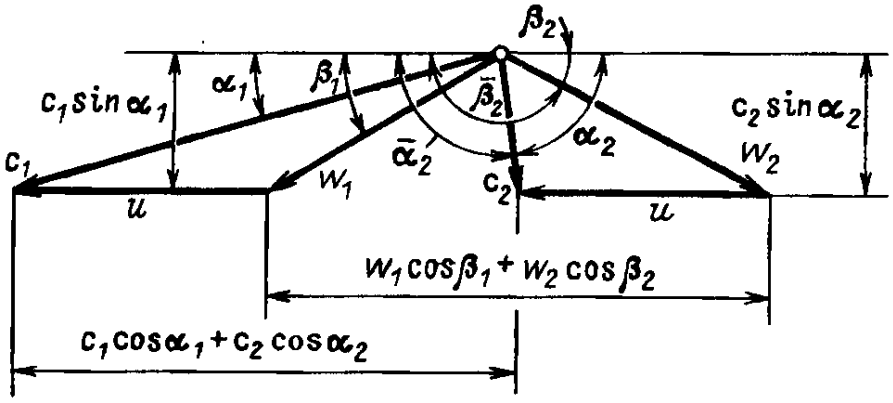
Турбиналарды есептеу тәжірибесінде жұмыс денесінің ағыны жылдамдығының үшбұрыштарын құруда жұмыс денесінің кіру және шығу жылдамдығының үшбұрыштарының шыңдарын біріктіруге қабылданған. 1.29.

Бұдан басқа, β_2 және α_2 бұрыштары w_2 және c_2 жұмыс денесінің салыстырмалы және абсолюттік шығу жылдамдығының бағыттары мен u округтік жылдамдықтың бағыты арасындағы , әдетте сағат тілі бойынша есептеледі , сондықтан бұрыштар мен (1.43) және (1.44) теңдеулерге кіретін және β2 және α2 бұрыштары арасында турбиналарды есептеу практикасында қолданылатын, байланыс бар:

$$\overline{\beta}_2 = \pi - \beta_2 \ \text{ и } \ \overline{\alpha}_2 = \pi - \overline{\alpha}_2 . \qquad (1.45)$$

Бұл жағдайда формула (1.43) түрді қабылдайды:

$$R_u = G(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2) . \qquad (1.46)$$



1.29-сурет. Жылдамдық үшбұрышы

Әдетте осьтік турбиналарда $u_1 = u_2 = const$ теңдігі қабылданған. Сонда

$$R_u = G(w_1 \cos\beta_1 - w_2 \cos\beta_2)\,. \qquad (1.47)$$

Жауырынға жұмыс денесінің осьтік құрамдасы келесідей жазылады:

$$R_a = G(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2) + \Omega(p_1 - p_2) = G(w_1 \cos\beta_1 - w_2 \cos\beta_2) + \Omega(p_1 - p_2) \ldots (1.48)$$

(1.47) және (1.48) кіретін жұмыс денесінің салыстырмалы және абсолюттік жылдамдығының проекцияларының сомалары жылдамдықтың үшбұрышынан тікелей алынуы мүмкін. Қиғаш бұрышты үшбұрыштың формулаларын қолданып, біз аламыз:

$$w^2{}_1 = c_1^2 + u^2 - 2uc_1 \cos\alpha_1$$

$$c^2{}_2 = w_2^2 + u^2 - 2uw_2 \cos\alpha_2\,.$$

Басқыштың шеңберлік қуаты теңдеуден табылуы мүмкін:

$$N_u = R_u \cdot u = G \cdot u(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2)\,. \qquad (1.49)$$

Жұмыс денесінің шығысы үшін 1кг / с жазыңыз

$$H_u = \frac{N_u}{G} = u(c_1 \cos\alpha_1 - c_2 \cos\alpha_2) = u(w_1 \cos\beta_1 - w_2 \cos\beta_2)\,. \qquad (1.50)$$

Теңдеуді түрлендіреміз (1.50):

$$H_u = 0{,}5(c_1{}^2 - w_1{}^2 + w_2{}^2 - c_2)\,. \qquad (1.51)$$

С1 абсолютті жылдамдығын теңдеуден табуға болады:

$$\overline{h_0} = h_0 + 0{,}5c_0^2$$

$$c_1 = \sqrt{2\left(\overline{h_0} - h_1\right)} = \varphi \cdot c_{1t} = \varphi\sqrt{2\left(\overline{h_0} - h_{1t}\right)} = \varphi\sqrt{2H_{0c}} = \varphi\sqrt{2(1-\rho)\overline{H_0}}\,. \qquad (1.52)$$

Сопловой тордағы энергияны жоғалтуды теңдеуден анықтауға болады:

$$\Delta H_c = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = \frac{c_{1t}^2}{2}(1-\varphi^2)\,,\ [\text{Дж/кг}] \qquad (1.53)$$

мұндағы $\varphi = c_1/c_{1t}$.

w1 жұмыс торына кіргенде жұмыс денесінің салыстырмалы жылдамдығын жылдамдықтың үшбұрышынан анықтауға болады (1.29-сурет).

Жылу алмасу болмаған жағдайда жұмыс денесінің р1 қысымынан р2 қысымына дейін кеңейген кезде энергияны сақтау теңдеуін жазуға болады: $h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + H_u$. (1.54)

Байланыс (1.51) арқылы, табамыз:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + \frac{1}{2}(c_1{}^2 - w_1{}^2 + w_2{}^2 - c_2)\,,$$

немесе

$$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2} = h_1 - h_2\,. \qquad (1.55)$$

Теңдеуден (1.55) жұмыс торынан шығуда салыстырмалы жылдамдықты табамыз:

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2(h_1 - h_2)}\,. \qquad (1.56)$$

Изоэнтроп бойынша жұмыс денесінің кеңеюі кезінде теориялық

салыстырмалы жылдамдықты ара қатынасынан анықтауға болады:

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2(h_1 - h_2)} = \sqrt{w_1^2 + 2H_{op}} = \sqrt{w_1^2 + 2\rho\overline{H_o}}\ . \qquad (1.57)$$

Жұмыс торында энергияны жоғалтуды өрнектен анықтауға болады:

$$\Delta H_p = h_2 - h_{2t}^{/} = \frac{1}{2}(w_{2t}^2 - w_2^2) = \frac{1}{2}w_{2t}^2(1-\psi^2)\,, \qquad (1.58)$$

мұндағы $\psi = {w_2}/{w_{2t}}$ - жұмыс торының жылдамдық коэффициенті.

Жұмыс денесінің шығыс жылдамдығын жоғалтуды өрнектен анықтауға болады:

$$\Delta H_{в.с.} = \frac{1}{2}c_2^2\ . \qquad (1.59)$$

Жұмыс денесі с2 жылдамдығымен баспалдақтан шығып кеткендіктен , оның кинетикалық энергиясы осы сатыда қолданылмайды.

Сонда

$$H_u = \overline{H_0} - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_{в.с}\,. \qquad (1.60)$$

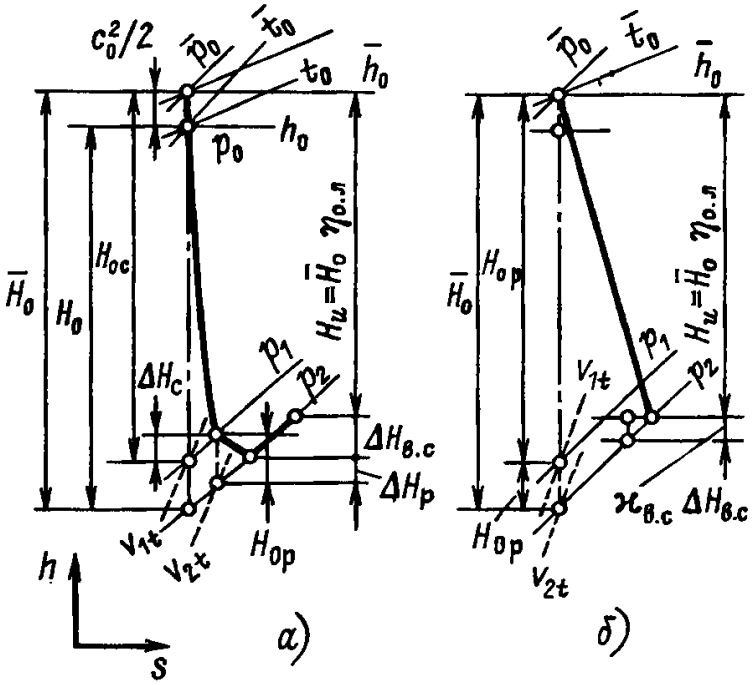
1.30- суретте турбиналық сатыда h, s-диаграммада (а) барлық жылу процесі егжей-тегжейлі бейнеленген және негізгі изоэнтропе (б) бойынша v2t жұмыс денесінің үлес көлемін анықтау көрсетілген.

Nu сатысының қуаты , кВт, - турбиналық сатының қалақтарындағы қуаты (айналмалы қуаты) мына формула бойынша анықтауға болады:

$$N_u = GH_u, \qquad (1.61)$$

G – жұмыс денесінің шығыны кг / с;

H_u –кДж/кг.



1.30- сурет. Турбина сатысындағы егжей-тегжейлі жылу процесі h, s-диаграммада

1.8 Салыстырмалы қалақшалы ПӘК

Салыстырмалы қалақша ПӘК сатылар 1 кг жұмыс денесінің дамитын H_U сатысының жұмыс істеуінің, оның бар энергиясына қатынасы болып табылады:

$$\eta_{о.л} = \frac{H_u}{\overline{H_0}} = 1 - \frac{\Delta H_c}{\overline{H_0}} - \frac{\Delta H_p}{\overline{H_0}} - \frac{\Delta H_{в.с}}{\overline{H_0}} = 1 - \zeta_c - \zeta_p - \zeta_{в.с}. \qquad (1.62)$$

ξ_c и ξ_p - шығындар тиісінше сопловой және жұмыс торларда жатқызылған иеліктегі жұмыс сатысы ерекшеленеді ζс және ζр – шығындардың тиісінше шүмекті және жұмыс торларда жатқызылған орналасқан жұмыстарға торлар.

(1.62) өрнек (1.50) қоямыз және

$$\overline{H_0} = \frac{1}{2} c_ф^2 \ , \qquad (1.63)$$

$c_ф$-кейбір фиктивті жылдамдық, біз аламыз:

$$\eta_{о.л} = 2\frac{u}{c_ф}\frac{(c_1\cos\alpha_1 - c_2\cos\alpha_2)}{c_ф} = 2\frac{u}{c_ф}\frac{(c_1\cos\alpha_1 - w_2\cos\beta_2 - u)}{c_ф}. \qquad (1.64)$$

Жылдамдыққа арналған (1.64) өрнектерді теңдеуге қойып

$$c_1 = \varphi\sqrt{1-\rho}c_ф$$

$$w_1^2 = \varphi^2(1-\rho)c_ф^2 + u^2 - 2u\varphi\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho}c_ф \qquad (1.65)$$

$$w_2 = \psi\sqrt{\rho c^2{}_ф + w_1^2} \qquad (1.66)$$

аламыз

$$\eta_{о.л} = 2\frac{u}{c_ф}\left[\varphi\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c_ф} + \varphi\cos\beta_2\sqrt{\varphi^2(1-\rho) + \left(\frac{u}{c_ф}\right)^2 - 2\frac{u}{c_ф}\varphi\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho} + \rho}\right] ...(1.67)$$

Осылайша, салыстырмалы қалақша ПӘК-і u/сф жылдамдығының күрделі функциясы болып табылады, р реактивтілік дәрежесі, φ және ψ жылдамдығының коэффициенттері және α1 және β2 торларынан ағынның шығу бұрыштары.

Жеке жағдайды қарастырайық: таза белсенді саты (ρ = 0).

Содан кейін (1.62) және (1.64) біз аламыз:

$$\eta_{о.л} = 2\frac{u}{c_ф}\frac{(c_1\cos\alpha_1 + c_2\cos\alpha_2)}{c_ф} = \frac{u}{c_ф}\frac{w_1\cos\beta_1}{c_ф}\left(1 + \frac{w_2\cos\beta_2}{w_1\cos\beta_1}\right) =$$

$$= 2\frac{u}{c_ф}\frac{(c_1\cos\alpha_1 u)}{c_ф}\left(1 + \frac{w_2\cos\beta_2}{w_1\cos\beta_1}\right).$$

Бұл кездер = 0, то $c_1 = \varphi \cdot c_ф$ және $w_2 = \psi \cdot w_1$, онда біз аламыз

$$(\eta_{о.л})_{\rho=0} = 2\frac{u}{c_ф}\left(\varphi\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_ф}\right)\left(1 + \psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right). \qquad (1.68)$$

Егер бірінші жақындағанда, u/сф торының сипаттамасының әр түрлі мәндері φ, ψ, α1 және $\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}$ тұрақты болып қалса, онда d(u/$c_ф$) бойынша теңдеуді (1.66) өткізіп және оны нөлге теңдей отырып, $\eta_{о.л.}$ бойынша

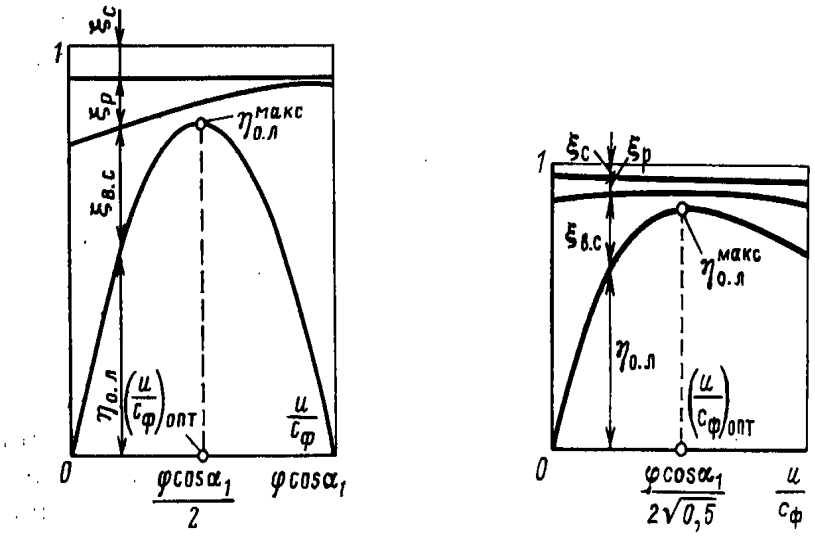
жылдамдықтардың қатынасын табуға болады:

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт}^{\rho=0} = \frac{\varphi\cos\alpha_1}{2}. \qquad (1.69)$$

Осы жерден таза активті сатының салыстырмалы қалақша ПӘК максималды мәнін анықтаймыз (ρ = 0):

$$\left(\eta^{макс}_{о.л}\right)_{\rho=0} = \frac{\varphi\cos\alpha_1}{2}\left(1+\psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_1}\right). \qquad (1.70)$$

u/сф жылдамдығының қатынасына байланысты салыстырмалы күрек ПӘК-нің өзгеру кестесі 1.31-суретте көрсетілген.



1.31-сурет. u/сф жылдамдығының қатынасына байланысты салыстырмалы күрек пәк өзгеру кестесі

Бұл графикті (1.62) теңдеумен сипаттауға болады, онда негізгі шығындар с2 Шығыс жылдамдығымен байланысты. u/сф жылдамдықтарының ара қатынасында максималды ПӘК алынады, онда шығу жылдамдығымен жоғалтулар ең аз шамаға ие, бұл өз кезегінде шығу жылдамдығының осьтік бағытын қамтамасыз ету талап етіледі c_2 , яғни $\alpha_2 = \pi/2$.

Бұл жағдайда реактивтіліктің кез келген дәрежесімен сатының пәк формуласын шығаруға болады, атап айтқанда жылдамдықтың тіктөртбұрышынан салыстырмалы w_2 жылдамдықты табамыз:

$$w^2{}_2 = u^2 + c_2^2. \qquad (1.71)$$

φ = ψ = 1 қабылдап, жылдамдықтың оңтайлы қатынасы үшін өрнек аламыз:

$$\left(\frac{u}{c_ф}\right)_{опт} = \frac{1-\left(c_2/c_ф\right)^2}{2\cos\alpha_1\sqrt{1-\rho}}. \qquad (1.72)$$

жүктеменің баяу өзгеруін жиілік реттегішінің алтыншысы басқарады, ал жылдамдатқышты жылдамдатуды қамтамасыз ететін дифференциатор да

басқарады. Қарастырылып отырған реттеу жүйесінде ол гидравликалық орындалған.

К-200-130 турбинаны реттеу жүйесінің өзіндік ерекшелігі жүктеме түсіру кезінде бос жүрістің айналу жиілігін ұстап тұру үшін ЦСД стопор клапандарын пайдалану болып табылады.

1.9. Бақылау сұрақтары

1 Бу айдау қондырғысында энергияның өзгеруі қалай орын алады?

2. Бу турбиналарының қолданылатын мақсаты, конструктивтік орындалуы, әрекет ету қағидасы, ішінара жүктемелерді жүзеге асыру қағидасы, қысым бойынша жіктелімін жасаңдар.

3. Қандай турбиналарды белсенді деп атайды? Мысал келтіріңдер.

4. Қандай турбиналарды реактивті деп атайды. Мысал келтіріңдер.

5. Газ ағысынан қалай ең көп күш алуға болады?

6. Бу турбиналық қондырғысының қолда бар жылу айырмасы деп нені атайды?

7. Нақты жылу айырмасы қолда бардан несімен ерекшеленеді?

8. Турбина реактивтілігі дәрежесі деп нені атайды?

9. Қалақшааралық арналардың кіреберісіндегі абсолюттік жылдамдық қалай анықталады?

10. Қалақшааралық арналардың шығарында абсолюттік жылдамдық қалай анықталады?

11. Бу белсенді турбинаның қалақшалық торы арқылы аққан кезде оның қысымы өзгере ме?

12. Бу реактивті турбинаның қалақшалық торы арқылы аққан кезде оның жылдамдығы өзгере ме?

13. Неге қазіргі заманауи бу турбиналары көп сатылы етіп жасалады?

14. Қысымның келесі сатыларында саптаманы және қолданыстық қалақшалары ұзындығының ұлғаюы немен байланысты?

14. Бу турбиналарында жылдамдық сатылары қалай ұйымдасады?

15. Радиалды және осьтік турбиналардың айырмашылықтары қандай?

16. Саптамадан шығар жерде будың жылдамдығы қалай есептеледі?

17. Ф саптама жылдамдығының коэффициенті нені білдіреді?

18. Саптаманың кіреберіс және шығар қимасының мөлшерін қалай анықтауға болады?

19. Белсенді турбинаның қолданыстық доңғалағынан шығарда будың абсолюттік жылдамдығын қалай есептеуге болады?

20. Реактивті турбинаның қолданыстық доңғалағынан шығарда будың абсолюттік жылдамдығын қалай есептеуге болады?

21. Белсенді турбинадағы бу ағынының бойымен қысым қалай өзгереді?

22. Реактивті турбинадағы бу ағынының жүрісімен қысым қалай өзгереді?

23. Белсенді турбинада ағын жүрісімен будың салыстырмалы жылдамдығы қалай өзгереді?

24. Белсенді турбинада ағынның жүрісімен энтальпия қалай ауысады?

25. Ψ қалақшалық тордың жылдамдықтық коэффициентінің мөлшері нені есептейді?

26. Саңылаулар арқылы будың шығып кетуімен қалай күреседі?

27. Сатының ішкі салыстырмалы ПӘК мөлшері нені білдіреді?

28. *U* ауыспалы жылдамдық ішкі ПӘК-ке әсер ете ме?

29. Турбинаның ішкі салыстырмалы ПӘК мөлшері нені білдіреді?

1.10 Тапсырмаларды шешу мысалдары

1.8.1 Турбинаның реттелетін сатысын есептеу	Т-50-130
Номиналды қуаты	50 МВт
Жаңа бу параметрлері	P_0=13,7 МПа, t_0=554 °С
Шеткі қысым	$P_к$=5 кПа
Будың максималды шығыны (ЖҚЦ арқылы)	G_{0max}=285 т/сағ
Будың минималды шығыны (ТҚЦ арқылы)	$G_{minц.н.д.}$=18 т/ч
Айналу жиілігі	50 с-1
Жоғары өндірудегі қысым	$P_{верхотб}$=60÷250 кПа
Төменгі өндірудегі қысым	$P_{нижотб}$=50÷200 кПа
Турбинаның механикалық ПӘК-і	$\eta_м$=0,99
Конденсаторға буды максималды босату	$G_{maxк.}$=80 т/ч

Турбинаның алдын ала есебі

Белгілі p_0=13,7 МПа және t_0=554°С бойынша hs-диаграммасымен h_0=3475 кДж/кг, s_0=6,60 кДж/(кг*К), v_0=0,026 м^3/кг табамыз.

Тоқтатқыш клапандары алдында қысымды анықтаймыз:

Тоқтатқыш клапандар алдында будың күйінен бірінші саты шүмектері алдындағы күйіне дейін тоқтатқыш және реттейтін клапандағы қысымның жоғалуы мына формула бойынша бағаланады:

$$\Delta p_0=(0,03\div0,05)p_0,$$

мұнда p_0-тоқтатқыш клапандар алдындағы қысым. Тоқтатқыш клапандарындағы жоғалтуларды қабылдаймыз 0,05p_0:

$$\Delta p_0=0,05\times13,70=0,69 \text{ МПа}.$$

Сонда p_0`= $p_0$`-Δp_0=13,70-0,690=13,01 МПа.

p_0`=13,01 МПа және h_0=3475 кДж/кг бойынша hs-диаграммасынан ЖҚЦ алдында будың күйін табамыз [8]:

$$t_0`=552°C,\ s_0`=6,62 \text{ кДж/(кг*К)},\ v_0`=0,027 \text{ м}^3\text{/кг}.$$

s_0=6,62 кДж/(кг*К) және $p_к$=5кПа бойынша hs-диаграммасынан будың кеңеюінің адиабаттық үдерісінде ЖҚЦ арналған будың күйін табамыз:

$$x=0,81\ h_{ка}=2005\text{кДж/кг},\ v_{ка}=25\text{м}^3\text{/кг}.$$

Турбинадағы адиабаттық жылу айырмасы:

$$H_0=h_0-h_к=3475-2005=1470\text{кДж/кг}.$$

ЖҚЦ ішкі салыстырмалы ПӘК-тің қолда бар мәні: η_{oi}=0,75.

ЖҚЦ пайдаланылатын жылу айырмасы:

$$H_i=H_0\times\eta_{oi}=1475\times0,75=1102,5 кДж/кг.$$

G бу шығыны, кг/с, турбинаға формула бойынша анықтаймыз:

$$G=\frac{N_э^p}{H_i\eta_м\eta_г},$$

мұнда $N_э^p$- турбинаның есептік қуаты, кВт;

H_i-келтірілген жылу айырмасы, кДж/кг;

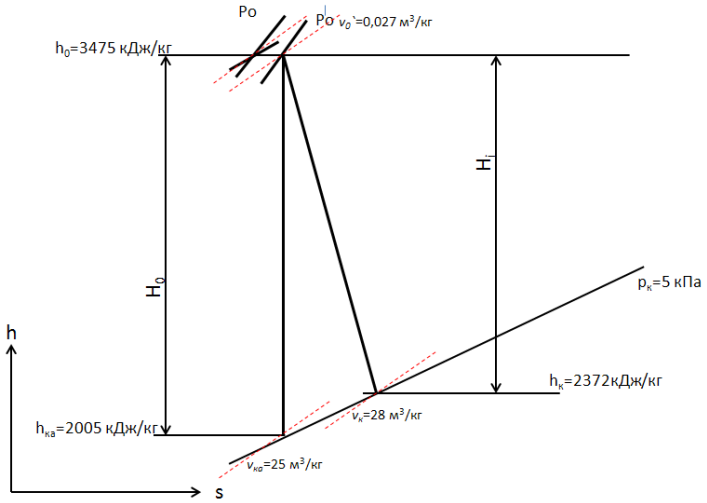
$\eta_м$- турбинаның механикалық ПӘК-і;

$\eta_г$- электр генераторының ПӘК-і.

Әдістемелік нұсқаулықтарға сәйкес қабылдаймыз $\eta_м$=0,98, $\eta_г$=0,98.

$$G=\frac{50\cdot10^3}{1102,5\cdot0,98\cdot0,98}=47,22 \text{ кг/с}$$

Нақты үдерісте турбинаның сыртында будың параметрлері: $p_к$=5кПа, x=0,93, $h_к$=2372кДж/кг, $s_к$=7,75кДж/(кг*К), $v_к$=28м^3/кг [9].



Сурет 1.32 – Турбинадағы жұмысшы үдедістің тұрғызылуы

Реттейтін сатыны есептеу

Турбинаға арнап, саптамалық бу таратқыштарды таңдаймыз, өйткені, саптамалық бу таратқыштары бар турбиналардың ПӘК-і жүктемелер өзгерген кезде едәуір тұрақты. Реттейтін саты ретінде екі тәждік сатыны қабылдаймыз, ол бу шығынының кең көлемде өзгеруінде ПӘК-ті сақтауды қамтамасыз етеді, яғни турбина жылыту режимінде жұмыс істеуге жобаланады.

Реттейтін саты камерасындағы температураны шамамен 440°С дейін төмендету үшін реттейтін сатыда жылу айырмасы $H_0^{рс}$=300,0 кДж/кг қажет.

Будың жалған изоэнтропиялық жылдамдығы, м/с

$$c_ф = 44{,}72\sqrt{H_0^{рс}},$$

мұнда $H_0^{рс}$- реттейтін сатының қолда бар жылу айырмасы.

$$c_ф = 44{,}72\sqrt{300} = 775$$

Реттейтін сатының айналуының айналма жылдамдығы:

$$u=\pi\times d_{ср}\times n;$$

Реттейтін сатының орташа диаметрін қабылдаймыз $d_{ср}$=0,95 м.

$$u=3{,}14\times 0{,}95\times 50=149 \text{ м/с}.$$

Жылдамдықтардың қатынасы $u/c_ф$=149/775=0,19.

Реттейтін сатыдағы жылдамдықтардың алынған қатынасы оңтайлыдан айтарлықтай төмен $(u/cф)_{опт}$=0,29÷0,275, бірақ қабылданған жылу айырмасында оның ұлғаюы тек үлкен диаметр кезінде ғана мүмкін, бұл ротор соғылмасының көлемі бойынша жарамайды.

Саты торларындағы қолда бар жылу айырмалары бірінші қатардағы қолданыстық торда, екінші қатардағы бағыттаушы және қолданыстық торда реактивтілік дәрежесінің қабылданған мәндері бойынша сәйкесінше анықталған: ρ=0,02, $ρ_н$=0,04 және ρ`=0,04:

$$H_{0c}=(1-ρ-ρ_н-ρ`)\times H_0=(1-0{,}02-0{,}04-0{,}04)\times 300=270{,}0 \text{ кДж/кг};$$

Реттік сатының жұмысшы тор бірінші жылу айырмалары

$$H_{0р}=ρ\times H_0=0{,}02\times 300=6{,}0 \text{ кДж/кг};$$

Реттік сатының жұмысшы тор бағытты жылу айырмалары

$$H_{0н}=ρ_н\times H_0=0{,}04\times 300=12{,}0 \text{ кДж/кг};$$

Реттік сатының жұмысшы тор екінші жылу айырмалары

$$H`_{0р}=ρ`\times H_0=0{,}04\times 300=12{,}0 \text{ кДж/кг}.$$

hs-диаграммасының көмегімен бұл жылу айырмалары бойынша қысым анықталған: шүмектік тордың сыртында p_1=5,60 МПа; бірінші қатардағы қолданыстық тор сыртында p_2=5,50 МПа; бағыттаушы тордың сыртында $p`_1$=5,27 МПа; екінші қатардағы қолданыстық тор сыртында p_2=5,05 МПа[10].

Саптамалық торларды есептеу

Саптамалық тордан шығардағы теориялық жылдамдық:

hs-диаграммасынан саптамалық тордың сыртындағы үлестік көлем v_{1t}=0,0522 $м^3$/кг.

$$c_{1t} = 44{,}72\sqrt{H_{0c}} = 44{,}72\sqrt{270} = 735 м/с$$

Мах саны:

$$M_{1t} = \frac{c_{1t}}{a_1} = \frac{c_{1t}}{\sqrt{kpv}} = \frac{735}{\sqrt{1{,}3\times 5{,}60\times 10^6\times 0{,}0522}} = 1{,}19$$

Себебі, саптамалық тордағы ағыс режимі дыбысқа жақын маң, оның мойын қимасының өту ауданы:

$$F_1 = \frac{Gv_{1t}}{\mu_1 c_{1t}} = \frac{47{,}22\cdot 0{,}0522}{0{,}975\cdot 735} = 0{,}0034 м^2$$

Саптамалық тордан ағынның шығу бұрышын α_1=12° қабылдаймыз. Бұл

бұрышпен және M_{1t}=0,98 санымен профиль атласынан саптамалық тордың профилін С-90-12Б таңдаймыз, ол дыбысқа жақын маңдағы жылдамдыққа есептелген M_{1t}=0,85÷1,15. Одан әрі el_1 көбейтіндіні анықтаймыз:

$$el_1 = \frac{F_1}{\pi d_{cp} \sin\alpha_1} = \frac{0{,}0034}{3{,}14 \cdot 0{,}95 \cdot \sin 12^0} = 0{,}00548 м$$

және үлестігінің оңтайлы дәрежесін бағалаймыз:

$$e = (0{,}29...0{,}34)\sqrt{el_1} = 0{,}31\sqrt{0{,}548} = 0{,}229 м$$

1.1 кесте. Қалақшалар профильдерінің геометриялық сипаттамалары

Профиль	$\alpha_{1э}, \beta_{2э}, град$	$\alpha_0, \beta_1, град$	$\bar{t}_{опт}$	$M_{1опт}, M_{2опт}$	$b_1, см$	$W_{\min}, см^3$
С – 90 – 09А	8 – 11	70 – 120	0,72 – 0,85	до 0,90	6,06	0,471
С – 90 – 12А	10 – 14	70 – 120	0,72 – 0,87	до 0,85	5,254	0,575
С – 90 – 15А	13 – 17	70 – 120	0,70 – 0,85	до 0,85	5,15	0,45
С – 90 – 18А	16 – 20	70 – 120	0,70 – 0,80	до 0,85	4,71	0,333
С – 90 – 22А	20 – 24	70 – 120	0,70 – 0,80	до 0,90	4,5	0,265
С – 90 – 27А	24 – 30	70 – 120	0,65 – 0,75	до 0,90	4,5	0,195
С – 90 – 33А	30 – 36	70 – 120	0,62 – 0,75	до 0,90	4,5	0,163
С – 90 – 38А	35 – 42	70 – 120	0,60 – 0,73	до 0,90	4,5	0,141
С – 55 – 15А	12 – 18	45 – 75	0,72 – 0,87	до 0,90	4,5	0,912
С – 55 – 20А	17 – 23	45 – 75	0,70 – 0,85	до 0,90	4,15	0,275
С – 45 – 25А	21 – 28	35 – 65	0,60 – 0,75	до 0,90	4,58	0,536
С – 60 – 30А	27 – 34	45 – 85	0,52 – 0,70	до 0,90	3,46	0,154
С – 65 – 20А	17 – 23	45 – 85	0,60 – 0,70	до 0,90	4,5	0,348
С – 70 – 25А	22 – 28	55 – 90	0,50 – 0,67	до 0,90	4,5	0,235
С – 90 – 12Б	10 – 14	70 – 120	0,72 – 0,87	0,85 – 1,15	5,66	0,420
С – 90 –	13 – 17	70 – 120	0,70 –	0,85 – 1,15	5,2	0,413

15Б			0,85			
С – 90 – 12Р	10 – 14	70 – 120	0,58 – 0,68	1,4 – 1,8	4,09	0,324
С – 90 – 15Р	13 – 17	70 – 120	0,55 – 0,65	1,4 – 1,7	4,2	0,238
Р – 23 – 14А	12 – 16	20 – 30	0,60 – 0,75	до 0,95	2,59	0,39
Р – 26 – 17А	15 – 19	23 – 35	0,60 – 0,70	до 0,95	2,57	0,225
Р – 30 – 21А	19 – 24	25 – 40	0,58 – 0,68	до 0,90	2,56	0,234
Р – 35 – 25А	22 – 28	30 – 50	0,55 – 0,65	до 0,85	2,54	0,168
Р – 46 – 29А	25 – 32	44 – 60	0,45 – 0,58	до 0,85	2,56	0,112
Р – 60 – 33А	30 – 36	47 – 65	0,43 – 0,55	до 0,85	2,56	0,079
Р – 60 – 38А	35 – 42	55 – 75	0,41 – 0,51	до 0,85	2,61	0,035
Р – 23 – 14Ак	12 – 16	20 – 30	0,60 – 0,75	до 0,95	2,59	0,331
Р – 26 – 17Ак	15 – 19	23 – 45	0,60 – 0,70	до 0,95	2,57	0,165
Р – 27 – 17Б	15 – 19	23 – 45	0,57 – 0,65	0,8 – 1,15	2,54	0,296
Р – 27 – 17Бк	15 – 19	23 – 45	0,57 – 0,68	0,85 – 1,15	2,54	0,216
Р – 30 – 21Б	19 – 24	23 – 40	0,55 – 0,65	0,85 – 1,10	2,01	0,101
Р – 35 – 25Б	22 – 28	30 – 50	0,55 – 0,65	0,85 – 1,10	2,52	0,159
Р – 21 – 18Р	16 – 20	19 – 24	0,60 – 0,70	1,3 – 1,6	2,0	0,142
Р – 25 – 22Р	20 – 24	23 – 27	0,54 – 0,67	1,35 – 1,6	2,0	0,100

Саптаманы қалақшалардың биіктігі:

$$l_1 = \frac{el_1}{e} = \frac{0,00548}{0,229} = 0,0239м = 23,9мм$$

Саптамалық тор профилінің хордасы беріктігі талабы бойынша таңдалды:

1.1. кестеден b_1=60 мм. Сонда саптамалық арналар саны:

$$z_1 = \frac{\pi d_{cp} e}{b_1 \bar{t}} = \frac{3,14 \cdot 0,95 \cdot 0,229}{0,06 \cdot 0,88} = 12,93$$

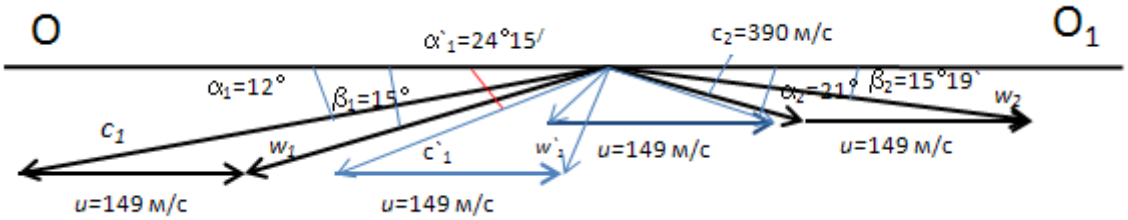
мұнда $\bar{t}$ салыстырмалы қадамы оңтайлыға жақынырақ қабылданды: профильдер атласынан С-90-12Б торының сипаттамасы бойынша $\bar{t}$=0,880. $\bar{t}$ және $\alpha_1 \approx \alpha_{1э}$ бойынша, сондай-ақ атлас көмегімен тордағы профиль қондырғысының бұрышы табылады: α_y=32°30′.

Саптамалық тор жылдамдығының коэффициенті жалпыланған қисық сызық бойынша анықталады: φ=0,965. Қажет жағдайда жылдамдық коэффициентінің мәнін С-90-12Б профиль энергиясының жоғалу коэффициенттері бойынша профильдер атласының көмегімен нақтылауға болады.

Қолданыстық торға кіреберісте жылдамдықтар үшбұрышын құрамыз:

u=πdn=149 м/с айналма жылдамдығының бағытына α_1=12° бұрышымен $c_1=\varphi\times c_{1t}$=0,965×735=709 м/с шүмектік тордан шығарда жылдамдық векторын алып қоямыз. Бұл үшбұрыштан: бірінші қатардағы қолданыстық торға кіреберістегі салыстырмалы жылдамдық: w_1=560 м/с және осы жылдамдық бағытының бұрышы β_1=15°.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2uc_1\cos\alpha_1} = \sqrt{709^2 + 149^2 - 2\cdot 149\cdot 709\cdot\cos 12^0} = 564 м/с$$



Сурет 1.33 – Реттік саты үшін жылдамдық үшбұрышы

Талдау жолымен жылдамдықтар үшбұрышын құрудың дұрыстығын тексереміз:

$$tg\beta_1 = \frac{\sin\alpha_1}{\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}} = \frac{\sin 12°}{\cos 12° - \frac{149}{709}} = 0{,}2707$$

Бірінші қабаттағы қолданыстық торды есептеу

hs-диаграммасында саптамалық тордағы жоғалтуларды алып қоямыз:

$$\Delta H_c = (1-\varphi^2)H_{oc} = (1-0{,}965^2)\times 270 = 18{,}57 кДж/кг$$

және сонда қолданыстық тордың сыртындағы үлестік көлемді табамыз v_{2t}= 0,0537 м^3/кг.

Бірінші қатардағы қолданыстық тордан шығардағы теориялық салыстырмалы жылдамдық:

$$w_{2t} = \sqrt{2H_{op} + w_1^2} = \sqrt{2 \times 6{,}00 \times 10^3 + 564^2} = 575 м/с$$

$$M_{2t} = \frac{w_{2t}}{a_2} \approx M_{1t} \frac{w_{2t}}{c_{1t}} = 1{,}19 \frac{575}{735} = 0{,}931,$$

Мах саны:

өйткені $a_2 \approx a_1$.

Бірінші қатардағы қолданыстық тордың мойын қимасының өту ауданы:

$$F_2 = \frac{Gv_{2t}}{\mu_2 w_{2t}} = \frac{47{,}22 \cdot 0{,}0537}{0{,}975 \cdot 575} = 0{,}0045 м^2$$

Бірінші қатардағы қолданыстық қалақшалардың қайта жабылуын қабылдаймыз Δ=1.4 мм. Сонда қолданыстық қалақшалардың биіктігі:

$$l_2 = l_1 + \Delta = 23{,}9 + 1{,}4 = 25{,}3 мм$$

Таблица 1.2 -Рекомендуемые перекрыши ступени

Шүмектік тор ұзындығы l^1,мм	Перекрыша	
	Түбірлік Δl_1,мм	Периферияльық Δl_2,мм
До 35	1,0	1,5-2,0
35-55	1,0	2,0-2,5
55-75	1,5-2	2,5-3,0
75-150	2,0-2,5	3,0-3,5
150-300	2,5-3,0	3,5-4,0
300-400	5,0-6,0	6,5-7,5
400-625	7,0-8,0	7,0-8,0
625 и выше	9,0-10	9,0-10

Ағын шығысының бұрышы:

$$\beta_2 = \arcsin\left[\frac{F_2}{\pi d_{cp} e l_1}\right] = \arcsin\left[\frac{0{,}0045}{3{,}14 \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}548}\right] = 15^0 46^/$$

β_2 бұрышы және M_{2t} саны бойынша атлас бойынша бірінші қатардағы қолданыстық тордың профилі таңдалды Р-23-14А. Профиль хордасы b_2=60 мм деп қабылданды, салыстырмалы қадам $\bar{t}$=0,638.

Қолданыстық доңғалақтың бүкіл шеңберімен бірінші қатардағы қолданыстық тордағы қалақшалар саны:

$$z_1 = \frac{\pi d_{cp}}{b_2 \bar{t}_2} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}95}{0{,}06 \cdot 0{,}88} = 12{,}93$$

Бірінші қатардағы қолданыстық тордан шығарда жылдамдықтар үшбұрышын құрамыз: u шеңберлік жылдамдыққа қарама-қарсы бағытқа қарай β_2=15°19` бұрышымен $w_2 = \psi \times w_{2t}$=0,931×575=535 м/с векторын алып қоямыз (3-қосымша). Осы үшбұрыштан: жылдамдық векторы c_2=390 м/с және осы жылдамдық бағытының бұрышы α_2=21°.

Талдау жолымен жылдамдықтар үшбұрышын құрудың дұрыстығын тексереміз:

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2w_2 u\cos\beta_2} = \sqrt{535^2 + 149^2 - 2\times 535\times 149\times\cos 15°19`} = 393 м/с$$

α_2=21°.

$$tg\alpha_2 = \frac{\sin\beta_2}{\cos\beta_2 - \frac{u}{w_2}} = \frac{\sin 15°19`}{\cos 15°19` - \frac{149}{535}} = 0{,}3851$$

α_2=21°.

Бағыттаушы торды есептейміз

hs-диаграммада (1.32 сурет) бірінші қатардың қолданыстық торындағы жоғалтуларды аламыз:

$$\Delta H_p = (1-\psi^2)\frac{w_{2t}^2}{2} = (1-0{,}931^2)\frac{575^2}{2} = 22{,}03 кДж/кг$$

және бағыттаушы тордан шығарда үлестік көлемді анықтаймыз $v`_{1t}$= 0,0565 м^3/кг.

Қатардың бағыттаушы торынан шығардағы теориялық салыстырмалы жылдамдық:

Мах саны:

$$c`_{1t} = \sqrt{2H_{он} + c_2^2} = \sqrt{2\times 12{,}0\times 10^3 + 393^2} = 422 м/с$$

$$M`_{1t} = \frac{c`_{1t}}{a`_1} \approx M_{1t}\frac{c`_{1t}}{c_{1t}} = 1{,}19\frac{422}{735} = 0{,}683.$$

Бағыттаушы тор арналарының мойын қималарының өту ауданы:

$$F_н = \frac{Gv'_{1t}}{\mu_н c'_{1t}} = \frac{47{,}22\cdot 0{,}0565}{0{,}941\cdot 422} = 0{,}0067 м^2$$

Бірінші қатардағы қолданыстық қалақшаларды Δ=3,5 мм қайта жабуды қабылдай отырып, бағыттаушы қалақшалардың биіктігін анықтаймыз:

$$l_н = l_2 + \Delta = 25{,}3+3{,}5=28{,}8 мм$$

Ағын шығысының бұрышы:

$$\alpha'_1 = \arcsin\left[\frac{F_н}{\pi d_{cp} e l_1}\right] = \arcsin\left[\frac{0{,}0067}{3{,}14\cdot 0{,}95\cdot 0{,}548}\right] = 24^0 15'$$

$\alpha`_1$ бұрышы және $M`_{1t}$ саны бойынша атлас бойынша Р-30-21А бағыттаушы қалақшаның профилі таңдалды. Профиль хордасы $b_н$=50 мм қабылданды, салыстырмалы қадам $\bar{t}$=0,645.

Бағыттаушы тор арналарының саны:

$$z_н = \frac{\pi d_{cp} e}{b'_1 \bar{t}'_1} = \frac{3{,}14\cdot 0{,}95\cdot 0{,}229}{0{,}05\cdot 0{,}645} = 21{,}18$$

Қолданыстық тордың сыртында ағынның жайылуын, сондай-ақ жұмыстың ауыспалы режимдерінде $u/c_ф$ жылдамдықтар қатынасының өзгеруі кезінде қолданыстық қалақшалар сыртында бу ағыстары орналасуының өзгеруін ескере отырып, есептікпен салыстырғанда 2-ге ұлғаюмен бағыттаушы арналар санын қабылдаймыз, яғни $z_н$=35. Бағыттаушы тордан шығарда жылдамдықтар үшбұрышын құрамыз: u айналма жылдамдығының бағытына қарай $\alpha`_1$=20° бұрышымен $c`_1=\psi_н \times c`_{1t}$=0,941×422=397 м/с векторын аламыз. Бұл ұшбұрыштан: жылдамдық векторы $w`_1$=260 м/с және бұл жылдамдық бағытының бұрышы $\beta`_1$=31°.

Талдау жолымен жылдамдықтардың үшбұрышын құру дұрыстығын тексереміз:

$$w`_1=\sqrt{c`_1^2+u^2-2uc`_1\cos\alpha`_1}=\sqrt{397^2+149^2-2\times149\times397\times\cos20°}=262м/с$$

$$tg\beta`_1=\frac{\sin\alpha`_1}{\cos\alpha_1-\frac{u}{c`_1}}=\frac{\sin20°}{\cos20°-\frac{149}{397}}=0{,}606$$

$$\beta`_1=31°13'.$$

Екінші қатардағы қолданыстық торды есептеу

hs-диаграммасында бағыттаушы торда жоғалтуларды аламыз:

$$\Delta H_н=(1-\psi_н{}^2)\frac{c`_{1t}}{2}=(1-0{,}941^2)\times\frac{422^2}{2}=10{,}20кДж/кг$$

және сонда қолданыстық тор сыртында үлестік көлемді табамыз $v`_{1t}$= 0,0590 $м^3$/кг.

Екінші қатардың қолданыстық торынан шығардағы теориялық салыстырмалы жылдамдық:

Мах саны:

$$M`_{2t}=\frac{w`_{2t}}{a`_2}\approx M_{1t}\frac{w`_{2t}}{c_{1t}}=1{,}19\frac{304}{735}=0{,}492.$$

$$w`_{2t}=\sqrt{2H`_{ор}+w`_1^2}=\sqrt{2\times12{,}00\times10^3+262^2}=304м/с$$

Екінші қатардағы қолданыстық тордың мойын қимасының өту ауданы:

$$F'_2=\frac{Gv'_{2t}}{\mu_3 w'_{2t}}=\frac{47{,}22\cdot0{,}0565}{0{,}955\cdot304}=0{,}0091м^2$$

Екінші қатардағы қолданыстық қалақшаларды Δ=3,5 мм қайта жабуды қабылдаймыз. Сонда қолданыстық қалақшалардың биіктігі:

$$l_н=l_2+\Delta=28{,}8+4=32{,}8мм$$

Ағын шығысының бұрышы:

$$\Delta H`_p = (1-\psi`^2)\frac{w`_{2t}}{2} = (1-0{,}951^2)\times\frac{304^2}{2} = 4{,}42 кДж/кг$$

$$\beta^{/}_2 = \arcsin\left[\frac{F^{/}_2}{\pi d_{cp} e l_1}\right] = \arcsin\left[\frac{0{,}0091}{3{,}14\cdot 0{,}95\cdot 0{,}548}\right] = 31^0 51^{/}$$

β_2 бұрышы және M_{2t} саны бойынша атлас бойынша екінші қатардағы қолданыстық тордың профилі таңдалды Р-46-29А. Профиль хордасы $b`_2$=60 мм деп қабылданды, салыстырмалы қадам - $\bar{t}$=0,529.

Қолданыстық доңғалақтың бүкіл шеңберімен екінші қатардағы қолданыстық тордағы қалақшалар саны:

$$z`_1 = \frac{\pi\times d_{cp}}{b`_2\times\bar{t}_2} = \frac{3{,}14\times 0{,}95}{0{,}06\times 0{,}529} = 94.$$

Екінші қатардағы қолданыстық тордан шығарда жылдамдықтар үшбұрышын құрамыз:

U айналма жылдамдығына қарама-қарсы бағытқа қарай $\beta`_2$=28°3` бұрышымен $w`_2=\psi`\times w`_{2t}$=0,951×304=289 м/с векторын аламыз. Бұл үшбұрыштан: жылдамдық векторы $c`_2$=170 м/с және осы жылдамдықтың бағытының бұрышы - $\alpha`_2$=50°.

Талдау жолымен жылдамдықтар үшбұрышын құрудың дұрыстығын тексереміз:

$$c`_2 = \sqrt{w`^2_2 + u^2 - 2w`_2 u\cos\beta`_2} = \sqrt{289^2 + 149^2 - 2\times 289\times 149\times\cos 28°3`} = 172 м/с$$

$$tg\alpha_2` = \frac{\sin\beta`_2}{\cos\beta`_2 - \frac{u}{w`_2}} = \frac{\sin 28°3`}{\cos 28°3` - \frac{149}{289}} = 1{,}28$$

$\alpha`_2$=52.

Салыстырмалы қалақшалық ПӘК-ті анықтаймыз

$\eta_{о.л}$ салыстырмалы қалақшалық ПӘК-ті екі тәсілмен анықтаймыз:

а) жоғалту теңгерімі бойынша:

$$\eta_{о.л} = \frac{H_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_н - \Delta H`_p - \Delta H_{в.с}}{H_0},$$

мұнда H_0 – сатының қолда бар жылу айырмасы, H_0=300,0 кДж/кг;

ΔH_c – шүмектік тордағы энергия жоғалтулар, ΔH_c=18,57 кДж/кг;

$\Delta H_р$ – бірінші қатардағы қолданыстық торда энергия жоғалтулар, $\Delta H_р$=22,03 кДж/кг;

$\Delta H_н$ – бағыттаушы тордағы энергия жоғалтулар, $\Delta H_н$=10,20 кДж/кг;

$\Delta H`_р$ – екінші қатардағы қолданыстық торда энергия жоғалтулар, кДж/кг;

$\Delta H_{в.с}$ – шығардағы жылдамдықпен энергия жоғалтулар, кДж/кг;

$$\Delta H_{в.с.} = \frac{c_2^{/2}}{2} = \frac{172^2}{2} = 14{,}49 кДж/кг$$

$$\eta_{о.л} = \frac{300{,}0 - 18{,}57 - 22{,}03 - 10{,}20 - 4{,}42 - 14{,}79}{300{,}0} = 0{,}768$$

б) үшбұрыштардан жылдамдықтар проекцияларын пайдалану арқылы:

$$\eta_{о.л} = \frac{u\left[(c_1 \cos\alpha_1 + c_2 \cos\alpha_2) + (c`_1 \cos\alpha`_1 + c`_2 \cos\alpha`_2)\right]}{H_0}$$

$$\eta_{о.л} = \frac{149\left[(709 \times \cos 12° + 393 \cos 21°) + (397 \times \cos 20° + 170 \times \cos 52)\right]}{300.0 \times 10^3} = 0{,}767$$

Есептеудің дәлдік шегінде ПӘК-тің екі мәні де сәйкес келеді.

Сатының ішкі салыстырмалы ПӘК-ін анықтау

$$\eta_{oi} = \eta_{ол} - \zeta_{ут} - \zeta_{парц} - \zeta_{тр}$$

$$\zeta_{ут} = \zeta_y^{д} + \zeta_y^{б}$$

Дискінің үйкелуінен жоғалтулар:

мұнда $к_{тр}$ – үйкеліс коэффициенті, $к_{тр}=(0{,}45 \div 0{,}8) \times 10^{-3}$. $к_{тр}=0{,}6 \times 10^{-3}$ қабылдаймыз.

$$\zeta_y^{д} = \frac{\mu_y \cdot \pi \cdot d_y \cdot \delta}{\mu_1 \cdot F_1 \cdot \sqrt{z}} \eta_{ол}; \; \zeta_y^{б} = \frac{\pi \cdot d_б \cdot \delta_{экв}}{F_1} \eta_{ол} \sqrt{\rho + 1{,}8 \frac{l}{d}}$$

Мұнда μ_y – тығыздалу шығын коэффициенті, $\mu_y = 0{,}65 \ldots 0{,}9$;

d_y – тығыздалу диаметрі, турбина аналогы бойынша қабылданатын, $d_y = 0{,}3 \ldots 0{,}6$ м;

δ – тығыздалудың радиалды саңылауы, $\delta \approx 0{,}001 d_y = 0{,}0005$;

z – тығыздалудың жота саны, жоғары қысым аймағында $z = 4 \ldots 10$, низких – $z = 2 \ldots 4$;

ρ - жұмысшы қалақшалардың және бағыттаушы тордың реактив дәрежесі, $\rho_{ср} = 0{,}033$; $d_б = d + l = 0{,}95 + 0{,}0328 = 0{,}9828$;

мұнда $d_б$ – бандажды тығыздалу диаметрі,

$\delta_{экв}$ – тығыздалудың эквивалентті саңылауы

$$\delta_{экв} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_0^2} + \frac{1{,}5 z_б}{\delta_p^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0{,}003^2} + \frac{1{,}5 \cdot 2}{0{,}00117^2}}} = 0{,}00061;$$

δ_0, δ_p - бандажды тығыздалуыдң остік және радиалдық саңылаулары;

$z_б$ - бандажүсті тығыздалуыдң жота саны.

$\delta_0 = 0{,}003 \ldots 0{,}005$м; $\delta_p = (0{,}0012 \ldots 0{,}0015) d_б = 0{,}0012 \cdot 0{,}9828 = 0{,}00117$; $z_б = 2$.

$$\zeta_y^{д} = \frac{0{,}65 \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}0005}{0{,}975 \cdot 0{,}0034_1 \cdot \sqrt{4}} 0{,}76 = 0{,}058$$

$$\zeta_y^{б} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}9828 \cdot 0{,}00061}{0{,}0034} 0{,}76 \sqrt{0{,}033 + 1{,}8 \frac{0{,}0328}{0{,}95}} = 0{,}0129$$

$$\zeta_{ут} = 0{,}058 + 0{,}0129 = 0{,}0709$$

Буды парциалды беруінен энергияның салыстырмалы жоғалуы

$$\zeta_{парц} = \frac{0{,}065}{\sin\alpha_{1Э}} \cdot \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \left(\frac{u}{c_ф}\right)^3 + 0{,}25 \frac{B_2 l_2 u}{F_1 c_ф} j \eta_{ЛОП}$$

мұнда B_2 - жұмысшы тордың ені, $B_2 \approx b_1$;

j – шүмектік сегмент саны, жиі j = 2.

$$\zeta_{парц} = \frac{0{,}065}{\sin 12^0} \cdot \frac{1-0{,}229}{0{,}229} (0{,}19)^3 + 0{,}25 \frac{0{,}06 \cdot 0{,}0253 \cdot 149}{0{,}0034 \cdot 775} 2 \cdot 0{,}76 = 0{,}0398$$

Дискінің үйкелуіен энергияның жоғалуы

$$\zeta_{тр} = k_{тр} \frac{d^2}{F_1} \cdot \left(\frac{u}{c_ф}\right)^3,$$

мұнда $k_{тр}$ - үйкеліс коэффициенті, тең (0,45…0,80)10^{-3}.

$$\zeta_{тр} = 0{,}45 \cdot 10^{-3} \frac{0{,}95^2}{0{,}0034} \cdot (0{,}19)^3 = 0{,}00082.$$

Сатының салыстырмалы ішкі ПӘК

$$\eta_{oi} = 0{,}76 - 0{,}0709 - 0{,}0398 - 0{,}00082 = 0{,}648$$

Реттік сатының ішкі қуатын анықтау:

Пайдаланған жылу құламасы

$$H_i^{рс} = H_0 \eta_{oi} = 300{,}0 \times 0{,}648 = 194{,}5 кДж/кг.$$

Сатының ішкі қуаты:

$$N_i^{рс} = G \times H_i^{рс} = 47{,}22 \times 194{,}5 = 9186 кВт.$$

Реттік саты артындағы камерадағы будың энтальпиясы:

$$h_{рс} = h_0 - H^i_{рс} = 3475{,}0 - 194{,}5 = 3280{,}5 кДж/кг.$$

2-тарау. Бу турбинасының бөлшектері мен түйіндерінің конструкциясы

Бу турбинасы бөлшектерінің механикалық беріктігін қамтамасыз етпей, сенімді жұмыс істейтін және тиімді турбинаны құру және оны пайдалану мүмкін емес. Оның өзі екі негізгі фактормен анықталады: материалды бүлінбейтіндей ұстап тұратын қолданыстағы және шекті жүктеме (беріктік). Шектіге қатысты жүктеме қаншалықты төмен болса, бөлшек соншалықты берік болады [1,9,10,11].

2.1 Турбина бөлшектерінің материалдары

Жалпы жағдайда турбиналардың бөлшектері үшін болат (көміртекті және қоспалы), шойын және басқа да түрлі құймалар пайдаланылады.

Болат. Төмен температуралы аумақтарда жұмыс істейтін турбиналардың бөлшектері үшін көміртекті болат пайдаланылады.

Көміртекті болат — темір мен көміртек құймасы, соңғысының құрамы 0,05 - 1,7%. Турбина бөлшектері үшін зауыт-дайындаушымен кепілдік берілген тек сапалы көміртекті болат, химиялық құрам мен механикалық сипаттар пайдаланылады. Аталған болат болаттағы көміртек құрамы жүзден бір үлесін көрсететін санмен таңбаланады. Мысалы, 20 болаттағы көміртектің құрамы 0,20 %.

Құйылған сапалы болаттар Л литері қосындысымен белгіленеді.

Турбинаның жауапты бөлшектерін дайындау үшін (роторлар, қалақшалар, дисктер, корпустар және т.б.) қоспалы болаттар пайдаланылады. Қоспалы элементтер қосылған көміртекті болат: хром, молибден, ванадий, никель және т.б.. Қоспалау көміртекті болаттан барынша басымдығы бар сипатты болатты алуға мүмкіндік береді.

Қоспалы болатты келесі үлгіде белгілейді: болаттағы көміртек құрамын санмен көрсетеді (бір сан – оннан бір бөлігі, екі – жүзден бір бөлігі), одан кейін қоспалы элементтерді белгілейтін орыс әліпбиімен әріптерді тәртіп бойынша, одан кейін әрбіріне – олардың процентік үлесін жазады. Қоспалы элементтің үлесі 1 *%* төмен болса, сандарды түсіреді.

Мысалы, 15Х1М1ФЛ құйылған болатта көміртек шамамен 0,15%, 1 — 2 *%* хром, 1—2 *%* молибден, ванадий шамамен 1 *%, ал қалғаны – темір.*

Шойын. Шойын — бұл темір мен көміртектің құймасы, соңғысының үлесі 2 % астам. Негізі шойындағы көміртектің үлесі 2,8-ден 3,5 % -ды құрайды. Шойындарды ақ, қақталған, сұр және жоғары беріктік деп ажыратады. Турбиналарда соңғы екі түрі пайдаланылады.

Сұр шойын жақсы құйылады, өңдеуде кесуге ыңғайлы, сондықтан да төмен температуралы ТҚЦ корпустарында, мойынтірек корпустарында, диафрагма және басқа да бөлшектер үшін кеңінен қолданылады.

Сұр шойынға түрлендіргіштерді қосу (ферросилиций немесе оның алюминиймен қоспасы) оның механикалық сипатын жақсартады. Мұндай шойын түрлендірілген деп аталады.

Сұр шойын СШ әріптерімен және екі мәнді санмен белгіленеді, оның біріншісі - оның созылудағы беріктік шегін көрсетсе, екіншісі – иілісін көрсетеді (кгс/мм^2). Мысалы, 15-32 СШ маркалы шойыны $\sigma_в$ 15 кгс/мм^2» да 150 МПа созудағы беріктің шегі, ал иілісі 150 МПа және 32 кгс/мм^2 бар.

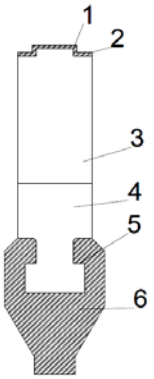
Сұр шойынды пайдалану 250°С температурамен шектелген, ал түрлендіргішті — 300 °С. Температура жоғары болған жағдайда шойынның өсу құбылысы байқалады: темірдің көміртекпен қосылуы — цементит — көміртек пен темірге бөліну, олардың шамалық көлемі 30—40 % үлкен. Шойынның өсуі тетіктің ісінуіне, оның шалыстануы мен аралас тетіктерінің сыналануына әкеледі. Бұл кезде материалдың өзі сыңғыш және әлсіз болады.

Турбиналарда беріктігі жоғары шойындар да қолданылады - 0,04 - 0,06 % магний қосындысы бар шойын. Мұндай шойын БШ әріптерімен және екі санмен белгіленеді: бірінші сан созу кезінде (кгс/мм) минималды беріктік шегін көрсетеді, екіншісі – минималды қатынасты ұзарту (%).

Мысалы, 50-1,5 БШ беріктігі жоғары шойынның созу беріктігінің шегі 50 кгс/мм^2 = 500 Мпа кем емес және үзілу кезіндегі қатынасты ұзарту 1,5% [1,9,10,11 кем емес.

2.2 Жұмысшы қалақшалардың конструкциясы

Қарапайым жұмыстық қалақшасының құрылымы 2.1-суретте көрсетілген. Қалақшаның қолданылатын бөлігі (қауырсын) мен артқы ілмектен тұрады. Жұмыстық қалақшалар бөлігінің профилінде тең қадаммен жұмыс арналарын құрастыратын қондырғысы бар. Артқы ілмектер дискке қалақшаларды бекітуге арналған. Жұмыстық бөлігінің бүйірінде тиек орындалады. Қалақшалар тобына қалақшалық бандаж кигізіледі, онда дискке орнатылған қалақшадағы тиекке сәйкестендірілген қадамды және формалы саңылау орнатылған.Тиектердің жамауы алынады және оның нәтижесінде дисктегі қалақшалар пакерттерде терілген болады, бұл қалақтаудың вибрациялық беріктігін ұлғайтады және баспалдаққа бір-ақ рет тығыздауды орындауға мүмкіндік береді.



1— тиек, 2 —қолданылатын бөлігі (қауырсын), 3 — бандаждық таспа, 4 — артқы ілмек

2.1-сурет – Қарапайым қалақшаның құрылымы [1]

Қысқа қалақшалар (d/l > 10) биіктігі тұрақты профильмен орындалады, ұзыны — ауыспалымен. Ұзын қалақшаларды жылдамдықтың үшбұрыштық биіктікте өзгеретініне сәйкес бұрамалы орындауға тура келеді. Қалақшаның қолданылатын бөлігінің ортадан тепкіш күшін, тамырлық кесу мен артқы ілмектегі кернеуді азайту үшін оларды бір мезгілде тамырлық кесуден белгілі бір уақытқа дейінгі аумақта азайту қажет.

Қалақшаның қолданылатын бөлігі арнайы кескішпен өңделеді немесе көшіргіштің мамандандырылған білдегімен сүргіленеді, одан кейін айналық жылтырауға дейін өңделеді. Бұл қалақша бетіндегі будың сүйкелісін жоғалтуды азайтады және олардың шаршауға қарсылығын ұлғайтады.

Ылғалды бумен жұмыс істеу кезінде ылғал тамшыларының эрозиялық әсерінен қалақшаларды қорғау үшін ерекше шаралар қолданылады. Мейлінше көп эрозияға әкелетін ірі тамшылар бу ағынынан қалып қояды және соның нәтижесінде қалақшаның периферияльық бөлігінің кіре беріс қабырға бөлігіне соғылады. Сондықтан қалақшаның аталған бөлігін қорғауға қалақшаға жоғары кернеулі тоқпен дәнекерленетін стеллиттік тілімнің көмегіне жиірек жүгінеді.

Стеллит — кобальт негізіндегі құйма (60 - 65 %), құрамында 25 - 28 % хром мен 4 - 5 % вольфрам бар.Ол өте қаттылығы жоғары және эрозияға аса төзімді.

Артқы ілмек — қалақшаның ең кернеулі және жауапты элеметтерінің бірі, оның көмегімен ол дискке бекітіледі.

Қолданыстық қалақшасына арналған артқы ілмектің түрін таңдау екі фактормен анықталады: қалақшамен құрылатын жүктеме және турбиналық зауыттың технологиялық жабдығы.

Қарапайым артқы ілмек — Т-үлгіде, ол ұзындығы қысқа қалақшаларда қолданылады. Дискіге қолданыстық қалақшаларын орнату үшін қалақша профилімен ойық орындалады. Дисктегі қалақшаны қосу үшін екі қарама-қарсы беттен құдық жасалады, олар арқылы қалақша шеңбері бойынша толып, іске қосылады. Құдыққа ең соңында бекітпелі қалақшалар орнатылады және оларды дискке цилиндрлік шегендеумен бекітеді.

Аталған конструкциядағы артқы ілмектер тек ортадан тепкіш күші шамалы болатын қысқа қалақшаларға арналған.

ХТЗ турбиналарында саңырауқұлақ тәріздес артқы ілмектер қолданылады. Диск шеңберінде дөңес («саңырауқұлақ»), ал қалақшаның артқы ілмегіне – дөңес пішінді ойық орындалады. Шеңбердің бір-біріне қарама-қарсы бөлігінде дөңестің бөлігі кесіледі және кесік арқылы қалақша іске қосылады. Саңырауқұлақ тәрізді артқы ілмектер «саңырауқұлақтың» қалған бөлігінің пішінімен дәлме-дәл жеке орындалады және шеңберге шегендеу арқылы бекітіледі. Шеңбердің бетіне құлыптар жасалады, олар Т-үлгісіндегі артқы ілмектен диск бетін емес, артқы ілмек иілісінің алдын алады.

Айырлы артқы қосылу арнайы құлыпты қалақшаларды талап етпейді және зақымданған қалақшаларды барлық дисктегі қалақшаны алмай-ақ жеңіл ауыстыруға мүмкіндік береді (Т-үлгідегі немесе саңырауқұлақ тәрізді артқы

ілмекті қалақшаларды ауыстыруға арналған талаптар сияқты).

Бандаждар мен байланыстардың басты қызметі қалақшалық аппараттың вибрациялық беріктігін көтеру. Бір реттік қана бандаж бір мезгілде будың ағуын төмендетуге мүмкіндік береді және сол себепті ПӘК сатысын көтереді [1,9,10,11].

2.3 Турбинаның білікті өткізгіші

Турбиналық агрегаттың білікті өткізгіші дегеніміз – рет-ретімен орналасқан цилиндрлер мен генератордың өзара ротормен байланысқан жиынтығы. Цилиндрлер роторлары жалғастырғыш арқылы байланысады. Сәйкесінше ротор біліктен, қалақшалы дискілер мен басқа да элементтерден тұрады. Бұлар оның жиналуын және дұрыс жұмыс істеуін қамтамасыз етеді.

Ең әуелі білікті өткізгіш жоғары жиілікпен айналады, ал оның өлшемі мен салмағы оған бекітілген қалақшалардан ауыр болғандықтан, онда орта тепкіштің күшімен пайда болатын кернеу де жоғары. Бұл ретте пайдалану талаптарында айналу жиілігі шарттыдан 10 - 12 % асып түсуі мүмкін (50 немесе 25 1/с); бұл ретте кернеу де 20 - 50 % өседі. Айналымнан барынша артық кернеу жұмыс қалақшалары бекітілген ротор мен шеңбердің орталық аумағында болуы мүмкін.

Бу шығаратын бөліктеріндегі температура 500 - 510 °С құрайтын ЖҚЦ роторлары мен ЖЭС ОҚЦ турбиналары жұмыс істеу мерзімінде сырғыштық жағдайында айналдырудан жоғары жүктемеге төтеп беруі тиіс. Роторда ұзақ мерзімді беріктіктен жарықтар пайда болмауы керек, ал радиальдік өлшемдер болмайтын мәнге дейін ұлғая алмайды.

Турбина роторы – турбинаның ағысты бөлігіндегі температурада болған барлық төзгерістерді қабылдайтын элементтің бірі. Температураның жылдам өзгеруі роторларда жоғары температуралық кернеудің пайда болуына әкеледі, ал олардың циклдік қайталануы кезінде – термикалық шаршаудың жарығына әкеледі.

Сонымен қоса, бағасына байланысты ротор тоттануға ұшырағыш әлсіз қоспалы болаттан жасалады.

ТҚЦ роторларының мейлінше маңызды ерекшелігі оның конструкциясымен, соңғы сатының шығыс аумағын ұлғайту ұмтылысынан туындаған үлкен габариттер, яғни тиімділікті арттыру немесе турбиналық агрегаттың қуатын көтеру не болмаса ТҚЦ санын азайтуға негізделген.

Барлық ірі заманауи турбиналардың роторларын симметриялық және екі ағынды етіп орындайды.

Құрама ротор немесе қондырылған дискілі ротор сатылы біліктен тұрады, оның екі жағынан симметриялды дискілер, артқы тығыздауыштардың төлкесі, сондай-ақ мойынтірек корпусының майлы тығыздағыштарының төлкелері кигізіледі. Білікке мойынтірек ішпегінің асты мен жартылай жалғастырғышты кигізу үшін мойын орналатылады.

Дәнекерленген ротор арнайы технология бойынша сақиналы дәнекерлеуші тігіспен байланыстырылатын жекелей дискілер мен артқы

бөліктерден жасалады. Құрама ротордағы сияқты дәнекерленген ротордың радиальдық өлшемдері жоғары сапалы ірі соғылмамен әзірленетін технологиялық мүмкіндіктермен шектелмейді.

Дәнекерленген ротордың нақты кемшілігі күрделі жөндеу кезінде оның металының жағдайын бақылауда туындайтын ыңғайсыздық болып табылады.

ЖЭС ЖҚЦ турбинасына арналған роторлардың басты түрі - **толық соғылған ротор** болып табылады. Әдетте дисктер мен біліктен тұратын ротор бір соғылмадан тұрады. Дисктердің периферияcына жұмыс қалақшаларын орнату үшін ойықтар жасалады.

ЖЭС ЖҚЦ турбиналарына арналған толық соғылған роторларды пайдалану дұрыстығы үлкен өлшемді соғылманы талап етпейтін шамалы мөлшерлі буды өткізуді қосымша шарттасқан. Олардың сапалы орындалуы құйма мен соғуды алу сатысында қиындаған [1,9].

2.4 ЖҚЦ мен ОҚЦ корпустарының конструкциясы

Турбинаның ЖҚЦ және ОҚЦ корпустарының конструкциясы негізгі факторларға тәуелді: пайдаланудың бастапқы параметрлері мен болжамды кестесі.

Турбиналар үшін ЖҚЦ корпусына бірқалыпты бастапқы параметрлері бір қабырғалы етіп орналастырылады. Мұндай конструкцияда корпустың қабырғасына тубрина мен атмосфераға бу қысымының түрлілігі әсер етеді. Көп жағдайда бір қабырғалы корпустар ЖЭС және ЖЭО ОҚЦ турбиналарына, сондай-ақ АЭС ЖҚЦ турбиналары үшін пайдаланылады.

Бастапқы параметрлердің ұлғаюымен бір қабырғалы конструкция тиімсіз болады, өйткені беріктікті қамтамасыз ету үшін фланецтік қосындыларды өте зор қылып жасауға тура келеді, ал бұл жұмыс кестесінің шұғыл өзгеруі кезінде ротордан кейін корпустың еркін жылулық кеңеюін қиындатады және фланецтегі температуралық кернеуді ұлғайтады. Мұндай жағдайда ЖҚЦ корпусын екі қабырғалы етіп дайындайды. Онда әрбір корпуста қысым түрлілігінің бөлігі ғана жүреді, бұл оны жұқа қабырғалы және жеңіл фланецті етіп жасауға мүмкіндік береді. Сонымен қоса екі қабырғалы конструкция ішкі корпустағы жоғары температураны (ЖЭС турбиналары үшін) жоюға, ал сыртқы корпусты мейлінше арзан және технологиялық материалдардан жасауға мүмкіндік береді.

Екі қабырғалы конструкцияның басымдығы өте көп, сондықтан оны көп кезекте ЖЭС және ЖЭО ЖҚЦ турбиналарына ғана емес, барынша төмен параметрлі цилиндрлер үшін де пайдаланады: ЖЭС және ЖЭО ОҚЦ турбинасы үшін [1,9].

2.5 ТҚЦ корпустарының конструкциясы

ТҚЦ тән басты ерекшеліктері – шығыс жылдамдықтағы шығынды азайту ұмтылысынан туындаған үлкен габариттер. Үлкен габаритті өлшемдер ТҚЦ құрылымы құюды тиімсіз етеді: құйылған корпус өте үлкен шамаға ие.

Сондықтан, конденсациялық турбиналардың ТҚЦ корпусы жұқа парақты болаттан дәнекерленіп орындалады. Алайда ТҚЦ құрылымы қысымның ауытқуы шамалы ғана, оның үлкен өлшемі оған атмосфералық қысымнан үлкен күш түсумен шарттасады. Сондықтан да құрылымында оны барынша қатты ететін қабырғалар мен тіреуіштер саны көп болу керек. Роторды орналастыру мүмкіндігі үшін ТҚЦ құрылымын көлденең жалғағышты етіп орындайды. Алайда тәртіп бойынша оның бірнеше технологиялық тік жалғағышы бар; құрылымының жекелей бөліктерін дайындағаннан кейін оларды тік жалғағышпен турбиналық зауытта қосады және бұдан әрі тек көлденең жалғағышпен ашады. ТҚЦ корпустары екі түрде орындалады: бір қабырғалы және екі қабырғалы [1,9].

2.6 Тығыздауыштар

Бу турбиналарында тығыздауыштардың төрт түрі пайдаланылады: артқы, аралық, диафрагмалық және жұмыс торының тығыздауышы.

Артқы тығыздауыштар цилиндрден шығып тұрған біліктерді тығыздауға арналған. Аралық тығыздауыштар қарсы ағынды цилиндрдегі бу ағынының түрлі бағыттарымен ағындық бөлімдердің бөліктерін бір бірінен айырады. Диафрагмалық тығыздауыштар дифрагма мен білік арасындағы будың ағуына тосқауыл қояды. Жұмыс торының тығыздауышы бандаж үстіндегі тығыздауыш болып табылады, кейде оны бір реттік осьтік тығыздауыш және басқалары да атқарады.

Тығыздауыштарға бірқатар талап қойылады. Ең алдымен олар будың ағу көрсеткішін минималды етуді қамтуы тиіс. Ол үшін тығыздауыштағы саңылаулар сүйкелістің болмауын ескеріп, барынша ұйғарынды болуы керек. Егер сүйкеліс орын алса, жақсы жағдайда тығыздауыш тарақшалары іске қосылады, ал нашар жағдайда – ротордың жылу қалдықты майысуынан болатын ауыр апат болады. Сондай-ақ, будың ағуы тарақшалардың санымен де анықталады: ол олардың санынан шыққан квадрат түбіріне тепе тең. Сондықтан, тығыздауыш тарақшаларының санын ұлғайтуға тырысады, алайда ол басқа да факторлармен анықталады.

Тығыздауыштар сенімді болуы тиіс. Білік сымы шекті айналым жиілігінен өтетін кезде турбинаның айналдыру кезінде орын алатын кездейсоқ сүйкелістер оларды қатты ескіруге немесе біліктің қатты ысытуға әкелмеуі тиіс.

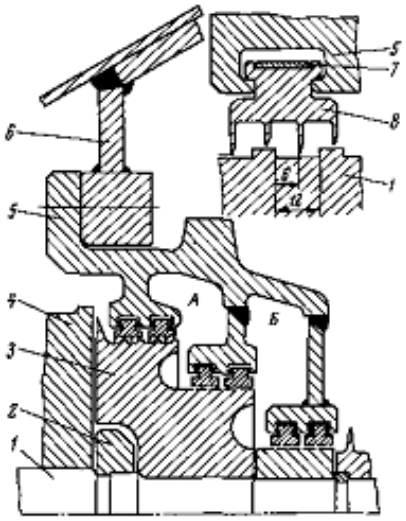
Тығыздауыштар жөндеуге жарамды болуы және электр станциясы талабында жеңіл ауыстырылуы керек.

Тығыздауыштар вибрацияға тұрақты болуы тиіс. Олардан бу аққан кезде ротордың теңселісін арттыратын аэродинамикалық күш болмауы тиіс.

2.2-суретте конденсаторға ауаның кіруіне кедергі келтіретін ТҚЦ тығыздауышының құрылымы көрсетілген. А камерасына атмосфералықтан сәл артық қысымды тығыздағыш буы беріледі, Б сақиналық камерасынан э, мұнда қысым атмосфералықтан сәл аздау, бу эжекторлық тоңазытқышқа сорғызылады. Тәртіп бойынша 100 кПа-дан аспайтын қысымның көбірек

ауытқуы А камерасы мен шығыс жалғама құбыры кеңістігі арасындағы тығыздауышта пайда болады. Бұл аз санды тарақшасы бар тығыздауышты пайдалануға мүмкіндік береді.

Сатылық тығыздауыш білікке тартылыспен киілген төлкедегі қырнауда құрылады. Төлке жылу депмфирлеуді жүзеге асырады, ол сүйкеліс кезінде білікке ысуға және майысуға мүмкіндік бермейді, жөндеу кезінде оңай ауыстырылады. Алайда ЖҚЦ мен ОҚЦ температурасы жоғары артқы тығыздауышында тығыздауыштың қорғаныш төлкелерін қолдануға болмайды, өйткені оларды босату (уатықша немесе қондырудың босап кетуіненен) қарқынды вибрацияға, тығыздауыштың тозуына, кейде тіпті апатқа да әкеледі [1,9].



1 — ротор, 2 — тоқтатқыш сақина, 3 — тығыздағыш төлкесі, 4— артқы сатылық дискі, 5— тығыздауыштың шеңбері, 6 — шеңберді бекіту фланеці, 7 — жазық серіппе; 8 — тығыздауыш сегменті.

2.2-сурет – Қуатты турбинаның ТҚЦ тығыздауышы

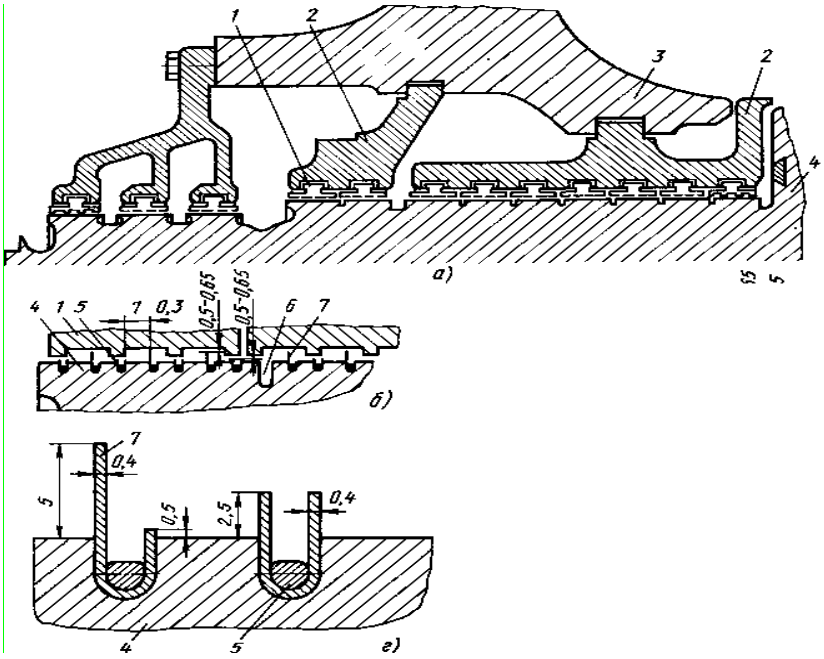
Қарастырылғанға балама тығыздауышты диагфрагма үшін де пайдаланылады, тек айырмашылығы, оның сатылары төлкеде емес, білікте орындалған.

2.3-суретте қуатты турбинаның шектен тыс бастапқы параметріндегі ЖҚЦ артқы тығыздағышының құрылымы көрсетілген. Турбинаның білігіне (2.3 г -суретті қар.) ротордағы тиісті жырашыққа профильдік бөгікке алдын ала әзірленген жұқа таспа орнатылған сақиналы жырашықтарды жасайды. Тарақшаға қажет таспаның тілімі ротордағы жырашықтың түбінің радиусына тең ішкі радиусты ыстыққа төзімді тот баспайтын болаттан жасалған спиральді таспадан кесіледі. Одан кейін жоңғыш білдекте таспаны 12Х13 тот бастпайтын болаттан жасалған сыммен жаншып үгітеді.

Белгілі бір қадаммен білікте сүйкеліс кезінде біліктің майысуын болдырмауға барынша кепілдік беру үшін жылу жырашықтары орындалады – тереңдігі 8-12 мм жіңішке тіліктер. Сүйкеліс нәтижесінде біліктің кейбір

бөлігінің қатты ысуы кезіндегі жылу жырашықтарының болуына байланысты оның барлық біліктің майысуын болдырмай осьтік бағытта еркін кеңею мүмкіндігі бар.

Артқы тығыздауыштағы осьтік саңылаулар тірек мойынтірекке қатысты олардың орналасуына байланысты болады, ол жерде ротор мен корпус майлы қабықша арқылы жанасады. Тығыздауыш тірек мойынтірегінен қаншалықты алыс орналасса, ротордың шартты ұзаруына соншалықты мүмкіндік бар және оларға осыншалықты үлкен осьтік саңылаулар қажет. Бұл 2.3. *б және в* суретінде анық көрінеді: тірек мойынтірегіне жақын орналасқан тығыздауыштың саңылаулары 3,7 мм құраса, қарама-қарсы жақтағынікі — 7 мм[1,9].



а — тығыздауыштың жалпы түрі, *б* — тірек мойынтірекке қарсы оның жанында орналасқан тығыздауыш, *в* — тірек мойынтірегінің тығыздауышы, *г* — роторда тарақшаны ішке айналдыратын бөлшек, *1* — тығыздауыш сегменті, *2* — тығыздауыштың шеңбері, *3* — турбина корпусы, *4* — ротор, 5 — ішке айналдырылған сым, *6* — жылу (термокомпенсациялық) жырашығы, *7* — тығыздау тарақшасы

2.3 сурет – ЖҚЦ артқы тығыздауышы

2.7 Бу турбиналарының мойынтіректері

Мойынтіректер сенімді және тиімді жұмысты қамтамасыз ететін турбинадағы айналмалы білік құбырының дәл осындай күйін белгілеу қызметін атқарады [11].

Тірек мойынтіректері статор бөлшегіне білік құбырының өз салмағынан түсетін, оның тұрақсыз орта тепкіш күші мен орталықтандырудан, турбина мен тығыздағыштың ағындық бөлігінде пайда болатын аэродинамикалық күштен радиалдық жүктемені қабылдап, жібереді.

Тірек мойынтірегінің конструкциясы мен оның жұмыс кестесі жоғары тиімділікті қолдау үшін ағындық бөлік пен тығыздағышта шағын саңылауларды қамтамасыз етуі тиіс. Онымен қоса олар ағындық бөлікте радиалдық сүйкелудің болу мүмкіндігін де болдырмауы қажет.

Тірек мойынтірегі турбинаның білік құбыры мен басқа да жүктемелерге әсер ететін салдарлы осьтік күшті қабылдайды.

Бу турбиналарында қалыпты жұмыс істеу кезінде айналмалы және айналмайтын бөлшектер арасында әрдайым жұқа майлағышы бар сырғыту мойынтірегі (тірек және сүйеніш) ғана пайдаланылады. Сырғыту мойынтірегі ұзақ мерзімді жұмыс істеу кезінде қажет сенімділікке ие және дұрыс дайындалып, жақсы пайдаланылған кезде статикалық және қарқынды жүктемелердің әрекетіне жақсы қарсыласады [11].

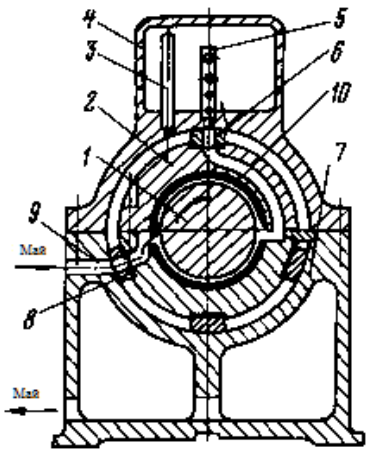
Тірек мойынтіректері

Қалыпты тірек мойынтірегінің құрылымды сұлбасы 2.4 суретте көрсетілген.

1 білік мойыны шамалы саңылаулы 2 мойынтіректің қосымшасына орналастырылады, оған 9 арна арқылы майлы бактан сорғышпен май құйылады. Ол қосымшаның мойны және 10 баббиттік құюы арасымен майлы қабықшаны жасай отырып өтеді, қалыпты жағдайда мұнда білік айналады. Бұл кезде біліктің металл беті мен қосымшасы арасында байланыс болмайды.

Пайдаланылған май білік пен қосымша арасындағы бүйір саңылау арқылы 7 мойынтірек корпусына (картер) құйылады, ол жерден жоспарсыз майлы бакка бағытталады.

Білік мойнының күйі, сәйкесінше оның корпусындағы турбинаның білік құбырының қосымша күйімен анықталады. Оны орнату үшін цилиндрлік сыртқы бетте үш төменгі 8 қалып пайдаланылады. Оларға қосымшаның төменгі жартысы орналастырылады. 8 жоғарғы қалып мойынтірек корпусына қосымшаны қатты қысу үшін қажет. Қосымшаны, диафрагма мен тығыздағышты ортадан жұқалап жонып өңдеу үшін қосымша мен қалыптың арасына реттеуші төсеме орнатылады [11].



2.4-сурет – Тірек мойынтірегінің сұлбасы

Майлы сорғыштар турбина білігіне емес, мойынтіректің қақпағында немесе оның астында орналасқан заманауи турбиналық қондырғыларға 5 май құбыры бойынша май үздіксіз толтырылып тұратын 4 апаттық сыйымдылықтар орнатылады. Майдың артығы 3 аударып құю құбырымен мойынтіректің корпусына құйылады. Сорғыштардан май беру тоқтатылған кезде, мысалы май беруші құбыры үзілген кезде қорғау жүйесі турбиналық генераторды желіден сөндіреді, ал білік мойнының майлағышы турбинаны бәсеңдететін май шығынын азайтуды қамтитын арнайы таңдалған мөлшерлегіш саңылау арқылы апаттық сыйымдылықтан 5 май құбыры бойынша айналымның бәсеңдеу кезеңі жүзеге асырылады.

Қосымшаны жонып өңдеу құрылымы және оны маймен қамтуды ұйымдастыру жоғарыда айтылған талаптарды қанағаттандырған кезде шешуші рөлді атқарады. Ескіру салдарынан жонып өңдеу пішініндегі шамалы ғана өзгерістер немесе жөндеу кезіндегі пішіннен ауытқу мойынтіректің вибрациялық сипаттамасын мейлінше өзгертуі мүмкін.

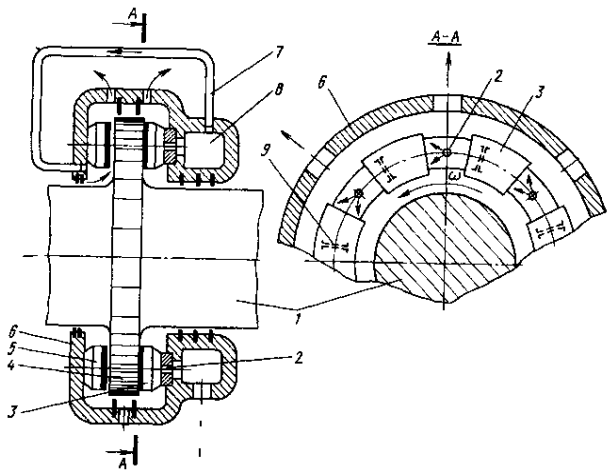
Тірек қосымшаларының қолданыстағы конструкцияларын бір клиндік (цилиндрлік), екі клиндік (эллиптикалық) және көп клинді (сегменттік) деп бөлуге болады.

Сүйеніш мойынтірегі

Сүйеніш мойынтірегі айналмалы білік құбырына қосылған салдарлы осьтік күшті қабылдау және оны статор бөлшегіне беру қызметін атқарады. Бір мезгілде ол турбиналық агрегаттағы білік құбыры мен турбина мен тығыздағыштың ағындық бөлігіндегі осьтік саңылау күйін белгілейді. Құрылымды сүйеніш мойынтірегі көп кезекте корпусқа тірек мойынтірегінің бір қосымшасымен бірге орналастырады.

Заманауи бу турбиналарында тек сырғытудың сегменттік сүйеніш гидродинамикалық мойынтіректері қолданылады. Болжамды сызбаның бірі 2.5 суретте ұсынылған.

1 турбинаның білігіне майлы қабат арқылы 9 теңселу қабырғасының маңында айналатын осьтік күшті бағыттауға байланысты 3 немесе 5 сегменттеріне тірелетін 4 сүйеніш диск орындалады. Майлағышқа арналған май сорғыштан 8 коллекторға тартылады, одан 2 саңылаулар бойымен қондыру сақинасындағы 3 сегменттерге беріледі. Сүйеніш сегменті мен тарақ арасында олардың байланысына кедергі келтіретін майлы қабықша құрылады. 6 корпус жиынтығы мен онда орнатылған сегменттерді сүйеніш мойынтірегінің қосымшасы деп атайды [1,2].



2.5-сурет – Сүйеніш мойынтірегінің сызбасы

Екінші қатардағы 5 сегменттерді маймен қамту дәл осы үлгіде (басқа коллектор арқылы) немесе 2.5 суретте көрсетілгендей, аталған сегменттердің камерасына 7 май құбыры бойынша майды құю арқылы жүзеге асырылуы мүмкін. Мойынтірек корпусының шығысындағы білік тығыздалады және қосымшаға тартылған май қосымшаның ішкі жағын толтырады және мойынтіректің негізгі корпусына қосымшаның жоғарғы жартысындағы саңылау арқылы шығады [11].

2.8 Турбиналардың іргетастары

Турбиналық агрегаттардың астындағы монолитті іргетастар турбиналық агрегат орнатылатын беткі плиталы жақтаулы конструкция түрінде орындалады. Жақтаудың бағаналары мықты төменгі темір бетонды плитаға қойылады. Машиналық бөлімшенің жертөлесінің астында жиынтық плиталар болған жағдайда іргетас соның үстіне қондырылады. Іргетастың жер жағы салмақ түсіретін арматуралық каркастармен арматураланады. Олар алдын ала қалыппен жабдықталады, одан кейін арматуралық-қалыптық блоктар түрінде монтаждалады. Іргетастың төменгі плитасы дәнекерлеу торлары мен кеңістіктік каркастармен арматураланады. Қуаты 200 МВт болатын турбиналық агрегаттың астындағы іргетастың жер жағы, мысалы, салмағы 550-дан 5130 кг, ұзындығы 10 м дейінгі салмақ түсіретін арматуралық 42 блоктан құрастырылады.

Іргетаста динамикалық жүктемесі бар және осыған байланысты бетонның қатпарлану қаупін тудырады, іргетасты бетондауды үздіксіз көлденең қабатпен жүргізу қажет. Бетондаудың үзілісі тек жұмысты іргетастық плитаның жоғарғы деңгейі мен жоғарғы ростверктің астында болғанда ғана рұқсат етіледі. Іргетастық плита мен жер бөлімі 150...200 маркалы бетоннан орындалады. Даналық арматураның орнына салмақ түсетін арматуралық каркастарды қолдану, салмақ түсіретін ағаштардан бас тартып, арматуралық және қалыптау жұмыстарын механикаландыруға, турбиналық агрегаттардың монолиттік іргетасы құрылымының еңбекті көп

қажетсінетін жұмыстары мен уақытты шұғыл қысқартуға мүмкіндік берді.

Іргетас құрылымын бұдан әрі жетілдіру кезеңі жиынтық іргетасқа көшу болып тұр. Қазіргі таңда жиынтық іргетастар жаппай таралған. Іргетастардың жиынтық конструкцияларын әзірлеу мен енгізу кезінде іргетастарды жеңілдету бойынша, олардың конструкцияларын жеңілдету, сондай-ақ элементтерді бірегейлендіру бойынша ауқымды жұмыс атқарылды. Зерттеулер бұған дейін өлшемдерді есептеумен емес, конструктивтік түсінік бойынша тағайындалатын элементтер қатары қимасын азайту мүмкіндігін көрсетті.

Ауқымды монолитті іргетастың орнына өз ауытқу жиілігі турбина роторының жұмыс ауытқу жиілігінен барынша төмен орналасқан мейлінше озық икемді іргетас ұсынылды. Барлық жиынтықты элементтер үшін сәйкестендірілген қималар қабылданды, олар біркелкі қиманы, бірақ түрлі ұзындық пен сөрелері әртүрлі шығатын бұйымдарға арналған әмбебап пішінде конструкцияларды бетондау мүмкіндігімен қамтыды.

Темір бетонды элементтердің шекті шамасы полигондарда әзірлеу кезінде 55 т-мен немесе 30 т жүк көтергішті екі кранмен жабдықталған жабық цехтарда қабылданады. Бұл шамаға 1000х2400 мм дейінгі қималы жиынтық элементтеріне сәйкестендірілген, балкалар мен беларқалардың үлкен қимасы кезінде олар жиынтық қабырға мен монолиттік белдеуден жиынтық қимада орындалады. Бүйір жақтаулардағы беларқалардың қаттылығын ұлғайту үшін және олардың қимасы мен шамасын азайту үшін кейбір жағдайларда іргетастың барынша кең бөлігі аясына (ТҚЦ аумағы) орташа бағаналар енгізіледі, осылайша екі өткелді жақтаулар қалыптасады.

Іргетастың жоғарғы бөлігінің жиынтық элементтері 300...400 маркалы бетоннан, жекелей жағдайларда – 500 маркалы бетоннан орындалады және ауқымды тоқылған блоктармен арматураланады. Төменгі плита 200...400 маркалы бетоннан орындалады, ал дәнекерленген торлар мен кеңістіктік блоктардан арматураландыру жүргізіледі.

Құрылымдар мен іргетастың жиынтық элементтерінің жапсарын орындауға көбірек көңіл бөлінеді. Барлық іргетастың динамикалық қаттылығын қамтамасыз ететін жапсарлардың толықтай монолиттігі қажет. Жарылу беріктігін қамтамасыз ету үшін жапсарлар бұдан соң сығумен орындалады, ол бетон беріктікке ие болғаннан кейін жобалық 70 % кем емес түйіндерде төбе жабатын қаңылтырдан түтікше арқылы өткізілген және түйіндерді бетондау кезінде қойылған арматураны тартуды шығарады. Беларқа, балкалар мен бағаналардың тоғысу түйіндерінде ширату өзегі көлденең және тігінен орналасады. Түйіндерде жиынтық элементтердің монолиттік бетонмен жақсы тіркелуі үшін жалғасқан элементтердің бүйіржағы кедір-бұдырлы бетте орындалады. Түйіндерді бетондаудың алдында элементтерді ылғалдандыру қажет.

Турбиналық агрегаттар іргетасы жапсарының негізгі кемшілігі тартылған арматуралар болып қалуда және осымен байланысты бетонды құйып бекітуге қажет ұсталым мен жапсарды қысу бойынша жұмыстың кезең-кезеңмен жүргізілуінен болатын жапсарды орындаудағы ұзақтық.

Төмен жиілікті серіппелік вибро оқшаулау қолданылған қуаты 50 МВт болатын турбиналық агрегаттың астындағы вибро оқшаулау іргетастарын қамтиды: вибро оқшаулардан төмен орланасқан іргетас элементтер вибрациясын мейлінше азайту; төменгі іргетастық плита мен негізге вибрация беруді болдырмау; жоғарғы плитаны биік күйінде донкраттар көмегімен реттеу мүмкіндігі.

Іргетастар құрылымы қарапайым түрден жоғарғы ростверктің төменгі бөлігі мен қысқартылған бағананың жоғарғы бөлігі арасында вибро оқшаулағыш тіректің болуымен ерекшеленеді [11].

2.9 Бақылау сұрақтары мен тапсырмалары

1. Бу конденсациялы турбинаның бірінші және соңғы сатыларының қолданыстық қалақшаларының жұмыс талабындағы айырмашылығы қандай?
2. Т-үлгісіндегі және саңырауқұлақты типті артқы қосындыдағы кемершікке қандай элементтер жүктеледі?
3. Бандаждың қызметі қандай?
4. Неге соңғы сатылардың қалақшаларына жапсырма қалақшалық бандаждар орналастырылмайды?
5. Турбинаның соңғы сатысындағы қолданыстық қалақшаларының бүтіндей жоңғыланатын бандажының міндеттерін тізбектеп беріңіз.
6. Неге айыр құйрықты шанышқысы көп, ал саңырауқұлақ тәріздіні көп тірек жабындылы етіп жасамайды?
7. Артқы қосындының қай түрі электр станциясы талабында қолданыстық қалақшаларды ауыстыруға барынша ыңғайлы?
8. Неге бастапқы жоғарғы параметрде турбинаның ЖҚЦ роторлары үшін жиынтық роторларын пайдалануға болмайды?
9. ТҚЦ роторының ағындық бөлігінің бірдей өлшемінде жиынтықты немесе дәнекерлеумен орындауға болады. Олардың қайсысы берігірек?
10. Қандай цилиндрлерге біріктірілген роторды қолданады?
11. Турбиналық агрегаттардың білік құбырында пайдаланылатын біріктірілгіш муфталардың түрін атаңыз.
12. Түрлі типтегі біріктірілгіш муфталардың басымдығы мен кемшіліктері қандай?
13. Муфталарды құрастыруда қандай талаптар бар?
14. Екі қабырғалы корпустардың бір қабырғалыға қарағанда қандай басымдығы мен кемшілігі бар?
15. Екі қабырғалы конструкция кезінде сыртқыға ішкі корпусты орналастырудың басты принципі неден тұрады, ол қалай жүзеге асырылады?
16. Неге ТҚЦ корпустарын құюмен емес, дәнекерлеу арқылы орындайды?
17. ТҚЦ екі қабырғалы корпустарының басымдығы неде?
18. Шеңберді пайдаланудың басымдығы мен кемшілігі неде?
19. Турбина корпусына диафрагманы орналастырудың принципі қандай?

20. Неге ЖҚЦ құйылған диафрагма қолданылмайды?
21. Диафрагмалар шеңбер немесе турбина корпусына қалай орналастырылады?
22. Тығыздағыштарға қойылатын негізгі талаптарды атаңыз.
23. Гидродинамикалық және гидростатиялық мойынтіректің жұмыстарындағы маңызды айырмашылық қандай?
24. Тірек мойынтірегінде қосымша жонып өңдеу осінің күйі қалай өзгереді?
25. Тірек мойынтіректеріне қойылатын талаптарды атаңыз.
26. Турбиналық агрегаттың астында пайдаланылатын іргестастың түрлерін атаңыз.
27. Турбиналық агрегат іргетасына қойылатын негізгі талаптар қандай?
28. Жақтаулы іргетастың негізгі элементтерін атаңыз.
29. ЖҚЦ мен ТҚЦ корпустарын орнатудың айырмашылығы қандай?
30. Іргетасқа турбина қалай орнатылады?

3-тарау. Электр станцияларына арналған бу турбиналарының конструкциялары

Пайдаланылатын бу турбиналарының түр-түрінің ішінен ең алдымен көліктік және стационарлық турбиналарды бөліп алуға болады.

Көліктік бу турбиналары көп кезекте ірі кемелердің еспе винтінің жетегінде пайдаланылады.

Стационарлық бу турбиналары дегеніміз — пайдалану кезінде өзінің тұрған жерін сақтайтын турбиналар.

3.1 ЛМЗ конденсациялық турбиналары

ЛМЗ турбиналарын құрылымды орындауды бастапқы параметрі 12,8 МПа және 565 °С –не дейін бу аралық жылытылған 565 °С және 50 1/с айналым жиілігі кезінде конденсатордағы қысымы 3,46 кПа деп белгіленген, қуаты 200 МВт болатын, қазіргі таңда бірқатар жаңғыртудан кейін блоктік электр станцияларындағы негізгі турбиналандың бірі болып табылатын К-200-130 турбиналары мысалында қарастырамыз, 3.1[5,6] суреті.

Регенераторлық қондырғы төменгі қысымның төрт жылытқышында ауыз суды 240 °С дейін, деаэраторда 0,7 МПа және жоғары қысымның үш жылытқышында жылытуға есептелген. Сонымен қатар, бу ағынды негізгі эжектордың үш сатылы шығыс буының жылуы, аралық пен тығыздағыштың артқы бөлігі және клапан сояуышынан буды сорғызу пайдаланылады.

Қазандықтан диаметрі 325 мм екі бу құбырынан бу екі тежеуіш клапанға жеткізіледі. Олардың алдында бу құбырлары арасындағы қысымды теңестіру үшін жалғастырғыш орнатылған. Бу елегі мен тежеуіш клапандарын өткеннен кейін бу төрт реттеуші клапанға түседі. Тежеуіш клапандарының артына да жалғастырғыш қойылған, ол турбинаға буды тоқтаусыз бере отырып тежеуіш клапандарының жұмысын кезек-кезек тексеруге мүмкіндік береді.

Турбинада саптамалы бу үлестіргіші бар: әрбір реттеуші клапан корпуста қайнатылатын буды саптамалы қораптың біріне береді. Бірінші сатының (реттеуші) саптамалы сегменттері саптамалы қорапта орнатылған. Реттеуші саты мен екі бу құбырынан («салқын» жіппен) 2,52 МПа және 347 °С параметрлі 11 аралықты өткен соң қазандықтың орталық асқынқыздырғышқа бағытталады, ол жақтан 2,31 МПа және 565 °С параметрі рами ОҚЦ екі тежеуіш блогына түседі. Аралық қыздырғышты бу құбырының «ыстық» жіптері арасындағы қысымды теңестіру үшін жалғастырғыш қарастырылған.

«Салқын» жіптерде ЖҚЦ қысымын таза будың қысымына дейін көтергізбейтін сақтандырғыш клапандары бар.

ОҚЦ тежеуіш клапандарының жұмысы қашыртқы клапандардың жұмысымен байланысады: бу қашыртқы клапандары жабық тұрған кезде тежеуіш клапандарымен ОҚЦ немесе тежеуіш клапандары жабық тұрған кезде қашырқы клапандары арқылы конденсатордың бу қабылдаушы

құрылғысына бағытталуы мүмкін.

Тежеуіш клапандарын өткеннен кейін бу төрт өткізгіш құбырмен ОҚЦ төрт реттеуші клапанына түседі, оның жұмысы ЖҚЦ реттеуші клапандарының жұмысынан айырмашылығы бар: ОҚЦ клапандары ЖҚЦ арқылы будың шығынын тек 30% жүктемеде реттейді; олардың жұмысы электр генераторы сөндірілгенде жүктеме шұғыл лақтырылғанда өте маңызды, яғни оларсыз турбинаны бос жүрісте ұстап қалу мүмкін емес. Ауқымды жүктемелер кезінде ОҚЦ реттеуші клапандары толықтай ашылады және қуатты реттеуге ОҚЦ еш қатыспайды.

Реттеуші клапандардан кейін бу ОҚЦ бу қорабына түседі және одан соң 11 сатыдан өтеді. 0,16 МПа және 235 °С параметрлі бу ОҚЦ 1,52 м диаметрлі екі ресиверлік құбырмен екі ағынды ТҚЦ-ға бағытталады (49 суретті қара). ТҚЦ әрбір ағыны төрт сатыдан тұрады.

ТҚЦ ағындық бөлігінің өзіне тән ерекшелігі Бауман сатысын пайдалану болып табылады. ТҚЦ үшінші сатысы екі қабатты болып орындалған. Оның орташа диаметрі 2,091 м, ал қалақшалар биіктігі 740 мм. Жоғарғы қабаттан бу конденсаторға, ал төменгісінен – орташа диаметрі 2,1 м және қалақша ұзындығы 765 мм болатын ТҚЦ соңғы сатысына түседі. Бір ағын шығысының жиынтық сақиналы аумағы 7,64 м2 дейін жетеді, бұл терең вакуумды және шығыс жылдамдығында орташа шығынды бір ТҚЦ агрегатта 200 МВт қуатын алуға мүмкіндік береді.

Шығыс түтікшесінен бу 200-КЦС-2 конденсаторына түседі.

ЖҚЦ мен ОҚЦ роторлары қатты муфтамен байланысқан, оның жарты муфталары роторға соғылған. Қалған роторлар жартылай иілмелі муфталармен байланысқан.

ЖҚЦ мен ОҚЦ арасына біріктірілген тірек-сүйеуіш мойынтірек орнатылған. Бұл цилиндрлердегі бу ағыны қарама-қарсы бағытқа ие. Бұл түрлі есептелмеген және ауыспалы режимдерде тірек мойынтірегінің бағаналарына шамалы ғана осьтік күш алуға мүмкіндік береді.

Турбина білік құбыры құрылғысымен жабдықталған, ол ТҚЦ мойынтірек корпусының қақпағына орнатылған және роторды 3,4 1/мин жиілігімен айналдырады.

ЖҚЦ роторы — Р2М болатынан толықтай соғылған. Соғу және күрделі жөндеу жұмыстары кезінде сапаны бақылау үшін ротордың ортасында бұрғылау орындалған. ЖҚЦ бу кіргізу аумағын осьтік теңестіру үшін жүк түсіретін диск бар. Қалақшалар дискіге Т-үлгісіндегі артқы ілмекпен бекітілген және пакетке таспалық бандаждармен байланысқан. Тоғызыншы сатыдан бастап қолданыстық қалақшалар бұралып орындалған [1,9,11].

ЖҚЦ артқы тығыздағыштары қондырылған төлкесіз: білікте сатылық қырнау жасалған, ал тығыздағыш сегменттер шеңберлерде орнатылған. Сондай-ақ, барлық диафрагмалық тығыздағыштар орындалған. Диафрагмаларға сақина пісірілген, оған бандаж үстіндегі тығыздағышты құрайтын қылқандар нақышталған.

ОҚЦ роторы — біріктірілген: ротордың алдыңғы бөлігі - Р2М болатынан толық соғылған, соңғы төрт дискі - 34ХН3М болатынан

қондырылған. Бу шығару аумағында жүк түсіретін диск орындалған. Алғашқы жеті сатының қалақшалары дискіге Т-үлгідегі артқы ілмекпен бекітіледі, қалған төрт саты – айыр. Төртінші сатыдан бастап қалақшалар бұралып дайындалған. ОҚЦ алғашқы жеті сатысының қалақшалары таспалық бандажды, ал қалғанында – сымдық байланысы бар.

ОҚЦ алдыңғы артқы тығыздағышы ЖҚЦ артқы тығыздағышына ұқсас. ОҚЦ артқы тығыздағышы ыстық күйде білікке қондырылған төлкелерде жасалған.

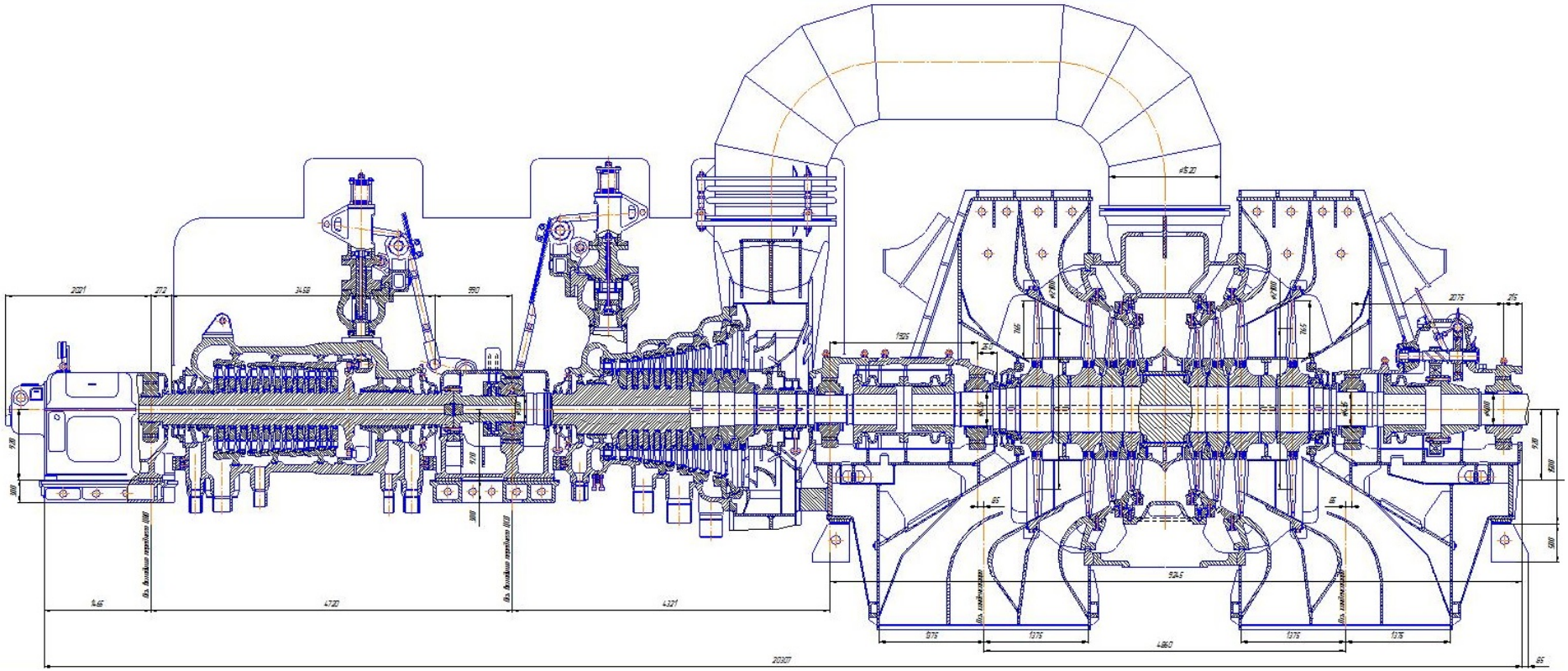
ТҚЦ роторы — жиынтықты: Р2 болатынан жасалған білікке 34ХН3М болатынан жасалған ыстық күйдегі дискілер қондырылған. Дисктерде осьтік кілтесі жоқ. Уақытша босату жағдайындағы айналмалы сәтте отырғызу дискілер арасында орналасқан бүйірлік кілтек, ұлғайтылған диаметрдегі біліктің орталық бөлігі, кілтек сақинасы мен артқы тығыздағыштың қондырылған төлкесі арқылы білікке беріледі.

Қалақтауда таспалы периферияльық бандаж жоқ. Қалақшалық аппараттың вибрациялық беріктігін көтеру үшін сымдық байланыстар пайдаланылады (бірінші сатыда – сымның екі қатары, қалғандарына - үш). Соңғы екі сатының барлық қалақшаларында шеткі бөлігінің кіріс жиегінде эрозиядан сақтануға арналған стеллиттік пісіруі бар. Қалақшалар дискке айыр артқы ілмекпен бекітілген.

Артқы тығыздықтар ОҚЦ артқы тығыздағышына сәйкес қондырылған төлкеде орындалған.

ЖҚЦ корпусының төменгі жартысы мен қақпағы 15Х1М1ФЛ болатынан құйылған. Корпусы – пісірілген саптамалы қорап бір қабырғалы. ЖҚЦ реттеуіш клапандары оның корпусына орнатылған. Диафрагмалар шеңберлерде орнатылған. Сондай-ақ тығыздағыштың барлық артқы сегменттері де шеңберде орнатылған.

Алғашқы екі сатының диафрагмалары салмақ түсетін бағана мен жіңішке саптамалы торлармен, ал қалған диафрагмалар – дәнекерлеуші конструкциямен орындалған.



3.1-сурет - К-200-130 ЛМЗ [1,2] турбинасы

ОҚЦ корпусы фланецтік көлденең және бір тік (технологиялық) жалғағышқа ие. ОҚЦ алдыңғы бөлігі 15Х1М1ФЛ болатынан құйылған, ал артқы бөлігі (шығыс түтікше) табақ көміртекті болаттан дәнекерленген.

ОҚЦ реттеуіш клапандары корпусқа орнатылған. ОҚЦ бірінші сатысының шүмекті сегменттері міндетті түрде корпустың жонып өңдеуінде орналасқан; сондай-ақ алғашқы екі сатының диафрагмалары да дәл осылай орнатылған. Қалған диафрагмалар шеңберлерде орнатылған, олардың арасында корпустың төменгі жартысында буды іріктеу түтікшелері орындалған. Барлық сатының диафрагмалары дәнекерленген, тек соңғысы ғана болат қалақшалы құйылған шойыннан жасалған.

ТҚЦ корпусы үш бөліктен тұрады: ортаңғы және екі симметриялық шығыс. Ортаңғы бөлік - СЧ-21-40 маркалы шойыннан құйылған. Онда алғашқы үш сатының құйылған диафрагмалары бекітілген екі шеңбер орнатылған. Шығыс бөліктері көміртекті болаттан дәнекерленген. Оларда табақ болаттан дәнекерленген соңғы сатының диафрагмалары орнатылған. ТҚЦ корпусының қақпағында сақтандырғыш атмосфералық клапандар орнатылған (мембрандар).

ЖҚЦ корпусы мойынтірек корпустарының құйылысына келіп тіреледі және оларға қатысты бүйірлік кілтекпен осьтік бағытта бекітіледі. ОҚЦ корпусы осы үлгіде ортаңғы мойынтірек пен ТҚЦ корпусының көлденең жабысып пісірілген алаңқайға келіп тіреледі. ЖҚЦ мен ОҚЦ корпустары тік кілтектің көмегімен мойынтіректің аралас корпустарына ұштастырылады.

Турбина іргетасқа мойынтіректің алдыңғы және ортаңғы корпустарымен және ТҚЦ корпусының тірек белдеуімен тіреледі.

Турбинаның фиксбекеті ТҚЦ тірек жақтауында орналасқан. Фиксбекеттен цилиндрлер мен мойынтіректер корпусы іргетастық жақтауларда орнатылған көлденең кілтектері бойымен сырғи отырып бойлық бағытта еркін кеңейе алады.

Турбина және жалпы турбина толықтай, сондай-ақ барлық ротордың шартты кеңейтуі (корпусқа қатысты роторлар) ТҚЦ корпустарын абсолютті кеңейту өлшеу жүйесімен қамтылған. Толықтай қыздырылған кезде орташа мойынтіректің корпусы фиксбекетке қатысты шамамен 12-ге, ал алдыңғы мойынтіректің корпусы – 32-33 мм жылжиды.

Генераторлық турбинаның ұзындығы 20,31 м, ал генератормен бірге 33,12 м, турбинаның салмағы — шамамен 560 т [1,9,11].

Қазіргі таңда ЛМЗ екі түрлендіруде атаулы қуаты 210 МВт (максималды 215 МВт) болатын турбиналарды шығарады: К-210-130-3 (блоктың бір айналмалы іске қосу сызбасы кезінде) және К-210-130-6 (екі айналмалы іске қосу кезінде).

К-200-130 турбиналарының реттеуіш жүйесінің негізгі ерекшеліктері буды аралық қыздыруды пайдалануымен байланысты. Буды аралық қыздыруы бар турбиналар үшін айналым жиілігі бойынша импульстер мен оны өзгерту (жылдамдату) ЖҚЦ мен ОҚЦ реттеуіш клапандарының жұмысы үшін бір мезгілде пайдалануы тиіс. Осы мақсатта реттеу жүйесіне аралық ағындық бөліп таратқыш енгізілген, жүктеменің баяу өзгеруі кезінде оның

күйін жиілікті реттеу бөліп таратқышы, ал жылдам өзгеруде – жылдамдық бойынша реттеуді қамтитын дифференциатор да басқарады. Қарастырылып отырған реттеу жүйесінде ол гидравликалық түрде орындалған.

К-200-130 турбинасының реттеу жүйесіне тән ерекшелігі жүктемені лақтыру кезінде бос жүріс айналымы жиілігін ұстап тұру үшін ОҚЦ тежеуіш клапандарын пайдалану болып табылады.

3.2 Жылыту турбиналары

3.2.1 Қысымға қарсы турбинаның құрылысы [12]

Р-12-35/5 КТЗ турбинасы

КТЗ турбиналары бөлшектер мен түйіндерінің барынша көп бірегейлендіруімен ерекшеленеді, сондықтан да төменде тек будың орташа параметрінде құрылған Р-12-35/5 турбиналары сипатталады.

Стациондық коллектордан таза бу турбинаның клапандық қорабына фланецтердің көмегімен байланысқан екі тежеуіш клапанына беріледі. Клапандық қораптарда реттеуші клапандар орналасқан, олардың біртіндеп алынуын саптаманы бу үлестіргіш қамтамасыз етеді. Сонымен бірге турбинаның жоғарғы жартылай корпусынан құйылған (3.2 сурет) реттеуші клапандар мен саптамалы қораптарды өткеннен кейін бу реттеуші сатының саптамаға түседі. Турбинаның кезекті ағындық бөлігі баржоғы жеті реттелмейтін сатыдан тұрады. Шығыс түтікшесінен бу тұтынушыға қарай бағытталады.

Алдыңғы соңғы тығыздағыш аумағындағы білікке оны оқыс сүйкеліс кезінде майысудан сақтайтын қорғаушы төлке орнатылған.

Артқы мойынтірек іргетасқа бекітілген, ал алдыңғы иілгіш тірекке барып тіреледі, бойлық бағытта жеңіл пішінін өзгертеді. Турбинаны монтаждау кезінде 3.2 суретте көрсетілгендей иілгіш тірекке алдын ала тартылыс жасалады. Цилиндрді қыздырған және оны кеңейткен кезде иілгіш тірек тігінен тұрады.

Майлағыш жүйесіне май инжектормен беріледі, оған турбина білігіне орнатылған бас майлы сорғышының арынды желісінен қолданыстағы жоғары қысымды май жіберіледі. Май салқындатқыштардан өткеннен кейін май турбина мойынтірегі майлағышына, генератор мен оның қоздырғышына түседі және олардан майлы багқа құйылады. Турбинаны іске қосқан кезде бас майлы сорғыштың міндетін қосу турбиналық сорғышы атқарады.

Бас майлы сорғыштан тіреуішті клапан сервомотор, осьтік жылжу релесі, тығыздағышқа буды беру реттеуішіннен тұратын реттеуіш жүйесінің блогі қуаттанады 12].

3.2.2 Реттелетін бу алымы бар жылуландыру турбиналары

Т-110/120-130 турбинасы (3.3, 3.4 суреттер) үш цилиндрлі болып орындалады. Жоғары қысымды цилиндрде бу жоғарғы регенераторлық іріктеудің қысымына дейін (шамамен 3,4 МПа), орташа қысымды цилиндрде

төменгі жылыту іріктеу қысымына дейін кеңейеді. Төменгі қысым цилиндрі (ТҚЦ) екі ағынды болып орындалады. Жоғары қысымды цилиндр (ЖҚЦ) орташа қысымды цилиндрге (ОҚЦ) қатысты қарсы ағынды болып орындалған. Бұл жоғары және орташа қысымды роторлар арасында қатты муфтаны және ОҚЦ сияқты, ЖҚЦ ағындық бөлігінде шамалы осьтік саңылауларға қатысты сақталатын біртірек мойынтірегін қолдануға мүмкіндік берді.

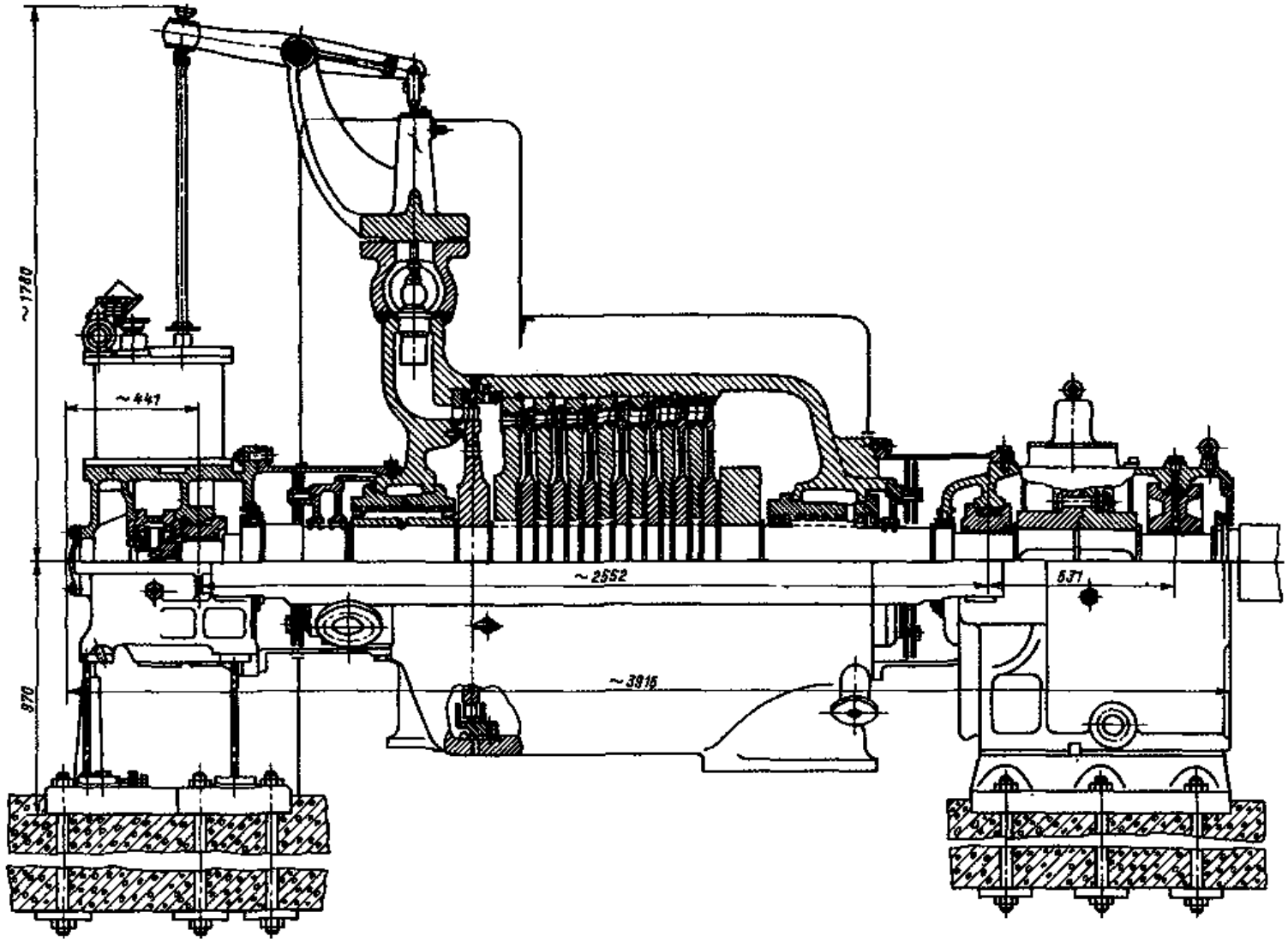
Р-100-130/15 қарсы қысымды жылуландыру турбинасы бір цилиндрлі болып орындалады. Турбинаға бу жекелей орналасқан тежеуіш клапандардан келеді. Буды үлестіру – саптамалы, төрт клапанды. Реттеуіш клапандар турбина корпусына орнатылған. Ішкі корпусына бу цилиндрдің орталық бөлігінен әкелінеді. Цилиндрдің ағындық бөлігі 13 сатыдан тұрады, сол жақ ағында – реттеуіш саты мен қысымның алты сатысы бар, ал оң жақ ағында – үлкен тамырлы диаметрлі қысымның алты сатысы бар.

Бастапқы қысымы 23,5 және 12,8 Мпа болатын Т-250/300240 және Т-180-130 жылыту турбиналар үшін сәйкесінше буды аралық жылыту қабылданған. Буды аралық жылытудың болуы жылулық тиімділікті арттырып, турбинаның соңғы сатыларында бу ылғалдығын төмендетуге мүмкіндік береді, бірақ үлестік бағаны бірталай ұлғайтып, электр станциясы ептілігін нашарлатады.

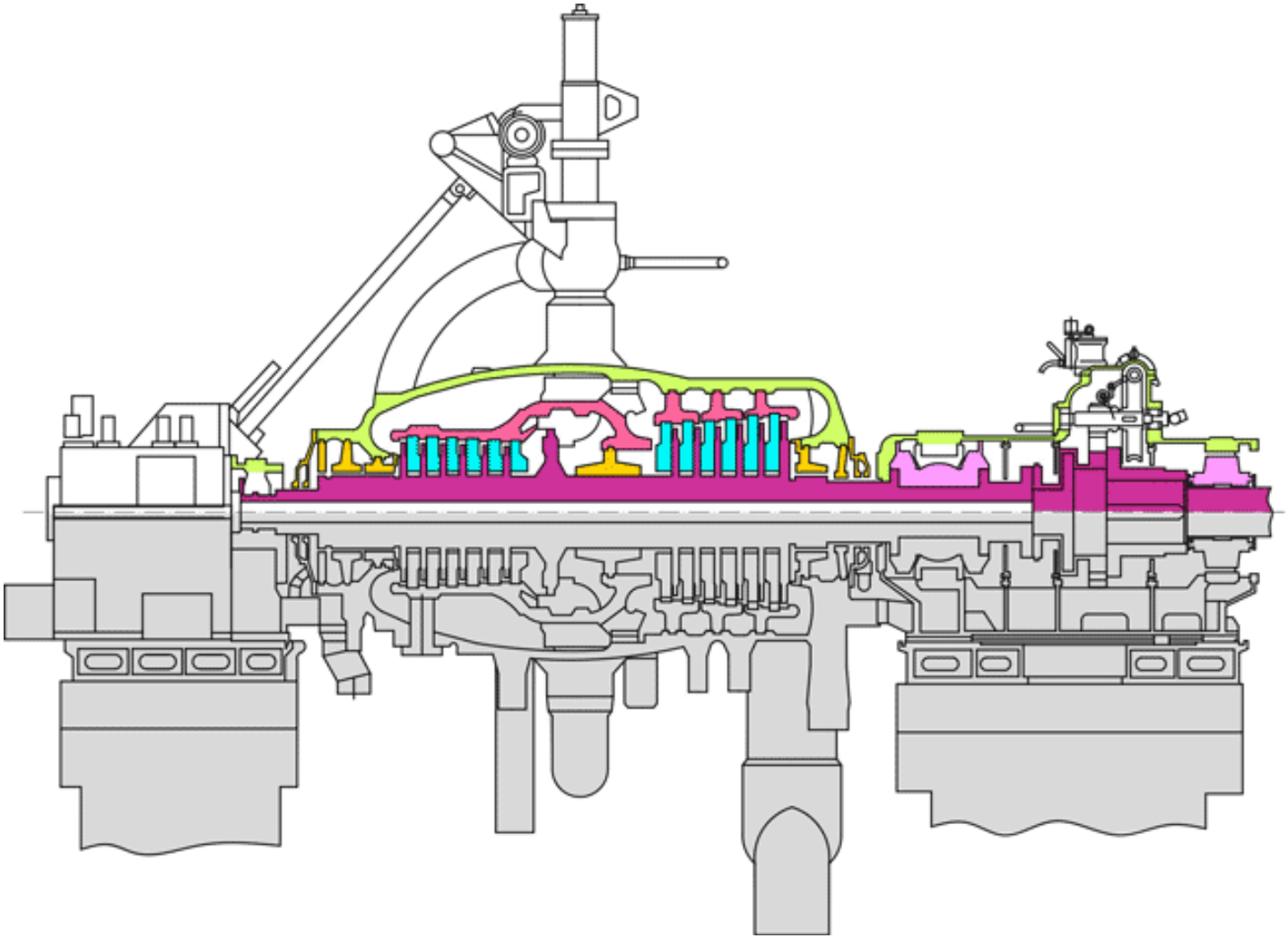
Жылуландыру турбиналар үшін конденсациялыққа қарағанда будың аралық жылыту тиімділігі төменірек, әрі аралық жылытудың жылулық тиімділігі іріктелетін будың қысымы ұлғайған сайын төмендейді. Кейде тіпті кейбір қысымда аралық жылытуды қолдану турбиналық қондырғы тиімділігінің төмендеуіне әкеледі.

Жылуландыру және конденсациялық турбиналардағы бастапқы параметрлерді жылу тиімділігін аралық жылытусыз көтеру әртүрлі: конденсациялық турбиналарға қарағанда жылуландыру турбиналарында бастапқы қысымды көтеру барынша тиімді де, ал бастапқы температураны көтеру мейлінше тиімсіз, тіпті айырмашылық іріктеу буы қысымын көтерген сайын арта түседі [12].

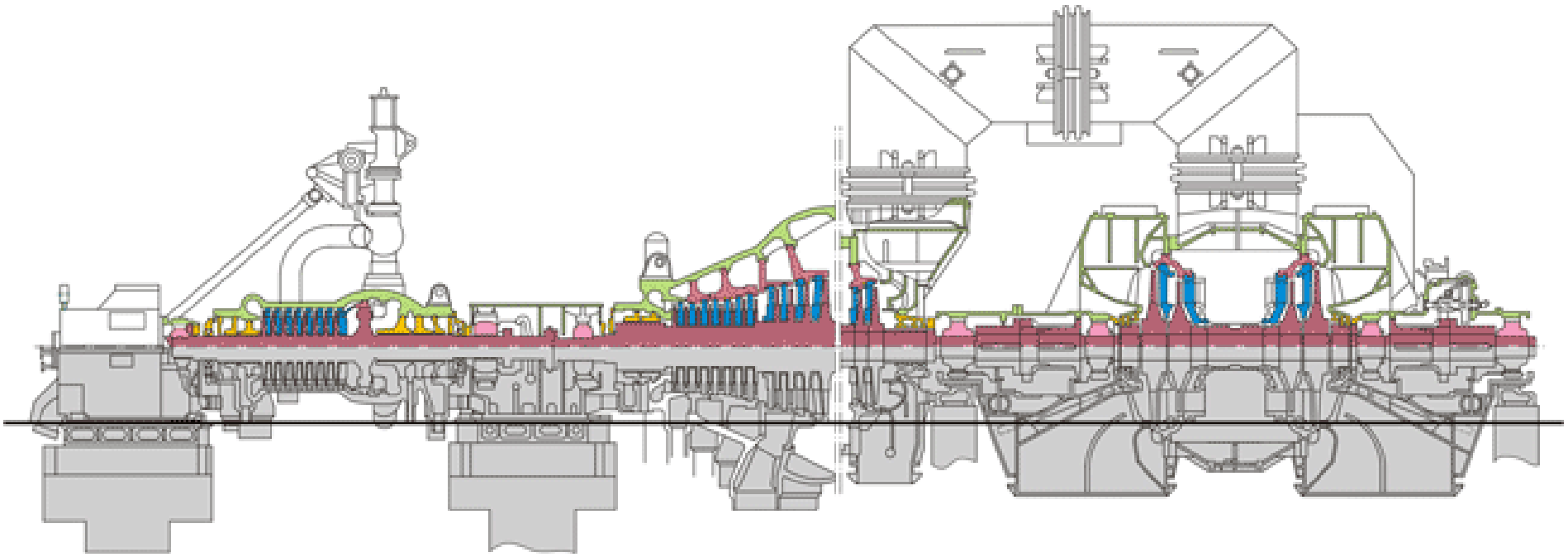
Отынның жылу энергиясын барынша толық пайдаланудың арқасында ЖЭО пайдалы әрекет коэффициенті 60–65% жетеді, бұл кезде КЭС п.ә.к. тәртіп бойынша 40% аспайды.



3.2-сурет - Р-12-35/5 КТЗ [12] бу турбинасы



Сурет 3.3 - Р-100-130/15 бу турбинасы



3.4-сурет - Т-110/120-130 [12] турбинасының бойлама қимасы

Будың турбина алдындағы параметрлері - 12,7 МПа, 540 - 560°С. Турбинаның жеті бу өндіруі бар, оның соңғы екеуі – жылыту. Қайталамалы қыздыру жүйесі жоғары қысымды үш жылытқыштан (ЖҚЖ), деаэратордан және төмен қысымды төрт жылытқыштан (ТҚЖ) тұрады. Одан бөлек, әдеттегідей жүйеде тығыздағыш буында және эжекторлық қондырғының буында жұмыс істейтін жылытқыштар бар. Барлық ЖҚЖ-да дренаждың орнатылған салқындатқыштары бар.

Желілік су желілік жылытқыштарда жылытылады. Қысқы уақытта суды жылыту үшін конденсаторға орнатылған ерекшеленген түйінді де пайдалануға болады. Мұндай сұлба жағдайында салқындату суының конденсаторға берілуі тоқтайды және оның ішіндегі қысым сәл жоғарылайды (бұл түйінге түсетін желілік судың температурасына – «қайырмалы» температураға байланысты 0,01 - 0,02 МПа дейін). Бірақ бұл кезде пайдаланылған будың жылуы толығымен пайдаланылады. Жылдың суық мезгілінде, жылыту желілерінің буы арқылы берілетін жылудың көлемі жеткіліксіз болғанда ЖЭО-да орнатылған шыңдық су ысыту қазандығы іске қосылады. Жаз кезінде желілік су тек бірінші жылыту желісінің (төменгі) буы арқылы жылытылады.

Төменгі жылыту желісіндегі қысым режимге байланысты 0,05 - 0,15 МПа шегінде, ал жоғарғысы - 0,06 - 0, 25 МПа шегінде болады. Турбинаға берілетін будың максималды шығыны 460–480 т/сағ құрайды. Өндірістің номиналды жүктемесі 670 ГДж/сағ-қа (екі желілік жылытқышқа 310 т/сағ) тең. Орнатылған түйін сызбасына сәйкес жұмыс істеу кезінде жылыту жүктемесі 710 - 730 ГДж/сағ дейін жоғарылайды. Номиналды жүктеме кезінде қоректік судың температурасы 230°С жетеді. Тек конденсациялық режим үшін номиналды қуат 100 МВт болған жағдайда турбинаға берілетін будың шығыны 360 т/сағ құрайды, будың конденсаторға максималды жіберілу көрсеткіші 270 т/сағ [12] тең болады.

3.3 Бақылау сұрақтары мен тапсырмалары

1. Аралық қатты қыздырудың «ыстық» желісіне қорғауыш клапанды не үшін орнатады?
2. К-210- 130 ЛМЗ турбинасындағы ОҚЦ-нің реттейтін және бекіткіш клапандардың рөлін түсіндіріңіз. Шығару клапандары не үшін қажет?
3. К-210-130 ЛМЗ турбинасындағы ТҚЦ-нің су жүретін бөлігінің басқа конденсациялық турбиналардың ТҚЦ-ден түбегейлі айырмашылығы неде?
4. Неге К-200-130 ЛМЗ турбинасының орташа қысымының роторы толық соғылған немесе жинақталған түрде емес, біріктірілген түрде жасалған?
5. Аралық бөліп таратқыштың К-210-130 ЛМЗ турбинасын реттеудегі рөлі қандай?
6. Неге шектен тыс қысым блоктарының конденсатты жолына міндетті түрде бірінші және екінші сатылы конденсатты сорғыларды, ал олардың

арасына тұзсыздандыру қондырғысын орнатады? Неліктен БТҚ-ны жоғары тегеурінді конденсатты сорғының жалғыз тобына орнатуға болмайды?

7. Неге конденсатты ағын үшін электр энергиясын өндіруге жұмсалатын жылудың салыстырмалы шығыны өндіріс ағынына арналған шығыннан үнемі көп болады?

8. Неге көп жағдайда ЖЭО-да блоксыз құрастыру болады?

9. Номиналды режим кезінде Р-50-130/13 және Р-100-130/13 турбиналары сәйкесінше 880 және 1700 ГДж/сағ жылу береді. Бұл турбиналық қондырғыларға қажет электр энергиясын өндіруге жұмсалатын жылудың салыстырмалы шығынын олардың механикалық ПӘК бірдей және ол 0,99 тең, ал электр генераторлардың ПӘК-і сәйкесінше 0,976 мен 0,987 тең деп болжай отырып, анықтаңыз. Жылуды қолданудағы электр энергиясының салыстырмалы өндірісін есептеңіз. Турбиналық қондырғылардың қайсысы неғұрлым үнемді?

10. Егер қысымға қарсылық реттегіші қосылып тұрса, қысымға қарсылығы бар турбина желінің жиілігін реттеуге қатыса ма? Генератор желіден күрт ажыраған кезде турбинаның екпіннен қорғау жүйесі қалай жұмыс істейді?

11. Буды реттеп алуы бар турбинаның реттеу жүйелері неге байланып жасалған?

12. Бірнеше реттеу терезесі бар диафрагманың бір терезесі бар диафрагмадан басымдығы неде?

13. Неге бу алу турбиналарын шүмекті бу бөлумен орындаған дұрыс?

14. Желілік суды сатылы жылытудан не ұтамыз? Ол турбинаның конструкциясын қиындата ма?

3.4 Режим диаграммалары бойынша түрлі типті турбиналардың электр қуатын анықтау

Турбиналық қондырғылардың режимдер диаграммалары агрегаттың шығыны мен қуатын өзара байланыстырады.

Нақты мысалды қарастырайық. Буды өндірудің бір реттегіші бар жылыту турбиналық қондырғылары режимдерінің диаграммалары 4 көлемді өзара байланыстырады:

- турбинаның басына берілетін пайдаланылмаған будың шығыны;
- реттегіш өндіріске берілетін будың шығыны;
- конденсаторға берілетін будың шығыны;
- турбинаның электр қуаты.

Осы төрт көлемнің кез келген екеуінің диаграммалары көмегімен қалған екеуін графикалық немесе есептік-графикалық әдіс арқылы табуға болады. Көп жағдайда екіншісінің дәлдігі жоғары, себебі шығыстардың бірі турбинаға берілетін будың жалпы көлемі өндіріс пен конденсатор шығысына тең болады деп есептеледі.

Бұл тәжірибелік маңызы бар бірқатар сұраққа сандық жауап табуға мүмкіндік береді. Мысалы, режимдердің диаграммасы турбина максималды

электр жүктемемен жұмыс істеуге мәжбүр болған жағдайдағы өндірістен алуға болатын будың көлемін анықтауға жағдай жасайды.

Режимдердің диаграммасында олғарға тән кейбір көлемдер көрсетілген:

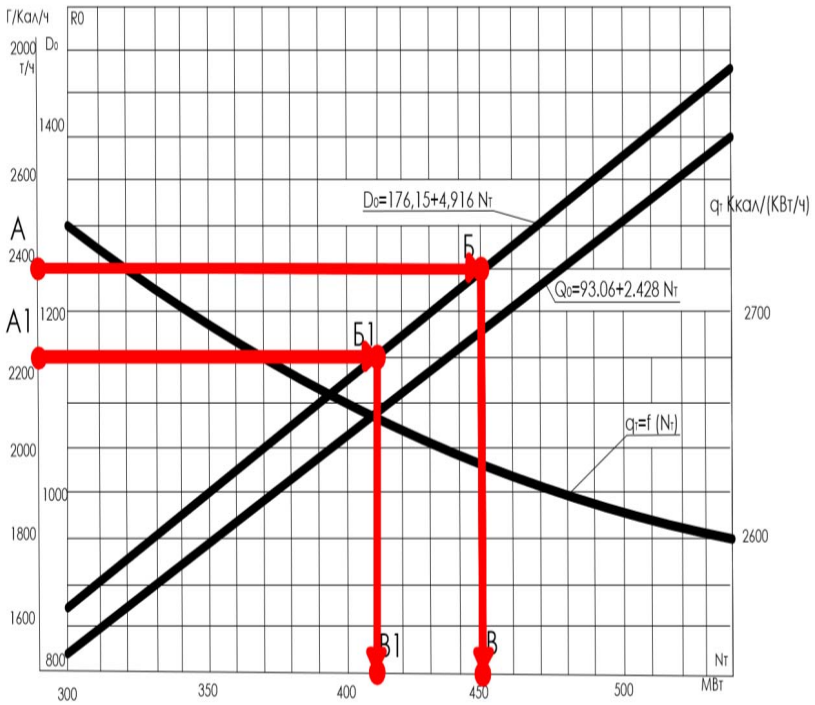
- конденсатордың өткізгіш қабілеті мен оған түсетін будың номиналды шығыны арасындағы айырмашылықты көрсететін турбинаның конденсациялық ұшы;

- конденсаторға берілетін буды желдетіп өткізу, яғни соңғы сатылардағы қалақтардың шектен тыс қызып кетуін болдырмауға арналған, турбинаның төмен қысым цилиндрі арқылы өтетін будың минималды қажет шығыны. Шектен тыс қызып кету будың қозғалыссыз күйінде қалақтардың айналып, үйкелуі нәтижесінде пайда болуы мүмкін; әдетте бұл шығыс конденсатордың өткізгіш қабілетінің 5 - 8%-ын құрайды.

3.4.1 «К» типті конденсациялық турбиналар режимдерінің диаграммасымен жұмыс

К типті турбиналар режимдерінің диаграммасы – басқа берілетін будың шығысы D_0, т/сағ (турбинаға берілетін жылу шығысымен Q_0, Гкал/сағ) мен теңдеулер көмегін графикалық түрде де, талдамалық түрде де есептелетін (3.6-сурет) турбинаның электр қуаты $N_т$, МВт арасындағы тура пропорционалды тәуелділік. $q_т$ желісі турбинаға берілетін жылудың салыстырмалы шығынына сәйкес келеді.

Сипаттамалар бастапқы шарттардың екі нұсқасы үшін құрастырылуы мүмкін: салқындатқыш судың конденсаторға кірер кездегі тұрақты шығыны мен температурасы немесе конденсаторға тұрақты қысым жағдайында.



3.5-сурет – К типті турбина режимдерінің диаграммалары (мысал ретінде К-500-240 турбинасы)

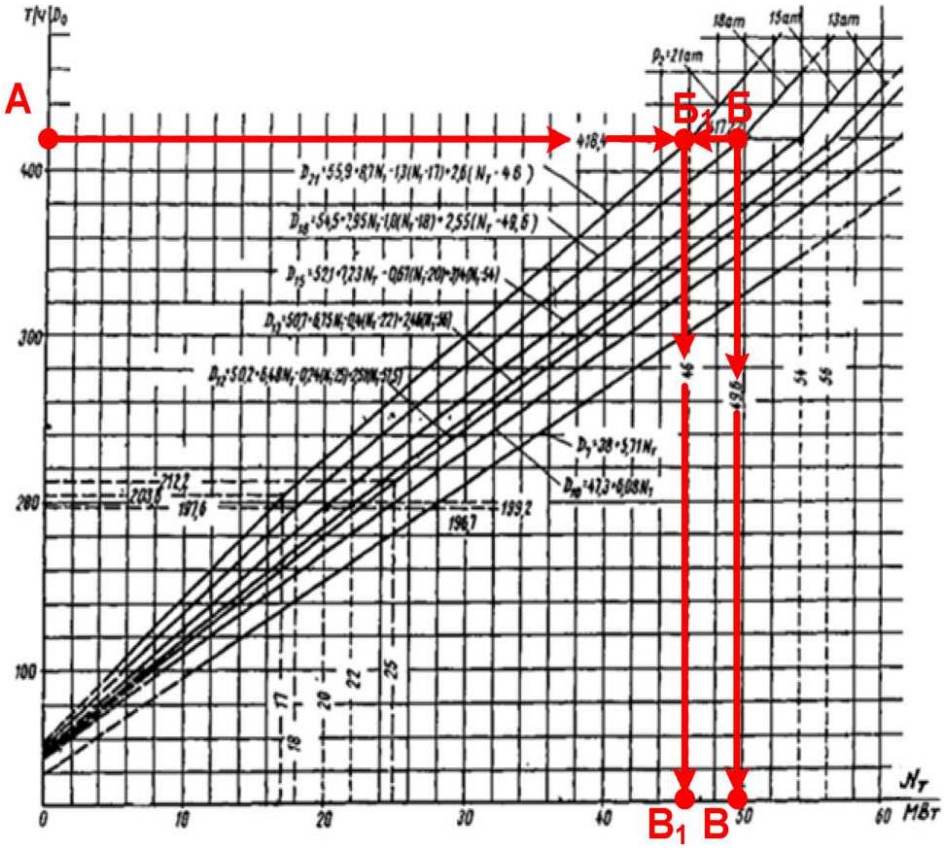
Турбинаның техникалық шектеулері мен режимдердің диаграммасы құрылған кездегі номиналға сәйкес жұмыс параметрлері болмағанда турбинаның электр қуаты турбинаның басына берілетін бу шығыны өзгерсе ғана өзгеруі мүмкін. Осылайша, турбинаның басына берілетін бу шығыны 2400 т/сағ-тан 2200 т/сағ-қа дейін төмендегенде турбинаның электр қуаты В – В1 = 450 – 411= 40МВт-қа түседі немесе:

$$\Delta N_{\text{Т}} = \frac{\Delta D_o}{4{,}916} = \frac{2400 - 2200}{4{,}916} \approx 40\text{МВт}$$

Турбина жұмысының нақты параметрлері мен түзету қисыз сызықтары көмегімен режимдер диаграммасы құрылған кездегі параметрлер арасында өзгерістер болған жағдайда турбинаның электр қуаты мәніне диаграмма бойынша анықталған түзетулер енгізіледі.

3.4.2 «Р» типті қысымға қарсылығы бар турбина режимдерінің диаграммаларымен жұмыс

«Р» типті турбина жұмысы режимдерінің диаграммасы – электр қуаты мен турбинаның басына берілетін будың шығыны немесе теңдеулер арқылы графикалық түрде де, талдамалық түрде де берілетін қысымға қарсылықтың (3.7-сурет) белгілі бір мәні кезінде будың соңғы сатыдан шығу шығыны арасындағы тәуелділіктің тура пропорционалды жиынтығы.



3.6-сурет - «Р» типті турбина режимдерінің диаграммасы -(мысал ретінде Р-50-130 турбинасы).

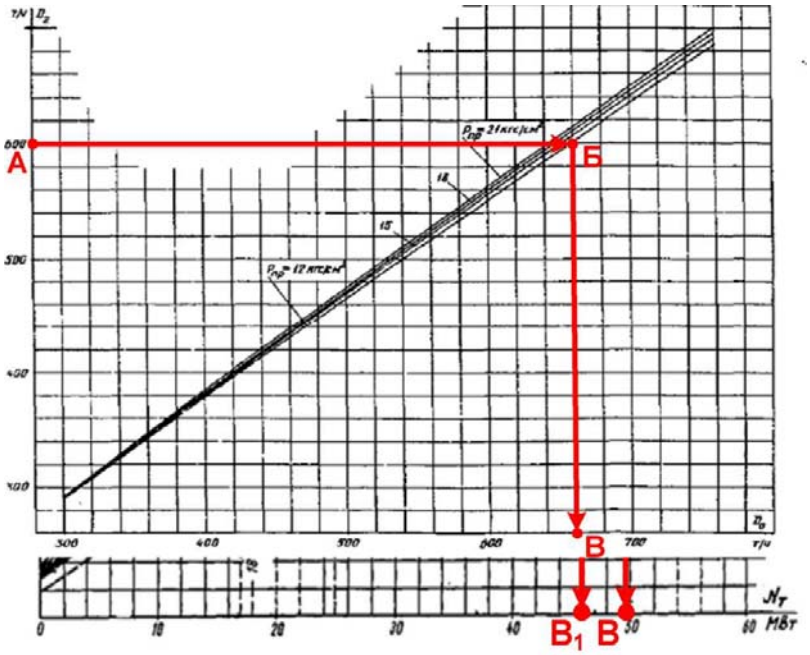
Турбинаның электр қуатын анықтау К типті (А-Б-В желісі) турбинамен ұқсас жүзеге асады. Қысымға қарсылықтың бірдей мәні кезінде электр қуатының өзгеруі де турбина басына берілетін бу шығысының өзгерісімен тура пропорционалды болып келеді.

Турбинаның басына берілетін будың шығыны аталмыш параметрдің будың соңғы сатыдан шығу шығынына байланысты анықталады, соңғысының Р-100-130/15 типті турбинаға арналған түрі 3.8-суретте көрсетілген.

Қысымға қарсылық жоғарылаған кезде турбинаның қуаты төмендейді. Мысалы, қысымға қарсылық 18 АТ-дан 21 АТ-ға дейін жоғарылағанда қуатының төмендеуі мынаны құрайды:

$B - B_1 = 49{,}6 - 46 = 3{,}6$МВт .

Сонымен қатар, төмендеуді қысымға қарсылықтың әр мәні үшін талдамалық тәуелділіктер $N_T = f(D_0)$ бойынша анықтауға болады.



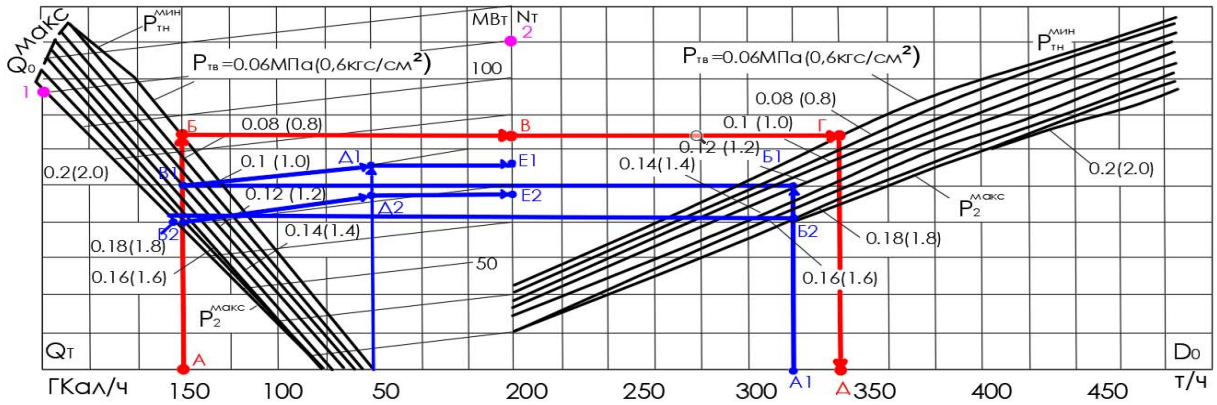
3.7-сурет - турбинаның басына берілетін будың шығынының будың соңғы сатыдан шығу шығынына тәуелділігі (мысал ретінде Р-100-130/15 турбинасы)

Турбина жұмысының нақты параметрлерінің номиналды, режимдердің диаграммасы құрылған кезде, қабылданған параметрлерден ауытқуы кезінде қуаттың көлеміне тиісті өзгерістерді енгізу керек.

Мәселен, қайтарылатын конденсаттың температурасы диаграмма құрылған кезде қабылданған температурадан ауытқыған жағдайда, оның нақты температурасы мен қысымға қарсылық буының шығыны арқылы қайтарылатын конденсаттың номиналды температурасы кезінде болуы мүмкін, өндіріске берілетін будың шығынын анықтау керек. Белгілі бір «жалған» шығын мен режимдердің диаграммасы бойынша белгіленген бу қысымы негізінде турбинаның нақты электр қуаты анықталады.

3.4.3 Реттегіш жылыту өндірісі («Т» типті) бар турбиналардың режимі диаграммаларымен жұмыс

«Т» типті турбиналар режимдерінің диаграммасымен жұмыс төменгі $p_{тн}$ (желілік судың бір сатылы жылытқышы кезінде) немесе жоғарғы $p_{тв}$ (екі және үш сатылы жылытқыш кезінде) жылыту өндірісіндегі (3.9-сурет) қысымның, сонымен қатар тікелей желілік су температурасының әр түрлі мәні жағдайындағы жылыту жүктемесі $Q_т$, Гкал/сағ (т/сағ), турбинаның басына берілетін будың шығысы D_0, т/сағ және оның электр қуаты $N_т$, МВт арасындағы өзара тәуелділікті сипаттайтын желілердің жиынтығын білдіреді. Квадрант пен осьтердің орналасуы өте жақсы болуы мүмкін.



3.8-сурет –«Т» типті турбина режимдерінің диаграммасы, 1-нұсқа (мысал ретінде Т-100/120-130 турбинасы).

«Т» типті турбина жұмысына тән екі режим бар:

- белгіленген жылыту жүктемесі кезінде будың конденсаторға минималды желдетіп өтуінің жылу кестесі бойынша;
- белгіленген жылыту жүктемесі мен турбинаның электр қуатының еркін мәні (және турбинаның басына берілетін тиісті шығын) кезінде электрлік кесте бойынша.

3.9-суретіндегі 1-2 көмекші желілері мен оған параллельдер электр кесте бойынша жұмыс істеу кезінде турбинаның электр қуатының тұрақты мәндеріне сәйкес келеді.

Турбинаның болуы мүмкін максималды қуатын анықтау үшін жұмыс режимін электр кесте бойынша қолдану қажет.

Оны анықтау үшін мыналар бастапқы мәліметтер болып саналады:

- жылыту жүктемесі $Q_Т$ (төменде көрсетілген мысалда 50 Гкал/сағ, нүкте Г1);
- жылыту өндірісіндегі қысым (мысалда – желілік судың бір сатылы жылытқышы кезінде төменгі жылыту өндірісіндегі қысым $p_{ТН}$ = 1,2 *кгс / см*^{2});
- турбинаның басына берілетін будың шығыны.

Турбинаның басына берілетін будың шығыны техникалық сумен

қамтамасыз ету жүйесінің жұмысына негізделген шектеулердің көлемі есептерінің нәтижесі, қазандық агрегаттарының және т.б. бу өндірісінің шектеулерімен есептеледі немесе мұндай шектеулер болмаса, жылыту жүктемесінің белгіленген мәні кезінде максималды мәнге теңестіріледі.

Мысалда шығын техникалық сумен қамтамасыз ету жүйесі жұмысының шарттарымен анықталған және 320 т/сағ, нүкте $А_1$ құрайды.

Жоғарыда анықталған бастапқы мәліметтер кезінде турбинаның болуы мүмкін максималды қуатын анықтау үшін $А_1$ нүктесінен төменгі жылу өндірісіндегі талап етілетін қысым желісіне дейін перпендикулярды қалпына келтіріп $p_{TH} = 1{,}2$ *кгс / см*^{2} ($Б_1$ нүктесі), сол жерден турбинаның басына берілетін бу шығынының осіне параллель жүргізіп, Q_T және N_T ($В_1$ нүктесі) осьтерімен шектелген, диаграмманың сол жақ квадрантындағы тиісті қысым желісімен қиылысатын нүктеге дейін жүргізу керек. $В_1$ нүктесінен тұрақты қуаттың көмекші желісімен параллель қозғала отырып, берілген жылыту жүктемесімен ($Г_1$ нүктесінен перпендикуляр) қиылысатын нүктені $Д_1$ анықтау керек, сол жерден перпендикулярды турбинаның қуат осіне ($Е_1$ нүктесі) түсіру керек.

Осылайша, жылыту жүктемесі 50 Гкал/сағ, төменгі жылыту өндірісіндегі қысым $p_{TH} = 1{,}2$ *кгс/см*^{2} және турбинаның басына берілетін будың шығыны 320 т/сағ болған жағдайда турбинаның болуы мүмкін максималды қуаты 76 МВт құрайды.

Турбина жұмысы параметрлерінің кез келген мәні техникалық түрде жүзеге аса бермейді. Жұмыс режимінің жүзеге асуы турбинаның жалпы бу балансымен анықталады. Мәселен, жоғарыда берілген мәндер - турбинаның басына берілетін будың шығыны 320 т/сағ, қысым $p_{TH} = 1{,}2$ *кгс/см*^{2} , бірақ жылыту жүктемесі көбірек (155 Гкал/сағ) болған жағдайда $В_1$ нүктесі $Г_1$ нүктесінен оңға қарай орналасады, қиылысу нүктесі $Д_1$ болмайды, яғни бұл шарттар кезінде режим үйлесімсіз болып саналады.

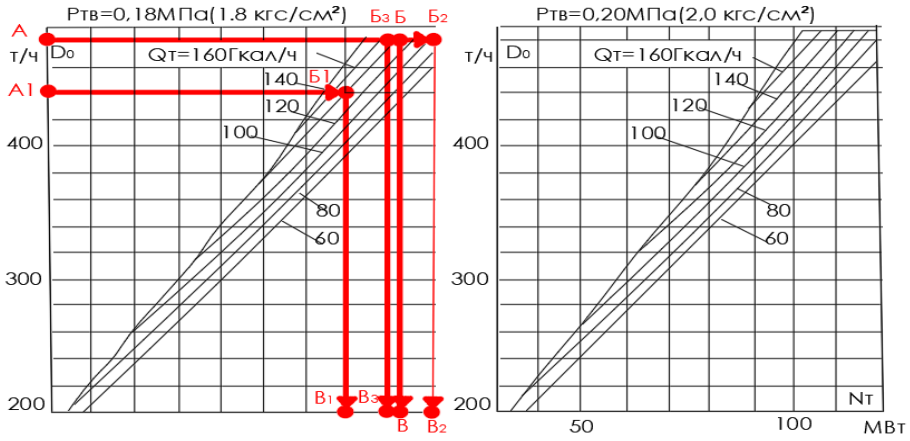
Техникалық түрде жүзеге асатын режимдер аймағына оралу үшін мүмкіндік болса турбинаның басына берілетін будың шығынын көбейту керек немесе жылыту жүктемесін басқа турбиналар арасында бөліп, оны төмендету керек.

Басқа параметрлер бірдей болған тұста жылыту өндірісіндегі қысымның жоғарылауы турбинаның максималды болуы мүмкін қуатының төмендеуіне әкеледі ($А_1$-$Б_2$-$В_2$-($Г_1$)-$Д_2$-$Е_2$ желісі). Жаңа режимдегі турбинаның қуаты 50 МВт құрайды, ал төмендеу сәйкесінше $Е_1$ - $Е_2$=76 – 68 = 8 МВт болады. Кері тәуелділік те дұрыс.

Турбина басына берілетін шығын көлемінің орнына электр қуатының мәні берілген жағдайда, D_0 көлемін анықтау $Е_1$-$Г_1$-$Д_1$-$В_1$-$Б_1$-$А_1$ алгоритмі бойынша кері ретпен жүзеге асырылады.

Бірнеше диаграммадан тұратын, төменгі (жоғарғы) жылыту өндірістеріндегі бу қысымының әр түрлі мәндері үшін құрылған, желілердің жиынтығын құрайтын, жылыту жүктемесінің әр түрлі мәні жағдайында турбинаның басына берілетін шығын мен электр қуаты арасындағы тура пропорционалды тәуелділіктерді сипаттайтын (3.10-сурет) режимдер

диаграммаларының басқа да түрлері болуы мүмкін.



3.9-сурет – «Т» типті турбина режимдерінің диаграммасы, 2-нұсқа (мысал ретінде Т-100/120-130 турбинасы).

Бастапқы режимде турбина келесі параметрлерде жұмыс істеді: $p_{ТВ}$ = 1,8 кгс / см^2, $Q_Т$ = 140 Гкал/сағ, турбина басына берілетін будың шығыны – максималды D_0 = 484 т/сағ. Бұл жағдайда турбинаның максималды қуаты 113 МВт (3.10-суретіндегі А-Б-В желісі) құрайды.

Бу шығының төмендеуі, мысалы 400 т/сағ дейін, турбина қуатының төмендеуіне әкеледі. Жаңа режимдегі турбинаның қуаты 99 МВт (3.10-суретіндегі А1-Б1-В1 желісі) құрайды, сәйкесінше төмендеуі – В - $В_1$=113 - 99=14 МВт.

Жылыту жүктемесінің жоғарылуы, мысалы 160 Гкал/дейін, турбина қуатының төмендеуіне әкеледі. Жаңа режимдегі турбинаның қуаты 109 МВт (3.10-суретіндегі А-Б3-В3 желісі) құрайды, сәйкесінше төмендеуі - - $В_3$ = 113 – 109 = 4 МВт. Кері тәуелділік те дұрыс (3.10-суретіндегі А-Б-Б2-В2 желісі).

Параметрлер өзгерісінің ұқсас тәуелділіктерін 3.9-суретте көрсетілген режимдердің диаграммасын қолдану арқылы алуға болады.

Турбинаның жылу кестесіне сәйкес жұмысының режимі оның жылыту өндірісіне (3.9-сурет) жылу беруі бойынша технологиялық минимумын анықтауға қолданылуы мүмкін.

Осылайша, жылыту жүктемесі 150 Гкал/сағ және төменгі жылыту өндірісіндегі будың қысымы 0,6 кгс / см^2 болған жағдайда турбинаның электр қуаты 84 МВт құрайды, турбинаның басына берілетін будың шығыны - 340 т/сағ (3.9-суретте А-Б-В-Г желісі). Бұл жағдайда конденсаторға берілетін будың шығыны минималды болады.

Турбина жұмысының нақты параметрлері мен түзету қисық сызықтары көмегімен режимдер диаграммасы құрылған кезде қабылданған номиналды параметрлер арасында өзгерістер болған жағдайда турбинаның электр қуаты мәніне енгізілетін түзетулер анықталады.

«Т» турбинасы жұмысының конденсациялық режимі «К» типті турбина режимінің диаграммасына ұқсас диаграммамен сипатталады.

4-тарау. Бу турбинасына және қосалқы жабдыққа қызмет көрсету

4.1 Қызмет көрсету міндеттері

Жалпы жағдайда бу турбиналық қондырғының пайдалануға берілуі іске қосу, жүктемесі бар жұмыстан (қалыпты жұмыс) және тоқтаудан тұрады. Тұрақты жүктеме (номиналды немесе жартылай) кезіндегі жұмыс анағұрлым қарапайым болады. Сондықтан алдымен іске қосу кезеңі жүзеге асуы тиіс болса да, турбинаға және БТҚ-ға қызмет көрсетуді зерттеуді дәл осы кезеңнен бастаған дұрыс. Қондырғының қалыпты жұмысы кезінде орындалатын көптеген операция пайдалануға берудің басқа да кезеңдерінде өзгеріссіз орындалады.

Қалыпты жұмыс кезінде бу турбиналық қондырғыға қызмет көрсететін персоналдың негізгі міндеті сенімді жұмыс пен максималды үнемділікке толыққанды кепілдік берген жағдайда, белгіленген қуатты қамтамасыз ету болып табылады.

Қорғаныс пен реттеу жүйелерін тұрақты түрде тексеру мен ұқыптап күтусіз турбинаның қалыпты жұмыс істеуі мүмкін емес. Заманауи электр станцияларындағы реттеу жүйесін үнемі бақылау реттеу жүйесінің жұмысына жауапты вахталық персонал мен инженерге жүктеледі.

Реттеу жүйелері мен қорғаныстың қолжетімді тораптарын мұқият қарау, аспаптардағы ағымдағы көрсеткіштерді алдындағы көрсеткіштермен салыстыру, жұмыс істейтін турбинадағы «тосын» ауытқулардың барлығына талаппен қарау, пайдалануға беру нұсқаулығында қарастырылған барлық операциялар мен тексерулерді орындау реттеу жүйесінің, сәйкесінше турбинаның сенімді түрде жұмыс істеуіне мүмкіндік береді [13].

4.2 Қорғаныс және реттеу жүйесіне қызмет көрсету

Реттеу жүйесіне ағымдағы қызмет көрсету

Турбиналарды реттеу жүйелері үлкен конструктивтік әртүрлілігімен ерекшеленеді, сондықтан осы оқу құралында олардың ағымдағы қызмет көрсетуімен байланысты барлық мәселелерді қарастыруға мүмкіндік жоқ. Төменде көптеген турбиналарға қызмет көрсету үшін жалпы ережелер ғана қарастырылады.

1. Байқау кезінде өрттің пайда болу мүмкіндігін болдырмау үшін май ағуының барлық әлеуетті көздеріне ерекше көңіл бөлінуі тиіс

2. Штоктарда, алтыншаларда, бу бөлу органдарында және т. б. гайкалардың, бекіткіш бөлшектердің және басқа да бекітпелердің жағдайын мұқият қадағалау қажет, өйткені бұл бөлшектер дірілдеу жағдайында жұмыс істейді, олардың бұралуы мен жұмысын бұзады. Барлық қол жетімді тораптардың механикалық жағдайын бақылау қажет: жұдырықшалы механизм, оның білігі, подшипниктер, серіппелер және т. б.

3. Шаршау салдарынан штоктың үзілуіне қауіп төндіретін реттеуші органдардың тербелісіне ерекше назар аудару керек.

4. Реттеу және қорғау жүйелерінің негізгі май құбырларындағы қысымдар мен пульсациялардың өзгеруін қадағалау қажет: майлауға май беру желісінде, импульстік желілерде, қорғау желілерінде және сервомоторлар қуыстарында. Бұл қысымның көзделмеген шектерде өзгеруі реттеу, маймен жабдықтау немесе бу бөлу жүйесіндегі қандай да бір нормаланбаған, клапандардың тығыздалмағандығы, поршеньдер мен сервомоторлардың штоктарының нығыздалуы, реттеу шайбаларының бітелуі және т. б. туралы куәландырады. Алтынның пульсациясы импеллердің қалыпты емес жұмысымен, май құбырларының ластануымен, алтын мен буксалар арасында қатты бөлшектердің түсуімен, майда ауаның жоғары болуымен және басқа да себептермен туындайды. [13,14].

4.3 Қорғаныс жүйесінің жұмысын тексеру

Тоқтатқыш, реттегіш және қайтармалы клапандар қорғаныстың атқарушы органдары болып табылады, олардың қалтқысыз жұмыс істеуі үшін барлық басқа элементтер де дұрыс жұмыс істеуі керек. Бірінші кезекте олардың қатарында айналу жиілігі номиналды көрсеткіштен 10-12%-ға артқанда, бірден іске қосылатын қауіпсіздік автоматы бар. Қауіпсіздік автоматы мен одан тоқтатқыш және реттегіш клапандарға дейін таралатын тізбектің қалыпты жұмыс істейтініне сенімді болу үшін реттеу жүйесіне қауіпсіздік автоматының тоқпақтарын (немесе сақиналарын) бұрап алып, жүйені тұтас тексеруге мүмкіндік беретін арнайы қондырғылар орнатылады.

Номиналды айналым жиілігі кезінде қорғаныс жүйесінің жұмысын тексеру жиілігі турбинаны шығарушы зауыт тарапынан реттеледі. Техникалық пайдалануға беру ережесі (ТПБЕ) мұндай тексерісті қорғаныс жүйесі бар жалпы май құбырылары бар реттеу жүйесін бөлшектегеннен кейін, ұзақ уақыт (1 айдан астам) тұрып қалғаннан кейін, себебі қауіпсіздік автоматы мен бөліп таратқыш бөлшектерінде коррозия пайда болуы мүмкін және пайдалануға берілгеніне 4 ай уақыт өткеннен кейін жүргізуді қарастырады.

Қорғаныс жүйесін ең сенімді тексеру әдісі - турбинаны қауіпсіздік автоматының бірден іске қосылу жиілігіне дейін айдау. Бөлшектердің кернеуін 1,2-1,5 есеге арттыруға байланысты тексеріс турбинаға белгілі бір қауіп төндіреді, сондықтан ол шығарушы зауыт қарастырған жиілікте ғана жүргізілуі тиіс. Бірақ техникалық пайдалануға беру ережесінде бұл тексеріс қауіпсіздік автоматын бөлшектеп, оның баптауын келтіргеннен кейін, турбинаны жүктемені түсіруге қатысты сынақтан өткізер алдында және турбинаның ұзақ уақыт тұрып қалуынан кейін жүргізуге болатыны қарастырылған.

Турбинаның бірқалыпты екпіні үшін қорғаныс жүйесін импульсті желілерде қысымды бірқалыпты өзгертуге мүмкіндік беретін арнайы бөліп таратқышпен жабдықтайды.

Қорғаныс жүйесі іске қосылғанда және тоқтатқыш, реттегіш клапандар жабылғанда қанық бу турбиналарына [13,14] арналған СБЖ кейін өндіріс

желілеріндегі кері клапандар мен бекіткіш клапандардың (жапқыштың) жабылуы міндетті түрде тексеріледі.

Келесі қорғаныстар істен шыққан немесе болмаған жағдайда персонал ажыратқышты басу арқылы турбинаны бірден өшіреді:

1) ротордың айналым жиілігі қауіпсіздік автоматының бірден іске қосылудың белгіленген көрсеткішінен артқан кезде;

2) ротордың жарамсыз осьтік қозғалысы кезінде;

3) роторлардың цилиндрге қатысты жағдайына жол берілмеген кезде;

4) майлау жүйесінде май қысымының (отқа төзімді сұйықтық) шектен тыс төмендеуі кезінде;

5) май багында май деңгейінің шектен тыс төмендеуі кезінде;

6) кез келген мойынтірек, генераторлар біліктерінің тығыздағыш мойынтіректері, турбиналық агрегаттың тіреуіш мойынтірегінің кез келген қалпының құйылу тесігіндегі май температурасының шектен тыс жоғарылауы кезінде;

7) турбиналық агрегатта майдың тұтануы кезінде;

8) турбиналық генератор білігінің тығыздағыш жүйесінде «май-сутегі» қысымы ауытқуының шектен тыс төмендеуі кезінде;

9) турбиналық генератор білігі тығыздағышының маймен қамту жүйесіндегі бәсеңдетуші бактағы май деңгейінің шектен тыс төмендеуі кезінде;

10) турбиналық генератордың сутектік салқындатқыш жүйесінің (тығыздағыштардың маймен қамтуының инжекторлы емес сызбалары үшін) барлық май сорғыларының өшірілуі кезінде;

11) турбиналық генератордың ішкі ақау салдарынын өшірілуі кезінде;

12) конденсатордағы қысымның шектен тыс жоғарылауы кезінде;

13) қысымға қарсылығы бар турбиналардың соңғы сатысында қысымның шектен тыс ауытқуы кезінде;

14) турбиналық агрегат дірілінің кенет жоғарылуы кезінде;

15) турбина немесе турбиналық генератор ішінде металл дыбыстарының және ерекше шуылдың пайда болуы кезінде;

16) турбинаның немесе турбиналық генератордың мойынтіректері мен соңғы тығыздағыштарынан ұшқынның немесе түтіннің пайда болуы кезінде;

17) пайдаланылмаған будың немесе аралық қызып кетуден кейінгі бу температурасының шектен тыс төмендеуі кезінде;

18) пайдаланылмаған будың, аралық қызып кетудің бу желілерінде немесе турбинада гидравликалық соққылардың пайда болуы кезінде;

19) бу-су жолдарының, бу бөлу тораптарының май құбырлары мен турбиналық құбырларының өшірілмейтін бөліктерінде жарылу немесе өтпелі жарық анықталған кезде;

20) турбиналық генератордың статоры арқылы салқындатқыш судың ағуы тоқтаған кезде;

21) салқындатқыш судың газ салқындатқыштарға шығынының шектен тыс төмендеуі кезінде;

22) қашықтықтан және автоматты басқару құралдарында немесе

барлық бақылау-өлшеу аспаптарында кернеу жоғалған кезде. Турбина өшірілген кезде вакуумды үзу қажеттілігі шығарушы зауыттың ережесіне сәйкес өндірістік нұсқаулықпен анықталады.

Өндірістік нұсқаулықта агрегат бойынша бақыланатын көрсеткіштер мәнінің шектен тыс ауытқулар туралы нақты ережелері көрсетілген.

4.4 Маймен жабдықтау және майлау жүйесіне қызмет көрсету

Маймен жабдықтау мен майлау жүйесінің сенімді түрде жұмыс істеуі барлық құралды мұқият күту және жұмысты сипаттайтын параметрлерді мұқият бақылау арқылы қамтамасыз етіледі. Пайдалануға беру бойынша, нұсқаулықтарда реттеу жүйесіндегі майлау мен май сорғыларының сору бетіндегі қысымы міндетті түрде көрсетіледі.

Турбинаның қалыпты жұмысы үшін май багы майдың ұзақ уақыт сақталуын, ауа бөлімін, оған майдан қалдық пен қатты заттардың түспеуін қамтамасыз ете отырып, дұрыс жұмыс істеуі керек. Бактағы май деңгейі пайдалануға беру бойынша нұсқаулық талаптарына сай болуы және қарастырылған жиілік (әдетте ауысымына 1 рет) бойынша тексерілуі тиіс. Оған қоса, май багының таза және лас бөліктеріндегі минималды шекті деңгей мен деңгейдің әр түрлілігі туралы дабыл жүйесінің жұмыс істеуін бір уақытта қадағалау қажет.

Сүзгі торлары сәл ластанған кезде жүйедегі майдың қысымы төмендейді және мойынтіректердегі майдың қызуы жоғарылайды. Кейде бұл анағұрлым маңызды салдарға әкеледі. Әдетте, сүзгілердің торлары кезек бойынша аптасына 1 рет шығарылады, құрғақ ауамен желдетіледі. Бірақ монтаж немесе күрделі жөндеу кезінде май жүйесі ластануы мүмкін. Сондықтан бұл жұмыстар аяқталғаннан кейінгі кезеңде торды тазалау жиірек жүргізіліп, май багының жұмысын бақылауда анағұрлым мұқият болу қажет.

Маймен жабдықтау жүйесінің сенімді жұмысы үшін резервтік және апаттық май сорғылары мен олардың автоматты түрде іске қосылу қондырғылары айына 2 рет жүйелі түрде тексерілуі тиіс. Одан бөлек, оларды турбинаның әр іске қосылуы мен тоқтауы алдында тексереді.

Қысым релесі оған түсетін майдың қысымын өзгертуге мүмкіндік беретін шұра орнатылған қысымды май құбырына майлау жүйесіндегі қысымды өзгертпей-ақ қоса алады. Осылайша, жұмыс істеп тұрған турбинаға резервтік және апаттық сорғылардың қосылуын тексеруге болады [13,14].

4.5 Жұмыс істеп тұрған турбинаны бақылау

Бірінші кезекте рұқсат берілген шектен шығуы нәтижесінде турбинаның сенімді жұмыс істеуіне қауіп төндіретін параметрлер бақыланады.

Бәрінен бұрын мұндай параметрге ротордың салыстырмалы ұзындауы мен оның осьтік қозғалысы жатады. Бұл параметрлер рұқсат етілген шектен асқан жағдайда ротор қозғалыссыз бөлшектерге сүйкелуі мүмкін.

Турбинаны монтаждау мен жөндеуден өткізу кезінде роторды корпусқа бұл бөлшектер қызғанда олардың арасында кішкентай, бірақ сүйкелуді болдырмайтын саңылаулар қалатындай етіп орнатады. Қажет саңылаулардың көлемін алдымен турбинаны жобалау кезінде есептейді, содан соң турбинаның басты үлгісін жөндеу барысында нақтылайды. Әр турбинаны ротордың салыстырмалы кеңеюін өлшеу құралдарымен жабдықтайды және жөндеуден соң пайдалануға беру бойынша нұсқаулыққа мойынтірек желісінің әр роторының өзінің пішініне қатысты салыстырмалы ұзаруына рұқсат етілген шекті мәнін жазады.

Режимнің әр түрлі өзгерістері кезінде, су жүретін бөлікте, іске қосу мен тоқтаған уақытта температура өзгергенде ротордың осьтік ұзаруын ерекше тексеру керек. Сондықтан режимнің әр өзгерісінен соң болуы мүмкін соқтығысуларды анықтау үшін турбинаны стетоскоппен тыңдау қажет.

ТПБЕ сәйкес рұқсат етілген шектен шықпауы тиіс дірілдерді мұқият бақылау соқтығысуларды уақытылы анықтауға мүмкіндік береді.

Қуаты 50 МВт және одан да көп болатын турбиналық агрегаттардың дірілі өлшенеді және мойынтірек тіреуіштері дірілдерін бақылаудың үздіксіз стационарлық аппаратурасы көмегімен тіркеледі.

Қуаты 50 МВт төмен болатын турбиналық генераторлардың дірілін бақылаудың үздіксіз стационарлық аппаратурасы орнатылғанға дейін техникалық басшының шешімі бойынша жылжымалы аспаптар қолданылады.

Бақылаудың жиілігі турбиналық агрегаттың діріл жағдайына байланысты өндірістік нұсқаулықта белгіленеді, бірақ айына кем дегенде 2 рет бақылануы керек.

Турбина алдындағы будың параметрлері аралық қатты қызудан кейін және турбина ішінде талап етілетін шектің аумағында болуы керек, ал ауытқулар болған жағдайда қызмет көрсетуші персонал пайдалануға беру нұсқаулығы мен апатқа қарсы нұсқаулыққа сәйкес әрекет етуі тиіс. Турбинаның бақылау нүктелерінде қысымды ұстап тұру су жүретін бөлікте немесе су жүретін бөліктің орамаларында түзілімдер болған жағдайда, тіреуіш мойынтіректер қалыптарының шамадан тыс жүктеме артуын болдырмайды.

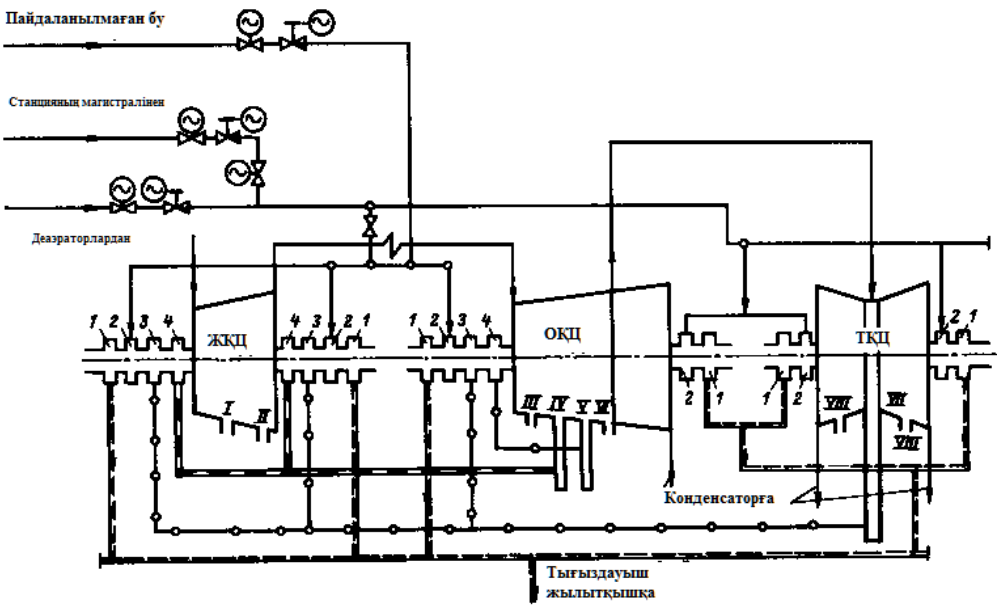
Пайдалануға беру нұсқаулығында қалыпты жұмыс кезіндегі қысым мен олардың реттелетін сатылар камераларындағы, турбинаның әр түрлі жүктемесі кезіндегі өндіріс камераларындағы шекті жоғарылуы міндетті түрде көрсетіледі. Мәселен, К-160-130 ХТЗ турбинасы үшін қуаты 160 МВт болған жағдайда реттелетін сатылар камерасындағы қалыпты қысым 9,2 МПа құрайды, ал рұқсат етілген шекті қысым 10,6 МПа тең. Су жүретін бөлікте қысымның біртіндеп жоғарылауы қалдықтарды жою үшін турбинаны жуу қажеттігін немесе су жүретін бөліктегі басқа да ақауларды аңғартады.

Әсіресе, тығыздағыштардың жұмысын жіті бақылау қажет.

4.1 суретінде будың аралық қыздырылуы мен сегіз жылытқышы бар қуатты үш цилиндрлі турбинаның құбыр желілері тығыздағышының толық сызбасы көрсетілген. Барлық тығыздағыштардың камерасы *1* вакуумдық

тығыздағыш жылытқыштың бу кеңістігімен байланыстырылады. Онда камераға *2* сәл артық қысыммен берілетін атмосфералық ауа мен тығыздағыш буға машина залынан сорып алынатын қоспа қосылады. Жұмыс кезінде ТҚЦ ішкі қуыстарында атмосферадан вакуум ұсталып тұрады. Жоғарыда аталған шаралар осы кезде ТКЦ ішкі қуыстарын бөлуге, сонымен қатар ЖҚЦ мен ОҚЦ тарапынан мойынтіректердің тығыздағыштарына будың шығып кетуін болдырмауға жеткілікті. Бу шығып кеткен жағдайда май суланады. Камералар *3* вакуумы бар өндірістің құбыр желісімен байланысқан. Сорғылар *4* басқа өндіріске енгізілген.

Турбинаның қалыпты жұмысы кезінде тығышдағыштағы бу деаэраторлардың теңестіру желісінен беріледі; оның қысымы реттегіштермен сақталады. Тығыздағыш бу ЖҚЦ мен ОҚЦ камерадан *2* атмосфералық ауаның біраз бөлігі де түсетін камера *1* арқылы өтеді. Тығыздағыш бу ТҚЦ камераға *1* да, цилиндрдің ішіне де өтеді. Бу-ауа қоспасы камерадан *1* шарғылы конденсаторға бағытталады, бу оның ішінде тығыздалады да конденсация жылуын қоректік суға береді, ал ауа атмосфераға таралады [15-17].



4.1-сурет - Қуатты турбина тығыздағыштары құбыр желілерінің сұлбасы

Тығыздағыштардың бұрыс жұмысы кезінде, тығыздағыш камераларға 2 тым жоғары қысымды бу берілгенде камералардан *1* мойынтіректердің корпусына жартылай түсуі мүмкін, соның салдарынан майдың сулануы мен оның бұзылуына әкелетін артық бу шығарылады. Керісінше тығыздағыш будың жеткіліксіз қысымы жағдайында атмосфералық ауа ТҚЦ-іне өтіп, конденсатордағы вакуумге кері әсерін тигізуі мүмкін.

Турбиналық қондырғының сенімді және экономикалық жұмысы үшін қоректік судың регенерациялық жылыту жүйесін бақылау маңызды орынға ие.

Қоректік судың жеткіліксіз деңгейде жылытылуы жанармайдың артық шығынына әкеледі. Турбиналық қондырғылар аса қажет жағдайлар мен жүктеме азайған уақытта ғана қосылмаған ЖҚП күйінде жұмыс істей алады. Көптеген турбиналық қондырғы үшін қосылмаған ТҚП күйінде жұмыс істеу мүлде мүмкін емес. Себебі, оған қыздырылған конденсат жеткіліксіз деңгейде түскенде [15-17] деаэратордың жұмысы нашарлайды.

4.6 Мойынтіректерді майлау жүйесі

Турбинаның мойынтіректері мен генератор майы үздіксіз берілген кезде ғана сенімді жұмыс істеуі мүмкін. Май ретінде органикалық немесе синтетикалық майды қолданады.

Майлау жүйесінде қолданылатын май реттеу жүйесінің жұмыс сұйықтығы ретінде де қолданған кезде майлау жүйесі маймен жабдықтаудың жалпы жүйесінің бөлігіне айналады. Заманауи қуатты турбиналарда жұмыс сұйықтығы ретінде жанбайтын синтетикалық сұйықтарды немесе суды қолданады, ал майлау жүйесінде әдетте органикалық май пайдаланылады, сол кезде майлау жүйесі автономды болады.

Блокты бу турбиналық қондырғыларда майлаудың жалпы жүйесіне қоректік сорғыдағы жетекті құбырдың мойынтіректері де кіреді. Бу мен конденсат бойынша көлденең байланыстары бар ЖЭО-да қоректік қондырғы мойынтіректерін майлау автономды болады.

Майлау жүйелеріне бірнеше талап қойылады.

Олардың алғашқысы – жүйенің жоғары беріктілігі. Оны қамтамасыз ету үшін элементтердің қосарланушылығы мен қорда сақталуын, сонымен қатар қорғаныстың бірнеше тәуелсіз контурын қолданады.

Екінші талап – өрт қауіпсіздігі. Көп жағдайда майлау жүйесінде қолданылатын органикалық май температура 370 °С болған жағдайда тұтанады. Сондықтан пайдалануға беру шарттарында май мен турбинаның, бу құбырларының және т.б. ыстық бөліктеріне түспеуі қарастырылуы тиіс.

Үшінші талап – жүйе майдың ұзақ уақыт (8-10 жыл) жұмыс істеу мүмкіндігін қамтамасыз етуі. Электр станцияларында қолданылатын майдың (әсіресе жанбайтын сұйықтықтардың) мол көлемінің бағасы қымбат болуы оны жиі ауыстыруға мүмкіндік бермейді. Сондықтан май мен майлау жүйесін пайдалануға берудің сапасын бақылау - майдың жарамдылығын ұзақ уақыт аралығында сақтайтындай жүргізілуі тиіс [16].

4.7 Турбиналық агрегатты майлау

4.2-суретінде турбиналық агрегатты майлау сызбасы келтірілген. Онда турбиналық май майлау жүйесінде де, реттеу жүйесінде де қолданылады.

Басты май сорғысының 1 доңғалағы ЖҚЦ, ОҚЦ, ТҚЦ және электр генераторынан тұратын турбиналық агрегат білігімен, муфтаның көмегімен байланысқан. Май бағынан 2 сорғының соруымен келте құбырына түсетін май, қысым арқылы майлау мен реттеу жүйелеріне беріледі, ал оның аздаған

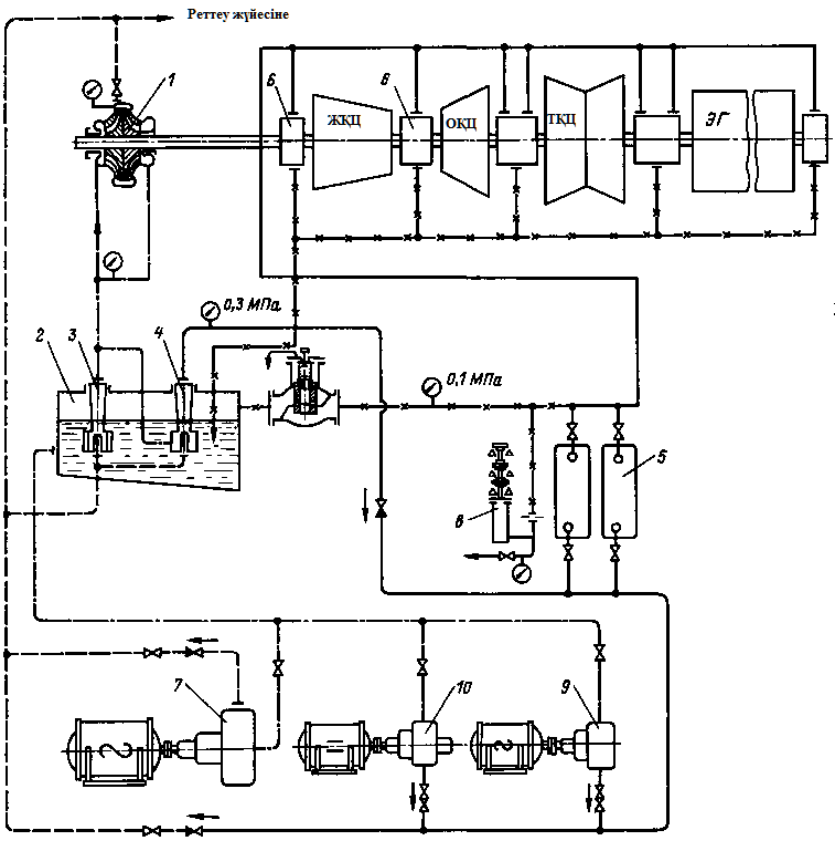
бөлігі ағыншалы сорғы – инжекторлардың 3, 4 жұмысы үшін қолданылады.

Сорғының турбинамен бір білікте орналасуы - электр станциясының машина залында орналасқан құралды жылжытуды талап етеді. Ортадан тепкіш сорғының сенімді жұмыс істеуі үшін, сору келте құбырында артық қысым (тіреу) болуы керек, себебі онда аз ғана уақытқа болса да ыдыраудың туындауы, жұмыс доңғалағына ауаның түсуі мен сорғының олқылығына әкелуі мүмкін: сору жағында май ағынының үзілуі май багынан майдың сорылуын және сорғының ары қарай тоқтаусыз жұмыс істеуін, оның маймен толтырылуы мен қайтадан іске қосылуын болдырмайды.

Сорғының сору жағында тіреуді орнату үшін май багын оның осынен жоғары, яғни турбинаның үстіне орналастыруға болар еді; бірақ ол мүмкін емес, себебі бак немесе май құбырлары тығыздығының бұзылуы - майдың ыстық турбинаға түсуіне және өрттің пайда болуына әкеледі. Сондықтан май багын генераторға қарама-қарсы, турбинаға қызмет көрсету жағындағы белгінің төмен тұсына қояды.

Бұл ретте басты май сорғысының сору жағында кепілді тіреуді орнату үшін май багына *инжектор* – ағыншалы сорғыны орналастырады. Май инжектордың жұмыс шүмегіне 1-1,5 МПа қысыммен беріледі; ол шүмекте үдей түседі де диффузорға келеді. Жұмыс майы жоғары жылдамдықпен қозғала отырып, май багындағы майды желдендіреді, соның нәтижесінде инжектордан шығар кезінде қысымы 0,12-0,15 МПа болатын май ағыны қалыптасады.

Жұмыс шүмегі үшін май басты май сорғысын айдау желісінен іріктеліп алынады (4.2 суретті қараңыз), ал қысым астындағы май бірінші сатылы инжектордан 3 басты май сорғысының кірісіне беріледі. Инжектордың бірінші сатысының айдау желісіндегі майдың бір бөлігі май багында орналасқан екінші сатылы инжектордың 4 араластыру камерасына бағытталады. Сонымен қатар, бұл инжектордың шүмегіне басты май сорғысының айдау желісінен тағы да май жүргізіледі. Нәтижесінде екінші сатылы инжекторда майдың қысымы 0,25-030 МПа дейін жоғарылайды, ол осы көрсеткішпен май салқындатқышқа 5 түседі. Мұнда айналмалы су майды суытады және ол турбиналар мен генератор мойынтіректерінің 6 майлағышына түседі. Мойынтіректерде қыздырылған май - май багына өздігінен ағып кетеді [19].



4.2-сурет – Жоғары қуатты турбиналық агрегаттарды майлау сұлбасы

Турбинаны іске қосу кезінде майлау мен реттеу жүйелерін қамтамасыз ету үшін, басты май сорғысымен жоғарылайтын қысым айналма жиілігінің аз болуы салдарынан жеткіліксіз болған жағдайда, ауыспалы қуат көзінің электр қозғалтқышымен немесе кішкентай бу турбинкасымен жеткізілетін іске қосу май сорғысын 7 орнатады. Турбинаның білігі арқылы қажет айналма жиілігіне жеткен кезде іске қосу май сорғысын тоқтатады.

Резервтік сорғы қосылмай қалғанда (мысалы, электр қозғалтқыш істен шықса немесе жеке қажеттілік шиналарында кернеу болмағанда) майлағышқа майдың берілуі үшін үнемі қуаттау көзінде тұратын, аккумулятор батарейінен қуат көзін алатын тұрақты тоқтың апаттық электр сорғысы 10 жұмыс істейді. Апаттық электр сорғы майлау жүйесіндегі қысым шамамен 50 кПа дейін түскен кезде қысым релесін автоматты түрде қосады [16,19].

Қысым релесі де қосымша қызмет атқарады, ол іске қосылып, тоқтағанда, майлау жүйесіндегі қысым 30 кПа төмен түскен жағдайда білік айналмалы құрылғының қосылуын болдырмайды.

Май майлау жүйесінде де, реттеу жүйесінде де жұмыс сұйықтығы болып табылатын, қарастырылған типтегі маймен жабдықтау жүйесі 200 МВт дейінгі қуатты қоса алғандағы, будың шекті парамтерлеріне дейінгі турбиналарда қолданылады.

Майлау жүйесін қуаттандыру үшін екі негізгі май сорғысы орнатылған,

олардың біреуі үнемі резервте болады. Көп жағдайда екі сорғы қатарлас жұмыс істейді (сол кезде олар жартылай өнімділікте орындалады), бірақ сорғылардың біреуі өшіріліп, желінің (трубиналық құбырлар, мойынтіректер және т.б.) қарсылығы төмендеген жағдайда ортадан тепкіш сорғының айналымның өзгеріссіз жиілігі кезінде өзінің өнімділігін арттыра алатын қабілеттілігін пайдаланады.

Негізгі май сорғыларын нөлдік белгіде (конденсациялық ғимаратта) орнатады, бұл өрттің пайда болу қаупін төмендетеді. Осы орайда май багын турбинаға қызмет көрсету деңгейінде орналастырудың қажеттілігі болмайды, оның соңғысының сору жағында тіреулер берік орналасуы үшін май сорғысы деңгейінен сәл жоғары орналастырады. Инжекторларға деген қажеттілік те болмайды, оған қоса олардың ПӘК өте төмен.

Негізгі сорғылардан резервтік және апаттық сорғыларға ретпен ауысуы қысым релесі көмегімен автоматты түрде жүзеге асырылады.

Бірақ, мұндай жүйе де толық сенімділікті тудырмайды, себебі электр сызбалары мен сорғы екпініне қосылу үшін уақыт керек, ал мойынтіректер маймен ешқандай кідіріссіз қамтамасыз етілуі тиіс. Сондықтан тағы бірнеше қорғаныс қарастырылады.

Турбина мойынтіректерін майдың жоғалуынан қорғаудың соңғы сатысы – мойынтіректер қақпақтарында немесе олардың жанында орнатылатын апаттық ыдыстар. Бұл жағдайда мойынтіректердің маймен қысқа уақытта және сенімді түрде қамтамасыз етілетініне олардың іске қосылуы біраз уақыт алатын қандай да бір электр немесе механикалық құрылғылармен байланыссыз екені кепілдік бере алады.

Май багы екі негізгі қызметті атқарады: біріншіден, ол майлау жүйесін маймен қамтамасыз ететін, ал кейде реттейтін ыдыс ретінде қолданылады; екіншіден, бактағы май ауадан, судан, механикалық қоспалардан, сондай-ақ майды ыдырататын зиянды заттар мен майлау және реттеу жүйелерінің жоғарғы бетін тотықтандыратын заттардан тұндырылады.

Май багы өзінің қолданылу тетіктерін дұрыс конструкция мен мұқият пайдалану болған кезде ғана орындай алады.

Майдың қолданылу ұзақтығы бірінші кезекте майдың багына байланысты. Дұрыс пайдаланған кезде бұл мерзім 10 жыл және одан да ұзақ мерзімге дейін жете алады, ал ұқыпсыз пайдаланғанда бұл мерзім 1 жыл немесе одан да аз уақыт болуы мүмкін.

Май май багында белгілі бір минималды уақытта болуы тиіс, сол уақыт аралығында ол су мен ауадан босатылады.

Мысалы, К-200-130 ЛМЗ турбинасы багының сыйымдылығы 28 т тең, ал май шығыны – 4 т/мин, сәйкесінше, дұрыс құрастырылған бакта майдың әр литрі онда небары 7 мин болады.

Қазіргі уақытта майлау жүйелерінде тек ортадан тепкіш сорғылар пайдаланылады.

Мойынтіректерге түсетін майды салқындату үшін май салдындатқыштарды орнатады.

4.8 Турбинаны майлау қысымының түсуінен қорғау

Турбина мойынтіректерін май шығынының рұқсат етілмеген кемуінен қорғау қысым релесінде жүзеге асады.

Май май салқындатқыштардың арғы жағындағы желіден келтеқосқыш арқылы сильфонның түбіне беріледі де, оны сығады. Басты май сорғысының қалыпты жұмысы кезінде сояуыш байланыс тығырықтарының қалпын апаттық сорғы қозғалтқышының іске қосу шынжырлары ашық болатындай қылып қояды. Майлау жүйесіне қысым түскен жағдайда сильфонның түбіне әсер ететін күш азаяды, сильфон қысылған серіппелер ықпалынан ұзарады, сояуыш «майдың қысымы аз» жарық сигналын беретін және ауыспалы тоқтың қозғалтқышы бар апаттық сорғыны қосатын шынжырлардың байланысын тұйықтай отырып, төмен қарай жылжиды. Мысалы, К-200-130 турбинасында бұл реле майдың абсолюттік қысымы 160 кПа болған кезде іске қосылады.

Майлау жүйесіндегі қысым бұдан әрі төмендеген кезде (К-200-130 турбинасында 150 кПа дейін) сояуыш одан да төмен түседі және тұрақты токтың электр қозғалтқышы бар апаттық май сорғысын қосатын байланыстар тұйықталады. Егер қысым ары қарай да түсе берсе, электр магнитті ажыратқыш арқылы турбинаның бекіткіш шұраларын жабуға белгі беретін және тіреу ішпектерінің баббитті құюының жарамсыздығын болдырмайтын айналмалы құрылғылардың рұқсат етілмеген қосылыстарының байланыстары (К-200-130 турбинасында 130 кПа кезінде) ажырайды.

Жеке тұрған сорғылары бар сызбада резервтік және апаттық май сорғыларының қосылуы осыған ұқсас үлгіде ұйымдастырылады.

Қысым 195 кПа дейін төмендеген кезде екі реле жарық сигналын береді, бірінші реле ауыспалы тоқ қозғалтқышы бар резервтік сорғыны қосады, екінші реле 2 секунд сайын тұрақты тоқ қозғалтқышы бар резервтік сорғыны қосады. Қысым ары қарай төмендеген кезде (130 кПа дейін) бірінші реле білік айналмалы құрылғының қосылуын бұғаттайды, ал екіншісі 9 сек кейін турбинаның өшірілуін қамтамасыз етеді [13-17].

4.9 Турбинаны реттеу және басқару

Турбиналық агрегаттардың электр қуатын өндіруі үнемі оның тұтынуымен сәйкес келуі керек. Сондықтан турбинаның электр қуатын тұтынуына байланысты қуатын өзгерте алатын құралдары мен құрылғылары болуы қажет, басқаша айтқанда турбинаның басқару механизмі болуы тиіс.

Осылайша, мысалы бу шығынын өзгерту арқылы қол жеткізуге болатын турбиналық агрегат немесе турбиналық агрегаттар тобының талап ететін және өндіретін қуат аралығын үнемі тең қалыпта ұстап отыру керек.

Турбина машинисі бу шығынын үздіксіз және қажетті дәлдікпен өзгерте алмайды, сондықтан айналу жиілігін қолдау турбинаны автоматты реттеу жүйесіне беріледі (АРЖ).

Айналу жиілігін қолдау белгілі шамада конденсациялық турбинаның

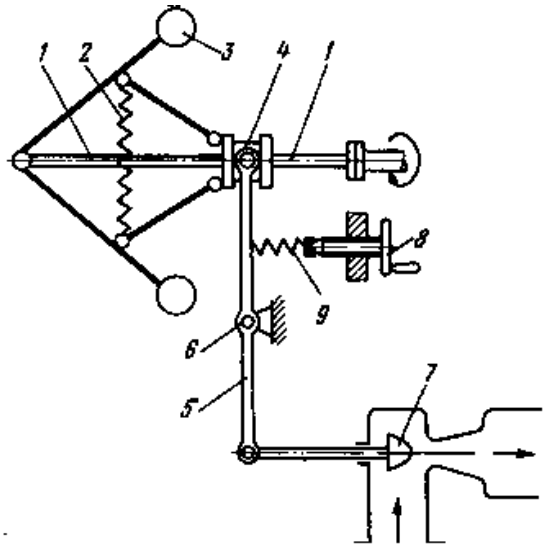
АРЖ негізгі қызметі болып табылады. Сонымен қатар, басты міндеті тұтынушыларды жылумен жабдықтау болып табылатын турбиналар да бар (қысымға қарсы турбиналар), олар тұтынушыларға белгілі қысым буы түрінде беріледі. Бұндай турбиналардың реттеу жүйесіндегі басты міндеті пайдаланылған бу қысымын белгілі мөлшерде қолдау болып табылады.

Буды өндіріп реттейтін турбиналарда қомақты үлесін ЖЭО құрайтын энергия жүйесінде тәуелсіз электр және жылу кестесі бойынша жұмыс қажеттілігі туындайды. Сондықтан бұндай турбиналарды реттеу жүйесі өндіретін қуат, сондай-ақ өндірілген бу мөлшерін тәуелсіз басқару мен қолдауға жол беруі керек. Жылыту турбиналарды реттеу жүйелерін өндіру ең күрделі болып табылады [13,14].

Реттеудің қарапайым жүйесі. Статистикалық сипаттама

4.3-суретте айналу жиілігін реттеудің қарапайым жүйесінің сызбасы көрсетілген.

Реттеуіш білікшесі турбина білігінен қозғалысқа келтіріледі. Онда жұмсалған күш әсерінен бойлап жылжи алатын жалғастырғыш орналасқан. Реттеуіш салмағы айналу кезінде ортадан тепкен күш әсерімен жалғастырғышты айыруға тырысып, солға жылжытады. Реттеуіш біліктегі жалғастырғыштың фиксациялық орны салмақпен күшейтілген ортадан тепкен күштің созылу серіппесінің күшімен теңестірілген кезде болады. Егер айналу жиілігі артса, онда салмақ тарқайды, ал егер азайса, онда 2 серіппе жалғастырғышты оңға ауыстырады. Жалғастырғыштың, салмақ пен серіппелердің жиынтығы айналу жиілігінің қадағасын қамтиды, бұл көбінесе айналу жиілігінің реттеуіші деп аталады.



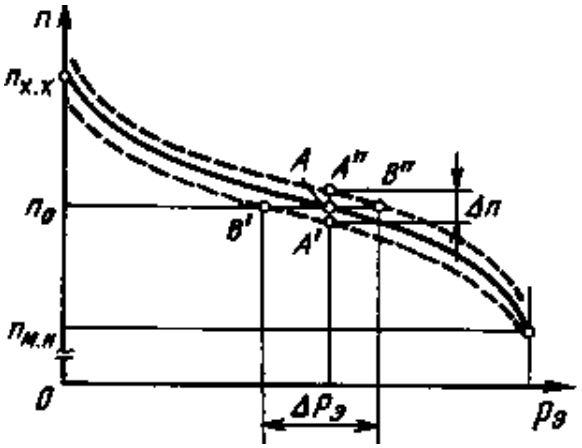
1 — айналу жиілігінің реттеуіш білікшесі, 2 — серіппе, 3 — жүк, 4 — жалғастырғыш, 5— иінтірек, 6 — топса, 7 — реттегіш клапан, 8 — басқару механизмінің дөңгелек тұтқасы, 9 — серіппе

4.3-сурет– Турбиналық агрегаттың айналу жиілігін реттеудің қағидалық сұлбасы

Жалғастырғышқа топса арқылы қозғалмайтын топса маңында айналатын, турбинаға бу жіберетін клапан орналасқан иінтірек қосылып жалғастырылған.

Сипатталған реттеу жүйесі жұмысын қарастырайық. Айналу жиілігінің реттеуіші мен турбина клапанының орны турбина қуаты мен кейбір айналу жиілігіне жауапты деп алайық. Егер, мысалы, турбинаға түсетін салмақ артса, онда турбина роторы өз айналуын бәсеңдетеді, салмақтың ортадан тепкен күші азаяды; жалғастырғыш оңға жылжып, түскен салмақ салдарынан турбина қуаты да артып, турбина клапаны ашылады. Осылайша турбина автоматты түрде қажетті мөлшерге дейін өз қуатын арттырады, алайда оның жиілігі бұрынғы маңызына ие бола алмайды. Клапан орнын өзгерткен жағдайда реттеуіш жалғастырғыштың орны ауысып, сәйкесінше 2 серіппе керіледі. Турбинаға максималды салмақ түскен жағдайда, клапан толық ашылады, жалғастырғыш шеткі оң жақта орналасып, айналу жиілігі де максималды болады.

Турбина қуаты *P* мен айналу жиілігі *n* арасындағы байланысты реттеу жүйесінің статистикалық сипаттамасы деп атайды. Оның құрылымы үшін абсцисс осі бойынша турбина салмағын, ордината осі бойынша айналу жиілігін қою керек. Бұл 4.4-суретінде тұтас бір қалыпты сызықпен көрсетілген [13-18].



4.4-сурет– Реттеу жүйесінің статистикалық сипаттамасы

Турбиналық агрегатты басқару механизмі

Реттеудің әркелкі деңгейін айналу жиілігінің өзгеруі анықтайды.

Егер турбиналық агрегат номиналды жиілікте 50 1/с жұмыс істесе, онда бұл қуатты нөлден толық айналу жиілігіне дейін өзгерткенде 6...4 % болғанда 49-дан 51 Гц құрайды. Көптеген тұтынушыларды бұл қанағаттандырмайды. МС 13109-97 Мемлекетаралық стандарт бойынша электр энергиясы желі жиілігінде ±0,2 Гц өшпеуі тиіс.

Шынайы энергия жүйесінде қуат тәулік ішінде екі немесе одан көп өзгеруі мүмкін, сондықтан желі жиілігінің өзгеруі де мүмкін. Сол себепті кез келген жүктемедегі электр жүйесінде желі жиілігін тар шамада ұстау міндеті туындайды. Бұл міндет турбинаны басқарудың арнайы механизмі (ТБАМ)

көмегімен шешіледі. Ол турбинаны желіге енгізер алдында оны синхрондау кезінде айналу жиілігін нақты келтіру үшін қолданылатындықтан оны көбінде синхрондауыш деп атайды.

Турбинаны қорғау

Турбинаның қалыпты жұмысы оның барлық элементтерінің қанағаттанарлық жағдайын реттеу жүйесінде қамтамасыз етеді. Алайда реттеу жүйесінде және турбинаның өзінде түрлі деңгейдегі ақаулар болуы мүмкін, кейбір жағдайларда олар өте маңызды болып, тіпті турбинаға будың берілуін тоқтатуға, ал кейде желідегі генераторды өшіруге тура келуі мүмкін. Бұдан бөлек, турбина қазандық (немесе реактор), конденсатор, регенерациялық жылытқыштар сияқты күрделі агрегаттармен бір жиынтықта жұмыс жасайды, ал электр генератор арқылы турбина электр желісімен байланысқан. Бұл агрегаттардың күрделілігі олардың жұмысының бұзылмайтындығын білдірмейді, түрлі бұзылулар турбина үшін қауіп төндіруі мүмкін [13-18].

Сондықтан бу турбинасы қорғаныс жүйесімен жабдықталады, ол турбинаның өзі мен оған байланысты жылу электр станциясының жабдықтарының барлық элементтерін түрлі ақаулардан автоматты түрде қорғап қалады.

Турбинаға бу беруді тоқтату қажеттілігі келесі жағдайларда орын алады:

1) Айналу жиілігін ұйғарындыдан шамадан тыс арттыру;
2) Статорға қатысты роторды осьтік жылжыту;
3) Статорға қатысты қысымды арттыру;
4) Реттеу және майлау жүйелерінде қысымды түсіру.

Аталған жағдайлардың ауыр салдарын ескерту үшін кез келген турбинада автоматты қорғаныс қарастырылған.

Жұмыс істеп жатқан турбинада тиісті қорғаудың істемеуінен апаттық жағдай орын алуы мүмкін. Мұндай жағдайда турбина білігінде орналасқан қауіпсіздік автоматымен тоқтатылуы керек. Автоматтандырылған қорғаныс үлесінің үнемі артып келе жатқандығын да атап өткен жөн.

Қорғаныс жүйесінің атқарушы органдары

Қорғаныс жүйесінің атқарушы органдары тоқтатқыш және керісінше клапандар болып табылады.

Әрбір турбина бір немесе бірнеше тоқтатқыш клапандармен жабдықталады. Олар реттегіш клапандардың алдында орналасады. Тоқтатқыш клапандар турбинаға пайдаланылмаған бу беруді тоқтату үшін жылдам әрі сенімді жұмыс істеулері қажет. Бұл ретте буды блоктық орналастыруда буландыратын қондырғы арқылы тез арада тоқтата алмайтындықтан, тез әрекетті редукциялық-салқындату қондырғысы (ТРСҚ) арқылы конденсаторға немесе сақтандырғыш клапандар арқылы атмосфераға бағытталады.

Аралық қызып кеткен бу турбиналары үшін пайдаланылмаған будың бу құбырларын өшіру жеткіліксіз, өйткені біраз уақыт бу аралық қызып кеткен бу құбырларынан ОҚЦ түсіп тұрады. Сондықтан ОҚЦ алдында

немесе оның дәл корпусында тоқтатқыш клапандар орнатады, ол ОҚЦ аралық қызып кеткен буды кесіп отырады. ОҚЦ тоқтатқыш клапандарының алдында қашыртқы клапандар орнатады. Олар аралық қызып кеткен буды конденсаторға бағыттайды.

Тоқтатқыш клапандар конструкциясы реттегіш клапандар конструкциясынан қатты ерекшеленбейді.

Турбинаны екпіннен қорғау

Турбина екпіні ұйғарынды айналу жиілігінен асса өте қауіпті. Турбиналық генератордың айналу жиілігін арттыру екі негізгі себептен орын алуы мүмкін: біліктердің біреуінен жүктеме алынған кезде, турбиналық генератордың жеке біліктерінің арасындағы байланыс (жалғастырғыш) бұзылған жайдайда немесе желіден электр генераторды ажыратқан кезде.

Ротордың осьтік жылжуынан қорғау

Ротордың шамадан тыс осьтік жылжуы кезінде айналатын бөлшектер қозғалмайтындарына сүйкеліп, салдарынан жапсарлас бөлшектер жылып, жылу деформациясына ұшырайды. Бұл өз кезегінде ротордың теңгерілімінің бұзылуына, турбинаның күшейтілген тербелісіне және үдемелі сүйкелуді дамытып, тіпті оның толықтай бұзылуына алып келеді.

Осьтік жылжу бойынша қорғау жүйесінің жұмысы үшін импульс ретінде тіреуіш мойынтірек тарағының айтарлықтай ауысуы табылады, мысалы баббит қалыптарды құю үшін балқыту барысында. Әдетте электр немесе гидравликалық түрдегі қадағалар қолданылады.

Конденсатордағы қысымның артуынан қорғау

Бұл қорғау турбина үшін маңызы бойынша үшінші болып табылады. Турбина конденсаторындағы вакуумның кенеттен төмендеуі салқындатқыш су берудің қатты төмендеуі немесе тоқтатылуы салдарынан болады. Вакуумның нашарлауы шығыс келте құбырдағы температураның көтерілуіне, мойынтірек ішпегіндегі жұмыстың бұзылуына және шалыстануына әкеледі, бұл турбина тербелісін, сондай-ақ қалақша мен оның ақауларындағы кернеуді арттырады.

Конденсатордағы қысымның артуы кезіндегі қорғау қос сатылы түрде жүргізіледі [13,14].

4.10 Бақылау сұрақтары мен тапсырмалары

1. ТПЕ тоқтатқыш және реттегіш клапандардың тығыздығына қандай талаптар қояды [24]?
2. ТПЕ сәйкес тығыз емес кері клапанды турбина жұмысында реттелмейтін бу өндіру сызығына жол берілмейді. Кері клапан ақауы кезінде және турбинаны тоқтатуға болмайтын жағдайда не істеуге болады [24]?
3. Тоқтатқыш, реттегіш және кері клапандар тығыздығын тексеру мерзімін атаңыз [24].
4. Жүктемені түсіруді сынау кезінде неге кері клапандардың тығыздығы міндетті түрде тексеріледі?
5. Клапандарды теңселту қандай мақсатта орындалады?

6. Турбина түнде тәулік сайынғы тоқтаулармен жұмыс жасайды. Осы ретте тоқтатқыш және реттегіш клапандарды теңселткен дұрыс па?

7. Клапандарды теңселтудің толық және ішінара мерзімдерін атаңыз.

8. Қауіпсіздік автоматын тексеруді неге айналудың номиналды жиілігі кезінде арнайы құрылғының көмегімен жүргізеді?

9. Қандай жағдайда қорғау жүйесін тексеруді ротор екпінін айналу жиілігіне дейінгі жолмен жүзеге асырады?

10. Реттеудің статистикалық сипаттамасын жыл сайын қандай мақсатта алады?

11. Жүктемені түсіру кезіндегі турбинаны сынауда тоқтатқыш клапандар жабылды. Реттеу және қорғау жүйесін баптау қажет пе?

12. Майсалқындатқыш жұмысының сапасы қалай бақыланады?

13. Қызмет ету нұсқаулықтарында турбинаның су жүретін бөлігіндегі қысымның маңызына неге үнемі шектеу қойылады?

14. Неге пайдаланылған бу қысымын қолдау өте аз шамада талап етіледі?

15. Регенерациялық жылытқыштардың жұмыс сапасы қалай тексеріледі?

16. Неге турбиналар үшін бастапқы шектен асқан қысымға бу сапасына өзгелерге қарағанда қатаң талаптар қойылады?

17. Конденсатордағы қысымның қарқынды арту себептерін атаңыз.

18. Турбина машинисі конденсатордағы қысым көтерілген кезде не істеуі керек?

19. Конденсатордағы қысымның жылдам көтерілу себептерін атаңыз.

20. Конденсатордағы қысымның баяу көтерілу себептерін атаңыз.

21. Бу турбиналарын майлау жүйесіне қандай негізгі талаптар қойылады?

22. Турбина білігінде бас май сорғысын орналастыру кезінде май багы неге турбинамен бір деңгейде ораналастырылады? Май багын турбина деңгейінен төмен немесе жоғары орналастырудың қандай олқылықтары бар [20-23]?

23. Инжектор деген не және ол турбинаны майлау жүйесінде не үшін қолданылады? [19]?

24. Маймен жабдықтау жүйесінде қандай агрегаттар сенімді жұмысты қамтамасыз ете алады [19]?

25. Турбина білігінде орналасқан бас май сорғысының майлау жүйесінде апаттық майдың кіші бактары қажет пе [19]?

26. Май багының өлшемдері немен анықталады [19]?

27. Неге мойынтіректегі майлар май багының жоғарғы қабатына қосылады, ал реттеу жүйесінде – май деңгейіне?

28. Қандай мақсатпен май багы эксгаустермен жабдықталады?

29. Неге май багына майсалқындатқышта салқындатылған емес, жылытылған май құяды?

30. Майлау жүйесінде қысым релесі қандай қызмет атқарады?

31. Турбина не үшін автоматты реттеу жүйесімен жабдықталады?

32. Реттеу жүйесінің статистикалық сипаттамасы нені суреттейді?

33. Реттеу жүйесінің әркелкілік деңгейін анықтаңдар, онда =50 1/с, егер бос жүрістегі айналу жиілігі 51 1/с болса, максималды жүктеме 49 1/с болса [20-23].

34. Статистикалық сипаттаманың көлденең учаскелері болуы мүмкін бе? Неге кіші және максималды жүктеме аймақтарында оны шұғыл жасайды [20-23]?

35. Жүктеменің өздігінен болатын ауытқуында мүмкін болатын диапазон анықтаңдар, мұнда турбина қуаты 120 МВт, әркелкілік деңгейі 4,5 *%,* сезбеушілік деңгейі 0,2 *%.*

36. Турбинаны басқару механизмі қандай қызметтер атқарады? Ол реттеудің статистикалық сипаттамасына қалай әсер етеді [20-23]?

37. Иінтіректі байланысқа қарағанда гидравликалық байланыстың қандай артықшылығы бар [20-23]?

38. Турбинаны реттеудің гидравликалық жүйесінің өзге жүйелерден қандай негізгі ерекшеліктері бар [20-23]?

39. Генераторды желіден ажыратқан жағдайда ретеу жүйесі қалай жұмыс жасауы керек?

40. Реттеу жүйесін неге дифференциатормен жабдықтайды және оның жұмысының принциптері қандай [20-23]?

5-тарау. Бу турбиналық электр станцияның маңызды жылу сызбасы есебін құрастыру мен әдістемесі

5.1 Маңызды жылу сызбасының мазмұны, құрастыру негіздері мен мысалдары

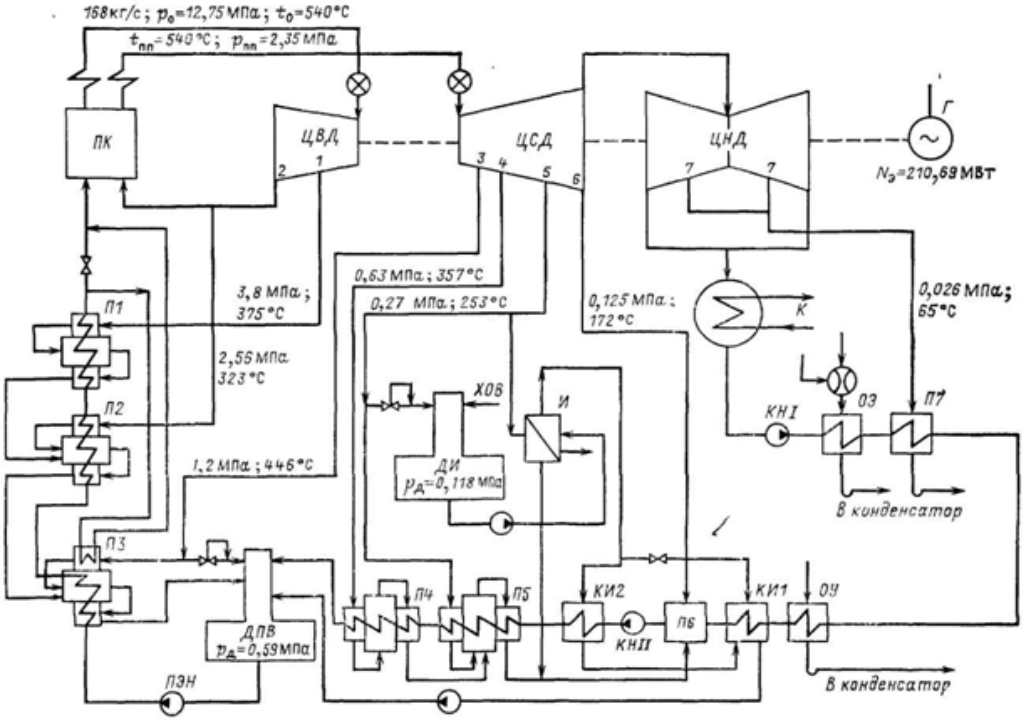
Электр станцияның маңызды жылу сызбасы (МЖС) электр станциядағы жылу энергиясының қайта жасау технологиялық үдерісінің негізгі мазмұнын анықтайды. Оның құрамында аталмыш үдерісті жүзеге асыруға қатысатын және электр станцияның бу-су жолдарына кіретін негізгі және қосымша жылу энергетикалық жабдықтар бар [24-31].

МЖС суреттелген сызбада жылу энергетикалық жабдықтарды сызықтармен бірге (құбыр желісі) бу, су, басқа да бұл жабдықты бірыңғай құрылғымен байланыстыратын жылу тасығыш конденсаттармен бірге көрсеткен. Маңызды жылу сызбасы әдетте бір агрегатты және бір сызықты сызба ретінде беріледі, бірдей жабдықтар сызбада шартты түрде 1 рет бейнеленеді: бірдей белгідегі технологиялық байланыс сызығы бір сызық түрінде көрсетіледі, яғни МЖС аталмыш түрдегі элемент 1 рет көрсетіледі.

Маңызды жылу сызбасы КЭС электр станцияның блоктық құрылымы болғандықтан, қағида бойынша МЖС энергетикалық блок. Оның құрамына бу мен су сызықтарын байланыстыратын негізгі агрегаттардан басқа мыналар кіреді: жоғарғы және төменгі қысымның регенерациялық жылытқыштары, қоректік судың деаэраторы, жылытқыштарға өндірілетін бу құбыр желісі, әдетте құрамында қоректік және бустерлік сорғы болатын қоректік қондырғы, конденсаттық және дренаж сорғылар, жекелендірілген тұзсыздандыру қондырғысы. Жылу су өңдеу кезінде сызбаға буландырғыш қондырғы қосады. КЭС алғашқы энергетикалық блоктарында кенттің тұрғын ғимараттарын және электр станцияның қызметтік үй-жайларын жылыту үшін жылытатын жүйелік қондырғылар орнатылған.

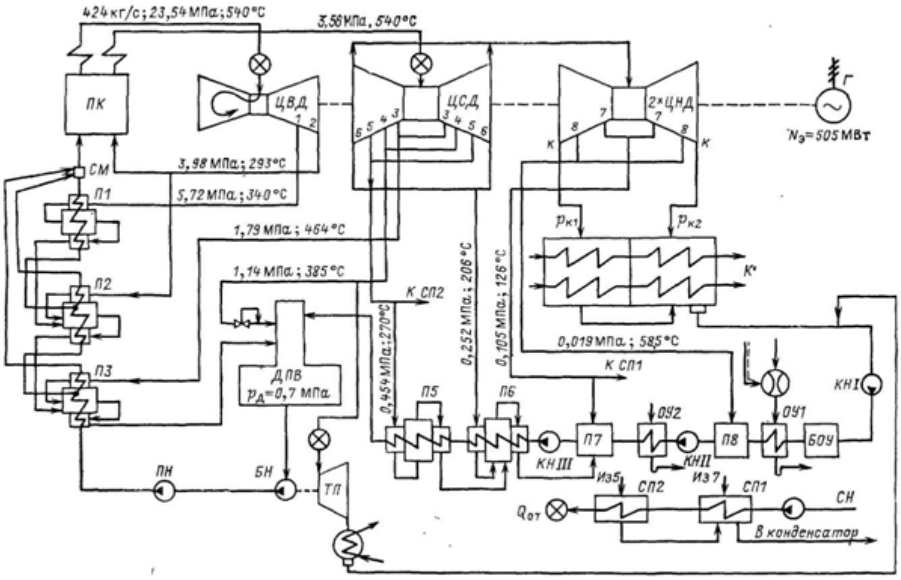
Қуатты энергетикалық блоктар үшін қоректік сорғылардың бу турбиналық жетегі қолданылса, ал қазандықтар үшін ауа үрлегіш бу турбиналық жетектер пайдаланылды. Қайтадан жоспарланған турбиналық қондырғылардың алғашқы екеуі ТҚЖ конденсатордан кейін – сызбаның экономикалық сенімділігін арттыру үшін араластырылған түрі. Осыған байланысты конденсаттық сорғы сатысының саны үшке артты.

МЖС құрастыру кезінде жылыту буын бұру дренажының сызбасы жайлы мәселені шешеді (каскадтық немесе дренаж сорғылармен), дренаж бен бу салқындатқыш регенерациялық жылытқыштар бары жайында, тұрақты немесе айнымалы қысым мен аталмыш қысымды таңдауда қоректік су деаэраторын қолдану туралы, турбина роторының тығыздығынан бу ағуды пайдалану, тоқтатқыш және реттегіш клапандар, суды жылыту регенерациялық жүйесіндегі қоректік және бустерлі сорғылар тығыздығының бары айтылады [31].



5.1-сурет – К-210-130 ЛМЗ турбиналық қондырғылы энергетикалық блок МЖС [31]

5.1 және 5.2-суреттерде МЖС сериялық конденсациялық энергетикалық блоктарының үлгілері көрсетілген.

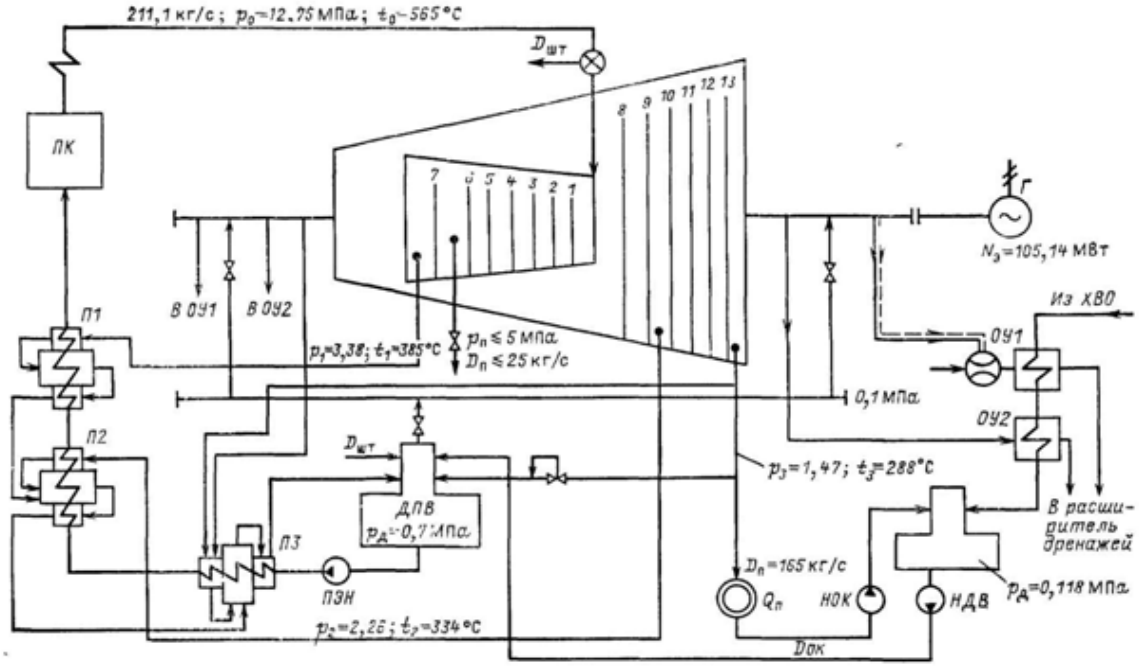


5.2-сурет – К-500-240-4 ЛМЗ турбиналық қондырғылы энергетикалық блок МЖС [31]

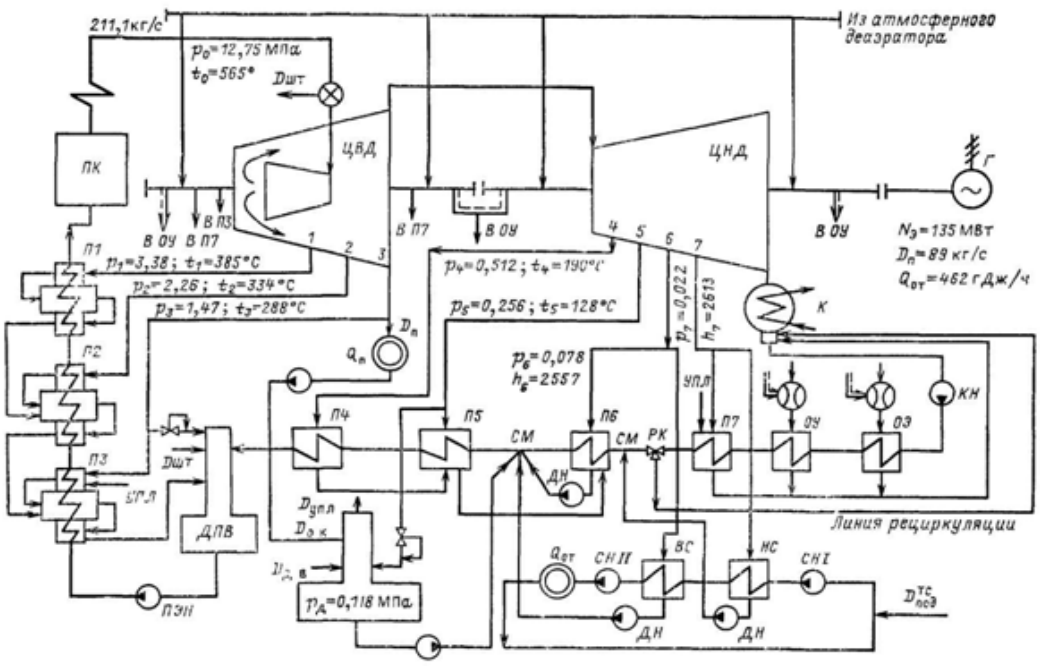
Жылу электр орталығының маңызды жылу сызбасының КЭС МЖС салыстырғанда бірқатар ерекшеліктері бар. Бір типті турбиналық агрегатты

(көбінде Т типті) ЖЭО үшін аталмыш турбиналық қондырғы сызбасын жасайды. Өндірістік және жылыту жүктемесі бар ЖЭО үшін әртүрлі екі немесе үш типті (ПТ, Р, Т) өзара технологиялық байланысты жылыту турбиналық агрегаттар орнатады. Сонымен, жалпы ПТ және Р турбиналарында бу өндіру өндірістік сызықтар, жылу желісінің толықтыратын суы, қосымша суы, сыртқы тұтынушылар кері конденсатының сызықтары болып табылады. Желілік жылытқыш қондырғылар Т және ПТ турбиналық агрегаттарының әрқайсысына жеке, ал магистральдар тура және кері желілік суды және шыңдық су жылытқыш қазандықтар барлық ЖЭО үшін ортақ болып табылады [31].

Сызбада әртүрлі типті турбиналық қондырғылар үшін бу қазандығының бір типін қарастырады, ал жылыту турбиналық агрегаттар будың шектен асқан параметрінде блоктық принциппен жұмыс жасайды [31].



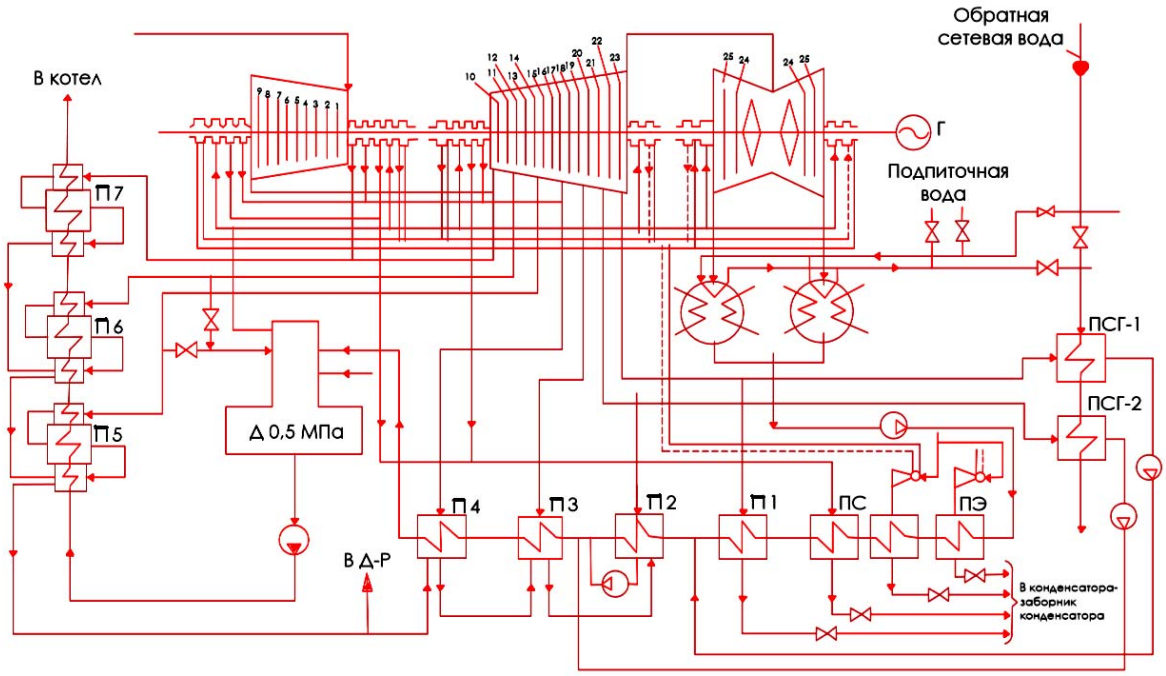
5.3-сурет – Р-100-130/15 ТМЗ турбиналық қондырғылы МЖС ЖЭО [31]



ВС, ПС – жоғарғы және төменгі өндірудің желілік жылытқыштары; УПЛ – тығыздау

5.4-сурет – ПТ-135-130/15 ТМЗ турбиналық қондырғылы МЖС ЖЭО [31]

ЖЭО жобалау кезінде МЖС есебі нәтижесі бойынша электр және жылу жүктемесінің берілген мәніне сәйкес негізгі және қосымша жабдықтар құрамын нақтылап алу керек. 5.3, 5.4-суреттерде ЖЭО қағидалық жылулық сұлбаларының сериялық жылуландыру турбиналық агрегаттарымен мысалдары көсетілген [31].



Сурет 5.5 Т-100-130[15] турбинаының жылу нобайы

5.2 КЭС қағидалық жылулық сұлбасы есебінің әдістемесі

Конденсациялық энергетикалық блок (электр станциясы) жобалануында МЖС есебінің негізгі мақсаты жылу жабдығының техникалық сипаттамасын анықтаудан (бу, су және жанармай шығындарынан) және энергетикалық блоктың (электр станциясының) энергетикалық көрсеткіштерінен және оның бөлшектерінен (ПӘК және жылу мен жанармайдың салыстырмалы шығындарынан) тұрады. МЖС жобалау кезінде энергетикалық блоктың (электр станциясының) максималды (қалыпты) қуатына $N_э$ есептеледі. Бұл шама аталмыш есепте негізгі болып табылады және энергетикалық блок (электр станциясы) жабдығын таңдауды анықтайды.

МСЖ есебін белгілі жүйемен орындайды (мысалды қар.).

5.3 Турбиналық қондырғының жылулық сұлбасын құрастыру мен есебінің мысалы

Турбиналық қондырғының келесі бастапқы деректер кезіндегі жылулық сұлбасын құрастыру және есептеу, бу қазандығы мен қосымша жабдықтарды таңдау:

1. Турбиналық генератордың номиналды қуаты N=75 МВт.
2. Циклдағы соңғы қысым мен бастапқы параметрлер:

p_0 = 65 бар

t_0 = 455°С

$p_к$ = 0,05 бар.

3. hs диаграммадағы турбинаның шартты үдерісінің негізгі сипаттамасы:

а) турбинаны реттеу органдарында қысымды жоғалту: Δp_{p1} = 4%, сәйкесінше $p'_0 = (1-\Delta p_{p1})\, p_0 = (1-0{,}04)\, p_0 = 0{,}96 p_0$,

б) турбинаның ішкі салыстырмалы ПӘК η_{oi}= 0,86.

4. Регенерация жүйесінде алты регенерациялық жылытқыш бар (m = 6); олардың бесеуі үстіңгі түрлі және біреуі – араластырғыш – деаэратор. Деаэратор қысымы $p_д$ = 6 бар.

5. Будың турбинаға шығу салдарынан циклдың кемуі $D_{ут}$ = 2% орын алады; эжекторлық және тығыздағыш жылытқыштарда суды жылыту $\Delta t_{эп}$= 5°С және $\Delta t_{сп}$ = 4 °С.

6. Бу құбырының өндіру камераларынан үстіңгі жылытқыштарға дейінгі қысымды жоғалту Δp_6 = 4%, Δp_5 =5%, Δp_4 = 7%, Δp_2 = 8%, Δp_1 = 9%.

7. Бу салқындатқышсыз және конденсат салқындатқышсыз үстіңгі жылытқыштар; каскадты конденсатты құю; жылытқыштардағы судың ысымауы $\delta t_{нед}$ = 4°С.

8. Блоктың энергетикалық көрсеткіштері есебі кезінде келесілерді қабылдау:

- қазандық ПӘК$\eta_К$ = 89 %,

- өзіндік қажеттіліктерге кеткен электр энергиясының салыстырмалы шығыны – $p_{сн}$ = 7 %.

Шешімі:

1 Сызба құрастыру

Сызбада су ағымы бойынша келесілер қарастырылған:

Эжекторлық жылытқыш - ЭЖ;

Регенерациялық үстіңгі жылытқыш - Ж-1;

Тығыздағыш жылытқыш - ТЖ;

Регенерациялық үстіңгі жылытқыш - Ж-2;

Араластырғыш регенерациялық жылытқыш (деаэратор) - Ж-3;

Регенерациялық үстіңгі жылытқыш - Ж-4;

Регенерациялық үстіңгі жылытқыш - Ж-5;

Регенерациялық үстіңгі жылытқыш - Ж-6.

К-75-65 турбинасындағы жылу энергетикалық құрылғының жылу сызбасының есебі 5.5-суретінде көрсетілген.

Цикл кемуінің орнын толтыру турбинадағы химиялық тазартылған сумен жүзеге асырылады. Тазартуға су кері салқындатылған су таратқыштан алынады. Оңтайлы коагуляция жағдайын жасау үшін ол турбинадағы өндірілген бумен 40°С-ге дейін жылытылады.

2 Жылытылған қоректік суды регенерациялық жылытқыштарда тарату

2.1 Регенерациялық бу алымдарында будың қысымы

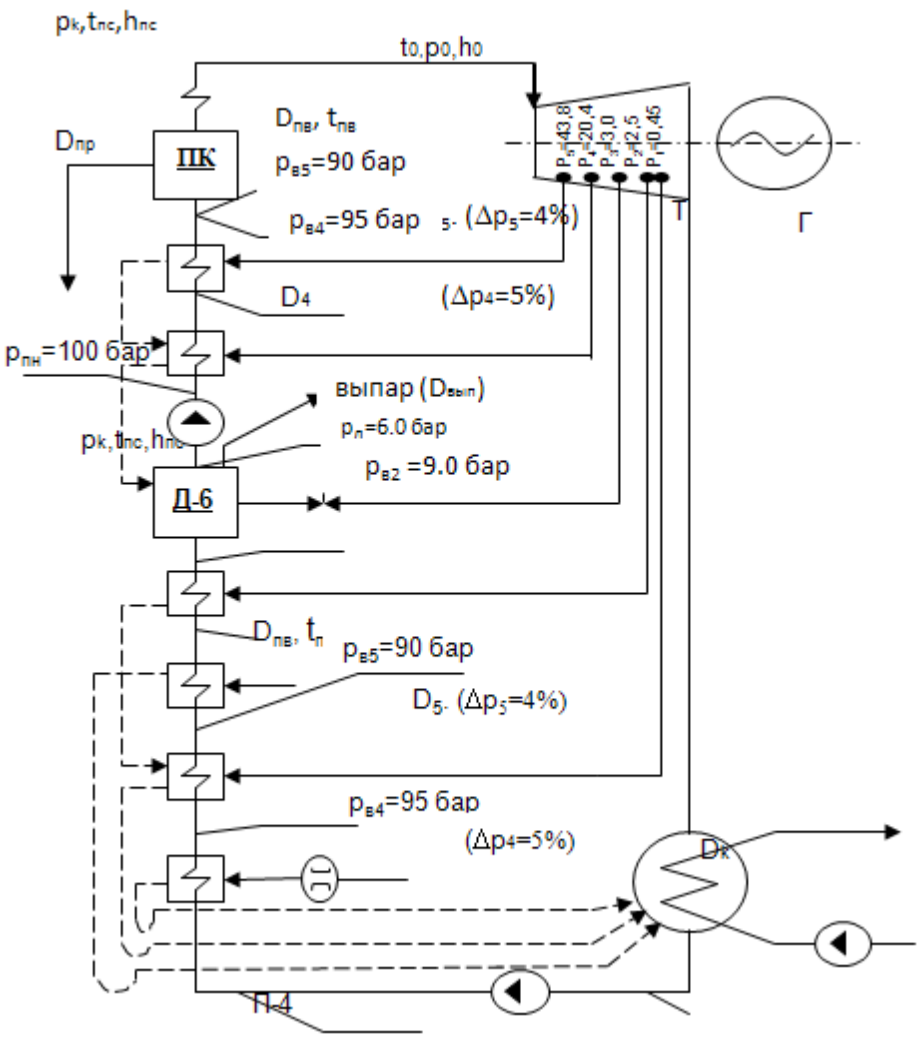
Бастапқы параметрлер p_0= 65 бар, III кестеде t_0 = 455°С [8] будың энтальпиясын анықтаймыз: h_0 = 3307,55 кДж / кг, ал II кесте [8] бойынша бастапқы қысым p_0=65 бар және соңғы қысым $p_к$ = 0,05 бар, $t_к$ = 32,8 °С ($t_к$≈ 33 °С) кезінде будың қанықтыру температурасын анықтаймыз.

Регенерациялық жылытқыштар аралығындағы суды ысыту шамасын бөлудің тағы бір тәсілі оны жылытқыштарда ысытуды конденсатордағы температурадан (аталмыш мысалда 33 °С) циклдегі қанықтыру температурасына (p_0=65 бар болғанда қанықтыру температурасы $t^н$ = =280,83°С болады) дейінгі тепе-теңдікке негізделеді. Бұл ретте жылытқыштардың бірі ретінде бу қазандығының су экономайзері саналады. ЖЭС жылу сызбасында регенерациялық жылытқыштардан бөлек эжекторлық және тығыздағыш жылытқыштар қарастырылған. Регенерациялық жылытқыштар бойынша суды ысытуды бөлу кезінде және әр жылытқыштағы қоректік судың жылу шамасы $\Delta t_{эп}$=5°С және $\Delta t_{сп}$=4°С болғанда келесілер анықталады:

$$\Delta t_{под} = \frac{t_o^к - t_к - (\Delta t_{эп} + \Delta t_{сп})}{m+1}, \ ^0C \qquad (5.1)$$

$$\Delta t_{под} = \frac{280{,}83 - 32{,}8 - (5+4)}{6+1} = 34{,}14$$

Бұл жерде $t_6 + \Delta t_{под}$ = 246,64 + 34,14 = 280,78^{0}С



5.5а-сурет. - К-75-65 турбинасы бар жылу энергетикалық қондырғының есептік жылулық сұлбасы

$$\Delta t_{под} = \frac{t_o^к - t_к - (\Delta t_{эп} + \Delta t_{сп})}{m+1}, \ ^0C \qquad (5.1)$$

$$\Delta t_{под} = \frac{280{,}83 - 32{,}8 - (5+4)}{6+1} = 34{,}14$$

Бұл жағдайда эр жылытқыштың қоректік су температурасы:

ЭЖ $t_{эж} = t_к + \Delta t_{эж} = 32{,}8 + 5 = 37{,}8°C$;

Ж-I $t_1 = t_{эж} + \Delta t_{под} = 37{,}8 + 34{,}14 = 71{,}94°C$;

ТЖ $t_{тж} = t_1 + \Delta t_{тж} = 71{,}94 + 4 = 75{,}94°C$;

Ж-2 $t_2 = t_{тж} + \Delta t_{под} = 75{,}94 + 34{,}14 = 110{,}08°C$;

Ж-3 $t_3 = t_2 + \Delta t_{под} = 108{,}08 + 34{,}14 = 144{,}22°C$;

Ж-4 $t_4 = t_3 + \Delta t_{под} = 144{,}22 + 34{,}14 = 178{,}36°C$;

Ж-5 $t_5 = t_4 + \Delta t_{под} = 178{,}36 + 34{,}14 = 212{,}5°C$;

Ж-6 $t_6 = t_5 + \Delta t_{под} = 212{,}5 + 34{,}14 = 246{,}64°C$.

Жылытқыштардың температурасын анықтау дұрыстығын тексеру ұсынылады. Мына теңдік болу керек:

$$t_6 + \Delta t_{под} \approx t_0^н \qquad (5.2)$$

Бұл жағдайда $t_6 + \Delta t_{под} = 246{,}64 + 34{,}14 = 280{,}78^0C$

2.2 Деаэратор орнату орны мен ондағы қысымды таңдаймыз.

Регенеративті жылытқыштың берілген саны кезінде m = 6 деаэратор ретінде Ж-3 тағайындалу керек. t_3 = 144,22°С кезінде ондағы қысым $p_д = p_{нас} \approx 4{,}09$ бар құрайды.

Қысымы $p_к$ = 6 бар (Қ-6) стандартты деаэраторды таңдаймыз. II [8] кесте бойынша оған судың температурасы мен энтальпиясын анықтаймыз:

судың температурасы $t_д$ = 158,84°С;

судың энтальпиясы $ct_д$ = 670,4 °С.

Үш ЖҚЖ және екі ТҚЖ қабылдаймыз.

2.3 Регенерациялық жылытқыштардағы бу алымындағы қысымы

а) Үстіңгі жылытқыштар

Бұл түрдегі жылытқыштарға түскен бу қысымы $t_{нед}$ = 4°С судың белгілі жылыту кемдігінде алдын ала анықталған температураға дейінгі қоректік суды жылыту шартымен анықталады.

Судың жылыту кемдігінің шамасы жылытқыштағы будың конденсиялануынан жылытылған суға дейінгі жылуды беру үшін қажет температура екпінінің мәнін білдіреді.

Ж-6 жылытқышы үшін жылытқышқа түсетін будың қанығу температурасын анықтаймыз:

$$t_{н6} = t_6 + \delta t_{нед}, \qquad (5.3)$$

$$t_{н6} = 246{,}64 + 5 = 251{,}64°С.$$

Онда I [8] кестесі бойынша анықталған жылытқышқа түсетін будың қысымы 251,64°С температурасы кезінде: p_6=40,89 бар, және сыртқы типті басқа регенеративті жылытқыштар үшін де дәл солай:

Ж-5 үшін $t_{н5}=t_5 + \delta t_{нед}$=212,64 + 5 = 217,5°С, p_5=22,11 бар;

Ж-4 үшін $t_{н4} = t_4 + \delta t_{нед}$ =178,36+5 =183,36°С, p_4=10,83 бар;

Ж-2 үшін $t_{н2} =t_2 + \delta t_{нед}$ =110,08+5 =115,08°С, p_2=1,69 бар;

Ж-1 үшін $t_{н1} = t_1 + \delta t_{нед}$=71,94+5= 79,68 °С, p_1=0,4189 бар.

Турбина өндіру камераларындағы қысым, будың жылытқыш алдындағы қысымына қарағанда жоғары болуы керек; бу құбырларындағы жоғалтулар да ескеріледі (үйкеліс пен жергілікті кедергі). Аталмыш жоғалтуларда Δp_6 = 4%, Δp_5= 5%, Δp_4 = 7%, Δp_2 = 8%, Δp_1 =9% келесілер болады:

$$p_i^{ко} = \frac{p_i}{1 - \frac{\Delta p_i}{100}}, \quad бар \qquad (5.4)$$

$$p_6^{ко} = \frac{40{,}89}{1 - 0{,}04} = 42{,}6$$

$$p_5^{ко} = \frac{22{,}11}{1 - 0{,}05} = 23{,}27$$

$$p_4^{ко} = \frac{10{,}83}{1 - 0{,}07} = 11{,}64$$

$$p_2^{ко} = \frac{1,69}{1-0,08} = 1,83$$

$$p_1^{ко} = \frac{0,4189}{1-0,09} = 0,46.$$

б) Деаэратор

Д-6 деаэраторын өндіру камерасындағы қысым номиналдыдан ~70 % жүктемеге дейінгі жоғарыда тұрған жылытқыш өндіруіне өтпестен, 6 бар оның өзгермейтін қысым жұмысы шартынан $p_3^{ко} = p_д^{ко} = 9$ бар қабылданады.

Реттелмейтін өндіру камераларындағы қысым жүктемесі кем болғанда сәйкес сатылар арқылы бу шығыны пропорционал түрде өзгереді және тиісінше турбина жүктемелеріне пропорционал болатындығын нақты айтуға болады, яғни мұнда:

$$\frac{p_д^{/}}{p_д^0} = \frac{D^{/}}{D^0} = \frac{N^{/}}{N^0} \quad . \tag{5.5}$$

Сондықтан, бу құбырындағы қысымның өндіру камерасынан деаэраторға дейінгі $\Delta p_3 = 5$ % жоғалту есебімен келесілерге қол жеткіземіз:

$$p_д^{ко} = \frac{p_д}{(1-0,050)\cdot 0,7}, бар \tag{5.6}$$

$$p_д^{ко} = \frac{6}{0,95\cdot 0,7} = 9.$$

3 hs – диаграмма турбинасындағы буды ұлғайтудың шартты үдерісін құру

Қазіргі жағдай үшін турбинадағы буды кеңейтудің шартты үдерісінің сызбасы 5.6 а суретінде берілген. Теориялық кеңейту үдерісі – (**а - в**) және нақты – (**а - а*- с***).

Қабылданған бастапқы параметрлер кезінде $p_0 = 65$ бар және $t_0 = 455°C$ III Кесте [8] бойынша кеңейту үдерісі алдында келесі энтальпия мен энтропия болады: $h_0 = 3307,55$ кДж/кг, $S_0 = 6,6910$ кДж/(кг·К).

Теориялық (адиабаттық) кеңейтудің соңындағы қысым кезінде $p_к = 0,05$ бар ”**в**” нүктесі дымқыл қаныққан бу аймағында болады. Бұл жағдайда аталмыш нүктедегі бу энтальпиясы $h_{ка}$ аналитикалық белгілі байланыстан анықталуы мүмкін: $h_{ка} = ct_к + x_{ка}\cdot r_к$, кДж/кг,

мұндағы $x_{ка} = \frac{Ska - S'}{S''-S'}$;

$ct_к$ – будың кеңейтуінің адиабаттақ үдерісіндегі соңғы қысымы, яғни 0,05 бар болған кездегі қанығу сызығындағы судың энтальпиясы;

$x_{ка}$ – будың құрғақтық сатысы;

$r_к$ – бу түзілуінің жасырын жылуы.

Адиабаттық үдеріс кезінде $S_{ка} = S_0 = 6,6910$ кДж/(кг·К).

II Кесте бойынша 1.1 [8] $p_к = 0,05$ бар кезінде:

S’ = 0,4749 кДж/(кг·К),

S“ - S’ = 7,8698 кДж/(кг·К),

ct_k = 137,43 кД /кг,

$r_к$ = 2423,8 кДж/кг.

Онда $x_{ка} = \frac{6,6910 - 0,4749}{7,8698} = 0,79$.

$h_{ка}$ = 137,43 + 0,79·2423,8 = 2052,22.

Δp_{p1} = 4% тапсырмада берілген реттеу органдарындағы қысымның қабылданған жоғалтуы кезінде турбинаның бірінші сатысының шүмегі алдында келесі қысымдар болады:

$$p'_0 = (1-\Delta p_1) \cdot p_0, \text{ бар} \quad (5.7)$$

$$p'_0 = (1-0,04) \cdot 65 = 62,4.$$

Дросселдеу (h - пост.) сызығы бойымен p'_0 = 62,4 бар қысымына дейін "**а***" нүктесін аламыз.

Турбинаның (соңғы сатыға шығатын жылдамдық жоғалтуын есепке алмағанда) салыстырмалы ішкі берілген ПӘК кезінде "**с***" нүктесінде келесі энтальпияларды аламыз:

$$h_к^* = h_0 - \eta_{oi} \cdot (h_0 - h_{ка}), \text{ кДж/кг} \quad (5.8)$$

$$h_к^* = 3307,55 - 0,86 \cdot (3307,55 - 2052,2) = 2227,96.$$

с* нүктесін табу үшін алдымен hs диаграммасында $h_к^*$ изоэнтальпияның $p_к$ изобар сызығында қиылысуын (яғни, $h_к^*$ = 2227,96 кДж/кг изоэнтальпияның $p_к$ = 0,05 бар изобар сызығымен қиылысуы) табу керек, онда турбинадағы келесі жылу құламасы қолданылады:

$$H_i = h_0 - h^*_к, \text{ кДж/кг} \quad (5.9)$$

$$H_i = 3307,55 - 2227,96 = 1079,6.$$

Турбинадағы будың нақты кеңейту үдерісі сызығында "а*- с*" мына $p_6^{к.о}$=42,6 бар, $p_5^{к.о}$=23,27 бар, $p_4^{к.о}$=11,64 бар, $p_3^{к.о}$=9 бар, $p_2^{к.о}$=1,83 бар, $p_1^{к.о}$=0,46 бар изобарлар бар. Өндіру камераларындағы изобарлар үдерісінің сызбасы 5.6 б суретінде берілген.

h_0 , $h_{ка}$, $h_к^*$ және $h_к$ алынған энтальпиялардың мәні - hs диаграммасына белгіленіп, теориялық (а-в) және нақты (а – а* -с*) үдерістер болады. Бұдан әрі $p_6^{к.о}$, $p_5^{к.о.}$, $p_4^{к.о.}$, $p_3^{к.о.}$, $p_2^{к.о.}$, $p_1^{к.о}$ изобарлар белгіленеді. Будың нақты кеңейту үдерісінде бұл изобарлардың түйілісу нүктелеріне сәйкес энтальпиялар мен турбина өндіру камераларынан шығатын кездегі бу температурасын табу қажет. Осылайша, hs диаграммасы бойында энтальпиялар және бу температуралары (сонымен қатар, Ж-1 мен Ж-2 жылытқыштары үшін будың құрғақтық деңгейі (х)) дәйектілікпен орналасады.

h_6 = 3230 кДж/кг, $t_6^{к.о}$=405°С;

h_5 = 3095 кДж/кг, $t_5^{к.о}$=330°С;

h_4 = 2950 кДж/кг, $t_4^{к.о}$ = 254°С;

h_3 ($h_д$) = 2925 кДж/кг, $t_3^{к.о}$=238°С;

h_2 = 2650кДж /кг; $x_2^{к.о}$=0,979;

h_1 =2470 кДж / кг, $x_1^{к.о}$ = 0,928.

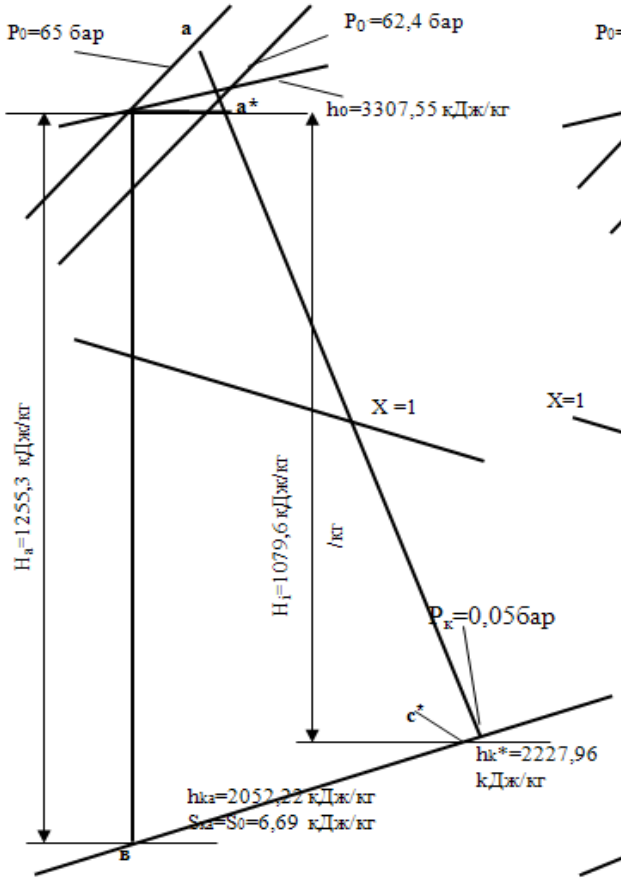
hs диаграммасы турбинасындағы будың кеңеюінің шартты үдерісі сәйкес нүктелерде параметрлерді белгілеумен 5.6 б суретте берілген. Сондай-

ақ, диаграммада регенерациялық жылытқыштарға будың кіру кезіндегі қысымы да көрсетілген: p_6, p_5, p_4, $p_3(p_д)$, p_2, p_1 .

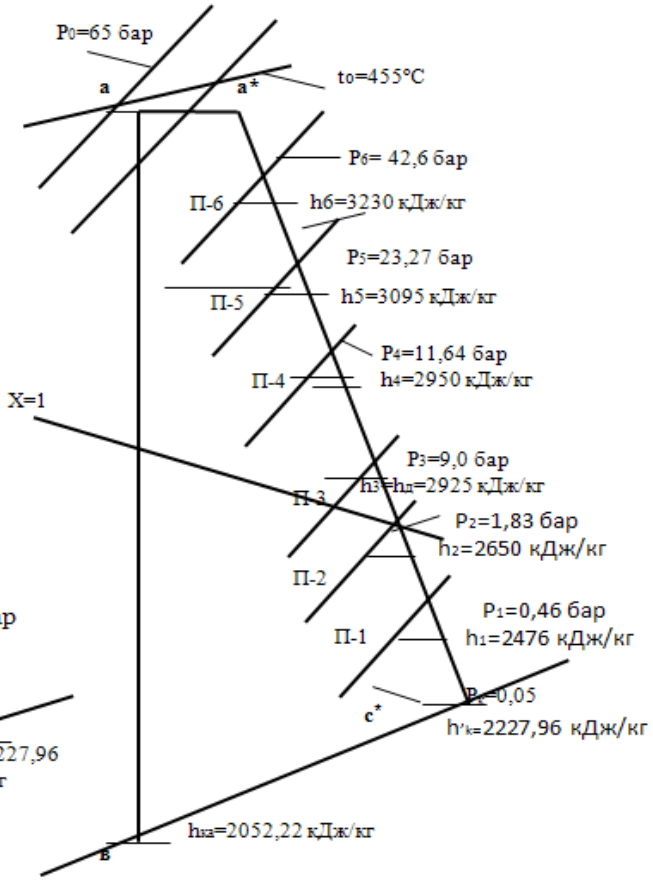
Жылытқыш алдындағы қысым мен регенерациядағы өндіру камераларындағы бу параметрлері 5.1 кестесінде келтірілген.

5.1-кесте - жылытқыш алдындағы қысым мен регенерациядағы К-80-75 турбинаның өндіру камерасындағы бу параметрлері.

Жылытқышқа буды өндіру	Өндіру камерасындағы қысым, $p^{к.о}$, бар	Өндіру камерасындағы будың температурасы, $t^{к.о}$, °С немесе ($x^{к.о}$)	Өндіру камерасындағы будың энтальпиясы, h, кДж/кг	Бу құбырындағы қысымның шығыны, Δр, %	Жылытқыш алдындағы будың қысымы,$p_{в.}$, бар
Ж-6	42,6	405	3230	4	40,89
Ж-5	23,27	330	3095	5	22,11
Ж-4	11,64	254	2950	7	10,83
Ж-3(D-6)	9	238	2925	5	6
Ж-2	1,83	x=0,979	2650	8	1,69
Ж-1	0,46	x=0,928	2470	9	0,4189



5.6а-сурет. - h-s-диаграммадағы турбинадағы бу ұлғаюының шартты үдерісінің сұлбасы



5.6б-сурет. – Регенерацияға бу алатынтурбинаның камерасын- дағы изобарамен шартты үдеріс сұлбасы

4 Регенерация жүйесіндегі будың, қоректік судың және конденсаттың (дренаждардың) параметрлері

Д-6 ($p_д$=6 бар) деаэраторы кезінде оны 25 м белгіде орнатқанда сулы бөлігі бойынша әрбір ТҚЖ құбыр желісі мен арматураның құбырлы жүйесінің жиынтықты гидравликалық кедергісі $\Delta p_{ПНД}$ =1 бар, эжекторлы және тығыздауыш жылытқыштардың кедергісі $\Delta p_{ЭП} = \Delta p_{СП}$ =0,5 бар және $p_к$ = 0,05 бар конденсатты сорғыларды айдау кезіндегі қысым:

$$p_{кн} = p_д + Н_{деа} / 10{,}197 + 2\cdot \Delta p_{ПНД} + 2\cdot (\Delta p_{ЭП} / \Delta p_{СП}) - p_к, \text{ бар}, \qquad (5.10)$$

мұнда 10,197 – су бағанының биіктігі 1 бар, м қысымға тең;

$Н_{деа}$= 25 – әдетте деаэратор орнатылатын биіктік, м.

$p_{кн} = 6{,}0 + 25_а / 10{,}197 + 2\cdot 1 + 2\cdot 0{,}5 - 0{,}05 = 11{,}41$бар $\cong$ 12.

ТҚЖ тракті бойынша қоректік судың сәйкес қысымы 5.5 суреттегі есептік жылу сызбада көрсетіледі,

Қоректік сорғыны айдаудағы қысымды қабылдаймыз,

$$p_{пн} = 1{,}3\cdot p_0, \text{ бар}, \qquad (5.11)$$

$$p_{пн} = 1{,}3\cdot 65 = 84{,}5 \cong 85 \text{ бар}$$

ЖҚЖ қоректік суының қысымы әрбір жылытқыштың және оған қатысты құбыр желісі мен арматураның гирдавликалық кедергісін ескере отырып анықталады: $\Delta p_{ЖҚЖ}$ = 5 бар. Бұл нұсқада:

$p_{в4} = p_{пн} - \Delta p_{ЖҚЖ}$ =85 – 5 = 80 бар;

$p_{в5} = p_{в4} - \Delta p_{ЖҚЖ}$ = 80 – 5 = 75 бар;

$p_{в6} = p_{в5} - \Delta p_{ЖҚЖ}$ = 75 – 5 = 70 бар.

Үстіңгі жылытқыштардағы қоректік су температурасы алдымен регенерациялық жылытқыштар бойынша қоректік суды жылытуды бөлу есебі кезінде анықталады және келесі мәнді құрайды:

$t_{ЭП}$ = 37,8°С; t_1 = 71,94°С; $t_{СП}$ = 75,94°С; t_2 = 110,08°С;

t_4 = 178,3°С; t_5 = 212,5°С; t_6 = 246,64°С;

Деаэратордағы (Ж-3) қоректік су температурасы деаэратордағы қысым $p_д$ = 6 бар болғандағы қанықтыру температурасына сәйкес келеді. Бұл қысымға $t_н$= 158,8°С қанығу температурасы сәйкес келеді (II Кесте [8]).

Жылытқыштардағы қоректік су энтальпиясы III Кесте /2/ бойынша қысым мен температура мәндеріне сай орнатылады:

Ж-6 жылытқышы үшін $p_{в6}$=70 бар, t_6 =246,64°С болғанда қоректік су энтальпиясы ct_6=1069,74 КДж/кг болады; Ж-5 үшін $p_{в5}$=75 бар, t_5 =212,5 °С болғанда: ct_5 = 911,1 КДж/кг, Ж-4 үшін $p_{в4}$= 80 бар, t_4 =178,3°С болғанда: ct_4=759,5 КДж/кг, Ж-2 үшін $p_{в2}$=9 бар, t_2 =110,08 °С болғанда: ct_2=462,2 КДж/кг, Ж-1 үшін $p_{в1}$=10,5 бар, t_1 =71,94 °С болғанда: ct_1=301,96 КДж/кг

болады.

Деаэратордағы қоректік су энтальпиясы мен температурасы деаэратордағы қысыммен анықталады, олар жоғарыда келтірілген.

Үстіңгі регенерациялық жылытқыштардан шығатын конденсат температурасы жылытқыштағы бу қысымына сәйкес келеді; олар II Кесте [8] мәліметтері бойынша орнатылады. Ж-6 жылытқышы үшін температура қысым p_6 = 40,89 бар болғанда конденсат температурасы (қанығу температурасына тең) $t_{н6}$ = 251,64°С болады, Ж-5 үшін қысым p_5 = 22,11 бар болғанда мәні $t_{н5}$ = 217,5°С болады және осылай жалғаса береді.

Конденсат энтальпиясы II Кесте [8] бойынша жылытқыштағы бу қысымымен анықталады және $ct_н$ мәні h' қанығу сызығындағы су энтальпиясының кестелік мәніне тең, осылайша

p_6 = 70 бар кезінде $ct_{н6}$= h_6= 1069,74 КДж/кг болады.

p_5 = 75 бар кезінде $ct_{н5}$ = h_5= 911,1 КДж/кг,

p_4 =80 бар кезінде $ct_{н4}$ = h_4 = 759,5 КДж/кг,

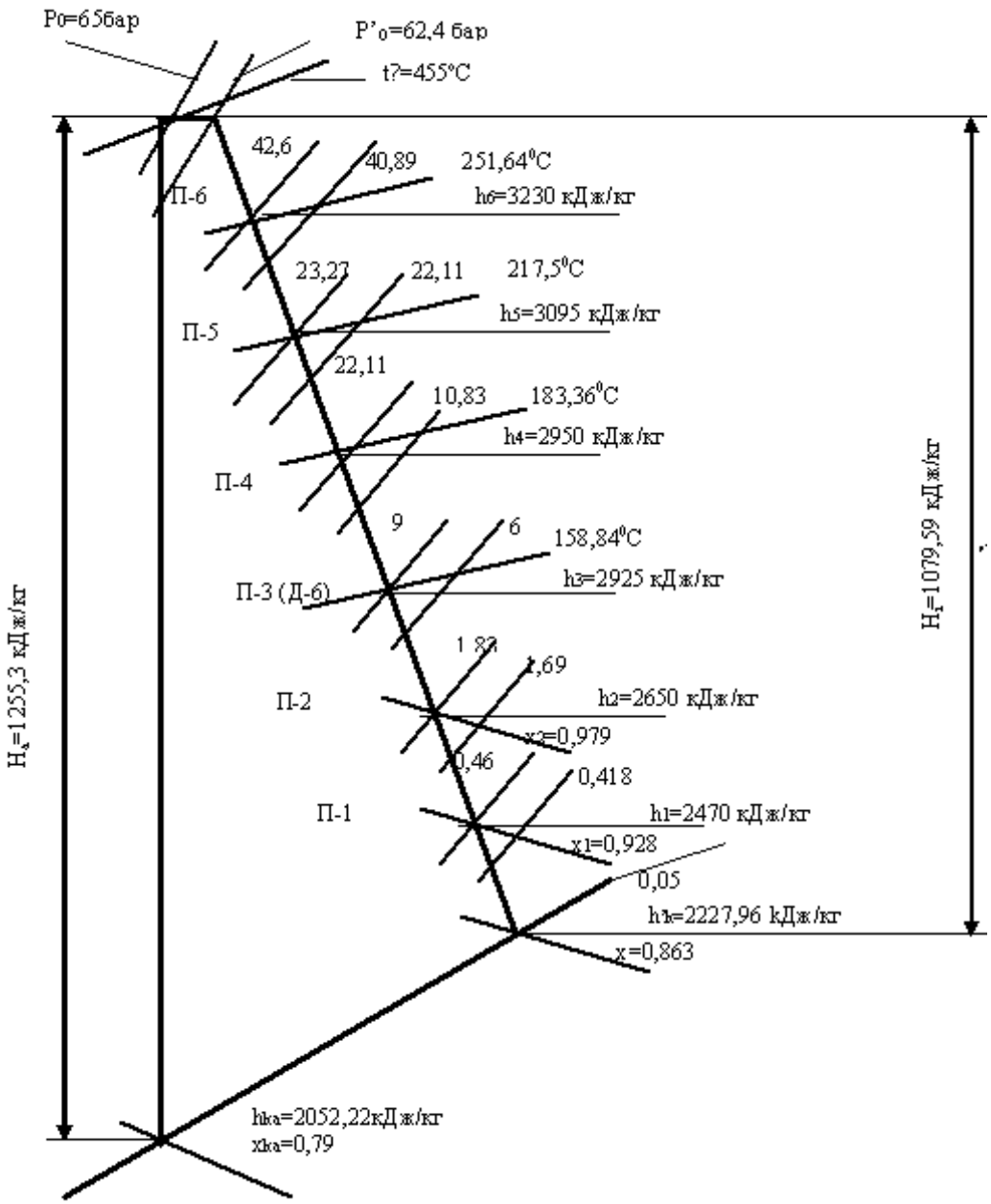
p_2 = 9 бар кезінде $ct_{н2}$ = h_2 = 462,2 КДж/кг,

p_1= 10,5 бар кезінде $ct_{н1}$ = h_2 = 301,96 КДж/кг.

Бу, қоректік су және конденсат параметрлерінің мәні 5.2-кестеде келтірілген.

Қоректік және конденсаттық сорғылардағы $\Delta t'_{пн}$, $\Delta t'_{кн}$ қоректік су температурасы мен бу энтальпиясының көтерілу есебінің осы мысалында сұйықтықты қайта айдау жылуының көлемдік және гидравликалық өтулері салдарында барлық нұсқалар үшін бірдей мәнде $\Delta t'_{пн}$ = 5,5 КДж/кг , $\Delta t'_{кн}$ = 1,2 КДж/кг саналады. Сондай-ақ, аталмыш шамалардың мәндері 5.2 Кестесінде де келтірілген.

К-75-65 турбинадағы будың кеңею үдерісі 5.7-суретте көрсетілген.



5.7-сурет. - К-75-65 турбинадағы будың ұлғаю үдерісі

5.2-кесте. - К-80– 75 турбинадағы регенерация жүйесіндегі қоректік су мен конденсаттың параметрлері

Жылытқыштар	Өндіру камерасындағы бу			Бу құбырындағы қысымның жоғалуы, Δp1, %	Регенеративті жылытқыштың буы			Жылытқыштар артындағы қоректік су			Жылытқыштағы су энтальпиясының артуы, Δct, кДж/кг	Жылытқыштардан конденсатты ағызу	
	p, бар	h, кДж/кг	tн, °C		p, бар	h, кДж/кг	tн, °C	$p_в$, бар	t, °C	ct, кДж/кг		tн, °C	$ct_н$, кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Ж-6	42,6			4	40,89	3230	251,64	70	246,64	1069,74	158,64	251,64	1093,82
Ж-5	23,27			5	22,11	3095	217,5	75	212,5	911,1	151,6	217,5	939,34
Ж-4	11,64			7	10,83	2950	183,36	80	178,5	759,5	84,1	183,36	787,1
ЖН артында	-	-	-	-	-	-	-	85	158,84	675,9	5,5[1)]	-	-
Д–6 (Ж-3)	9	-			6,0	2925	158,84	6	158,84	670,4	208,2	158,84	-
Ж-2	1,83			8	1,69	2650	115,08	9	110,08	462,2	143,52	115,08	482,43
СЖ	-	-	-	-	-	-	-	10,0	75,94	318,68	16,2	-	-
Ж-1	0,46			9	0,4189	2470	76,94	10,5	71,94	301,96	142,66	71,94	421,32
ЭЖ	-	-	-	-	-	-	-	11,5	37,8	159,3	36,7	-	-
Конден. сорғы артында	-	-	-	-	-	-	-	12,0	29	122,6	1,2[2)]	-	-
Конденсатор	0,05			-	-	-	-	0,04	29	121,4	-	-	-

1) – қоректік сорғыдағы энтальпияның артуы
2) – конденсатты сорғыдағы энтальпияның артуы

5 Бу, қоректік және қосымша судың теңгерімі

“D” турбинасына будың жоғалтулар шығыны арқылы судың барлық элементтері мен будың барлық шығындары жылу сызбасы есебінің қабылданған тәсілі кезінде көрсетіледі, ал жұмыс жылуы деңгейінің жоғарғы температуралық орнына цикл кемуі жинақталады, бұл ретте келесілер орын алады:

- блоктың қазандық агрегатының қажетті өнімділігі,

$$D_{ка} = D + D_{ут}, \quad (5.12)$$

- қоректік сорғының қазандығына берілетін қоректік судың мөлшері,

$$D_{пв} = D_{ка}, \quad (5.13)$$

Шамалардың шартталған мәндерін қойып келесіге қол жеткіземіз:

$$D_{ка} = D + 0{,}02D = 1{,}02D$$

$$D_{пв} = 1{,}02D.$$

6 Регенерация жүйесі бойынша есеп және турбинадағы бу шығынын есептеу

6.1 ЖҚЖ есебі

5.2 Кестесіндегі қажетті есептік мәліметтермен (бу, қоректік су және дренаждың энтальпияларымен) ЖҚЖ есептік сызбасы 5.8 суретінде берілген.

Ж-6, Ж-5, Ж-4 жылытқыштарының жылу балансының теңдеулері:

$$D_6 \cdot (h_6 - ct_{н6}) = K_6 \cdot D_{пв} \cdot (ct_6 - ct_5), \quad (5.14)$$

$$D_5 \cdot (h_5 - ct_{н5}) + D_6 \cdot (ct_{н6} - ct_{н5}) = K_5 \cdot D_{пв} (ct_5 - ct_4), \quad (5.15)$$

$$D_4 \cdot (h_4 - ct_{н4}) + D_5 \cdot (ct_{н5} - ct_{н4}) + D_6 \cdot (ct_{н6} - ct_{н5}) = K_4 \cdot D_{пв} \cdot (ct_4 - ct_{пн}), \quad (5.16)$$

мұнда жылуды тарату коэффициенттері: $K_6 = 1{,}009$, $K_5 = 1{,}008$, $K_4 = 1{,}007$.

Теңдеуге белгілі өлшемдерді қоямыз:

$$D_6 \cdot (3230 - 1069{,}74) = 1{,}009 \cdot 1{,}02 \cdot D \cdot (1069{,}17 - 911{,}1)$$

$$2160{,}26 \cdot D_6 = 163{,}27 \cdot D$$

$$D_6 = 0{,}075\ D.$$

$$D_5 \cdot (3095 - 911{,}1) + 0{,}075D \cdot (1069{,}74 - 911{,}1) = 1{,}008 \cdot 1{,}02\ D \cdot (911{,}1 - 759{,}5);$$

$$2183{,}9D_5 + 11{,}898D = 156D$$

$$D_5 = 0{,}066\ D.$$

$$D_4 \cdot (2950 - 759{,}5) + 0{,}066D \cdot (911{,}1 - 759{,}5) + 0{,}075D \cdot (1069{,}17 - 911{,}1) = 1{,}007 \cdot 1{,}02\ D \cdot (759{,}5 - 675{,}4)$$

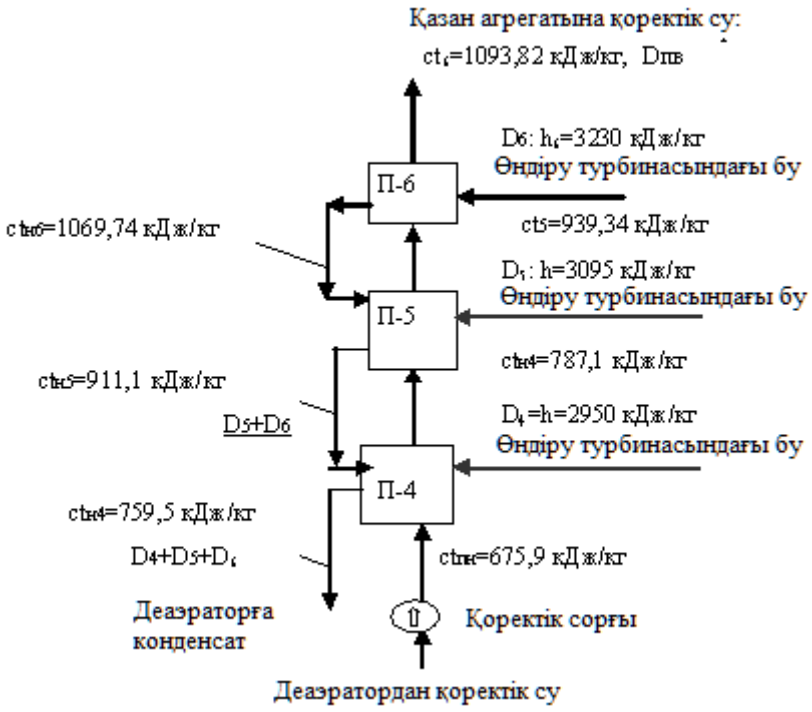
$$2190{,}5D_4 + 10{,}0056D + 11{,}898D = 86{,}38D$$

$$2190{,}5D_4 = 64{,}47D$$

$$D_4 = 0{,}029D$$

Осылайша, ЖҚЖ-дан деаэраторға конденсатты құямыз:

$$D_4 + D_5 + D_6 = 0{,}17D. \quad (5.17)$$



5.8-сурет – ЖҚЖ есептік сұлбасы

6.2 Деаэратор есебі

Қажетті есептік мәліметтермен есептік сұлба 5.9 суретінде берілген.

Деаэратордағы бу «ылғалсыздандырылуының» жылу шығыны ескерілмейтіндігі шартты, оның шамасыздығын есепке ала отырып, жылу теңгерімінің теңдеуін келесідей жазамыз:

$$D_д \cdot (h_3 - ct_д) + (D_4 + D_5 + D_6)\cdot(ct_{H4} - ct_д) = K_3 \cdot [D_{пв} \cdot (ct_д - ct_2)]. \qquad (5.18)$$

ТҚЖ келетін қоректік су көлемі ($D_{пв}$) деаэратордың материалдық теңгерімімен анықталады:

$$D_{пв} = D_{пв} - (D_6 + D_5 + D_4) - D_д, \qquad (5.19)$$

$$D_{пв} = 1{,}02D - 0{,}17D - D_д = 0{,}85D - D_д, \qquad (5.20)$$

Онда $K_д = 1{,}007$ болғанда:

$$D_д \cdot (2925-670{,}4) + 0{,}17D\cdot(759{,}5 - 670{,}4)=1{,}007\cdot [(0{,}85D-D_д)\cdot(670{,}4–462{,}2)]$$

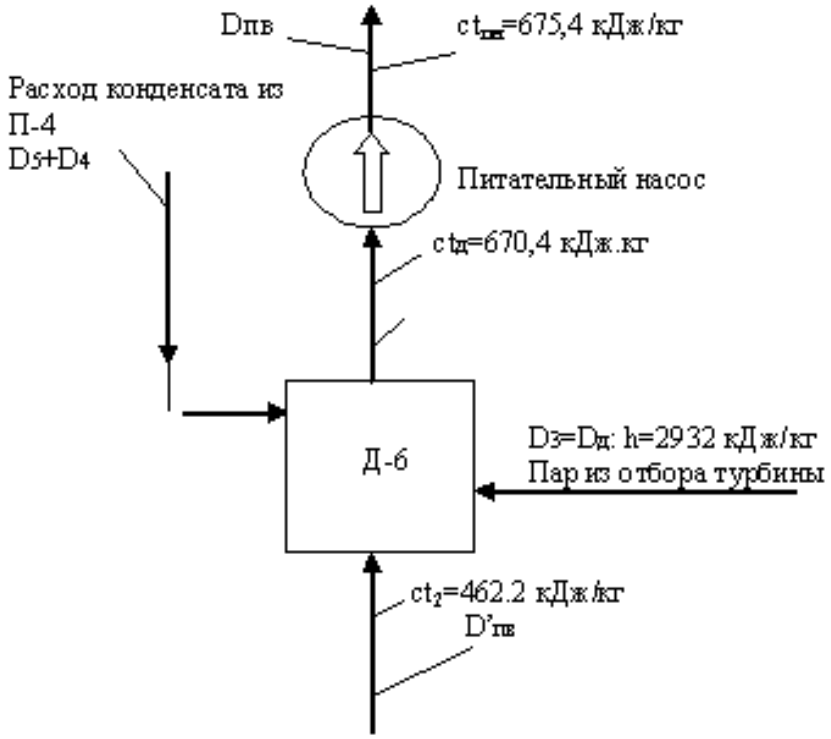
$$2254{,}6D_д + 15{,}147D = 178{,}2D – 209{,}65\, D_д$$

$$2464{,}25D_д = 163{,}053\, D$$

$$D_д = 0{,}066D.$$

Бұл жағдайда:

$$D_{пв} = 0{,}85D - 0{,}066D = 0{,}784D. \qquad (5.21)$$



5.9-сурет – Есептеу сұлбасы

6.3 ТҚЖ есебі

Жылу тасығыштардың ағындар энтальпиясы туралы қажетті деректермен ТҚЖ есептеу сұлбасы 5.10-суретте көрсетілген.

Ж–2 арналған жылыту теңгерімінің теңдеуі:

$$D_2\,(h_2 - ct_{н2}) = K_2 D'_{пв}\,(ct_2 - ct_{сп}), \qquad (5.22)$$

мұнда $ct_{сп}$ – тығыздағышты жылытқыштың артындағы бу энтальпиясы (5.2-кестесінен).

$$D_2 \cdot (2650 – 462,2) = 1,005 \cdot 0,784D \cdot (462,2 – 318,68)$$

$$2187,8D_2 = 113,08D$$

$$D_2 = 0,051D.$$

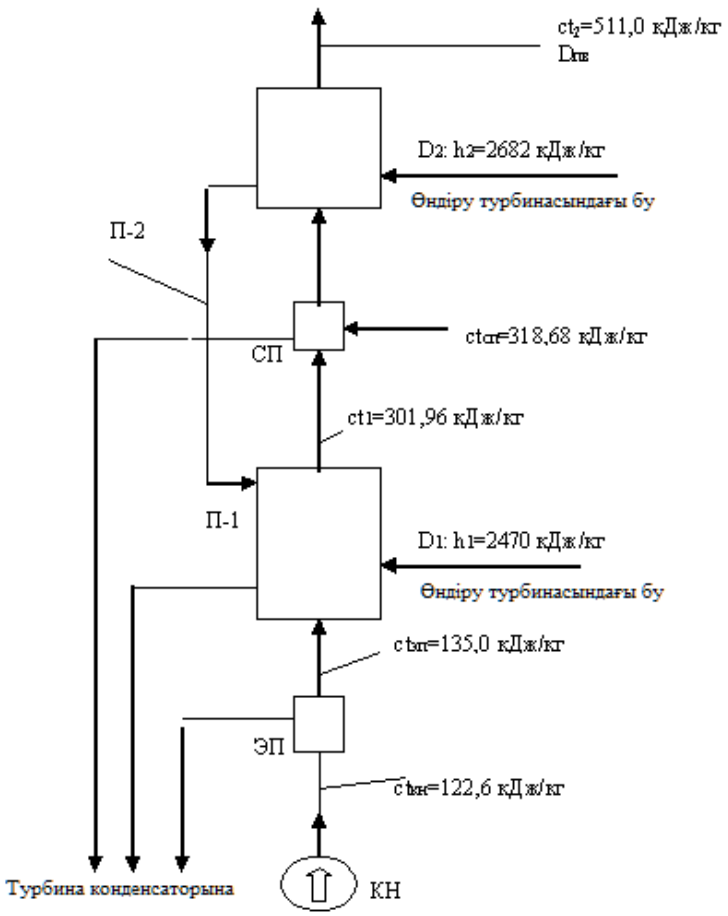
Ж–1 арналған жылыту теңгерімінің теңдеуі:

$$D_1(h_1 - ct_{н1}) + D_2\,(ct_{н2} - ct_{н1}) = K_1 D'_{пв}\,(ct_1 - ct_{эп}), \qquad (5.23)$$

$$D_1 \cdot (2470 – 301,96) + 0,051D \cdot (462,2 - 301,96) = 1,004 \cdot 0,784D \cdot (301,96 - 159,3)$$

$$2168,04\,D_1 + 8,17\,D = 112,3D$$

$$D_1 = 0,048D.$$



5.10-сурет- ТҚЖ есептік сұлбасы

6.4 Турбина өндірудегі будың жиынтық шығындары және конденсатордағы будың шығыны

5.5.-суреттегі есептік жылу сұлбасына сәйкес және қосылған жылытқыштардағы бу шығындарын анықтау бойынша орындалған есептердегі турбина өндірудегі бу шығындары келесідей теңеседі:

$$D_{VI} = D_6 = 0{,}075\ D; \quad (5.24)$$

$$D_V = D_5 = 0{,}066D; \quad (5.25)$$

$$D_{IV} = D_4 = 0{,}029\ D; \quad (5.26)$$

$$D_{III} = D_д = 0{,}066D; \quad (5.27)$$

$$D_{II} = D_2 = 0{,}051\ D; \quad (5.28)$$

$$D_I = D_1 = 0{,}048\ D. \quad (5.29)$$

Сондай-ақ, барлық өндірулерге будың жиынтық шығыны келесіні құрайды:

$$\Sigma\ D_{отб} = 0{,}335\ D, \quad (5.30)$$

Турбина конденсаторындағы бу шығыны турбинадағы бу ағыны теңгерімін сипаттайтын теңдеумен анықталады:

$$D_к = D - \Sigma\ D_{отб}, \quad (5.31)$$

$$D_к = D - 0{,}335\ D = 0{,}665D.$$

Орындалған есептердің дұрыстығы - жылу сызбасындағы тығыздалған ағын көлемі бойынша конденсатордағы бу шығынын есептеумен тексеріледі:

$$D^*_к = D^/_{пв} – (D_1+D_2+D_{ка}), \quad (5.32)$$

$$D^*_к = 0,784D - (0,048D+0,051D +0,02 D)= 0,784D - 0,119D = 0,665D$$

$$D^*_к = 0,665D.$$

$D^*_к = D_к$, бұл есептердің дұрыстығын көрсетеді.

6.5 Турбинадағы бу шығынын анықтау

Турбинадағы бу шығыны теңдеу бойынша есептеледі, мұнда ондағы бу ағынының қуатты күші негізге алынады, МВт,

$$\Sigma N_m = N_э = K\cdot\Sigma D_m\cdot H_{im}, \quad (5.33)$$

мұнда H_{im} – өндірудегі бу шығындарына сәйкес турбинадағы қолданылатын жылу айырмасы, кДж/кг;

$D_m\cdot H_{im}$ – бұл шамалардың көбейтіндісі өндіруге дейін өтетін бу ағыны шығаратын қуат мөлшерін көрсетеді;

$\eta_м$ – механикалық ПӘК (турбиналық агрегат мойынтіректеріндегі үйкеліс кезіндегі жоғалтуларды анықтайды);

$\eta_э$ – электр генераторының ПӘК.

$\eta_м$ және $\eta_э$ мәні турбиналық агрегаттың $\mathbf{N}_э$ = 70 МВт номиналды қуаты кезінде қабылданған.

$$K = \frac{\eta_м \cdot \eta_э}{3600}, \quad (5.34)$$

$$K = \frac{0,99 \cdot 0,986}{3600} = 0,0002711$$

Әрбір іріктеу үшін көлемін анықтаймыз $D_m\cdot H_{im}$:

$$D_{VI} (h_0 – h_6) = 0,075D\cdot (3307,55 - 3230) = 5,81D;$$
$$D_V (h_0 - h_5) = 0,066D\cdot (3307,55- 3095) = 14,03D;$$
$$D_{IV} (h_0 - h_4) = 0,029D\cdot (3307,55 - 2950) = 10,36 D;$$
$$D_{III} (h_0 - h_3) = 0,066D\cdot (3307,55- 2925) =25,25 D;$$
$$D_{II} (h_0 - h_2) = 0,051D\cdot (3307,55 - 2650) = 33,53 D;$$
$$D_I (h_0 - h_1) = 0,048D\cdot (3307,55- 2470) = 40,2D.$$

Барлық турбина арқылы конденсаторға өтетін бу ағынын өңдейтін энергияның санын анықтаймыз:

$$D_к\cdot H_i = 0,665D\cdot 1079,6 = 717,934D.$$

Жоғарыда алынған өрнектерді қосамыз:

$$\Sigma D_m\cdot H_{im}= D_{VI}(h_0–h_6) +D_V(h_0-h_5) + D_{IV}(h_0-h_4) + D_{III}(h_0-h_3) + D_{II}(h_0-h_2) + +D_I(h_0 - h_1) + D_к\cdot H_i, \quad (5.35)$$

$$\Sigma D_m\cdot H_{im}= 5,81D + 14,03D+ 10,36D + 25,25D + 33,53D + 40,2D+ 717,934$$

= 847,114D.

Осылайша, $\Sigma D_m \cdot H_{im}$ = 847,114D.

Сонда $\Sigma N_m = N_э = K \cdot \Sigma D_m \cdot H_{im}$, демек:

$$75 \text{ МВт} = 0{,}0002711 \cdot 847{,}114D = 0{,}229652D.$$

Турбинаға будың шығыны: D = 75/ 0,229652 = 326,58 т/сағ.

Турбинаға будың шығынын анықтау дұрыстығын тексеруді қуат теңдеуі бойынша “D” есептеп жасаймыз:

$$D = d_э \cdot N_э + \Sigma y_т \cdot D_{эт}, \text{ т / сағ.} \quad (5.36)$$

Электр қуатын өндеуге будың салыстырмалы шығыны:

$$d_э = \frac{3600}{H_i \eta_m \eta_э}, \ кг/кВт \cdot ч, \quad (5.37)$$

мұнда $\eta_м$– механикалық ПӘК;

$\eta_э$ – электр генератордың ПӘК;

H_i – турбинада қолданылатын жылу құламасы, кДж/кг;

$y_т$ – турбина қуатын жете өндірмеу коэффициенті.

$$d_э = \frac{3600}{1079{,}6 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}986} = 3{,}416$$

$$y_i = \frac{h_i - h_к^*}{H_i}, \quad (5.38)$$

Турбина қуатын жете өндірмеу коэффициентін анықтаймыз:

$$y_6 = \frac{3230 - 2227{,}96}{1079{,}6} = 0{,}928;$$

$$y_5 = \frac{3095 - 2227{,}96}{1079{,}6} = 0{,}803;$$

$$y_4 = \frac{2950 - 2227{,}96}{1079{,}6} = 0{,}6688;$$

$$y_3 = \frac{2925 - 2227{,}96}{1079{,}6} = 0{,}6456;$$

$$y_2 = \frac{2650 - 2227{,}96}{1079{,}6} = 0{,}3909;$$

$$y_1 = \frac{2470 - 2227,96}{1079,6} = 0,2241.$$

Осылайша, жете өндірмеу коэффициенті, мысалы, алтыншы таңдауда y_6 =0,928 осы таңдауға бағытталған бу ағыны тек қана 1 – y_6 = 1 - 0,928 = 0,072 немесе 7,2% қуатын егер ол конденсаторға дейін турбинаның барлық ағынды бөлігінен өтсе, өңдеуі мүмкін энергиядан өңдегендігін көрсетеді. Сәйкесінше, бірінші таңдауға $y_1 \cong 0,2241$ бағытталған бу ағынының жете өндірмеу коэффициенті және турбинаның ағынды бөлігінен өту кезінде осы ағын оның басынан таңдау орнына дейін 1 – y_1 = 1 – 0,2241 = 0,7759 немесе 77,59% оның ішіндегі энергияны потенциалды өңдеді.

Көбейтіндіні анықтаймыз $y_т \cdot D$эт:

$$y_6 \cdot D_{VI} = 0,928 \cdot 0,075D = 0,0696D;$$
$$y_5 \cdot D_V = 0,803 \cdot 0,066D = 0,053D;$$
$$y_4 \cdot D_V = 0,6698 \cdot 0,029D = 0,02D;$$
$$y_3 \cdot D_{III} = 0,6465 \cdot 0,066\ D = 0,042D;$$
$$y_2 \cdot D_{II} = 0,3909 \cdot 0,051\ D = 0,02D;$$
$$y_1 \cdot D_I = 0,2241 \cdot 0,048\ D = 0,0107D.$$
$$\Sigma y_т \cdot D_{эт} = 0,2153D$$

Сонда турбинаға бу шығынының есебі қуат теңдеуінен:

$$D = d_э \cdot N_э + \Sigma y_т \cdot D_{эт}, \qquad (5.39)$$
$$D = 3,416 \cdot 75 + 0,2153D$$
$$0,7847D = 256,2$$
$$D = \frac{256,2}{0,7847} = 326,5 \quad т/сағ$$

ΔD =326,58 -326,5 =0,08 т / сағ тең үйлеспеушілік.

Будың регенеративті жылытқышқа кететін шығыны:

ЖҚЖ – 6: $D_6 = 0,075 \cdot D = 0,075 \cdot 326,58 \cong 24,49$ т/сағ;
ЖҚЖ – 5: $D_5 = 0,066 \cdot D = 0,066 \cdot 326,58 \cong 21,55$ т/сағ;
ЖҚЖ – 4: $D_4 = 0,029 \cdot D = 0,029 \cdot 326,58 \cong 9,47$ т/сағ;
Д – 6: $D_д = 0,066 \cdot D = 0,066 \cdot 326,58 \cong 21,55$ т/сағ;
ТҚЖ – 2: $D_к = 0,051 \cdot D = 0,051 \cdot 326,58 \cong 16,65$ т/сағ;
ТҚЖ – 1: $D_1 = 0,048 \cdot D = 0,048 \cdot 326,58 \cong 15,67$ т/сағ.

7 Турбиналық қондырғының және қазан-турбина блогының энергетикалық көрсеткіштері

7.1 Турбиналық қондырғы көрсеткіштері

Турбинаға кететін будың салыстырмаы шығыны

$$d_э = D / Nэ, \text{ кг/кВт} \qquad (5.40)$$

$$d_э = (326,58 \cdot 10^3) / (75 \cdot 10^3) = 4,35$$

Электр қуатын өндіруге кететін жылудың салыстырмалы шығыны

$$q_э = \frac{Q_э}{N_э} = \frac{D(h_о - ct_{пв})}{N_э}, \text{ кДж/кВт}, \qquad (5.41)$$

мұнда $ct_{пв} = ct_6$ – П-6 жылытқыштағы қорек судың энтальпиясы.

$$q_э = \frac{326{,}58(3307{,}55 - 1069{,}74)\cdot 10^3}{75\cdot 10^3} = 9744{,}32$$

Турбиналық қондырғының абсолютті электр ПӘК-і:

$$\eta_{аэ} = \frac{3600\cdot N_э}{Q_э}, \%, \qquad (5.42)$$

мұнда $Q_э$=730823,98 – электр қуатының өндірісіне кететін жылу шығыны, кДж/кг.

$$\eta_{аэ} = \frac{3600\cdot 75\cdot 10^3}{730823{,}98\cdot 10^3} = 0{,}3694 \quad (36{,}94\%).$$

Электр қуатын өндіруге кететін турбина қондырғысындағы жылу шығыны бу турбиналық қондырғы цикліне жіберілетін химиялық тазартылған суды жылытуға кететін жылудың жұмсалуын есептемегенде жоғалтулардың орнын толтыру:

$$Q_{wэ} = Q_э - D_{дв}(ct_{пв} - ct_{прир}), \text{ кДж/сағ}, \qquad (5.43)$$

мұнда $ct_{прир}$ – сумен қамтудың сыртқы қайнар көзінен конденсаторға келіп түсетін салқындатқыш судың энтальпиясы, су температурасы 15° болып қабылданады және сонда $ct_{прир}$ =62,94 кДж/кг;

$D_{дв}$ – жоғалтулардың орнын толтыруға арналған бу турбиналық қондырғы цикліне жіберілетін химиялық тазартылған судың саны, т/сағ.

$$D_{дв} = 0{,}02\,D = 0{,}02\cdot 326{,}58 = 6{,}53 \text{ т/сағ}$$

$$Q_{wэ} = 730823{,}98\cdot 10^3 - 6{,}53(1069{,}74 - 62{,}94)\cdot 10^3 = 724249{,}576 \text{ кДж/сағ}$$

Электр қуатын өңдеуге кететін жылудың салыстырмалы шығыны (өз қажеттілігіне шығынды есептемегенде):

$$q_{wэ} = Q_{wэ} / N_э, \text{ кДж/(кВт·сағ)} \qquad (5.44)$$

$$q_{wэ} = 724249{,}576\cdot 10^3 / 75\cdot 10^3 = 9656{,}66 \text{ кДж/(кВт·сағ)}$$

Электр қуатын өндеу бойынша турбиналық қондырғының пайдалы әрекет коэффициенті:

$$\eta_{wэ} = \frac{3600}{q_{wэ}}, \qquad (5.45)$$

$$\eta_{wэ} = \frac{3600}{9656,66} = 0,3728 \quad (37,28\%).$$

Жылудың салыстырмалы шығыны:

$$q_{wэ} = \frac{1}{\eta_{wэ}}, \qquad (5.46)$$

$$q_{wэ} = \frac{1}{0,3728} = 2,682 \text{ кДж/(кВт·сағ)}$$

7.2 Қазан-турбина блогының жұмыс көрсеткіші

Электр қуатын өндеу бойынша блоктың пайдалы әрекет коэффициенті өз қажеттілігіне кететін шығынды есептемегенде (брутто):

$$\eta^{бр}_{бл} = \eta_{wэ} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{ка}, \qquad (5.47)$$

мұнда $\eta_{wэ}$ = 0,3728 – электр қуатын өндеу бойынша турбиналық қондырғының ПӘК-і;

$\eta_{ка}$ = 0,89 – қазан агрегатының ПӘК-і;

$\eta_{тр}$ – жылу көлігінің ПӘК-і (қазаннан турбинаға дейін);

$$\eta_{тр} = Q_э / Q_{ка}, \qquad (5.48)$$

мұнда $Q_э = 730823,98 \cdot 10^3$ – турбиналық қондырғыға келтірілген жылудың саны, кДж/сағ;

$Q_{ка}$ – қазанның жылыту қуаты, кДж/сағ.

$$Q_{ка} = D_{ка} (h_{пе} - ct_{пв}), \qquad (5.49)$$

мұнда $h_{пе}$ – қазанның шыға берісіндегі ысып кеткен будың энтальпиясы, кДж/кг.

Турбинаның алдындағы будың параметрлері кезінде p_0 = 65 бар, t_0 = 455°С оның қазаннан шығуында параметрлері қабылданады: $p_{пе} = 1,13 \cdot P_0 \approx 1,13 \cdot 65 \approx 73,45$ бар;

$$t_{пе} = t_0 + 5°C = 455 + 5 = 460°C.$$

Мұндай жағдайда III-кестесі бойынша [9] $h_{пе}$ = 3319,42 кДж/кг және:

$$D_{ка} = 1,02 \cdot D = 1,02 \cdot 326,58 = 333,11 \text{ т/сағ кезінде}$$

$$Q_{ка} = 333,11 \cdot (3305,48 - 1069,74) \cdot 10^3 = 749392,23 \cdot 10^3 \text{ кДж/сағ};$$

Сонда жылу көлігінің ПӘК (қазаннан турбинаға дейін):

$$\eta_{тр} = \frac{730823{,}98 \cdot 1000}{749392{,}23 \cdot 1000} = 0{,}97$$

Электр қуатын өндеу бойынша блок ПӘК өз қажеттілігіне кететін шығынды есептемегенде (брутто):

$$\eta^{бр}_{бл} = 0{,}3728 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}89 = 0{,}3218\ (32{,}18\%)$$

ПӘК “нетто” өз қажеттілігіне кететін берілген шығын кезінде $P_{сн}$ = 7%:

$$\eta^{нт}_{бл} = (1 - p_{сн} / 100) \cdot \eta^{тр}_{бл}$$

$$\eta^{нт}_{бл} = (1 - 7/100) \cdot 0{,}3218 = 0{,}3\ (3\%)$$

Электр қуатын өндеу бойынша ЖЭС-тің ПӘК жалпы жағдайында келесідей өрнектен анықталатындығы белгілі:

$$\eta^{нт} = W_э / B \cdot Q_н, \qquad (5.50)$$

мұнда $W_э$ – ЖЭС-те өңделетін электр қуатының мөлшері;

B – отын шығыны;

$Q_н$ – отын жануының жылуы.

Бұл ретте $Qн \cdot \eta^{нт}$ көбейтіндісі электр қуатына айналып кеткен химиялық отын қуатының санын анықтайды және:

$$Wэ = Q_н \cdot \eta^{нт}. \qquad (5.51)$$

Электр қуатының 1 кВт·сағ өңдеуіне кететін шартты отынның салыстырмалы шығыны:

$б_у^{нт} = B / Wэ = 3600 / Qн \cdot \eta^{нт}$, г/(кВт·сағ) байланысынан анықталады

ЖЭС-тің жылу үнемділігінің электр қуатының 1 кВт·сағ өндірісі үшін қажетті шартты отынның шығынын анықтау жолымен бағалайды. 1 кг шартты отынның жанып кету жылуы – 29,3МДж/кг.

Осылайша:

$$б_у^{нт} = 3600 / Qн \cdot \eta^{нт} = 3600 / 29{,}3 \cdot \eta^{нт} = 122{,}87 / \eta^{нт},\ г/(кВт \cdot сағ) \qquad (5.52)$$

Электр қуатының 1 г/(кВт·сағ) өңдеуіне кететін “нетто” шартты отынның салыстырмалы шығынын анықтаймыз:

$$б_у^{нт} = 122{,}87 \cdot 0{,}3 = 409{,}55\ кДж/сағ;$$

6-тарау. Техникалық сумен жабдықтау

6.1. ЖЭС-те суды тұтыну. Сумен жабдықтау көздері мен жүйелері

Жылу және атом электрстанциялары электр станциясының техникалық сумен жабдықтауы тарапынан қамтамасыз етілетін бу турбиналарының конденсаторларындағы буды конденсациялау үшін судың қомақты көлемін тұтынады. Техникалық суды тұтынушылар қатарында қосалқы жабдық пен бас турбиналарының майсалқындатқыштары, сутек пен электргенераторларының статор конденсаттарының салқындатқыштары, қоздырғыш ауасының салқындатқыштары, механизм мойынтіректерін салқындату жүйелері және т.б. жатады. Қатты жанар-жағармай жағатын ЖЭС-те техникалық су жанар-жағармай тарату трактісінде гидрожинау үшін шлак және күл гидрокөлік жүйесінде қолданылады. 6.1-кестесінде техникалық су тұтынушыларының ара қатынасы көрсетілген [36].

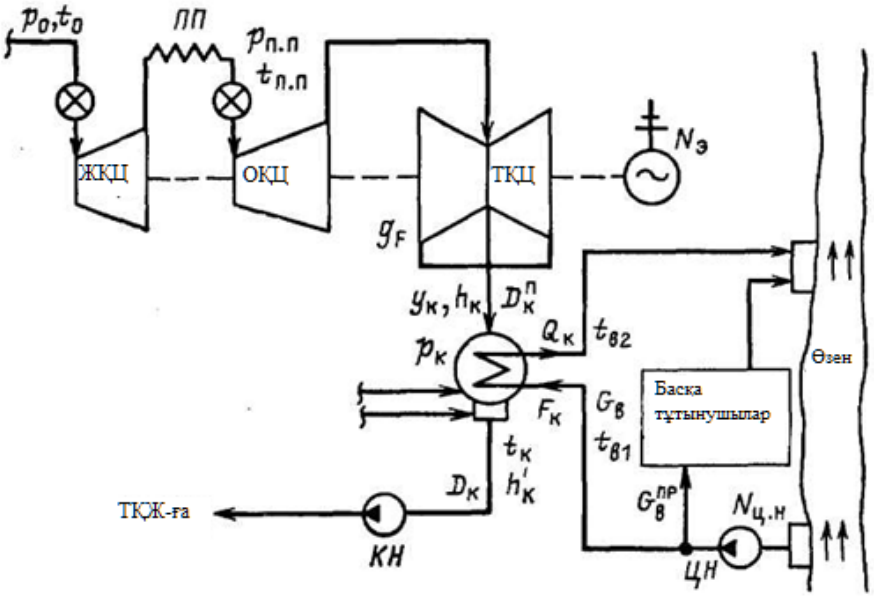
6.1-кестесі - техникалық су тұтынушыларының ара қатынасы

Электр станциясындағы техникалық су тұтынушылары	Су шығыны, %
Турбиналардың конденсаторларындағы бу конденсациясы	100
Ірі электр қозғалтқыштары, электр генераторлары статорының конденсаты, ауа және сутекті салқындату	2,5–4
Қосалқы механизмдердің мойынтіректерін салқындату	0,3–0,8
Гидрокүлді шығару жүйесінің сумен жабдықтау сызбасы айналымындағы шлак және күл гидрокөлігі (жанар-жағармай шығыны, оның күлділігі, күлшлакты шығару тәсілі мен күлтұтқыш типіне байланысты)	0,1–0,4
Жылу желілері және электр станциясы су мен бу қоспасы трактісінің шығыны мен азаюының орнын толтыру	0,04–0,1

Техникалық судың негізгі тұтынушылары – бу турбиналарының *конденсаторлары* құрамына бу конденсациясының жылуын қоршаған ортаға тарату жүзеге асырылатын су салқындатқышы бар техникалық сумен жабдықтау жүйесіне ТҚЦ енетін электр станциясының *төмен потенциалды кешенінің* бөлігі болып табылады (6.1-сурет) [36].

Электр станциялары үшін техникалық судың көп тараған көзі – өзендер. Өзендегі су шығыны (өзен дебиті) және оның температурасы жыл бойы өзгеріп отырады. Таулы аймақтардың өзендеріне қатысты су шығыны жазғы уақытта мұздықтардың еруіне байланысты үдей түседі. Электр станциясы жеткілікті көлемдегі көл немесе теңіздің жағасында орналасса, көл және теңіз сумен жабдықтау көзі бола алады. Электр станциясының техникалық суды тұтыну бойынша өзен дебеті айтарлықтай көтерілсе (3-4 есе және одан да көп), *сумен тікелей қамту жүйесі* қолданылады. Өзеннен алынған су турбиналардың конденсаторлары арқылы өтеді және жылытылған

және таза сулардың араласуы экологиялық жағдайға кері әсерін тигізбеу үшін өзен ағысының төменгі бөлігіне ағызылады. Тік ағынды су жүйесі теңіз немесе айтарлықтай үлкен өзеннің ағынды суы арқылы жүзеге асыруға болады.



ЖҚЦ – жоғары қысымды цилиндр; ОҚЦ – орташа қысымды цилиндр; ТҚЦ – төмен қысымды цилиндр; ЦС – циркуляциялық сорғылар; СН – конденсатты сорғылар [36].

6.1-суреті – Электр станцияның төмен потенциалды кешенінің есептік сұлбасы

Сумен жабдықтаудың айналымды жүйесі техникалық суды бірнеше рет қолданумен сипатталады. Жүйе су электр станциясы ғимаратының аумағында судың қажетті көлемін беретін көздің болмауы немесе ресурстарды басқа тұтынушылар тауысқан жағдайда қолданылады. Сумен жабдықтаудың айналымды жүйесінде су салқындатқыш ретінде *салқындатқыш-суайдын* немесе *градирнялар* қолданылады. Салқындатқыш суайдын тасқын кезінде максималды көлемнен минималды көлемге дейін ауысып тұратын, су шығыны құбылмалы болатын, жаз мезгілінде кеуіп қалатын және қыс мезгілінде қатып қалатын шағын өзеннің базасында құрылады [36].

Градирнялар электр станциясының аумағында салынған типтік су салқындатқыш болып табылады. Олар суару құрылғылары, тартып алатын мұнаралар мен қабылдау бассейнінен құралады, және жылынған су мен қоршаған ауа арасындағы масса және жылу алмасуды қамтамасыз етеді. Градирняларды су салқындатқыш ретінде қолдану жылу тұтынушыларына айтарлықтай жақын орналасқан өнеркәсіптік нысандар мен ірі елді мекендердің жанындағы жылу электр станцияларына тиесілі. Осындай жағдайда дебеті үлкен өзендер мен сумен тікелей қамтуды, сонымен қатар

айналымды сумен қамтамасыз етуі бар салқындатқыш суайдынды пайдалану шектеулі.

Ірі электр станцияларына арналған салқындатқыш су айдандарды құру бірталай аумақты толтыруды талап етеді: КЭС үшін 1000 Мвт-қа шамамен 6 км^2. Олардың құрылысы градирняларды құруға қарағанда күрделірек, бірақ қаржының аз жұмсалуын талап етеді. Сонымен қатар, салқындатқыш суайдындар қолдануда қарапайым болып келеді. Дамыған капиталистік және бірқатар социалистік мемлекеттерде жердің қымбаттау үдерісі салқындатқыш суайдындарын қолданудың шектелуі мен КЭС-та градирняларда кеңінен қолдануға әкеп соқтырды [36].

Сумен жабдықтаудың аралас тік ағынды-айналма жүйесі алдыңғы екі жүйенің элементтерін үйлестіреді және электр станцияларында жаңа қуатттарды орнату немесе тура ағынды жүйе көзіндегі су шығынының айтарлықтай құбылмалы болуы салдарынан техникалық суды тұтынудың артуы кезінде пайдаланылады.

Турбина конденсаторына (6.1-суретін қар.) $D_к^п$, кг/сағ. көлемінде,$h_к$ энтальпиясы және ылғалдылығы $y_к$ = 8÷12% пайдаланылған бу түседі. Конденсатордың құбыр жүйесінің үстіңгі бөлігі арқылы жылу алмасу нәтижесінде пайдаланылған бу $t_к$, °С өз температурасын сақтай отырып, $p_к$, кПа қысымында конденсацияланады. Конденсаторға, сонымен қатар қоректендіргіш сорғылар құбыр жетегінің бу конденсаты, бу, конденсаттың бу шығынын өтеу үшін қосымша су, эжектор және салқындатқыш тығыздағыштардың дренаждары және т.б. түседі. Энтальпиясы $h'_к$, кДж/кг $D_к$, кг/сағ конденсатын турбиналық құрылғылар сорғыларының конденсаты алып кетеді және суды регенативті жылыту жүйесіне береді.

Конденсатордың құбыр жүйесі арқылы кіріс бөлігінде $t_{в1}$ және шығыс бөлігінде $t_{в2}$, °С темпаратурасында салқындатқыш судың қажетті $G_в$, КГ/САҒ көлемі өтеді.

Бу конденсациясының жылылығы $Q_к$ (суық көзге берілетін жылу мөлшері, кДж/ч) конденсатордың жылу балансы теңдеуінен анықталады:

$$Q_{ê} = D_{ê}^{ï}(h_{ê} - h'_{ê}) + \sum D_{äði}(h_{äði} - h'_{ê}) = G_{â}(h_{â2} - h_{â1}), \qquad (6.1)$$

$D_{дрi}$ — конденсаттың қосымша ағыны, қосымша су, конденсатордағы дренаждардың саны, кг/сағ; $h_{дрi}$ — осы ағындардың энтальпиясы, кДж/кг.

Егер $D_{ê}^{ï} = D_{ê}$, $q_{ê} = h_{ê} - h'_{ê}$ қабылдаса (1 кг пайдаланылған будың конденсацияның жылылығы), аламыз:

$$Q_{ê} = D_{ê}q_{ê} = G_{â}\Delta h_{â} = G_{â}c_{â}\Delta t_{â}, \qquad (6.2)$$

$c_в$ = 4,19 кДж/(кг·К) — судың үлестік жылу сыйымдылығы; $\Delta t_в$ — конденсатордағы судың жылытылуы, °С.

Конденсатордың маңызды сипаттамасы *салқындатудың еселігі* болып табылады, яғни салқындатқыш су шығыны мен конденсацияланатын будың ара қатынасы, (6.2), кг/кг анықталады:

$$m = \frac{G_{\text{â}}}{D_{\text{ê}}} = \frac{q_{\text{ê}}}{\Delta h_{\text{â}}} = \frac{q_{\text{ê}}}{c_{\text{â}} \Delta t_{\text{â}}}. \qquad (6.3)$$

Конденсатордағы жылу алмасуы шарттары бойынша салқындатқыш судың температуралары $t_{в1}$ және $t_{в2}$ әрі конденсацияланатын будың температурасы $t_к$ ара қатынасына байланысты

$$t_{\text{ê}} = t_{\text{â}1} + \Delta t_{\text{â}} + \theta_{\text{ê}} = t_{\text{â}2} + \theta_{\text{ê}}. \qquad (6.4)$$

Соңғы температуралық күш (бу конденсациясы температурасына дейінгі су жылылығы) $\theta_к$ конденсатордың сипаттамаларына байланысты °С:

$$\theta_{\text{ê}} = t_{\text{â}} / (e^n - 1);$$
$$n = 3,6 k F_{\text{ê}} / (G_{\text{â}} c_{\text{â}}), \qquad (6.5)$$

k — жылу берудің орташа коэффициенті, Вт/(м^2·К); $F_к$ — конденсаторды салқындату бетінің аумағы, м^2. Ластанбаған құбыр жүйесінде салқындатқыш судың есептік шығынында будың конденсаторға номиналды өткізу кезінде $\theta_к$

салқындатқыш судың темперературасына тәуелді $t_{вl}$және 4-тен 10°С аралығында ауытқып отырады. Бұл судың нашар сапасынан құбыр жүйесінде негізінен кальций тұздарының шөгінділері жиналады және $\theta_к$мәнінің көтерілуіне әкеледі [36].

(6.3) және (6.4) өрнектерінен °С аламыз,

$$t_{\text{ê}} = t_{\text{â}1} + \frac{q_{\text{ê}}}{m c_{\text{â}}} + \theta_{\text{ê}}, \qquad (6.6)$$

бұл будың соңғы параметрлері көбінесе $t_к$ және $p_к$ салқындатқыш судың температурасына $t_{в1}$ тәуелді екенін көрсетеді, салқындату m; $q_к$ = 2200÷2300 кДж/кг.

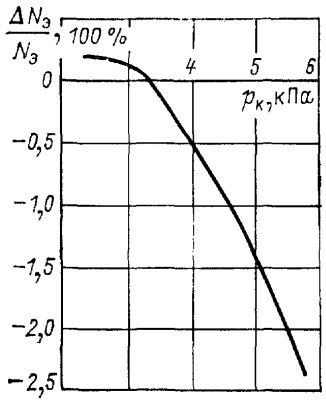
Электр станциясы төмен потенциалды кешенінің (ТПК) параметрлерін оңтайландыру экономикалық тұрғыдан оның ең тиімді келесі сипаттамаларын анықтауға әкеледі: салқындатқыш судың шығыны $G_в$, конденсатордағы қысымның есептік мағынасы $p_к$ (вакуумның V) және салқындатқыш судың температурасы $t_{в1}$, конденсатордың (жылу алмасу) салқындату бетінің аумағы $F_к$, турбинаның пайдалану саны z немесе пайдалану жүктемесінің үлес салмағы g_F, кг/(м^2·сағ), конденсатордың құбыр жүйесіндегі салқындатқыш судың жылдамдығы $\omega_в$, м/с, су салқындатқыштың (сумен жабдықтаудың айналмалы жүйелері үшін) параметрлері. Бұл кешенді тапсырма әдетте бу қазандығы немесе реакторлы қондырғының тұрақты жылу жүктемесі жағдайында, яғни энергия жүйесіндегі алмасатын қуатты есепке алғанда турбиналық генератордың ($N_э$

= var) өзгермелі электр қуаты кезінде шешіледі.

Пайдаланылған будың қысымы $p_к$ төмендеген сайын оның турбинадағы жылу құламасы және электр қуаты $N_э$ артады, турбиналық қондырғының үнемділігі артады және электр энергиясын өндіруге арналған жанар-жағармайдың меншікті шығыс көлемі төмендейді. Соңғы қысым ПӘК және қуат өсімінің баяулауы және турбинаның шығыс шығындарын артуына байланысты техникалық шекті вакуумға дейін төмендеуі мүмкін (6.3-суреті).

Салқындатқыш судың есептік температурасы $t_{в1}^{б}$ турбиналардың конденсаторларындағы будың қысымына қатты әсер етеді. Тік ағынды жүйемен салыстырғанда салқындатқыш суайдындарын қолдану кезінде орташа жылдық температураның көтерілуі $t_{в1}$2–4°С құрайды, ал градирняларды ортану кезінде 10–12°С құрайды.

Турбинаның берілген бу жүктемесі кезінде конденсаторда қажетті соңғы қысымды алу үшін су температурасы көтерілген сайын $t_{в1}$конденсаторға салқындатқыш судың шығыны берілгенде, яғни салқындатудың еселігін m арттыру керек. Су температурасының $t_{в1}$ маусымдық өзгеруі кезінде салқындату еселігі m жаз мезгілінде қысқа қарағанда айтарлықтай жоғары болуы керек. Сондықтан, судың есептік шығыны $G_в$ су салқындатқыш типті турбиналық қондырғы жұмысының жазғы режимі бойынша қабылданады [36].

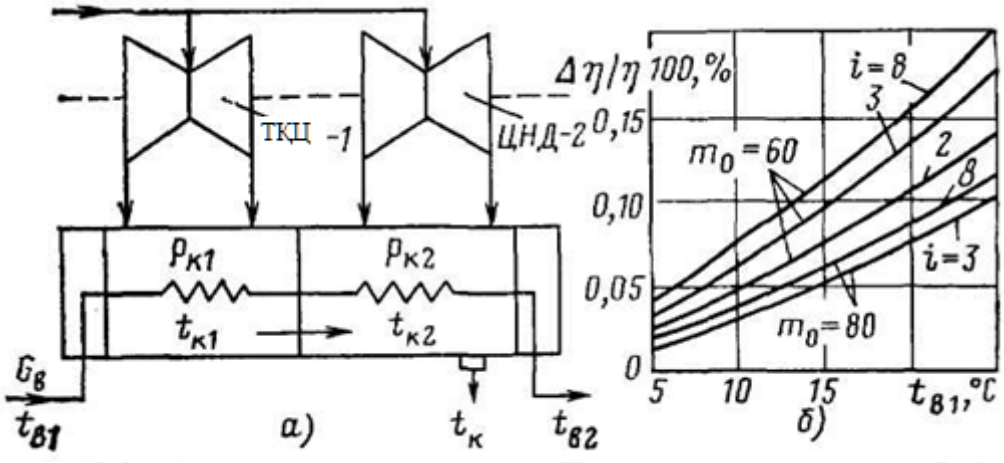


6.2-сурет –Соңғы қысымның өзгеруі кезіндегі электр қуатының салыстырмалы түзетуі

Конденсаторлардың құбыр жүйесіндегі салқындатқыш су жылдамдығының өзгеруі су сапасы мен түтік материалын қолданумен шектеледі. Жылдамдықтың артуы циркуляциялық сорғыларға электр энергиясының шығының көбеюіне әкеледі, сондықтан, бұл жылдамдықтың экономикалық негіздемесі әдетте $\omega_в$ = 1,8÷2,0 м/с шамасында болады.

Қуаты 300 МВт болатын турбиналық агрегаттарда конденсаторлардың төменгі-көлденеңнен орналасуы қолданылады. Қуаты үлкен турбиналарға бірнеше ТҚЖ-мен ауысу төменгі-аксиалды конденсаторларды пайдалануға мүмкіндік береді, олар сызбаны және циркуляциялық су таратқыштардың құрастырылуын пайдалануға мүмкіндік береді. Бұл конденсаторларда

салқындатқыш су бойынша бөлек корпустарды біртіндеп қосу және қоршауларды орнату есебінен будың сатылы конденсациясы сызбасы жүзеге асырылған. Қосымша қаржы жұмсамай, турбиналық қондырғының үнемділігін арттырады (6.3-суреті). КЭС-тегі трубиналардың қолдағы қуаты 0,10–0,15%-ды құрайды [36].



i- конденсациялардың саты саны; m_o- салқындатудың орташа еселігі;
$\Delta\eta/\eta$ – турбиналық агрегат ПӘК-інің салыстырмалы өсімі.

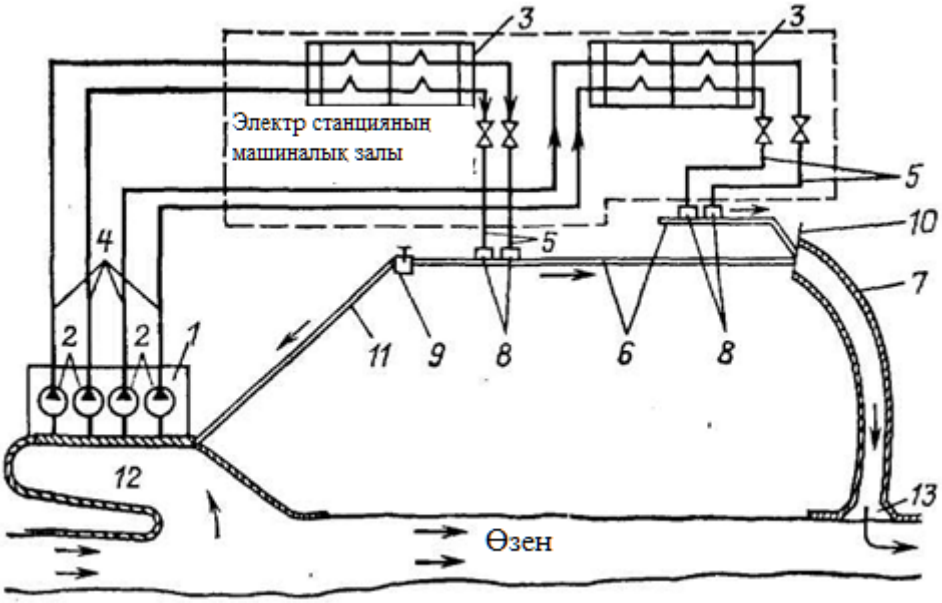
6.3-сурет – Бу конденсациясының екі сатылы сұлбасы (а) және сатылы конденсация кезіндегі турбиналық қондырғының ПӘК өсімі (б):

ЖЭС үшін заманауи турбиналар буының меншікті шығыны d_0 = 3,1 кг/(кВт·сағ) құрайды. ЖЭС-те судың регенеративті жылытуы барысында айналым түйінін есепке алғанда, бу турбиналарының конденсаторларына будың меншікті өткізгіштігі $d_к$ = 2,0 кг/(кВт·сағ) құрайды. Электр станциясының қуаты $N_{э.с}$ = 2000 МВт және m = 90 болғанда, салқындатқыш судың шығыны $G_в = m \cdot D_к = m \cdot d_к \cdot N_{э.с} = 90 \cdot 2 \cdot 2000 \cdot 10^3 = 360 \cdot 10^6$ кг/сағ = 100 м^3/с құрайды.

Мысалы, жылдамдығы 2,5 м/с болатын су мөлшерін өткізу үшін ЖЭС-де жалпы көлденең кесіндісі 40 м^2 болатын циркуляциялық су таратқыштар керек [36].

6.2 Техникалық сумен қамтамасыз етудің тура ағынды жүйелері

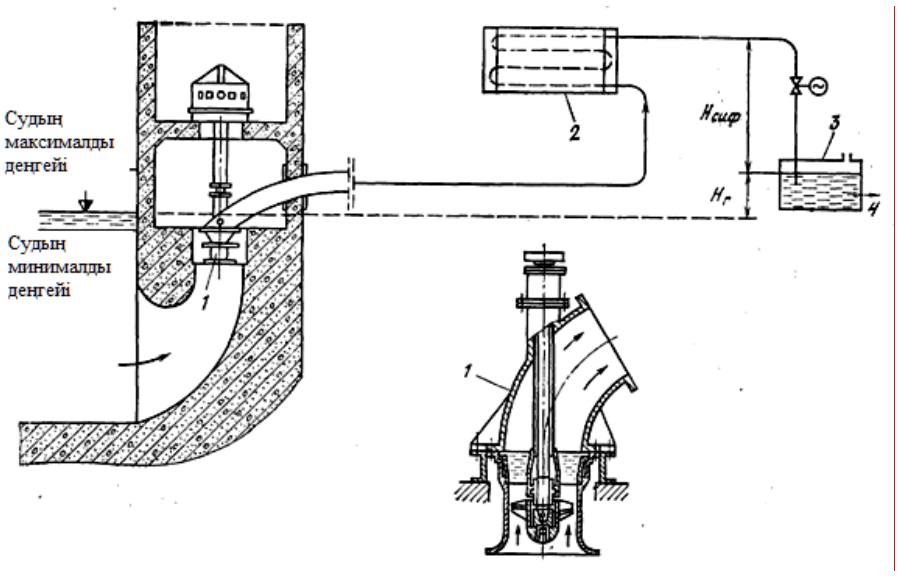
Сумен тікелей қамту — техникалық тұрғыдан барынша жетілдірілген, сәйкесінше, сумен қамтудың тиімді жүйесі. Электр станциясының бекітілген қуатының ұлғаюы тік ағынды сумен қамту көзіне салқындатылған сумен бірге босатылатын жылудың өсіміне әкеп соқтырды, сондықтан өзендегі судың температурасын 3–5°С-ден көтермеу бойынша экологиялық талаптарды сақтау қиын болуда. ЖЭС-те салқындатқыш судың абсолютті шығыны 150 м^3/с жетті.



1- су қабылдағыш және жағалық сорғы станциясы; 2-циркуляциялық сорғылар; 3-конденсаторлар; 4- ағынды су таратқыштар; 5- құю су таратқыштары; 6– жабық бағыттаушы арналар; 7– ашық бағыттаушы арна; 8– құю сифонды құдық; 9– ажыратып-қосу құдығы; 10– жабық бағыттаушы арнада су деңгейін реттеу орны; 11– су жинау бөгетін жылыту құбыр желісі; 12– су жинау шөміші; 13–су ағызғыш.

6.4-сурет – тура ағынды сумен қамтамасыз ету сұлбасы[31,36]

Сумен жабдықтаудың тура ағынды жүйесі кезінде электр станциясының бас корпусы ағынды суы бар өзен, көлдің (су айдыны) жағасында немесе теңіздің жағасында орналастырылады. ЖЭС-тің аумағы өзен суы максималды деңгейге жеткенде батпайтын болуы керек. Бұл деңгей жыл бойы айтарлықтай ауытқыған жағдайда, циркуляциялық сорғылар әдетте жағадағы сорғыларда орналастырылады (6.4-суреті). Ірі ЖЭС-те тік білігі бар айналмалы-таяқшалы типті осьті сорғылар пайдаланылады. Олар 2-5 м болатын су күшімен жұмыс істейді және олардың дөңгелектері су деңгейінен төмен орналасады (6.5-суреті). Сорғылардың берілуі жұмыс дөңгелегінің қашықтықтағы айналымының арнайы құрылғысының жұмыс істеп тұрған агрегатында өзгеруі мүмкін (мысалы, -7-ден +4 градусқа дейін). Су сорғыға түскенге дейін арнайы тор *тазалағыш машиналардың көмегімен механикалық торларда* ірі жүзгіш немесе мөлшерленген заттардан тазартылады. «Қатты» тазалаудан кейін су барабандарды асты мен үстінен айналып өтетін тік шексіз лента болатын жіңішке *айналушы тор* арқылы өтеді. Торлар ластанған жағдайда автоматты түрде іске қосылатын *шайғыш бүріккіш құрылғымен* жабдықталған [36].



1- айналма-таяқшалы осьті тікелей циркуляциялық сорғы; 2- конденсатор; 3–ағызатын сифонды құдық; 4– ағызатын су таратқышқа суды бұру.

6.5-сурет – нысандарды сумен жабдықтау бойынша сұлбалық қимасы [31,36]

Техникалық су конденсаторлардан кейін ағызатын құдықтар арқылы ағызатын арналарға түседі, бұл физикада белгілі *сифон* әрекетін қолдануға мүмкіндік береді. Ағызатын су құбыры су деңгейі бойынша шығыс қимасымен батырылады. Ауа циркуляциялық су құбырлары мен конденсатордың құбыр жүйесінен жүйені қосу кезінде циркуляциялық жүйенің іске қосу эжекторларымен сорылады. Төгу құбыры суға толтырылады және атмосфералық қысым әрекетінің арқасында құдықтағы судың бетінде су бағанасы ұсталады $H_{сиф}$ = 7÷8 м.

Электр станциясының аумағында *жабық* және аумақтан тыс жерде *ашық* болатын жылытылған техникалық судың ағызатын арналары суды өзендегі су және босатылатын жылытылған судың шекті температуралық айырмасын қамтамасыз ететін су ағызғыш арқылы теңіз, өзен немесе көлге ағызылады. *Су қабылдау құрылғы* әдетте жағалық сорғының ғимаратымен қиыстырылады. Ірі ілеспе тасындылары бар немесе суішілік мұзы (сең) бар өзендерден су жинау барысында кей жағдайларда су қабылдау құрылғының алдында *су жинау шөміш* құрылады. Қыс мезгілінде су қабылдау құрылғысына су жинау терезелерінің мұз басып қалмауын алдын алу үшін жылытылған судың бір бөлігін ағызады.

Жағалық сорғы станциясында *терең су жинауды* пайдалану тиімді болып табылады, бұл су қабаттарының «стратификациясын» (бөлу) пайдалануға мүмкіндік береді – жылырақ су ағынның үстінде, ал салқындау су төменгі бөлігінде болады. Салқындатқыш су температурасының $t_{вl}$ төмендеуінен бөлек бұл арқылы конденсаторлардың ластануын азайтуға болады. Терең су жинаудың конструкциясы су жинауға шығатын ауыспалы

биіктіктегі терезелері бар батырылған галерея, үстінде күнқағардан тұрады.

Циркуляциялық сорғылар жұмысының параметрлерін анықтау және таңдау оларды қосудың қабылданған сызбасы, қолданылатын салқындатқыш судың көлеміне байланысты болады. Сорғымен жасалатын жалпы қысым,

$$\Delta p_{\text{ö.í}} = \Delta p_{\text{ã}} + \Delta p_{\text{ñ}} + \Delta p_{\text{ê}}, \qquad (6.7)$$

$\Delta p_г = \gamma_в \cdot H_г$ — суды $H_г$ мПа геометриялық биіктікке көтеру керек қысым; бұл жерде $\gamma \approx 0{,}01$ МН/м^3— судың меншікті салмағы; $\Delta p_с$ — арматурамен бірге соратын және күшті су таратқыштардың гидравликалық кедергісі, МПа; $\Delta p_к = 0{,}04 \div 0{,}06$ МПа — конденсатордың гидравликалық кедергісі. Сорғылардың жалпы қысымы әдетте 0,1–0,2 МПа-ға тең.

$\Delta p_с$ және $\Delta p_к$ мәндерін электр станциясын су өзендегі деңгейі минималды асатын жағдайда мүмкіндігінше төмендетуге тырысады.

Циркуляциялық сорғылар тұтынатын қуат, МВт, формуласы бойынша анықталады

$$N_{\text{ö.í}} = \frac{G_{\text{â}} \Delta p_{\text{ö.í}}}{3600 \rho_{\text{â}} \eta_{\text{í}} \eta_{\text{ýä}}}, \qquad (6.8)$$

$G_в$— су шығыны, кг/сағ; осьті насостың ПӘК $\eta_н = 0{,}75 \div 0{,}85$ жұмыс режиміне байланысты сапиттамасы бойынша анықталады $\eta_{эд} \approx 0{,}98$.

Энергоблок үшін салқындатқыш суды қайтара айдау үшін электр энергиясы (электр станциясы) шығынының үлесіне тең [(6.8) қар.]:

$$y'^{\text{ö.í}}_{\text{ñ.í}} = \frac{N_{\text{ö.í}}}{N_{\text{ý}}} = \frac{m D_{\text{ê}} \Delta p_{\text{ö.í}}}{N_{\text{ý}} \cdot 3600 \rho_{\text{â}} \eta_{\text{í}} \eta_{\text{ýä}}} =$$

$$= \frac{m d_{\text{ê}} N_{\text{ý}} \Delta p_{\text{ö.í}}}{N_{\text{ý}} \cdot 3600 \rho_{\text{â}} \eta_{\text{í}} \eta_{\text{ýä}}} = \frac{m d_{\text{ê}} \Delta p_{\text{ö.í}}}{3600 \rho_{\text{â}} \eta_{\text{í}} \eta_{\text{ýä}}}. \qquad (6.9)$$

Мысалы, $m = 60$; $d_к = 2$ кг/(кВт·сағ) = 2000 кг/(МВт·ч); $\Delta p_{ц.н} = 0{,}2$ МПа; $\rho_в = 1000$ кг/м^3; $\eta_н = 0{,}82$; $\eta_{эд} = 0{,}98$, то

$$y'^{\text{ö.í}}_{\text{ñ.í}} = \frac{60 \cdot 2000 \cdot 0{,}2}{3600 \cdot 1000 \cdot 0{,}82 \cdot 0{,}98} = 0{,}0083.$$

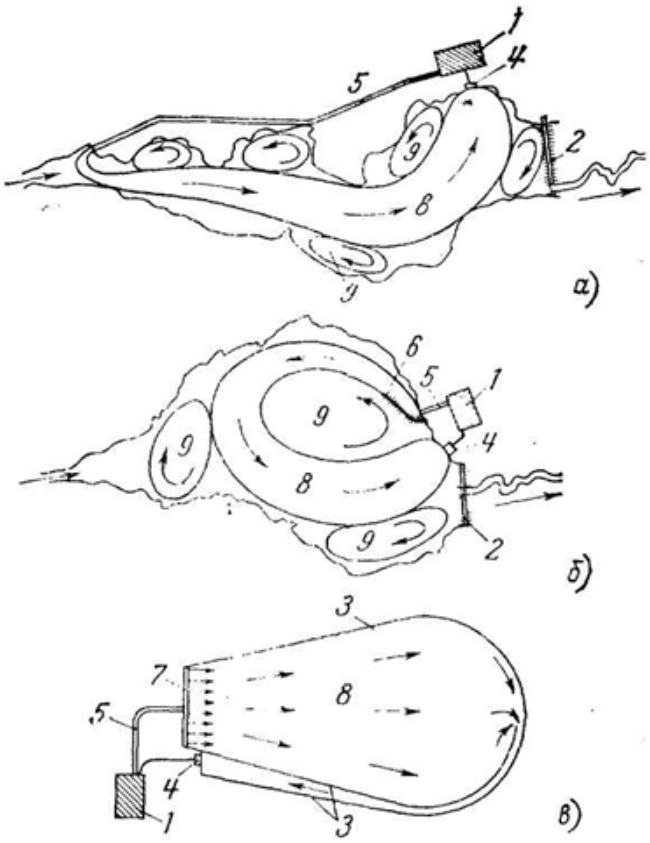
(6.9) суретінде көрсетілгендей, циркуляциялық сорғыларға кететін электр энергиясының шығыны m салқындату еселігі мен сорғылардың жалпы қысымына $\Delta p_{ц.н}$, байланысты болады, олардың мағыналарына пропорционалды өзгеріп отырады. Техникалық сумен қамту жүйелеріне қажет жеке қажеттіліктерге орай электр энергиясы шығынының үлесі турбиналық қондырғылардың типіне байланысты 0,3–1,2% шамасында өзгеріп отырады [31,36].

6.3 Техникалық сумен жабдықтаудың айналмалы жүйелері

Айналмалы жүйелерде су салқындатқыштың бар болуы міндетті болып табылады. Оның міндеттерін салқындатқыш суайдын, салқындатқыш мұнаралар немесе бұрқақты бассейндер атқарады.

Салқындатқыш суайдынын сумен қамтамасыз ету жүйесі — қолданыстағы конденсациялық электр станцияларында ең көп таралған. Бұл жүйеде электр станциясының бас корпусын көбінесе су салқындатқыш жиегінің маңайына, ал айналым сорғыларын – жағалаулық сорғыда орналастырады.

Техникалық суды салқындатуға қажетті суайдынының көлемі электр станциясының қуатына, жылу түсіргіштігінің санына, ауданның климаттық жағдайларына және су қоймасының (тоғанның) пішініне байланысты. Оны табиғи немесе жасанды көлдерді, шағын өзендерді қолданып жабдықтайды, оларды қажетті аумаққа су жаю үшін бөгетпен қоршайды (6.6-сурет). Салқындатқыш суайдынының тереңдігі 3,5–4 м кем болмауы тиіс.



а- созылған пішінді суайдыны; б- дөңгелек пішінді суайдыны; в – өзен алқабынан тыс жерде жабдықталған суайдыны; 1 - электр станциясының алаңқайы; 2-бөгет; 3- қоршау бөгетше; 4- су алу ғимараты; 5- бұрып жіберетін арна; 6 - ақпа бағыттаушы бөгетше; 7- ақпа бөлгіш ғимарат; 8 - транзиттік ағын; 9- иірім аймағы.

6.6-сурет – Салқындатқыш суайдынының сұлбасы [31,36]:

Су салқындатқыштағы салқындау сумен ауаның жанасуы нәтижесінде

оның қозғалысы кезінде акватория шекарасында қалай болса, су қабатының биіктігі бойынша солай болады. Конденсаторларда сумен жылытылған көп көлемде келген жылу (ірі ЖЭС 1 миллион ГДж/тәул) негізінде *буландырып салқындату* жолымен бөлінеді. Мұндай салқындату су мен ауаның арасында жылу алмасудың қарқындылығын едәуір арттырады. Бұл ретте судың температурасы қоршаған ауа температурасынан төмен мағынаға ие болуы мүмкін. Бұл айырмашылық ауаның салыстырмалылығы ылғалдылығының φ төмендеуінен ұлғаяды.

Суайдынының белсенді ауданы $F_а$, км^2, мына формула бойынша анықталады

$$F_{\text{à}} = \chi F_{\text{îáù}}, \qquad (6.10)$$

бұл жерде χ = 0,4÷0,9 — пішініне, тоқырау аймағының бар болуына, су алу тәсіліне байланысты суайдынын пайдалану коэффициенті; $F_{жалпы}$ — суайдынының жалпы ауданы. Су салқындатқыштың қажетті ауданын, км^2/МВт, шамамен үлесті ауданы бойынша анықтауға болады:

$$f_{\text{óä}} = F_{\text{îáù}} / N_{\text{ý}}. \qquad (6.11)$$

$f_{үлес}$ мағынасын КЭС үшін будың шектен асқан параметрінде 1000 МВт-қа 5–6 км^2 шегінде қабылдайды.

Салқындатқыш суайдындарының көп бөлігінде айналмалы суды салқындатуға арналған олардың бетін пайдаланудың *күрделі сызбасы* қолданылған. Бұл ретте турбина конденсаторында жылытылған су қабылдау орнынан едәуір қашықтықта суайдынына бөлінуі тиіс, бұл оның ағу орнынан су алу орнына дейін жолда қажетінше салқындауын қамтамасыз етеді (6.7-суретті қараңыз). Қазіргі уақытта жүзеге асырылып жатқан суайдынындағы *судың ауқымды айналу* сызбасы ең тиімді болып табылады. Тереңдік суалғыш конденсаторларда жылытылған су тастау орнына тікелей жақын орналасқан. Соңғысы жылы сумен пайда болатын температуралық стратификация – градиент есебінен су қоймасының бетімен біршама тұрақты түрде таратылады. Суды салқындату кезінде оның тығыздығы артады және ол су бөгетіне жақындап суайдынының түбіне түседі [31,36].

Сумен жабдықтаудың айналымды жүйесімен және салқындатқыш суайдынымен заманауи КЭС-тің су салқындатқыш *құбыр желісінің сызбасы* тікағынды жүйе кезіндегі сызбадан айырмашылығы жоқ.

Салқындатқыш мұнаралармен бірге сумен жабдықтау жүйесі көбінесе жылу электр орталықтарында қолданылады, бірақ кейінгі кезде конденсациялық электростанцияларында — КЭС көп қолданып келеді [31,36].

Ең көп қолданылатын *табиғи* сорғысы бар *қарама-қарсылы* салқындатқыш мұнаралар (6.8-сурет). Олар суландыру құрылғысына циркуляциялық сорғы қысымымен турбина конденсаторында жылытылған

салқындатқыш су келіп түседі. Қазіргі градирнялардың су бөлу жүйесі бар, онда көбінесе шашқыш ретінде 40 мм кем емес шығу тесіктері бар шағылдырғыштық пластмассалы шүмектер қолданылған. 15–18 кПа қысымымен су жаңбыр түрінде суландырғыштың үстінен шашырайды және оның асбестцементті немесе ағаш (зарарсыздандырылған сүректен) табақтарға ағады. *Суландыру құрылғысы* 1600×1200×6 мм өлшемді табақтардан құралған және (2×1200 мм) биіктігі бойынша құрастырмалы темірбетоннан екі-екі қабатты қаңқаға орналастырылған жеке блоктарға жиналған. Көлденеңінен табақтар арасындағы ара қашықтық жарықта 25 мм.

Суландырғыштың қабырғасымен ағатын су қабықшасы булану және суландыру құрылғысына терезе арқылы кіретін ауамен жанасу салдарынан салқындатылады. Жылытылған және су буымен қаныққан ауа *сорғыш мұнара* арқылы табиғи сорғының әсерімен жоғары қарай бөлінеді.

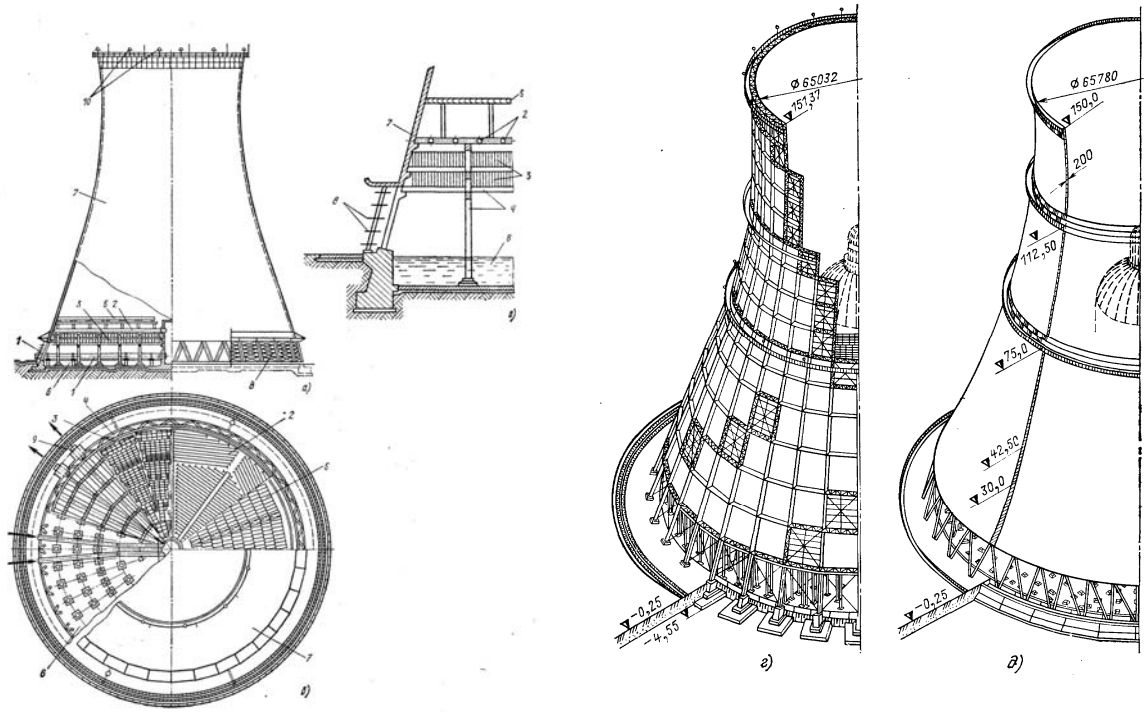
Мұнараларды темірбетон гиперболойдті пішінді немесе сырты металды каркаспен және Амг6-М алюминий-магний қорытпасынан жасалған кеңірдектенген табақпен қапталған көпбұрыш түрінде жасайды. Салқындатылған су жинайтын бассейніне ағады, одан $t_{вl}$ температурасында циркуляциялық сорғы арқылы су беру үшін қайта турбина конденсаторына барады. Су суландыру құрылғысына 9–18 м биіктікте беріледі, су жинайтын бассейнінің тереңдігі 2 м.

Салқындатқыш мұнараның негізгі өлшемі — суландыру құрылғысының ауданы (көлденең қимада). Ірі заманауи градирняларда 4000–6400 м^2 құрайды.

Мұнараның жұмысының маңызды көрсеткіші *суландыру тығыздығы* болып табылады, ол заманауи қарама-қарсылы градирняларда табиғи сорғымен 9–10 м^3/(м^2·ч) дейін барады.

Салқындатқыш мұнараларындағы су көбінесе булану нәтижесінде салқындатылады. Конвективті жылу алмасуды есепке алғанда буланғыш ылғалдың саны 1,5–2% құрайды. Булану нәтижесінде циркуляциялық судың тұзды құрамы ұлғаяды; тұздың концентрациясын рауалы шекте ұстау үшін циркуляциялық жүйені үрлейді немесе қосымша судың химиялық өңдеуін қолданады. Суландырғышта балдырлардың өсіп кетуін болдырмау үшін циркуляциялық су хлорланады.

Ірі салқындатқыш мұнараларда блокты желбезекті ағаш немесе пластмассалы тілімдерден жасалған су ұстап алғыштарын орнатуға ұсыныс беріледі. Бұл шара сорғыш мұнарада гравитациялық ылғал айырумен қатар оның градирнялардан тыс шығуын төмендетеді.



а — қиынды және фасад; б — жоспар; в — деталь; г, д — болат қаңқасынан жасалған, алюминий табағымен (г) және монолитті темірбетонмен қапталған (д) мұнарадан 100 000 м^3/сағ дейін өнімділігімен салқындатқыш мұнара:

1 — келтіру құбыр желісі; 2 — бүріккіш шүмектермен суды тарататы құбыр желісі; 3 — қабықшалы типті суаландыру щиттері; 4 — суландыру қаңқасы; 5 — суды ұстап алғыш; 6 — суды жинақтау бассейні; 7 — гиперболоидті пішінді соратын темірбетонды мұнара; 8 — ауа бағыттағыш щиттер; 9— бағыттаушы құбыр; 10—жарық қоршауы

6.7-сурет – Табиғи тартуы баркері ағатын типті градирня [31,36]

Салқындатқыш мұнаралармен техникалық сумен жабдықтау сызбасы көбінесе ЖЭС бас корпусы машина залының тұрақты бүйіржағында орналасқан орталық сорғы станциясын көздейді. Салқындатылған су одан кейін темірбетон каналдарының бойымен өздігімен ағып, циркуляциялық сорғының кіре берісіне барады. Олардың қондырғысы ағынның астында жұмысты қамтиды. Конденсаторлардың құбыр жүйесінде қақтың пайда болуын болдырмау үшін циркуляциялық суды қышқылдандырады және оның құрамына гексаметафосфат ерітіндісін қосады. Заманауи ірі ЖЭС сорғы станцияларында градирнялармен бірге кәдімгі ортадан тепкіштік қалай болса, өзектік тік сорғылар да солай қолданылады, олар 2–2,5 МПа судың қысымын құрайды. Сол жерде газ және майсалқындатқыш және станцияның басқа да қосымша жабдықтарын техникалық сумен салқындату үшін аз беретін қосымша сорғыларды да орнатады (негізінде қыс мезгілінде, жүйеде судың қысымын азайту кезінде).

Сусыз және суы аз аудандарда орналасқан кейбір ЖЭС-да алюминий су ауалы жылу алмастырғыштардан жасалған бағандар түрінде беткі

салқындатқыштары бар құрғақ салқындатқын тетіктерін қолданады. Ауа кіретін терезелерде төменгі бөліктің периметрімен дельта түрінде құрастырылған, бұл ретте сумен жабдықтау контуры конденсаторларда бу қазандарының нәрлі судың контурымен біріктірілген. Араластыру типті турбина конденсаторларында салқындататын су одан кейін турбинадан буды сұйық түрге айналдырады, бұдан кейін судың ағыны ТҚЖ регенерациялау жүйесіне баратын негізгі конденсатқа және мұнараларға баратын салқындатқыш суға бөлінеді.

Оны пайдалануда бірқатар кемшіліктер орын алды: жаздың ыстық уақытында салқындатылған судың жоғары температурасы, қыстың суық айларында жылу алмастырғыштардың жібуі және бұзылуы [36].

6.4 Тапсырманы шешу мысалы

ЧНД және турбина конденсаторларын қолданыстағы конструктивті ресімдеу кезінде органикалық отында ЖЭС үшін $t_{â1}^{ð} \geq 27$ °С салқындатқыш су температурасының және $p_{ê}^{ð} \geq 8 \div 9$ кПа соңғы қысымының есептелінген (орташа жылдық) мәнін қабылдаған жөн.

ЖЭС-те техникалық сумен жабдықтау жүйесін пайдалану шарттарында оның параметрлерін оңтайландыру ұажеттілігі пайда болады. Қолданыстағы КЭС-те салқындатқыш суайдынымен сумен жабдықтаудың айналымды жүйесінің шарттарында 300 МВт энергоблоктармен бірге $G_в$ салқындатқыш судың оңтайлы шығынының мәнін анықтаймыз. Келесідей бастапқы деректер қабылданды: турбиналық генератордың электрлік жүктемесі $N_э$ = 300 МВт, турбина конденсаторының булы жүктемесі $D_{ê}^{ï} = D_{ê} = 600 \cdot 10^3$ кг/сағ, салқындатқыш судың температурасы $t_{в1}$ = 10°С. Есепті бірнеше мән үшін $G_в$ рет-ретімен 6.3-кестеде көрсетілгендей етіп есептейміз.

6.3-кесте – Есептің шешімі

Параметрлері	Формула, анықтау тәсілі	Есептеу нұсқасының нөмірі			
		1	2	3	4
Салқындатқыш судың шығыны $G_{â}$, 10^6 кг/ч	Қабылдаймыз	20	30	40	50
Салқындату еселігі m, кг/кг	$m = G_{â} / D_{ê}$	33,3	50	66,6	83,2
Конденсаторда салқындатқыш суды жылыту $\Delta t_{â}$, °С	$\Delta t_{â} = q_{ê} / (c_{â} m)$; $q_{ê} = 2300$ кДж/кг; $c_{â} = 4{,}19$ кДж/(кг·К)	16,5	11	8,2	6,6
Конденсатордың температуралық қысымы $\theta_{ê}$, °С	Формула (6.5); қабылданды: $k = 2400$	4,2	5,8	6,8	7,4

	Вт/(м^2·К); $F_{ê} = 15400$ м^2				
Будың суға айналу температурасы $t_{ê}$, °С	Формула (6.6)	30,7	26,8	25	24
Конденсатордағы пайдаланылған будың қысымы $p_{ê}$, кПа	$p_{ê} = f(t_{ê})$; су мен будың жылу физикалық сипатының кестелерін қараңыз	4,7	3,5	3,2	3
1-нұсқамен салыстырғанда турбиналық генератор қуатының ұлғаюы $\Delta N_{ý}$, кВт	Жылулық сызбаны есептегенде; энергетикалық сипаттама бойынша	—	2150	3300	3480
Циркуляциялық сорғылар тартпасы қуатының ұлғаюы $\Delta N_{ö.í}$, кВт	Сорғы сипаттамалары бойынша	—	410	1200	1420
Энергия жүйесіне энергия блоктарын жіберуін өзгерту $\Delta N_{áë}$, кВт	$\Delta N_{áë} = \Delta N_{ý} - \Delta N_{ö.í}$	—	1740	2100	2060

Есептеу мысалынан бастапқы деректерді көрсеткенде салқындатқыш судың оңтайлы шығыны $G_в = 40 \cdot 10^6$ кг/ч мәніне сәйкес келеді.

7-тарау. Сорғы жұмысының құрылысы мен қағидасы, сорғылардың міндеті

7.1 Сорғылардың негізгі анықтамалары мен жіктелімі

Сорғы — механикалық энергияны хабарлау нәтижесінде (потенциалды және кинетикалық) ең алдымен тамшы сұйықтығының қысымды ауысуға арналған (сіңіру және айдау) құрылғысы (гидравликалық машина немесе аппарат). Сорғылармен сұйықтықты тегеурінсіз ауыстыруға арналған құрылғыларды көбінесе атамайды және сукөтергіш машиналарға жатқызады [11,12].

Сорғының типін таңдаған кезде белгілерінің үш тобын бөліп көрсетуге болады:

1) Технологиялық және конструктивті талаптар
2) Ауыстырып құю ортасының сипаты
3) Негізгі есептеу параметрлері

Технологиялық және конструктивті талаптар:

Кейбір жағдайларда сорғыны таңдау конструктивті немесе технологиялық параметрлердің бірқатар қандайда бір қатаң талаптарымен ұсынылады. Ортадан тепкіштік сорғысы піспекті сорғымен салыстырғанда қайта айдау ортасының біркелкі беруін қамтамасыз етеді, сол екі арада піспекті сорғыда біркелкілік шартын орындау үшін бір-бірінен белгілі бір уақытқа қалып келетін қайтымды ілгерілеме қозғалыс жасайтын иінді білікте бірнеше піспекті орналастырып, оның конструкциясын едәуір қиындату қажет болады. Осы уақытта қайта айдау ортасын белгіленген көлемде дискретті мөлшерлермен беру де технологиялық талап болып табылады. Анықтаушы конструктивті талапта мысалы, сорғыны қайта айдау сұйықтығының деңгейінен төмен орналастыру қажет. Сорғыларға технологиялық және конструктивтік талаптар сирек жағдайда анықтауыш болып табылады, ал қолданудың түрлі ерекше жағдайларына арналған сорғылардың жарамды типтерінің диапазондары жинақталған адам тәжірибесінен танымал, сондықтан оларды жете атаудың қажеттілігі жоқ[35].

Ауыстырып құю ортасының сипаты:

Ауыстырып құю ортасының сипаты сорғы жабдығын таңдау кезінде анықтауыш факторына жиі айналады. Сорғылардың түрлі типтері тұтқырлығы, уыттылығы, түрпілігі және көптеген басқа да параметрлері бойынша ерекшеленетін әртүрлі орталарды ауыстырып құю үшін сәйкес келеді. Осылайша бұрандалы сорғылар түрлі қосындылармен бірге ортаның құрылымын бұзып алмай тұтқырлы орталарды ауыстырып құюға мүмкіндігі бар және сондай-ақ джемдер мен пасталарды түрлі толтырғыштармен ауыстырып құю үшін азық-түлік өнеркәсібінде де табысты қолданылуы мүмкін. Ауыстырып құю ортасының коррозиялық ерекшелігі таңдалатын сорғының материалдық орындалуын, ал уыттылығы – оның саңылаусыздандырылу деңгейін анықтайды.

7.2 Сорғылардың негізгі есептік параметрлері

Сұйықтықтар мен газдарды ауыстырып құюға арналған машиналардың әртүрлілігіне қарамастан олардың жұмысын сипаттайтын бірқатар негізгі параметрлерді белгілеп көрсетуге болады: өнімділігі, тұтынатын қуаты мен күші.

Өнімділігі (беру, шығын) – сорғымен уақыт бірлігіне ауыстырып құйылатын орта көлемі. Q әрпімен белгіленеді және $м^3$/час, л/сек, және т.б. өлшем бірліктері бар. Шығын көлеміне кері жойылуы есептелмей ауыстырылып құйылатын сұйықтықтың нақты көлемі жатады. Теориялық және нақты шығындар қатынастары пайдалы әрекеттің көлемді коэффициентінің мөлшерімен көрсетіледі:

Дегенмен заманауи сорғыларда құбыр желілері мен біріктірулерінің берік саңылаусыздандырылуының арқасында нақты өнімділік теориялықпен сәйкес келеді. Көп жағдайларда сорғыны таңдау құбыр желісінің нақты жүйесімен алнады және шығын көлемі алдын ала беріледі.

Күш – ауыстырылып құйылатын орта массасының бірлігіне жататын ауыстырылып құйылатын орта сорғысымен берілетін энергия. Н әрпімен белгіленеді және метрлік өлшем бірліктері бар. Күш геометриялық сипаттама болып табылмайтындығын және сорғы ауыстырылып құйылатын ортаны көтере алмайтын биіктік емес екендігін нақтылап айта кету қажет.

Тұтынатын қуат (білік қуаты) – жұмыс кезіндегі сорғымен тұтынатын қуат. Тұтынатын қуат сорғының пайдалы қуатынан ерекшеленеді, және де ол ауыстырылып құйылатын ортаның энергиясын білдіруге тікелей жұмсалады. Тұтынатын қуат бөлігі ағудан, мойынтіректердің үйкелуінен жіне т.б. жоғалуы мүмкін. Пайдалы әрекеттің коэффициенті осы көлемдердің арасындағы өзара байланысты анықтайды.

Түрлі сорғылардың типтері үшін осы сипаттамалардың есептелуі олардың конструкциялары мен әрекет принциптерінің айырмашылықтарымен байланысты ерекшеленеді [35].

7.3 Түрлі сорғыларға арналған өнімділік есебі

Сорғылар типтерінің барлық әртүрлілігін екі негізгі топқа бөлуге болады, өнімділік есептелуінің түбегейлі айырмашылығы бар. Әрекет принциптері бйынша сорғылар динамикалық және көлемді болып бөлінеді. Бірінші жағдайда ортаны ауыстырып құю оған динамикалық күштердің әсер етуінен, ал екінші жағдайда – сорғының жұмыс камерасы көлемнің өзгеруі есебінен болады.

Динамикалық сорғыларға:

1) Үйкелу сорғылары (құйынды, иірлік, дискілі, сорғалаған және т.б.);
2) Қалақты (осьті, ортадан тепкіш);
3) Электрмагниттті жатады.

Көлемді сорғыларға:

1) Қайтымды ілгерілеме (піспекті және тығынжыл, диафрагмалық);

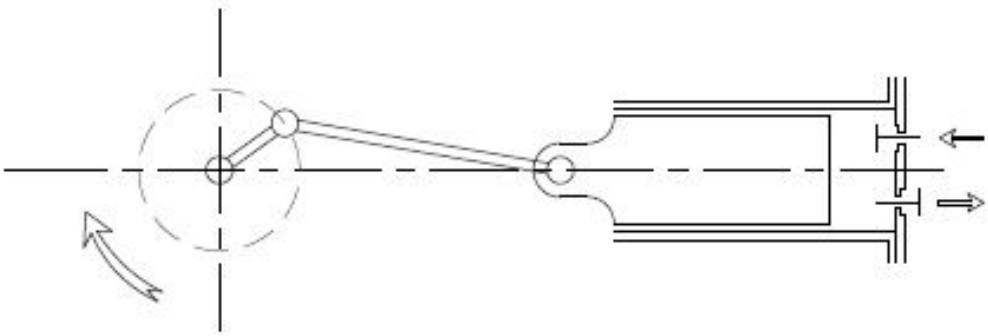
2) Роторлы;

3) Қанаттылар жатады.

Төменде ең жиі кездесетін типтерге арналған өнімділікті есептеу формуласы көрсетілетін болады.

Піспекті сорғылар (көлемді сорғылар)

Піспекті сорғының негізгі жұмыс элементі піспек қозғалып тұратын цилиндр болып табылады. Піспек қайтымды ілгерілеме қозғалысты қосиінді-бұлғақты механизмнің көмегімен жасайды, осымен жұмыс камерасы көлемінің біртіндеп өзгеруі қамтамасыз етіледі. Қос иіннің бір толық айналымында шеткі орыннан піспек алға (айдау) және артқа (сору) толық жүріс жасайды. Айдау кезінде цилиндрде піспекпен артық қысым пайда болады, оның әсерінен сору клапаны жабылады, ал айдау клапаны ашылады және ауыстырып құю сұйықтығы айдау құбыр желісіне барады [34,35].



7.1-сурет – Піспекті сорғы

Жай әрекетті піспекті сорғыға арналған шығын формуласы мынадай болады:

$$Q = F \cdot S \cdot n \cdot \eta_V, \qquad (7.1)$$

мұнда Q – шығын ($м^3/с$); F – піспек көлденең қимасының ауданы, $м^2$; S – піспек қимылының ұзындығы, м; n – білік айналымының жиілігі, $сек^{-1}$; η_V – пайдалы әрекеттің көлемді коэффициенті.

Қос әрекетті піспекті сорғыға арналған өнімділікті есептеу формуласы біршама ерекшеленетін болады, бұл цилиндр жұмыс камераларының біреуін кішірейтетін піспек соташығының бар болуымен байланысты.

$$Q = F \cdot S \cdot n + (F-f) \cdot S \cdot n = (2F-f) \cdot S \cdot n, \qquad (7.2)$$

мұнда Q – шығын, $м^3/с$; F – піспек көлденең қимасының ауданы, $м^2$; f – соташық көлденең қимасының ауданы, $м^2$; S – піспек қимылының ұзындығы, м; n – білік айналымының жиілігі, $сек^{-1}$; η_V – объемный пайдалы әрекеттің көлемді коэффициенті.

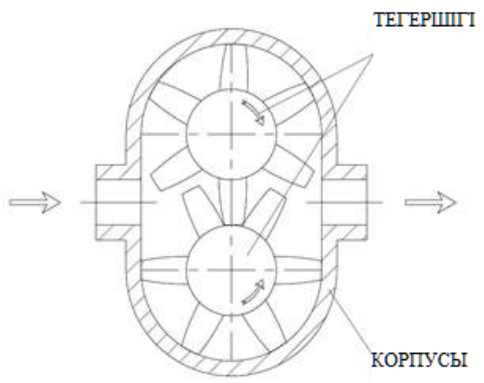
Егер соташық көлемін ескермесе, онда піспекті сорғы өнімділігінің

жалпы формуласы мындай болады:

$$Q = N \cdot F \cdot S \cdot n \cdot \eta_V, \qquad (7.3)$$

мұнда N – біліктің бір айналымында сорғы жасайтын әрекет саны.

Тістегерішті сорғы (көлемді сорғылар)



7.2-сурет – Тістегерішті сорғы

Тістегерішті сорғылар жағдайында жұмыс камерасының рөлін тегершіктің көршілес екі тістерімен шектелетін кеңістік орындайды. Сыртқы немесе ішкі іліниспен екі тегершік корпуста орналастырылады. Ауыстырылып құйылатын ортаны сорғыға сору іліністен шығып тұрған тегершіктер тістерінің арасында пайда болатын ажырату көмегімен болады. Сұйықтық сорғы корпусында тістермен ауыстырылады және кейін тістер қайтадан іліниске кірген сәтте қысымдырақ келте құбырына сығылады.

Тістегерішті сорғы өнімділігі мынадай түрде есептелуі мүмкін:

$$Q = 2 \cdot f \cdot z \cdot n \cdot b \cdot \eta_V, \qquad (7.4)$$

мұнда Q – тістегерішті сорғы өнімділігі, $м^3/с$; f – тегершіктің көршілес екі тістерімен шектелетін кеңістік көлденең қимасының ауданы, $м^2$; z – тегершік тістерінің саны; b – тегершік тісінің ұзындығы, м; n – тістер айналымының жиілігі, $сек^{-1}$; η_V – пайдалы әрекеттің көлемді коэффициенті.

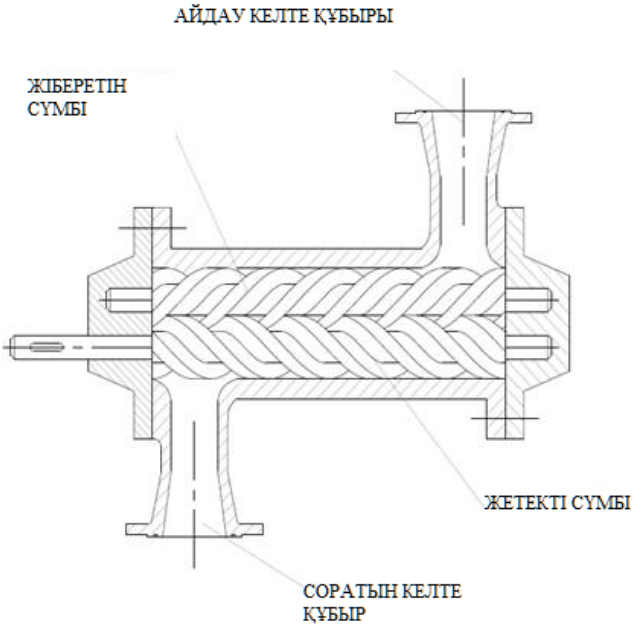
Сондай-ақ тістегерішті сорғы өнімділігін есептеудің баламалы формуласы бар:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot D_H \cdot m \cdot b \cdot n \cdot \eta_V, \qquad (7.5)$$

мұнда Q – тістегерішті сорғы өнімділігі, $м^3/с$; D_H – тегершіктің бастапқы диаметрі, м; m – тегершік модулі, м; b – тегершік ені, м; n – тегершік айналымының жиілігі, $сек^{-1}$; η_V – пайдалы әрекеттің көлемді коэффициенті [34,35].

Бұрандалы сорғы (көлемді сорғылар)

Осы типтес сорғыларда ортаны ауыстырып құю бұранда (бір бұрандалы сорғы) немесе егер сөз көпбұрандалы сорғылар туралы болса іліністегі бірнеше бұранда жұмысының көмегімен қамтамасыз етіледі. Бұрандалар профилі айдау саласы сору саласынан оқшауланып таңдалады. Бұрандалы корпуста олардың жұмыс жасау кезінде тұйық кеңістіктің салалары ауыстырып құю ортасымен толтырылған, бұрандалар мен корпус профильдерімен шектелген және айдау саласында бағыт бойынша қозғалысы пайда болғандай етіп орналастырылады.



7.3-сурет – Бұрандалы сорғы

Бір бұрандалы сорғының өнімділігі мындай болып есептеледі:

$$Q = 4 \cdot e \cdot D \cdot T \cdot n \cdot \eta_V, \qquad (7.6)$$

мұнда Q – бұрандалы сорғы өнімділігі, $м^3/с$; e – эксцентриситет, м; D – ротор бұрандасының диаметрі, м; T – статор бұрандалы бетінің қадамы, м; n – ротор айналымының жиілігі, $сек^{-1}$; η_V – пайдалы әрекеттің көлемді коэффициенті.

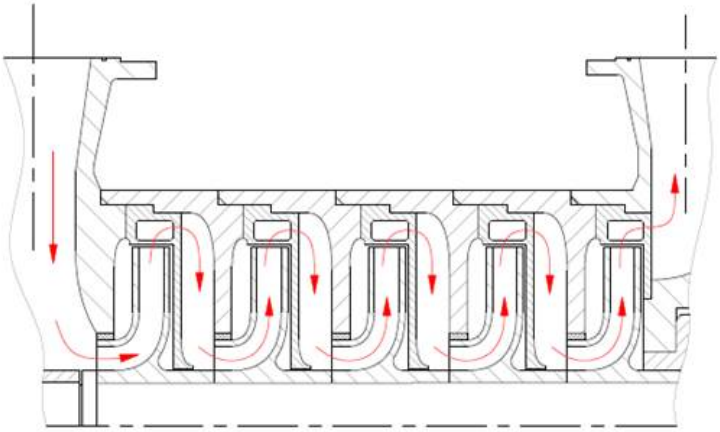
Ортадан тепкіш сорғысы

Ортадан тепкіш сорғылары динамикалық сорғылардың ең көп сансыз өкілдерінің бірі болып табылады және кең таралған. Ортадан тепкіш сорғыларының жұмыс органы білікке қондырылған, қалағы бар, дискілер арасында бекітілген және шиыршық тәрізді корпустың ішінде орналастырылған дөңгелек болып табылады.

Дөңгелек айналуының көмегімен дөңгелек ішінде орналастырылған, ауыстырылып құйылатын орта салмағына әсер ететін, содан кейін күштің потенциалды энергиясына ауысатын ортадан тепкіштік күші пайда болады.

Ортадан тепкіш сорғының бір емес бірнеше жұмыс органы болуы

мүмкін. Мұндай жағдайда ол көп сатылы деп аталады. Конструктивті ол оның білігінде бірден бірнеше дөңгелек орналасуымен ерекшеленеді және сұйықтық біртіндеп әрқайсысынан өтеді. Көп сатылы сорғы осы өнімділікте осыған ұқсас бір сатылы сорғымен салыстырғанда зор күш беретін болады.



7.4-сурет – Көп сатылы сорғы дөңгелектерінің бірлескен жұмысы

Ортадан тепкіш сорғының өнімділігі мынадай болып есептеледі:

$$Q = b_1 \cdot (\pi \cdot D_1 - \delta \cdot Z) \cdot c_1 = b_2 \cdot (\pi \cdot D_2 - \delta \cdot Z) \cdot c_2, \qquad (7.7)$$

мұнда Q – ортадан тепкіш сорғының өнімділігі, $м^3/с$; $b_{1,2}$ – D_1 және D_2 диаметрлі дөңгелектердің өту ені м; $D_{1,2}$ – кіру тесігінің сыртқы диаметрі (1) және дөңгелектің сыртқы диаметрі (2), м; δ – қалақша қалыңдығы, м; Z – қалақша саны; $C_{1,2}$ – дөңгелекке кіру (1) және одан шығу (2) абсолютті жылдамдығының радиалды құраушы, м/с.

7.4 Су қысымының есебі

Жоғарыда аталып кеткендей күш геометриялық сипаттама болып табылмайды және ауыстырылып құйылатын сұйықтықты көтеруге қажетті биіктікпен теңдестірілмейді. Күштің қажетті мәні бірнеше қосылғыштан қосылады, әрқайсысының өз физикалық мағынасы бар [34,35].

Күшті есептеудің жалпы формуласы (соратын және айдайтын келте құбыр диаметрлері бірдей болып алынды):

$$H = (p_2 - p_1)/(\rho \cdot g) + H_г + h_п \qquad (7.8)$$

мұнда H – күш, м; p_1 – алу сыйымдылығының қысымы, Па; p_2 – қабылдау сыйымдылығындағы қысым, Па; ρ – ауыстырып құю ортасының тығыздылығы, $кг/м^3$; g – еркін түсуінің үдеуі, $м/с^2$;$H_г$ – ауыстырып құю ортасының геометриялық көтеру биіктігі, м; $h_п$ – қосынды арын ысырабы,

құбыр желісінде қосынды арын ысырабы келесі формула бойынша есептеледі:

$$H_{об} = H_T + H_{МС} = (\lambda \cdot l)/d_э \cdot [w^2/(2 \cdot g)] + \sum\zeta_{МС} \cdot [w^2/(2 \cdot g)] = ((\lambda \cdot l)/d_э + \sum\zeta_{МС}) \cdot [w^2/(2 \cdot g)] \qquad (7.9)$$

мұнда $H_{об}$ – $H_т$ құбырларда үйкеленуіндегі жоғалудан және $H_{мс}$ жергілікті қарсыласудағы жоғалудан құрылатын қосынды арын ысырабы; λ – үйкеліс коэффициенті; l – құбыр желісінің ұзындығы, м; $d_Э$ – құбыр желісінің эквивалентті диаметрі, м; w – ағын жылдамдығы, м/с; g – еркін түсуінің үдеуі, м/с^2; $w^2/(2 \cdot g)$ – жылдамдық күші, м; $\sum\zeta_{МС}$ – барлық жергілікті қарсыласу коэффициентінің қосындысы [34,35].

7.5 Сорғының тұтынатын қуатының есебі

Оны тапсыру кезінде жоғалтуға байланысты бірнеше қуатты бөліп көрсетеді, олар пайдалы әрекеттің түрлі коэффициенттерімен ескеріледі. Ауыстырып құю сұйықтығының энергиясын тапсыруға тікелей апаратын қуат мынадай формуламен есептеледі:

$$N_П = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H, \qquad (7.10)$$

мұнда $N_П$ – пайдалы қуат, Вт; ρ – ауыстырып құю ортасының тығыздылығы, кг/м^3; g – еркін түсуінің үдеуі, м/с^2; Q – шығын, м^3/с; H – жалпы күш, м.

Сорғы білігінде пайда болатын қуат пайдалыдан үлкенірек және оның артылуы сорғыдағы қуат жоғалту өтеуіне алынады. Пайдалы қуат пен біліктегі қуат арасындағы өзара байланыс сорғының пайдалы әрекеті коэффициентімен белгіленеді. Сорғының ПӘК тығыздау және саңылау арқылы кемуін (көлемді ПӘК), сорғы ішінде ауыстырып құю ортасының қозғалысы кезінде күшті жоғалтуын (гидравликалық ПӘК) және мойынтіректер мен тығыздамалар сияқты сорғының жылжымалы бөліктері арасында үйкелісті жоғалтуын (механикалық ПӘК) ескереді.

$$N_В = N_П/\eta_Н, \qquad (7.11)$$

мұнда $N_В$ – сорғы білігіндегі қуат, Вт; $N_П$ – пайдалы қуат, Вт; $\eta_Н$ – сорғы пайдалы әрекетінің коэффициенті.

Қозғалтқышпен дамитын қуат өз кезегінде біліктегі қуаттан артады, бұл оны қозғалтқыштан сорғыға тапсыру кезінде энергия жо,алуын өтеу үшін қажет. Электр қозғалтқыштың қуаты және біліктегі қуат тапсыру және қозғалтқыш пайдалы әрекеттерінің коэффициенттерімен байланысқан.

$$N_Д = N_В/(\eta_П \cdot \eta_Д), \qquad (7.12)$$

мұнда $N_Д$ – қозғалтқыштың тұтыну қуаты, Вт; $N_В$ – біліктегі қуат, Вт; $\eta_П$ – тапсырудың пайдалы әрекетінің коэффициенті; $\eta_Н$ – қозғалтқыш пайдалы әрекетінің коэффициенті.

Қозғалтқыштың соңғы орнату қуаты қозғалтқыш қуатынан іске қосу сәтінен мүмкін қайта қосу ескеріліп есептеледі.

$$N_У = \beta \cdot N_Д, \qquad (7.13)$$

мұнда $N_У$ – қозғалтқыштың орнату қуаты, Вт; $N_Д$ – қозғалтқыштың тұтыну қуаты, Вт; β – қуат қорының коэффициенті.

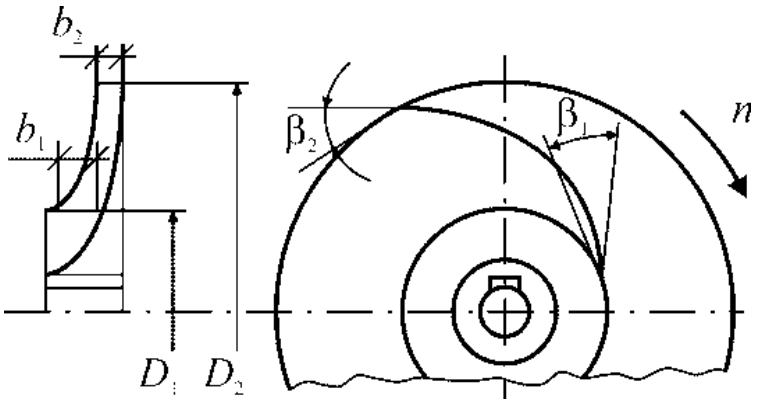
Қуаттың артығы коэффициенті кестеден шамамен алынуы мүмкін:

N, кВт	1-ден кем	1-ден 5-ке дейін	5-тен 50-ге дейін	50-ден астам
β	2 – 1,5	1,5 – 1,2	1,2 – 1,15	1,1

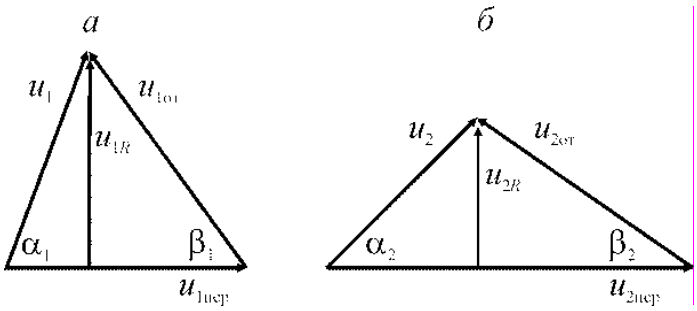
7.6 Сорғыларды реттеу тәсілдері

Ортадан тепкіш айдауыштардың беруін реттеу

Сорғыны реттеудің негізгі міндеті желіге берілген сұйықтық шығынын беру болып табылады. Бұл үшін келесі тәсілдердің бірі қолданылуы мүмкін: дросселдеу; айналмамен жіберу; жұмыс дөңгелегінің айналу жиілігін өзгерту; жұмыс дөңгелегінің кіре берісінде бұру бағыттауышын реттеу. Бастапқы үш тәсіл төменде сипатталған, төртіншісін көбінесе желдеткіштер мен ортадан тепкіш компрессорларды беруін реттеу үшін қолданады; осылайша $a_1 < 90$ болғанда айдауышпен пайда болатын күш азаяды ((7.6-сурет) және жылдамдық жоспарын 7.7-суретте қараңыз), ал $a_1 > 90$ болғанда күш ұлғаяды. Желіге айдауышты қосу кезінде сәйкесінше беруде азаяды немесе ұлғаяды [34, 35].



7.5-сурет – Ортадан тепкіш сорғының жұмыс дөңгелегі



а) сұйықтық дөңгелекке кіру кезінде; б) сұйықтық дөңгелектен шығу кезінде

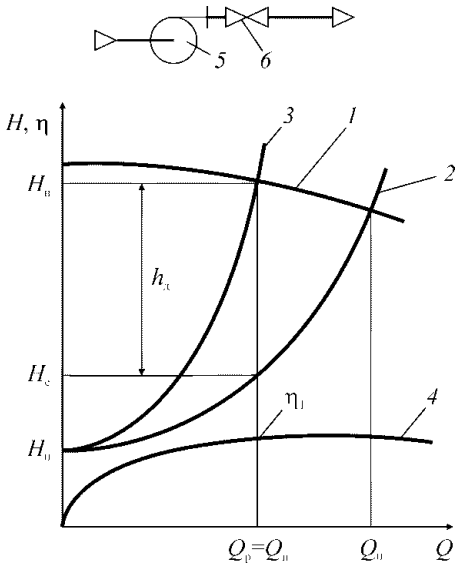
7.6-сурет – Жылдамдық жоспарлары

Өнімділікті дросселдеумен реттеу

Бұл әдісте желіде сорғымен бірге дроссель деп аталатын ауыспалы (реттемелі) нақты қимасы бар құрылғы орнатылады, онда сорғы күшінің бөлігі шашырайды (диссипацияланады) (7.8-сурет).

Осындай дроссельдер ретінде ілмекті-реттеуіш арматура қолданылады, яғни ысырмалар, шұралар, ал ауа өткізгіштерде — жапқыштар (бұрма типті және шибер).

Қалақты типті сорғылар үшін дроссельдерді орнату орны — айдау сызығы, өйткені оларды сору сызығына орнату кезінде сорғы кіре берісінде қысым азаяды (дроссельдерде жоғалтулар пайда болу есебінен), нәтижесінде сорғыда кавитацияның пайда болу қаупі бар [34,35].



1 — сорғы сипаттамасы; 2 — бастапқы желі сипаттамасы; 3 — желінің дроссельдермен сипаттамасы; 4 — сорғының ПӘК қисығы; 5 — қалақты типті сорғы; 6 — дроссель

7.7-сурет – Қалақты сорғылардың дросселдеумен өнімділікті реттеу

7.8-суретте дроссельдеу кезінде желі мен ортадан тепкіш сорғының бірлескен сипаттамасы көрсетілген. Кестеден сорғыны реттеуіш

құрылғыларынсыз желіге қосса, онда сорғы 1 сипаттамасының қиылысуы болып табылатын жұмыс нүктесі және желі 2 сипаттамаларының $Q_р$ жұмыс өнімділігімен берілген абсциссадан едәуір оңға қарай жатқан Q_0 абсциссасы болады.

Дроссельді желіге қосқаннан кейін қарсыласу өседі. Бұл желі сипаттамасының қисығы тігірек болатындығын білдіреді. Желі сипаттамасын дроссельді жабу дәрежесін өзгерту жолымен бірсарынды реттеуге болады. Осы жолмен $Q_р$ қажетті өнімділікке жүйені баптауға қол жеткізіледі. 3 желі сипаттамасы бұл жағдайда 1 сорғы сипаттамасы $Q_р$ абцисса нүктесімен қиылысатын болады. $H_н$ осы нүктенің ординатасы сорғы күші болып табылады. Кестеден осы күш екі бөліктен құрылатындығы байқалады: $H_с$ желіде күштің түсуі және $h_д$ дроссельді күштің түсуі. $H_с$ көлемі $Q = Q_р = const$ тік сызық қиылысуы нүктесінің ординатасы ретінде 2 желінің бастапқы сипаттамасымен орналасқан; $h_д$ мәні — айырма ретінде $h_д = H_н – H_с$.

Сорғының барлық сипаттамалары (күш, ПӘК, тиімді қуат, кавитациялық қор) көбінесе шығын қызметі ретінде графикалық түрде беріледі. Сондықтан осы жағдайда сорғы ПӘК $h_1 = h(Q_н)$ мәні ретінде жеңіл табылады. Дегенмен жалпы орнату ПӘК аздау болады, өйткені сорғы сұйықтығымен берілетін энергия бөлігі дроссельде шашырап кетеді. Орнату ПӘК анықтауы бойынша h пайдалы қуатының қатынасы болып табылады $N_{пол} = rgQ_рH_с$ жұмсалғанға (тиімді) $N_{эф} = \frac{\rho g Q_н H_н}{\eta_1}$, яғни дроссельдеу кезінде орнату ПӘК

$$N_{пол} = rgQ_рH_с \tag{7.14}$$

Көлемді типті сорғыларда дроссельдеу әдісін қолдануға болмайды [34,35].

Өнімділікті айналмамен жіберумен реттеу

Бұл әдісте желіде сорғымен бірге дроссельмен байпас сызығы орнатылады, ол арқылы сұйықтықтың көп бөлігі өткізіледі (8.9 сурет), яғни $Q_н$ сорғы өнімділігі келесі сомадай келтіріледі

$$N_{эф} = \frac{\rho g Q_н H_н}{\eta_1} \tag{7.15}$$

мұнда $Q_с = Q_р$ — желідегі сұйықтық шығыны (жұмыс шығыны); $Q_б$ — байпас сызығы арқылы сұйықтықтың шығыны [11,12].

Өнімділікті айналмамен жіберумен реттеу сызбасында сорғының толық күшін $H_н$ желідегі күштің $H_с$ өзгеруіне тең деп алуға болады:

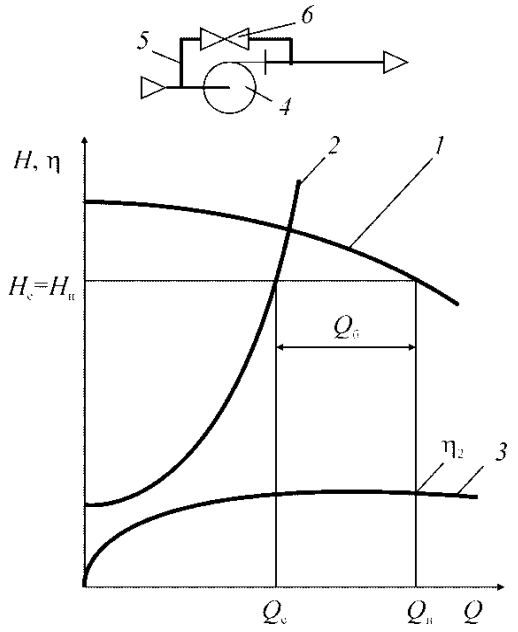
$$\eta_д = \eta_1 \frac{H_с}{H_н} \prec \eta_1 . \tag{7.16}$$

7.9 суретте айналмамен жіберу кезінде желі мен сорғының бірлескен сипаттамасы көрсетілген. Кестеден дроссель жабық кезінде байпас сызығында сорғыны желіге қосқанда сорғы 1 сипаттамасы мен желі 2

сипаттамасының қиылысы болып табылатын жұмыс нүктесі $Q_р$ берілген жұмыс өнімділігінен оңға қарай жатады; бұл ретте $Q_б = 0$. Байпас сызығының ашылуы шамасына қарай $Q_б$ арқылы шығын өседі, ал жүйедегі күш төмендейді (байпас сызығы «тұйықталады» энергия көзі — сорғы). Бұл ретте желі және сорғы сипаттамалары еңкеюінің арқасында желі өнімділігі төмендейді, ал сорғы жіберуі — көбейеді. Бұл реттеу үдерісі $Q_с$ желідегі шығын $Q_р$ жұмыс шығынымен теңестірілмейінше жалғаса береді.

$$Q_н = Q_с + Q_б, м^3/с \quad (7.17)$$

$$H_н = H_с. \quad (7.18)$$



1 — сорғы сипаттамасы; 2 — желі сипаттамасы; 3 — сорғының ПӘК қисығы; 4 — сорғы; 5 — байпас сызығы; 6 — шығынды байпасты реттегіш
7.8-сурет - Өнімділікті айналмамен жіберумен реттеу

h орнату ПӘК пайдалы қуат қатынасы бар $N_{пол} = gQ_рH_с$ жұмсалғанға (тиімді) $N_{эф} = \frac{\rho g Q_н H_н}{\eta_2}$, қайдан, теңдікті ескере отырып $H_н = H_с$, айналмамен жіберу кезіндегі орнату ПӘК табамыз:

$$\eta_б = \eta_2 \frac{Q_р}{Q_н} \prec \eta_2. \quad (7.19)$$

Дроссельдеумен және айналмамен жіберу кезінде ПӘК салыстыра отырып, реттеудің ең тиімді тәсілін таңдайды.

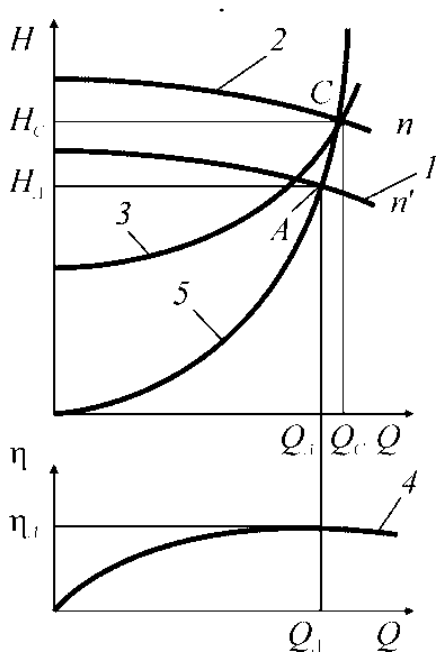
Жұмыс дөңгелегін айналдыру жиілігін өзгерту өнімділігін реттеу

Айналдыру жиілігін өзгерту гидравликалық машиналардың геометриялық өлшемдері сияқты гидродинамикалық теория ескеріліп жүргізілуі тиіс. (жоғарыдан қараңыз).

1 сорғы сипаттамасы белгілі болса да (7.10-сурет) айналдыру жиілігі кезінде n', сондай-ақ желі сипаттамасы 3. $Q_С$, өнімділікті қамтамасыз ету

қажет, яғни жұмыс нүктесі С нүктесі болуы тиіс. Осыған ұқсас режимдердің параболасын құрастырайық 5, мына өрнекпен көрсетіледі

$$H = \frac{H_c}{(Q_c)^2} Q^2 . \qquad (7.19а)$$



1 —n' жиілігі кезіндегі сорғы сипаттамасы; 2 — n жиілігі кезіндегі сорғы сипаттамасы; 3 — желі сипаттамасы; 4 — сорғы ПӘК қисығы; 5 — ұқсас режимдердің параболасы

7.9 сурет - Жұмыс дөңгелегін айналдыру жиілігін өзгерту өнімділігін реттеу;

1 және 5 сызықтарының қиылысуы А нүктесін береді, параметрлері С нүктесіндегі параметрлерге ұқсас, ал ПӘК бірдей. n жұмыс дөңгелегінің айналудағы ізделіп отырған жиілігі сорғы дөңгелегі өлшемінің тұрақтылығын ескере отырып анықтайды, келесідей жазуға болады [11,12]

$$n = n' \frac{Q_c}{Q_A} = n' \sqrt{\frac{H_c}{H_A}}. \qquad (7.20)$$

7.7 Жылу электр станциялар сорғыларының түрлері мен параметрлері

Қоректендіргіш сорғылар

Қоректендіргіш сорғылардың *айдау қысымы* (7.19) формуласына сәйкес анықталады, сызбасы 7.11 сурет [34,35].

$$p_н = p_к + \Sigma\Delta p_с + H\,g\rho, \text{ Па}, \qquad (7.21)$$

Қазандар үшін бу қысымына шыға берісте $p_{пе}$ = 13,8 МПа Котлонадзор

ережесімен $\Delta p_{пк}$ = (0,05 – 0,08) $p_{пе}$ мәні орнатылады. Бір қысымға жоғары қазандар үшін 22,5 МПа $\Delta p_{пк}$ = 0,10 $p_{пе}$.

Қазанның барабанындағы қысым $p_б$ $p_{пв}$ және асқынқыздырғыштағы қысымды жоғалту арқылы анықталады $\Delta p_{пп}$ = 1,0 – 1,5 МПа.

$$P_б = p_{пе} + \Delta p_{пп}. \qquad (7.22)$$

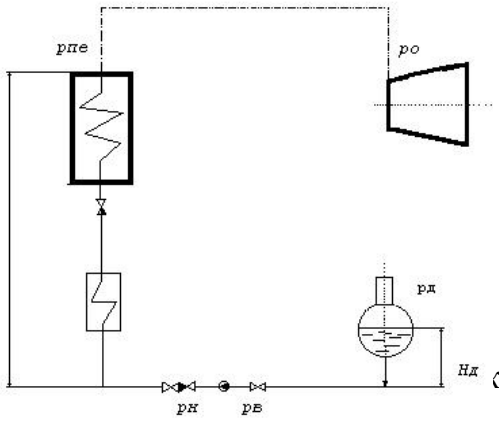
Қысым бойынша қорды ескере отырып қорғауыш қақпақша іске қосылуына

$$p_к = p_{пе} + \Delta p_{пп} + p_{пк}, \text{ МПа}. \qquad (7.23)$$

Жолдың барабаннан қоректендіргіш сорғыға дейін қосынды гидравликалық қарсыласуы келесідей қосындыдан құралады:

$$\Sigma\Delta p_с = \Delta p_{вэ} + \Delta p_{рпк} + \Delta p_{пвд} + \Delta p_{тр}\ , \qquad (7.24)$$

мұнда $\Delta p_{вэ}$ = 0,35 – 0,75 МПа – экономайзер қарсыласуы; $\Delta p_{рпк}$ = 0,1 МПа – қазанды қоректендіру реттеуіш клапанының қарсыласуы; $\Delta p_{пвд}$ = 0,8 – 1,2 МПа



7.10-сурет. Нд үшін анықтау

ЖҚЖ қосынды гидравликалық қарсыласуы (асқынқыздырғыштың таңдалған типтері үшін [32] анықтамасы бойынша нақтырақ анықталады); $\Delta p_{тр}$ = 0,15 – 0,35 МПа – құбыр желісінің сорғыдан қазан экономайзеріне дейін қарсыласуы.

Геодезиялық күшті анықтау кезінде $H_к$ gρ $*10^{-6}$, МПа, су көтеру биіктігі $H_к$ сорғы осінен барабандағы деңгейге дейін қазандар сипаттамалары бойынша қабылданады [31]; тығыздықтың орташа мәні ρ, кг/м^3, қысымның орташа мәні және айдауыш жолдағы су температурасы бойынша анықталады:

$$p_{ср} = (p_к + p_н)/2; \qquad t_{ср} = (t^I_б + t_{пн})/2. \qquad (7.25)$$

Айдауыштың әзірше белгісіз қысымы $p_н$ (1,3 – 1,4) $p_о$, МПа сияқты

бағалануы мүмкін; $t^{I}_{б}$ – қазан барабанындағы су температурасы, ^{0}С; $t_{пн} = t^{I}_{д} + \Delta t_{пн}$, ^{0}С.

Соратын келте құбырдағы есептеу қысымы $p_{в}$:

$$p_{в} = p_{д} + H_{д}\, g\rho * 10^{-6} - \Sigma\Delta p_{с}, \text{ МПа} \qquad (7.26)$$

Сорғы осіне қатысты деаэратор багын орнату биіктігін $H_{д}$ сорғыдағы кавитацияны болдырмау шартынан таңдайды. Блоктар үшін 13,8 МПа қысымына биіктік $H_{д}$= 22 – 25 м.

Су жолының қоректендіргіш сорғы шыға берісіне дейін қосынды гидравликалық қарсыласуы $\Sigma\Delta p_{с}$ 0,01 МПа аспауы тиіс [31].

Тура ағынды қазандар үшін қоректендіргіш сорғы айдауының қысымы

$$p_{н} = p_{пе} + \Sigma\Delta p_{с} + H_{к}\, g\rho * 10^{-6}, \text{ МПа}, \qquad (7.27)$$

мұнда $p_{пе}$ – қазаннан шыға берістегі бу қысымы, МПа; $\Delta p_{пк} = 0{,}1\ p_{пе}$ – асқынқыздырғыш клапандардың іске қосылуына қысым қоры (қазандар үшін $p_{пе} > 22{,}5$ МПа).

Қосынды гидравликалық қарсыласуы

$$\Sigma\Delta p_{с} = \Delta p_{к} + \Delta p_{рпк} + \Delta p_{пвд} + \Delta p_{тр}, \text{ МПа}, \qquad (7.28)$$

мұнда $\Delta p_{к}$ = 4-5 МПа – тура ағынды қазанның гидравликалық қарсыласуы; $\Delta p_{рпк}$ = 0,1– 0,2 МПа – қазан қуат көзінің реттеуіш клапанының
1
қарсыласуы; $\Delta p_{пвд}$ и $\Delta p_{тр}$ – ЖҚЖ тобының және қоректендіргіш жолы құбыр
желілерінің қарсыласуы (барабан қазандарымен сызбаларында қалай
қабылданса, солай қабылданады).

Геодезиялық күшті анықтау кезінде биіктікті $H_{к}$, м, сорғы осінен буландырғыш контурының үстіңгі коллекторына дейінгі судың көтерілуін ескереді (қазан сипаттамаларын қараңыз). Судың орташа тығыздығын анықтау барабан типтес қазандармен ұқсас жүргізіледі.

Сорғыға кіре берісте судың қысымы барабан қазандарындағы сияқты есептеледі. Қоректендіргіш сорғыларды қуаты 250 МВт және одан жоғары блоктарға орнату кезінде кавитациясыз жұмысты қамтамасыз ету үшін турбиналық-электр жетекпен тез жүретін сорғыларды қолданады, онда 22 – 25 м биіктікке деаэратор көтерілуі жеткіліксіз. Қоректендіргіш сорғыны соруда қысымды жасау үшін алдын ала қосылған бустерлік сорғылар орнатады; бустерлік сорғы айдауының қысымы ($p_{н}$ = 2 – 5 МПа) кавитацияға жол бермеуге жеткілікті қоректендіргіш сорғының сору жағындағы қысым болып табылады. Бустерлік сорғыларды орнату кезінде негізі оларды қоректендіргіш сорғылар сияқты таңдау қажет.

Сорғылар санын таңдап, өнімділігін, айдау және күш қысымын есептеп, анықтама деректері бойынша [35] сорғының тұрпатты өлшемдерін анықтайды және тұтынатын қуатты есептейді.

Конденсаттық сорғылар

Конденсаттық сорғылар конденсаторлармен және эжекторлармен қатар

турбинамен бірге жинақталып жеткізілетін жабдықтарға жатады. Сорғылар типтері мен саны, кешенді жабдықтарда көрсетілседе таңдалуы тиіс, өйткені осы сорғыларды таңдаудың техникалық шешімдері жылыту сызбасының нақты шарттарына байланысты.

Сорғылардың саны турбиналық агрегат қуатына байланысты екі, үш және төртке тең болуы мүмкін. Конденсаттық сорғылар резервпен орнатылады. Мүмкіндігінше сорғылар саны минималды болуы тиіс: өнімділігі 100 %-дан 2 немесе 50 %-дан 3.

Жалпы жіберу $D_{кн}$:

$$D_{кн} = D_к^{max} + D_{дв} + \Sigma D_{др}, \text{ кг/с} \qquad (7.29)$$

Жылыту турбиналары конденсаттық сорғыларының өнімділігі *конденсациялық* режим бойынша сөндірілген *жылыту* іріктеуімен максималды электр жүктемесімен жұмыс кезінде таңдалады.

Конденсаттық сорғылардың *қысымы* $p_н$:

$$P_н = p_д + H_д g\rho * 10^{-6} + \Sigma\Delta p_с, \text{ МПа.} \qquad (7.30)$$

Жолдың қосынды қарсыласуы

$$\Sigma\Delta p_с = \Delta p_{оэ} + \Delta p_{рпк} + \Delta p_{пнд} + \Delta p_{тр}, \qquad (7.31)$$

мұнда $\Delta p_{пнд}$ – барлық ТҚЖ қарсыласуы (анықтама бойынша анықталады [10], немесе әрбір жылытқышқа тең болып алынады 0,07 – 0,1 МПа); $\Delta p_{оэ}$ = 0,05 –

0,07 МПа – эжекторлар буын салқындатқыштың қарсыласуы; $\Delta p_{рпк}$ = 0,04 МПа – конденсат қорек көзі (деңгейі) реттеуішінің қарсыласуы; $\Delta p_{тр}$ – құбыр желілерінің қосынды гидравликалық қарсыласуы.

Конденсаттық сорғы алдындағы қысым $p_в$ кавитацияның алдын алу үшін жеткілікті болуы тиіс. Қажетті іріктеу анықтама деректерінде көрсетіледі, 960 – 1500 об/мин айналу жиілігімен конденсатты сорғылар үшін ол 0,02 – 0,04 МПа құрайды.

Тура ағынды қазандары бар блоктар үшін конденсатты сорғыларды орнатудың қос көтергіш сызбасын қолданады. Бұл турбина конденсатын тұссыздандыратын қондырғы (БТҚ) арқылы өткізу қажеттілігімен байланысты, ол 0,8 МПа қысым кезінде аздап жұмыс жасай алады. Қос көтергіш сызба кезінде конденсатты сорғылар екі сатыға бөлінеді; бірінші сатылы сорғыларды БТҚ, құбыр желілерінің гидравликалық қарсыласуын еңсеру және екінші сатылы конденсатты сорғы алдында қажетті іріктеуді қамтамасыз ету үшін жеткілікті конденсатордан кейін орнатады. Екінші сатылы конденсатты сорғылар деаэраторға ТҚЖ арқылы конденсатты жіберуге қажетті қысымды дамытады.

Бірінші сатылы сорғыларды айдау қысымы, КН I:

$$p_н = \Delta p_{боу} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{под}, \text{ МПа} \quad (7.32)$$

БТҚ гидравликалық қарсыласуы фильтрлер ластануының шамасы бойынша өршитін ауыспалы көлем болып табылады. Максималды мәні

$\Delta p_{боу}$ = 0,55 – 0,65 МПа. Құбыр желілерінің учаскесінен КС I-ден БТҚ-ға дейін қарсыласуы 0,1 МПа көп болмауы тиіс; КС II кіре берісіне қажетті іріктеу көлемі $\Delta p_{под}$ сорғылар сипаттамаларында көрсетіледі [31] және шамамен 0,15 МПа құрайды.

КС II айдау қысымы жалғыз көтергіш сызба кезіндегідей, жолдың сорғыдан деаэраторға дейін қарсыласуы және деаэраторды орнату биіктігі ескеріліп есептеледі.

Аралас типтес ТҚЖ қолдану қосымша ауыстырып құю (конденсатты) сорғысын орнатуды талап етуі мүмкін, бұл сызбаны қиындатады. Екі аралас ТҚЖ қосу гравитациялық принципін қолданса, онда сорғы оның арасында талап етілмейді. Төмендеу қысымды p_1 жылытқыш жоғарылау қысымды p_2 жылытқышқа көтерілуі тиіс биіктігі H, м, жылытқыштар мен құбыр желісі учаскелерінің гидраликалық қарсыласуы арасындағы қысымның айырмасын еңсеруге шығындалатын сұйықтық бағанының геодезиялық күшін есептеуден анықталады $\Delta p_{тр}$ (0,01 МПа):

$$H_д g\rho * 10^{-6} = p_1 - p_2 + \Delta p_{тр}, \text{ МПа.} \quad (7.33)$$

Екінші көтерілімді конденсатты сорғылардың *өнімділігі* жылыту сызбасының есебінен белгілі. Сорғылардың типтік өлшемін анықтау қоректендіргіш сорғылар сияқты айдау қысымы мен өнімділігі бойынша жүргізіледі.

Циркуляциялық сорғылар

Жұмыс шарттары бойынша циркуляциялық сорғылар жоғары емес қысым кезінде судың көп көлемін ауыстырып құяды. Конденсаторға судың шығыны номиналды электр қуатын қамтамасыз ету және жазғы жылыту жүктемелерін жабу шарты кезінде жұмыстың жазғы режимі бойынша есептеледі [35].

ПТ типтес турбиналары бар электрстанциялары үшін салқындатқышсудың шығыны өндіріске буды орташа жазғы таңдауы есепке алынып қабылданады, бірақ конденсациялық режимде судың шығыны 60 % төмен емес. Электрстанциясында орнатылатын алғашқы екі ПТ турбинасы үшін су шығыны конденсациялық режим бойынша қабылданады.

Салқындатқыш судың *шығыны* $D_{ов}$, кг/с,

$$D_{ов} = m\, D_к^п, \quad (7.34)$$

формуласы бойынша есептеледі,

мұнда $D_к^п$ – жылыту сызбасын есептеу кезінде анықталатын конденсатордағы будың максималды шығыны, кг/с; m – салқындау еселігі, кг/кг. m оптималды мәні сумен қамту жүйесіне және конденсатор конструкциясына байланысты қабылданады (m = 45 – 100).

Салқындатқыш судың *есептеу шығыны*, $D^р_{ов}$, кг/с,

$$D^р_{ов} = (1{,}1 - 1{,}2)\, D_{ов}, \quad (7.35)$$

генератордың газ және ауа салқындатқышына, май салқындатқышына,

су эжекторларына, су даярлау және өзге де қажеттіліктерге су бөлігінің жіберілуін ескеріп таңдалады.

Блок типтес электрстанцияларында сумен қамту блокты сызбасы қабылданған. 50% резервсіз өнімділігімен екі циркуляциялық сорғы орнатылады. Әрбір сорғы арынды су таратқышы, конденсатордың жартысы және ағызатын су таратқышы бар өз жүйесіне қызмет жасайды.

Блоксыз ЖЭС төртеуден кем емес сорғыны орнатады (резервсіз). Резервті сорғылар теңіз суын салқындату үшін қолданылатын электр станцияларында көзделген.

Сифонды қолдану кезінде сорғының айдау қысымы $p_н$, кПа,

$$p_н = \Delta p_{вх} + \Delta p_к + \Delta p_{сп} + (H_п - H_с)\, g\rho * 10^{-3}\ , \text{кПа}, \qquad (7.36)$$

мұнда $\Delta p_{вх}$, $\Delta p_{сп}$ – кіру және ағызу жолдарының қарсыласуы; оның әрқайсысы 20 – 25 кПа аспауы тиіс; $\Delta p_к$ – конденсатордың қарсыласуы, $\Delta p_к \sim$ 40 – 60 кПа (конденсатордың таңдалған типі үшін нақты мәні анықтамаларда көрсетілген [7,10]).

Циркуляциялық сорғының сору келте құбырындағы қысым $\Delta p_{вх}$ сорғының типтік өлшемінде көрсетілетін ұйғарынды кавитациялық қорымен анықталады; орташа алғанда ол 20 – 80 кПа құрайды.

Блок типтес сорғы станцияларында көбінесе өнімділігі 120000 м^3/сағ және айдау қысымы 70-тен 220 кПа дейін болатын бұрылатын қалақшалармен (ОПВ типтес) тік осьті сорғылар қолданылады.

Сумен қамтудың салқындатқыш тоғаны бар бұру жүйесі кезінде қысым тура ағынды сызба сияқты анықталады. Салқындатқыш мұнаралармен бірге салқындату жүйелерінде сорғылардың есептік қысымы салқындатқыш мұнарадан суландыру құрылғысына су жіберу есебінен 10 – 20 м биіктікте тура ағынды сызбадан едәуір жоғары және 220 – 250 кПа құрайды.

Желілік сорғы

Желілік сорғылар ЖЭС жеке (әрбір турбиналық қондырғыға) немесе топтық ретінде орнатылады. Сорғылардың саны келесідей [31] реттеледі: жеке орнату кезінде әрқайсысының өнімділігі 50% екі сорғы орнатылады; қоймада барлық ЖЭС үшін немесе сорғылардың әрбір типіне бір резервті сорғы көзделеді.

Желілік сорғыларды топтық орнату кезінде, егер олардың саны үштен көп болмаса бір резервті сорғы қойылады; төрт немесе одан жоғары болғанда – резерв орнатылмайды.

Сорғыларды жіберу желілік судың шығыны бойынша есептеледі $D_{св}$, ол жылыту сызбасын есептеу кезінде анықталады.

Айдау қысымы СН I, $P_н^{I}$, МПа, жылытқыштардың қарсыласуын еңсеруінен және екінші сатылы сорғыға кіру кезінде ұйғарынды кавитациялық қорды құрудан есептеледі:

$$P_н^{I} = \Delta P_{сп1} + \Delta P_{сп2} + P_в^{II}. \qquad (7.37)$$

Кавитациялық $P_в^{II}$ анықтамада көрсетілген [35] және сорғы өнімділігіне байланысты құрастырылады 0,05 – 0,40 МПа. Бірінші сатылы сорғылардың ену қысымы $P_в^{I}$ кері желілік судың қысымымен анықталады (0,3 – 0,5 МПа).

Екінші сатылы желілік сорғылардың айдау қысымы $P_{в}^{II}$ жылыту желісінің сыртқы құбыр желілерінің қарсыласуына байланысты 1,5 – 2,2 МПа құрайды. Желілік сорғылар электр қуат көзінен өндіріледі.

Желілік жылытқыштардың конденсаты СЖ1 және СЖ2 қазандар қоректік суы ағынының негізгі бөлігін құрайды. Екінші сатылы жылытқыштың конденсатты сорғыларын СЖ2 резервсіз орнатады; бірінші сатылы жылытқыш сорғыларының СЖ1 резервті сорғысы болады.

Қорытынды

«Негізгі және қосалқы турбиналық жабдықтарға қызмет көрсету» оқу құралы 0906000 «Жылу электр станцияларының жылу энергетикалық қондырғылары» мамандығы бойынша «0906022 – Турбиналы жабдықтарды аралаушы машинист» біліктілігі берілетін колледж білім алушыларына арналған.

Оқу материалы негізгі және қосалқы турбиналық жабдыққа қызмет көрсету мәселелері бойынша 7 негізгі тарауды қамтиды. Ұсынылған материалдың құрылымы бу турбиналық электр станцияларында заманауи жылыту турбиналарын пайдалану саласында кәсіби міндеттерді шешуге қабілетті мамандарды даярлауға бағытталған. Оқу материалы білім алушылар машинист-аралаушыларға қажетті турбиналық жабдық бойынша теориялық және тәжірибелік дағдыларды алуға бағытталған.

Оқуда бу турбиналарының түйіндері мен бөлшектердің конструкциялары, турбина фундаменттерін тығыздау және олардың жіктелімі, бу турбиналары мойынтіректерінің жұмысы жөнінде негізгі мәселелер қаралған.

Сондай-ақ, электр станцияларына арналған бу турбиналарының конструкциясы қаралған.

Тәжірибелік есептерде жұмыс режимдерінің диаграммалары бойынша түрлі типтес турбиналар электр қуатының алгоритмі, турбина ағынды бөлігінің есептеуі көрсетілген.

Бу турбинасына және қосымша жабдыққа қызмет көрсету мәселесі ашып көрсетілген.

Бу турбиналық электр станцияларының маңызды жылыту сызбасын құрастыру және есептеу әдістемесі көрсетілген.

Маңызды жылыту сызбасын есептеу әдістемесі турбиналық қондырғының жылыту сызбасын құрастыру және есептеу мысалында келтірілген.

Оқу құралы жылу электр станцияларын техникалық сумен қамту мәселелерін; жылу электр станциялары сорғыларының жіктемесін, конструкциясын, міндеті мен жұмыс принципін қарастырады.

Қысқартулар тізімі

ЖҚЦ- жоғары қысымды цилиндр
ОҚЦ-орташа қысымды цилиндр
ТҚЦ-төмен қысымды цилиндр
ТҚЖ- төмен қысымды жылытқыш
ЖҚЖ-жоғары қысымды жылытқыш
ЖЭС-желілік электр сорғы
ҚЭС- қуатты электр сорғы
КЭС-конденсатты электр сорғы
ЖСЖ- желілік су жылытқышы
ЖКЖ- желілік көлденең жылытқыш
РСҚ-редукциялық салқындатқыш қондырғы
БТҚ-блоктық тұссыздандыратын қондырғы
ТПЕ- техникалық пайдалану ережелері
АРС-автоматты реттеу сызбасы
КТЗ- Калугалық турбина зауыты
ЛМЗ- Ленинградтық металл зауыты
ҚЖС- Қағидалық жылулық сұлбасы

Қолданылған әдебиеттер тізімі

1. Беляев Л.А., Заворин Л.С., Тайлашева Т.С.,Тепловые электрические станции: учебное пособие. – Томск: STT, 2011. -342 с.
2. Трухний А. Д., Стационарные паровые турбины. — 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Энергоатомиздат, 1990. — 640 с.
3. Под редакцией А.Г.Костюка, В.В.Фролова, Турбины тепловых и атомных электрических станций, 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Издательство МЭИ, 2001.
4. Кириллов И. И., Иванов В. А., Кириллов А. И. Паровые турбины и паротурбинные установки. М.— Л.: Машиностроение, 276 с.
5. Щегляев А. В. Паровые турбины. Книга 1, М.: Энергоатомиздат, 1993. 383 с.
6. Атлас конструкций деталей турбин = Atlas of Turbine Parts Desiqn:Учеб.пособие для вузов : в 2-х ч. /А. Д. Трухний и др.;Пер.на англ.Ю.А. Зейгаркина.-М:МЭИ.Ч.1:Чертежи и конструкции .-2007.-152с.
7. Кириллин В. А., Сычов В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. М. Энергия, 1983. 446 с
8. Трояновский Б. М., Филиппов Г. А., Булкин А. Е. Паровые и газовые турбины атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1985. 256 с.
9. Трухний А. Д., Лосев С. М. Стационарные паровые турбины. /Под ред. Б. М. Трояновского. М.: Энергоиздат, 1981. 456 с.
10. Тепловые и атомные электрические станции. Справочник. / Под ред. В.А. Григорьева, В. М. Зорина. - М.: Энергоатомиздат, 1989.
11. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. М.: Энергия, 1975. 80 с.
12. Щегляев А. В. Паровые турбины. М.: Энергия, 1976. 357 с.
13. Источник:http://ccpowerplant.ru/parovaya-turbina-t-100-130/
14. Технология турбостроения/В. В. Березкин, В. С. Писаренко, С. Ю. Михаэль и др. М.—Л.: Машиностроение, 1980. 720 с.
15. Трояновский Б. М. Турбины для атомных электростанций. М.: Энергия, 1978. 232 с.
16. Бененсон Е. И., Иоффе Л. С. Теплофикационные паровые турбины/Под ред Д. П. Бузина. М.: Энергоатомиздат, 1986. 272 с
17. Доброхотов В. И., Жгулев Г. В. Эксплуатация энергетических блоков М.: Энергоатомиздат, 1987. 256 с.
18. Гольдин А. С. Устранение вибраций турбоагрегатов на тепловых электростанциях М.: Энергия, 1980. 96 с.
19. ГОСТ 13109-97 «Электрическая энергия. Совместимость технических средств электромагнитная».
20. Гиршфельд В. Я-, Князев А. М., Куликов В. Е. Режимы работы и эксплуатация ТЭС. М: Энергия, 1980. 288 с.
21. Жаров А. П. Предупреждение аварий подшипников паровых турбин. М; Энергия, 1974. 112 с.
22. Жгулев Г. В. Пуск и наладка энергоблоков. М.: Энергия, 1978. 256 с.

23. Иванов В. А. Режимы мощных паротурбинных установок М.—Л.: Энергоатомиздат, 1986. 248 с.

24. Казанский В. Н. Системы смазывания паровых турбин. М.: Энергоатомиздат 1986. 152 с

25. Качан А. Д. Режимы работы и эксплуатации тепловых электрических станций. Минск: Высшая школа, 1978. 288 с.

26. Кроль А. Я. Эксплуатация блочных турбинных установок большой мощности. М.: Энергия, 1971. 256 с.

27. Клебанов М. Д., Юрков Э. В. Влияние режима работы на динамические напряжения в рабочих лопатках последней ступени теплофикационной турбины//Электрические станции. 1979. № 10. С. 30—38.

28. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин: Учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1982. 264 с.

29. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей. — 14-е изд. М.: Энергоатомиздат, 1989. 288 с.

30. Применение моторного режима на тепловых электрических станциях/А. А. Мадоян, Б. Л. Левченко, Э. К. Аракелян и др.; Под ред. А. А. Мадояна. М.: Энергия, 1980. 256 с.

31. Рунов Б. Т. Исследование и устранение вибрации паровых турбоагрегатов. М.: Энергоиздат, 1982. 352 с.

32. Самойлович Г. С, Трояновский Б. М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах. М.: Энергоиздат, 1982. 496 с.

33. Фадеев И. П. Эрозия влажнопаровых турбин. М.—Л.: Машиностроение, 1974. 208 с.

34. Щегляев А. В., Смельницкий С. Г.Регулирование паровых турбин. Госэнергоиздат, 1962. 256 с.

35. Веллер В.Н., Регулирование и защита паровых турбин, — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 104 с.: ил.

36. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. - М.: Энергоатомиздат, 1987.

37. Нормы технологического проектирования тепловых электрических станций и тепловых сетей. - М.: Теплоэлектропроект, 1981.

38. Смирнов А.Д., Антипов К.М. Справочная книжка энергетика. - М.: Энергоатомиздат, 1987.

39. Рихтер Л.А., Елизаров Д.П., Лавыгин В.М. Вспомогательное оборудование тепловых электрических станций. - М.: Энергоатомиздат, 1989.

40. Малющенко В.А., Михайлов А.К. Энергетические насосы. Справочное пособие. - М.: Энергоиздат, 1981.

41. Пономаренко В.С.,Арефьев Ю.И., Градирни промышленных и энергетических предприятий,.- М.: Энергоатомиздат, 1998.

42. Кирсанов И. Н. Конденсационные установки. М.—Л.: Энергия, 1966. 288с.

43. Справочник энергетика: Под общ.ред.А.Н.Чохонелидзе.- М:Колос,2006.-488с.

Г.Б.САДУАҚАСОВА, О.Д.ЛАЗАРЕНКО,
М.Т.АБДИРОВА, Е.Е.ТАЛҚАНОВ

Негізгі және қосалқы турбиналық жабдықтарға қызмет көрсету

Басуға 10.12.2018 ж. қол қойылды
Пішімі 60*84 1/8
Цифрлық баспа
Шартты басп.т. 20,5. Таралымы 32 экз.

«Профи Полиграф» компаниясында басылған