

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ БІЛІМ ЖӘНЕ ҒЫЛЫМ МИНИСТРЛІГІ

Коммерциялық емес акционерлік қоғамы  
АЛМАТЫ ЭНЕРГЕТИКА ЖӘНЕ БАЙЛАНЫС УНИВЕРСИТЕТІ

Жылусына энергетика қондырғылар

кафедрасы

«БЕКІТЕМІН»

ЖЭЖТИ директоры

Бахтияр Б.Т. т.ғ.к. доцент

(аты-жөні, ғылыми дәрежесі, атағы)

(КОЛЫ)

«        »        20        ж.

«Қорғауға жіберілді»

Кафедра менгерушісі

Жибарин А.А.

(аты-жөні, ғылыми дәрежесі, атағы)

(КОЛЫ)

«        »        20        ж.

ДИПЛОМДЫҚ ЖОБА

Тақырыбы: Алматы қаласы "Алатау" инновациялық технология саябағының жиһаздық ғимараты үшін жылусына энергетика қондырғылардың негізінде автономды жылусына қамтамасыздандыру жүйесін енгізу және зерттеу

53071700 Жылусына энергетика

мамандығы бойынша

Орындаған

Аманжол Айдар

(аты - жөні)

ТЭС-15-1

(тобы)

Жетекші

Касимов А.С. аға оқытушы

(аты-жөні, ғылыми дәрежесі, атағы)

Кеңесшілер :

Экономикалық бөлім бойынша :

Аға оқытушы Сатоллова Н.Б.

(ғылыми дәрежесі, атағы, аты-жөні)

(КОЛЫ)

« 29 » 05 2019 ж.

Өмір тіршілігі қауіпсіздігі бойынша:

Б.Т.К. доц. Мусакер М.К.

(ғылыми дәрежесі, атағы, аты-жөні)

(КОЛЫ)

« 23 » 05 2019 ж.

Мөлшер бақылаушы:

Аға оқытушы Байбекова В.О.

(ғылыми дәрежесі, атағы, аты-жөні)

(КОЛЫ)

« 10 » 06 2019 ж.

Пікір жазушы :

(ғылыми дәрежесі, атағы, аты-жөні)

(КОЛЫ)

«        »        20        ж.

Алматы 2019 ж.

Коммерциялық емес акционерлік қоғамы  
АЛМАТЫ ЭНЕРГЕТИКА ЖӘНЕ БАЙЛАНЫС УНИВЕРСИТЕТІ

Жылуэнергетика және жылу техника институті  
55071700 Жылуэнергетика мамандығы  
Жылуэнергетика қондырғылар кафедрасы

жобаны орындауға берілген

ТАПСЫРМА

Студент Аманжолов Айдар  
(аты - жөні)

Жоба тақырыбы Алматы қ. "Алатау" инновациялық технология саябағының әкімшілік ғимараты үшін ЖСЖ кезінде автоматты жылумен қамтамасыздандыру мүлсіні енгізу және ректордың «   » №     бұйрығы бойынша бекітілген.

Аяқталған жұмысты тапсыру мерзімі: «10» 06 2019 ж.

Жобаға бастапқы деректер (талап етілетін жоба нәтижелерінің параметрлері және нысанның бастапқы деректері)

"Алатау" инновациялық технологиялар саябағы әкімшілік ғимаратының өлшемдері: ұзындығы - 30м; ені - 15 м; биіктігі - 14,4; жылыну көлемі - 6480 м<sup>3</sup> құрайды.

Орталықтан жылумен қамту тәсілі 4907,9 кг/Гкал, жылыну маусымында тұрмалық қарамағал 1184185,96 тт/жыл

Диплом жобасындағы әзірленуі тиіс сұрақтар тізімі немесе диплом жобасының қысқаша мазмұны:

1. Кіріспе бөлімі.
2. Бастапқы деректер.
3. Жылулық сарқысы. Көме және бүлін.
4. Технологиялық саябақ ғимаратының жылу техникалық есебі.
5. Жылу сарқының қондырғының есебі.
6. Жылыту мүлсінің шұрабықалық есебі.
7. Қысымдағыштық есептеу және тапқыдау.
8. ЖСЖ бойынша ғимараттың жылулық мүлсіні енгізу.
9. ЖСЖ автоматтандыруды есептеу



КЕСТЕСІ

№ р/с	Тарау аттары, әзірленетін сұрақтардың тізімі	Жетекшіге ұсыну мерзімдері	Ескерту
1.	Жігіске бөлімін рәсімдеу	4.01.19 - 6.01.19.	
2.	Бастапқы деректерді алу	8.01.19 - 11.01.19.	
3.	Сызбаларды дайындау	14.01.19 - 26.01.19.	
4.	Ғимараттың жылу техникалық есебін дайындау	31.01.19 - 5.02.19.	
5.	Жасанды жарықтандыру есебі	10.02.19 - 26.02.19.	
6.	Жылыту жүйесінің гидравликалық есебі.	28.02.19 - 12.03.19.	
7.	Жылытағышты есептеу және таңдау.	15.03.19 - 27.03.19.	
8.	ЖЗЖ және бойынша ғимараттың жылулық нүктелесін анықтау	1.04.19 - 12.04.19.	
9.	ЖСЖ автоматтандыруды есептеу	15.04.19 - 3.05.19.	
10.	Экономикалық есебі	6.05.19 - 20.05.19.	
11.	Жұмысты қорытындылау	6.06.19 - 10.06.19.	

Тапсырманың берілген уақыты « 04 » 01 2019 ж.

Кафедра меңгерушісі

(қолы)

Жибарин А. А.

(аты-жөні, ғылыми дәрежесі, атағы)

Жоба жетекшісі

(қолы)

Жасимов А. С. аға оқытушы.

(аты-жөні, ғылыми дәрежесі, атағы)

Орындалатын тапсырманы

қабылдаған студент

(қолы)

Аманжолов Айдар.

(аты-жөні)

### Аңдатпа

Бұл дипломдық жобада жылулық сорғы тиімділігі, жұмыс істеу принципі, ерекшеліктері және “Алатау” инновациялық технология саябағы ғимаратының жылумен қамту жүйесін орталықтан жылыту жүйесінен заманауи, әрі экологиялық зиянсыз автономды жылулық сорғымен алмастыру қарастырылады. Ғимараттың конструктивті ерекшелігіне және Алматы қаласының климаттық ерекшелігіне сай есептеулер жүргізіліп қажетті жылу сорғылық қондырғы таңдалды.

### Аннотация

В данном дипломном проекте рассматривается эффективность, принцип работы, особенности теплового насоса и замена системы теплоснабжения здания парка инновационных технологий “Алатау” от системы центрального отопления автономным и экологически безвредным тепловым насосом. В соответствии с расчетами по конструктивным особенностям здания и климатическим особенностям города Алматы выбрана необходимая тепловая насосная установка.

### Annotation

This graduation project examines the efficiency, principle of operation, features of the heat pump and the replacement of the heat supply system of the Park of innovative technologies “Alatau” from the central heating system by an autonomous and environmentally friendly heat pump. In accordance with the calculations on the structural features of the building and climatic features of the city of Almaty, the necessary heat pump unit was chosen.

## Мазмұны

Кіріспе.....	7
1 Жылу сорғысы кеше және бүгін.....	11
2 Бастапқы деректер.....	12
3 Технопарк ғимаратының жылу техникалық есебі.....	13
3.1 Ғимараттың жылу шығындарын есептеу.....	13
3.2 Жылыту жүйесінің гидравликалық есебі.....	14
3.3 Жабдықты таңдау.....	15
3.4 Жылу сорғысын жылыту жүйесіне қосу.....	19
4 Жылу сорғылық қондырғының есептеуі.....	20
4.1 Теориялық термодинамикалық циклдің есебі.....	20
4.2 Қысымдағыш есебі.....	22
4.3 Жылу сорғының жылу алмасу аппараттарын есептеу.....	28
5 Жылу сорғылық қондырғының басқару жүйесін автоматтандыру.....	38
5.1 Міндеттері мен талаптары.....	38
5.2 Жылу сорғыларын автоматты реттеу.....	45
5.3 Жылу сорғысын реттеу.....	47
6 Өмір қауіпсіздігі.....	49
6.1 Еңбек жағдайларын талдау.....	49
6.2 Жасанды жарықтандыруға есептеу.....	54
7 Экономика.....	58
Қорытынды.....	62
Әдебиеттер тізімі.....	63

## Кіріспе

Қазақстандағы үй – жайды жылытудың ең классикалық және кең таралған түрі-су; ауа, климатологиялық қондырғыларды қолдана отырып, кең тәжірибелік қолдану әзірге табылған жоқ. Су жылыту негізін тікелей үйде немесе жылу станциясында орналасқан қазандық құрайды.

Отын түрі бойынша қазандар газ, сұйық отынды (негізінен дизельді), қатты отынды және электрлік болып бөлінеді.

Сонымен қатар, қазандық түрін таңдау кезінде отын түрі үлкен маңызға ие, себебі экологиялық аспектілер, автономды әрекет ету мүмкіндіктері, жылу алу процесін автоматтандыру және экономикалық көрсеткіштер осыған байланысты.

Әрбір түрдің өз артықшылықтары мен кемшіліктері бар. Ең арзан жылу қазіргі уақытта көп тараған көмір отынды қазандардан алынады, әсіресе орта және шағын қуаттылықтағы қазандықтарда көмір қазандары көп қолданылады. Бірақ көмірмен жұмыс істейтін қазандықтар өте үлкен кемшілігі – олар қазандардың барлық түрлерінің арасында экологиялық жағынан ең зияндысы болуы.

Қолданудың экономикалық және экологиялық салаларындағы аралық жағдайды сұйық және газ тәріздес отындағы қазандықтар алады.

Газ қазандары автономды, пайдалануда сәл қымбатырақ, бірақ ең бастысы- солярка секілді отындарды талап етеді.

Электр қазандықтары отын ресурстарына тәуелді емес, бірақ электр желісіне тәуелді және оларда қымбат жылу алынады.

Қазандық қуатын таңдау кезінде, әдетте, үй-жайдың ауданы мен көлемі анықталады және жылу шығынының коэффициентіне байланысты  $1 \text{ м}^3$  бөлменің орташа қуаты 400-500 Вт болуы қажет.

Қазіргі кезде, нарық ыстық сумен қамту, ғимаратты жылыту қызметтерін қатар атқаратын, қуаты, автоматтау деңгейі және құрылымдық ерекшеліктері бойынша әртүрлі болатын қазандықтарға толы. Олардың көп тарағаны Еуропа елдері өндіретін электрлік және газ отынды қазандықтар.

Бірақ, пайдаланылатын отын түрлеріндегі, экономикалық және экологиялық тиімділіктегі айырмашылықтарға қарамастан, нарықта сатылатын барлық түрдегі қазандық қондырғыларының бір жалпы кемшілігі бар-органикалық отынды жағатын қазандықтардың ешқайсысында да, тұтынушыдан осы отынмен жасалғаннан гөрі пайдалы жылуды көбірек алу мүмкін емес, яғни осы қазандықтарда бастапқы энергияны (отынды) пайдалану коэффициенті әрқашанда бірден аз болады.

Бірақ электр энергиясын пайдаланатын, сондай-ақ ыстық суды жылыту

үшін де, сумен жабдықтау үшін де алуға мүмкіндік беретін, бірақ бастапқы энергияны пайдалану коэффициенті бірліктен артық болатын жабдықтардың тағы бір түрі бар. Мұндай жабдық-жылу сорғылы қондырғы(әрі қарай ЖСҚ).

Жылу сорғылық қондырғы әзірлемелерін пайдалану салалары іс жүзінде барлық жерде қолданылуы мүмкін:

- Қазақстан Республикасының түрлі климаттық аймақтарындағы тұрғын, азаматтық және өндірістік ғимараттардағы жылыту және ыстық сумен жабдықтау жүйелеріндегі жылудың баламалы көзі ретінде;

- әлеуетті жылу көзі ретінде шығатын газдар мен технологиялық процестердің суы, өнеркәсіптік және тазартылған тұрмыстық ағындар (металлургия, машина жасау, отын-энергетикалық кешен және т. б.), сыртқы немесе ғимараттан шығарылатын ауаның жылуы, топырақтың жылуы, геотермальды, жер асты және артезиан сулары және т. б. бар өнеркәсіптің кез келген салаларында;

- ауыл шаруашылығында тамақ өнімдерін қайта өңдеу үшін (сүт, ірімшік, консервілер және т. б.);

- жер асты суларының, топырақтың және т.б. жылуын экологиялық таза жылудың баламалы көздері ретінде пайдалану объектілерді салу аумағын құрғатуға мүмкіндік береді, бұл әсіресе еліміздің бірқатар өңірлері(Астана қаласы, Атырау қаласы және т. б.) үшін өзекті мәселе.

Мысалы, суыту мақсатында технологиялық процестер үшін тұтынылатын су шығынын азайту үшін оны жиі айналым су ретінде пайдаланады. Көп жағдайда ол технологиялық жабдықтан артық жылуды алу үшін қызмет етеді. Жылу сорғыларын пайдалану тұрғысынан ерекше қызығушылық температурасы 25°C-қа дейінгі салқындатқыш су болып табылады, алайда тиісті схемаларды қолдану 35°C-қа дейінгі температураны да пайдалануға мүмкіндік береді.

Біз айналымдағы суды салқындатумен көптеген технологиялық процестерде кездесеміз:

- тоңазытқыш қондырғыларға арналған градирняларда;
- тамақ өнеркәсібінде қолданылатын тоңазытқыш қондырғыларда;
- электр станцияларында конденсатты салқындату кезінде;
- жылу орталығының пайдаланылған желілерінде.

Градирнялары бар комбинаттарда айналым суын пайдалану өте пайдалы. Мұндай шағын градирнялар, мысалға, тоңазытқыш машиналарда конденсация жылуын алып кету үшін қызмет етеді. Бұл қондырғылар бірнеше жыл бұрын орнатылған, сондықтан жазда олар градирнялар ретінде, ал қыста жылу сорғысымен қосымша жылыту үшін жылу көздері ретінде жұмыс істей алады, әрине, коррозияның пайда болу қаупі туралы ұмытпаған жөн.

Жылу сорғыларын қолдану үшін әсіресе қолайлы жағдайлар суық пен жылуды кешенді өндіру жүйелерін іске асыру кезінде жасалады. Бір-бірімен суық пен жылудың шығындары (тұтыну) неғұрлым келісілгеннен кейін, осындай жүйелердің энергоэкономикалық артықшылықтары соғұрлым арта түседі.



Жылу сорғыларының үнемділігіне жылу көзі мен қабылдағыш арасындағы температураның аз өзгеруі, сондай-ақ жылу сорғыларының жоғары жүктелу дәрежесі сияқты факторлар қолайлы әсер етеді. Соңғы жағдай жыл бойы үздіксіз іске асырылатын өндірістік процестерге тән.

Бұл ретте пайда болатын жылу ағындары кейде соншалықты үлкен, тіпті жекелеген объектілерде де оларды пайдаланудың халық шаруашылығының маңызы артық болады. Әлемнің жетекші елдерінде бірқатар өнеркәсіптік химиялық процестерде жылу сорғыларын қолдану мүмкіндігі тұрғысынан талдау жүргізілді. Жылу сорғысының энергетикалық және экономикалық артықшылықтары заттардың термиялық бөлінуінің бірқатар жағдайлары үшін ерекше маңызды болды.

Өнеркәсіпте жылу сорғыларын қолданудың маңызды салалары ретінде келесілерді көрсетуге болады: дистилляция, ректификация, буландыру, кептіру және сусыздандыру, жылуды кәдеге жарату, ауаны кондиционерлеу және ғимаратты желдету.

Жылу сорғыларының тартымдылығы келесі факторлармен байланысты:

- жылу өндіруге органикалық отыннан бір жарым-екі есе аз шығындауға мүмкіндік береді;

- экологиялық таза жылу көзі;

- табиғи (судың, ауаның, топырақтың жылу энергиясы) немесе техногендік (өнеркәсіптік және сарқынды сулардың, желдеткіш құбырлардың және түтін газдарының, технологиялық процестердің және т. б.) температурасы 8-ден 40°C-қа дейінгі, яғни арнайы жабдықтың көмегімен тиімді қолданылуы мүмкін жылу пайдаланылады (кәдеге жаратылады);

Әлемде бұл бағыттағы жұмыстар XX ғасырдың ортасынан қарқынды жүргізіліп, кеңінен қолданылды:

- жылу сорғылары тұрғын және өндірістік үй-жайларды автономды жылыту және ыстық сумен жабдықтау үшін қолданылады;

- жеке тұрғын үйді жылумен жабдықтау және ыстық сумен жабдықтау үшін;

- технологиялық циклдар суының тұрақты температурасын ұстап тұру және салқындату үшін, бұл жылу тасымалдағыштардың температуралық режимдерін реттеуге, сондай-ақ ашық типті суыту жүйесінің (жылу электр станцияларының градирнялары) үлкен, қымбат және қоршаған ортаны ластайтын жүйелерін ауыстыруға мүмкіндік береді.

Ресей мен ТМД нарығында жылу сорғылары-жаңа өнім, бірақ әлемнің дамыған елдерінде жылу сорғылары бұрыннан өндіріледі және табысты пайдаланылуда. Қазіргі уақытта әлемде бірнеше ондаған млн. астам бірнеше киловаттан жүздеген мегаваттқа дейінгі түрлі қуаттылықтағы жылу сорғылары жұмыс істейді.

АҚШ-та тұрғын үйлердің 30% - дан астамы жылу сорғыларымен жабдықталған. Швецияда жылытылатын алаңдардың 50% - ын ТНУ қамтамасыз етеді, ал оның астанасы Стокгольмде қаланың барлық жылуының 12% - ы су температурасы +8°C Балтық теңізі жылу көзі ретінде пайдаланатын

жалпы қуаты 320 МВт жылу сорғыларымен қамтамасыз етіледі. Ең ірі жылу сорғыш станция қазір Балтық теңізінің суын салқындатуда жұмыс істейтін Шығыс жылу қуатының 320 мың кВт қуаты бар Стокгольмдік ТН болып табылады. Бұл станция жағаға жақын 6 айлақта орналасқан және қыста 4°C температурадағы теңіз суын пайдаланады, оны 2°C-қа дейін салқындатады. Осы ТН жылуының өзіндік құны газ қазандығынан алынатын жылудың өзіндік құнынан 20% төмен.

Жапонияда жыл сайын қуаты әртүрлі 3 млн. - ға жуық жылу сорғылары өндіріледі, АҚШ-та бұл сан 2 млн. - ға жуық жылу сорғыларын құрайды, ал әлемдік энергетикалық Комитеттің болжамдары бойынша 2020 жылға қарай алдыңғы қатарлы елдерде жылу сорғыларының көмегімен жылыту және ыстық сумен жабдықтау үлесі 75% - ды құрайды. Германияда белгіленген қуаттың әрбір кВт-қа 400 маркалы жылу сорғыларын орнатуға мемлекеттің дотациясы көзделген.

Әлемдегі жылу сорғыларының әлемдік нарығы конъюктуралық ауытқуларға тұрақты және жылына шамамен 10 млн. сатуды құрайды.

Соңғы жылдары бұл бағыттағы қарқынды жұмыстар Ресейде жүзеге асырылуда. Мәселен, 1998 жылы Новосибирск облысы әкімшілігінің басшысы "1999-2002 жылдарға арналған облыстың отын – энергетика кешені объектілерінде жылу сорғыларын енгізу" облыстық мақсатты бағдарламасын қабылдады.

Сондай-ақ РФА СБ жылуфизика институты (Новосибирск қ.) "Энергия" ЖАҚ-мен кооперацияда электр жетегі бар, сондай-ақ іштен жану қозғалтқыштарынан қуаты 10 кВт-тан 9 МВт-қа дейінгі сорғылар шығарады, ал "ИНСОЛАР" ААҚ түрлі объектілерді ыстық сумен және жылумен қамтамасыз ету үшін Мәскеу қаласында ЖСҚ қолданудың кең бағдарламасын іске асырады..

Қазіргі уақытта Камчатканың Елизов ауданында 85° С температурадағы геотермальды ыстық судың жылуын пайдаланатын сегіз жылу сорғылары орнатылған..

Қазақстан Республикасында қазіргі уақытта ЖСҚ шығару жөніндегі кәсіпорындар жоқ.

## 1 Жылу сорғысы. Кеше және бүгін

Бүгінгі күні геотермалды жылу сорғысы (Geothermal Heat Pump немесе GHP жүйесі) жылыту және кондиционерлеуге ең тиімді, энергия үнемдейтін жүйе болып табылады. Геотермалды жылу сорғылары АҚШ-та, Канадада және Еуропалық Қоғамдастық елдерінде кеңінен таралған. GHP жүйелері қоғамдық ғимараттарда, жеке үйлерде және өнеркәсіптік объектілерде орнатылады. GHP жүйесін дамытуға серпінді 1973 және 1978 жылдардағы энергетикалық дағдарыстардан кейін алды. Өз дамуының басында GHP жүйесі жоғары баға санатындағы үйлерде орнатылды, бірақ қазіргі заманғы технологияларды қолдану есебінен геотермалды жылу сорғылары көптеген американдықтарға қол жетімді болды. Олар жаңа ғимараттарда орнатылады немесе бұрынғы жылыту жүйесін сақтай отырып немесе шамалы модификациялай отырып, ескірген жабдықтарды ауыстырады. Геотермалды жылу сорғысы Нью-Йорктің кең танымал the Empire State Building ғимаратында да орнатылған.

Қазіргі уақытта әлемде геотермалды жылу сорғыларын енгізу ауқымы таңқалдыруда:

- АҚШ-та жыл сайын 1 млн. геотермалды жылу сорғылары өндіріледі. Жаңа қоғамдық ғимараттарды салу кезінде тек қана геотермалды жылу сорғылары пайдаланылады. Бұл норма АҚШ Федералдық заңнамасымен бекітілген.

- Швецияда жылытылатын алаңдардың 50% - ын, ал оның астанасы Стокгольмде қаланың барлық жылуының 12% - ы су температурасы +8°C Балтық теңізі жылу көзі ретінде пайдаланатын жалпы қуаты 320 МВт геотермалды жылу сорғыларымен қамтамасыз етіледі.

- Германияда белгіленген қуаттың әрбір кВт-қа 400 маркалы жылу сорғыларын орнатуға мемлекеттің дотациясы көзделген.

- Әлемдік энергетикалық комитеттің болжамдары бойынша 2020 жылға қарай алдыңғы қатарлы елдерде жылу сорғыларының көмегімен жылыту және ыстық сумен жабдықтау үлесі 75% - ды құрайды

Артықшылығы

- Үнемділігі.

Төмен энергия тұтыну GHP жүйесінің жоғары ПӘК (300% - дан 700% - ға дейін) есебінен қол жеткізіледі және 1 кВт жұмсалған 3-7 кВт жылу энергиясын немесе шығуда салқындату бойынша 15-25 кВт қуатты алуға мүмкіндік береді. Жүйе өте берік және өзіне ерекше назар аудармай 25-тен 50 жылға дейін қызмет етеді.

- Жайлылық.

GNP жүйесі тұрақты жұмыс істейді, бөлме температурасы мен ылғалдылығының ауытқуы аз. Шу жоқ. Мультизоналық климаттық бақылау қолданылады.

- Дизайн.

GNP орнату интерьер бүтіндігін және ғимарат қасбетінің тұжырымдамасын бұзбайды, өйткені ішкі және сыртқы блок жоқ, және кеңістіктің аз ғана аумағын алады

- Экология.

Экологиялық таза жылыту және кондиционерлеу әдісі, өйткені озон қабаты мен қышқыл жаңбырларының бұзылуына әкелетін CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> және басқа да шығарындылар эмиссиясы жүргізілмейді.

- Безопасность.

Үй-жайға аллергиялық қауіпті шығарындылар жоқ, себебі жағылатын отын жоқ және тыйым салынған хладагенттер пайдаланылмайды.

## 2 Бастапқы деректер

### 2.1 Қолданылатын тоңазытқыш жабдығының сипаттамасы

2.1.1 ФМ 22 маркалы тоңазыту машинасында поршеньді, 22фв22 маркалы сальникті крейцкопфсіз компрессор қолданылады. Компрессордың техникалық сипаттамасы 1-кестеде келтірілген

1 кесте – 22ФВ22 компрессорының техникалық сипаттамасы

Цилиндр саны	Цилиндр диаметрі $D_c$ , мм	Поршень қадамы $S_n$ , мм	Айналу жиілігі $n$ , $c^{-1}$
4	80	70	24

2.1.2 Тоңазыту машинасының компрессорының жетегі үшін 4AP225M4Y3 маркалы үш фазалы асинхронды электр қозғалтқышы қолданылады.

Орындау түрі IM1001, номиналды қуаты 40 кВт, ток 178-103А, жиілігі 50 Гц, КПД 93,5%, қорғаныс дәрежесі IP44.

2.1.3 Тоңазытқыш жабдықта хладон буын конденсациялауға арналған КТГФО-6Б маркалы тегіс, көлденең кожух құбырлы конденсаторы қолданылады.

2.1.4 ИТТГФ-9Б маркалы тік тегіс құбырларымен су басқан типті буландырғышы .

2.1.5 Жылу алмастырғыш-бұл ішінде жыланша орналасқан мыс құбырларынан жасалған аппарат. Жылу алмастырғышта конденсатордан буландырғышқа жіберілетін сұйық хладонның салқындатқыш процесі және буландырғыштан сорылатын хладон буларының қызуы жүреді, бұл компрессордың құрғақ жүрісін қамтамасыз етеді.

## 2.2 Желілік су параметрлері

2.2.1 Жылумен жабдықтаудың жылу сорғыш жүйелерінде қолданылатын жылу жүйелері, әдетте, төмен температуралы. Мұндай жүйелер жылу тасымалдағышының температурасы  $75^{\circ}\text{C}$  дейін жетеді. Жергілікті жылу жүйелерінде жылу тасымалдағыштың циркуляциясы мәжбүрлі және циркуляциялық сорғылардың көмегімен жүзеге асырылады. Жылыту жүйесіндегі ыстық судың температурасы  $70^{\circ}\text{C}$ , жылыту жүйесінен кері қайту суының температурасы  $50^{\circ}\text{C}$  тең.

2.2.2 Төмен әлеуетті жылу көзі ретінде жер асты қабылданды. Жер қабатының тереңдігі 3-4 м., жердің температурасы  $8-11^{\circ}\text{C}$ . Есептерде жылу сорғысының буландырғышқа түсетін судың температурасы (төмен әлеуетті жылу көзі) берілетін құбырларда салқындатуды ескере отырып,  $10^{\circ}\text{C}$  тең деп қабылданады. Буландырғыштан кейін су температурасы  $2^{\circ}\text{C}$  құрайды.

2.2.3 Жұмыс ортасының жылу физикалық қасиеттері температура мен қысым функциясы ретінде беріледі, [2] деректерге сәйкес қабылданады. Материалдардың жылуфизикалық және механикалық қасиеттері [3, 4] алынған.

2.2.4 Жылумен жабдықтау нысаны "Алатау" инновациялық технологиялар саябағы әкімшілік ғимараты болып табылады. Негізгі құрылыс өлшемдері 2-кестеде келтірілген.

2 кесте – Ғимараттың негізгі құрылыс өлшемдері

Өлшемдері	Өндірістік корпус
Ұзындығы, м	30
Ені, м	15
Биіктігі, м	14,4
Көлемі, м <sup>3</sup>	6480

## 3 Технопарк ғимаратының жылу техникалық есебі

### 3.1 Ғимараттың жылу шығындарын есептеу

Ғимараттың жылу шығынын анықтау үшін [10] келтірілген әдістемені қолданамыз.

Ғимараттың жылу шығындары мына формула бойынша есептеледі:

$$Q_{зд} = a \cdot q \cdot (t_B - t_H) \cdot V_H, \text{ккал/ч} \quad (1)$$

мұндағы  $q$  – жылытуға үлестік жылу сипаттамасы [10],  $\text{ккал/м}^3 \cdot \text{сағ} \cdot ^{\circ}\text{C}$   
 $a$  – жергілікті климаттық жағдайларға байланысты меншікті жылу сипаттамасының өзгеруіне түзету коэффициенті (18-кесте) [10];

$t_b$  – жылытылатын үй-жайлардың орташа есептік ішкі температурасы (19-кесте) [10], °C;

$t_n$  – сыртқы ауаның есептік температурасы (Алматы қаласы үшін – 25°C);

$V_H$  – жылытылатын ғимарат құрылысының көлемі, м<sup>3</sup>.

Технопарк ғимаратының көлемін келесі мөлшерлерде анықтаймыз:  
 $a=30\text{м}$ ,  $b=15\text{м}$ ,  $h=14,4\text{м}$

$$V_H = 30 * 15 * 14.4 = 6480\text{м}^3$$

Ғимараттың жылу шығынын анықтаймыз:

$$Q_{зд} = 0,5 * 0,41 * (20 - (-25)) * 6480 = 60077,386\text{ккал/сағ},$$
$$C_B = 1\text{ккал/сағ} = 1,163\text{Вт},$$

$$Q_{зд} = 60077,386 * 1,163 = 69870\text{Вт} = 69,87\text{кВт}.$$

### 3.2 Жылыту жүйесінің гидравликалық есебі

3.2.1  $G_{\text{сист}}$  су шығынын анықтау үшін [10] формуласын қолданамыз:

$$G_{\text{сист}} = \frac{Q_{зд}}{C * \Delta T}, \text{ м}^3 / \text{ч}, \quad (2)$$

мұндағы  $C$  – судың меншікті жылу сыйымдылығы, ккал/сағ;

$\Delta T$  – температураның айырмасы, мынадай формула бойынша анықталады:

$$\Delta T = t_r - t_o, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (3)$$

мұндағы  $t_r$  – береліс құбырдағы судың температурасы, °C;

$t_o$  – қайту құбырындағы су температурасы, °C.

$$G_{\text{сист}} = \frac{60077,386}{1 * (70 - 50)} = 3003,87\text{кг/сағ} = 3,004\text{м}^3/\text{сағ}.$$

3.2.2 Келесі формула бойынша жылыту жүйесіндегі қысымның толық шығынын анықтаймыз [10]:

$$P_p = \frac{R * L * ZF}{10000}, \text{ м.вод.ст.} \quad (4)$$

мұндағы  $R$  – құбырдың үлестік кедергісі,  $R=125$  Па/м (орташа мән);

$L$  – құбыр ұзындығы, м;

ZF – жергілікті кедергі тұрақтысы, ZF=2,6

$$P_p = \frac{1000 * 2.6 * 125}{10000} = 32,5 \text{ м.вод.см.} = 3,25 \text{ кгс/см}^2.$$

3.2.3 Жақындатылған формула бойынша [10] жылыту жүйесінде әрекет ететін табиғи қысымды табамыз:

$$P_E = 13 \cdot n \cdot h_{\text{от}} \cdot \Delta T, \text{ кгс/м}^2, \quad (5)$$

мұндағы n – қабат саны;

h – ғимараттағы қабаттың биіктігі, м.

$$P_E = 13 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 20 = 3120 \text{ кгс/м}^2 = 0,31 \text{ кгс/см}^2.$$

### 3.3 Жабдықты таңдау

3.3.1 Жылу сорғысын жылыту жүйесі үшін жылу көзі ретінде пайдаланған кезде жылу тасымалдағыштың айналымы циркуляциялық сорғының көмегімен жүзеге асырылады. Екі циркуляциялық сорғы орнатылады (№1-Жұмысшы, №2-резервтік).

Сондықтан жылу сорғыларында жылу өндіруге арналған энергетикалық шығындарды анықтау кезінде циркуляциялық сорғымен тұтынылатын электр энергиясының үлесін ескеру маңызды.

Есептеу кезінде конденсатордың қақпақтарындағы су қозғалысының жылдамдығы нөлге жақын, ал штуцерлердегі су қозғалысының жылдамдығы конденсатор түтіктеріндегі су қозғалысының жылдамдығына шамамен тең.

Сорғы жасайтын тегеурінді мынадай формула бойынша есептейміз:

$$H_H = P_p + P_k - P_E, \quad (6)$$

мұндағы  $P_p$  – жылыту жүйесіндегі қысымның жоғалуы, кгс/см<sup>2</sup>;

$P_k$  – конденсатордың су жолында тегеуріннің жоғалуы, кгс/см<sup>2</sup>;

Жылыту жүйесіндегі қысым шығыны жылыту жүйесін гидравликалық есептеу нәтижесінде анықталған және  $P=3,25$  кгс/см<sup>2</sup> тең. Конденсатордың су жолдарындағы қысымның жоғалуын мына формула бойынша анықтауға болады:

$$P_k = \left( \zeta \frac{L}{d_{\text{вн}}} + \zeta_{\text{ax}} + 1 + \frac{(\zeta_{\text{ax}} + 1)}{z} \right) \cdot \frac{\rho \omega^2}{2}, \quad (7)$$

мұндағы  $\zeta$  - құбырлардың гидравликалық кедергі коэффициенті;

L - конденсатордың ернеуі ұзындығы, м;

$d_{\text{вн}}$  - құбырдың ішкі диаметрі, м;

$\zeta_{\text{вх}}$ - кенеттен тарылу кезіндегі жергілікті кедергілердің коэффициенті;

$z$  - конденсатордағы жүріс саны;

$\omega$  - құбырлардағы су қозғалысының жылдамдығы;

$\rho$  – су тығыздығы,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Құбырлардың гидравликалық кедергісінің коэффициенті Рейнольдс санына байланысты болады:

$$\zeta = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}}. \quad (8)$$

Рейнольдс санын мына формула бойынша анықтауға болады:

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (9)$$

мұндағы  $\nu$ - судың кинематикалық тұтқырлығы,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Формулаға мән қойып, конденсатордағы қысым шығыны келесіні құрайды:  $P_K=3183\text{Па}=0,03\text{кгс}/\text{см}^2$ .

Циркуляциялық сорғы үшін қажетті тегеурінді табамыз:

$$H_H = 3,25 + 0,03 - 0,31 = 2,97\text{кгс}/\text{см}^2 = 29,7\text{м.вод.ст.}$$

Циркуляциялық сорғыны есептеу нәтижелері 3-кестеде келтірілген.

3 кесте – ЦС есебінің нәтижелері

Есептелетін өлшем	Формула	Мәні
Қажетті су шығыны $G_{\text{СИСТ}}$ , $\text{м}^3/\text{сағ}$	-	3,004
Жылыту жүйесіндегі қысымның толық шығыны $P_P$ , $\text{кгс}/\text{см}^2$	(36)	3,25
Конденсатордағы қысымның жоғалуы $P_K$ , $\text{кгс}/\text{см}^2$	(38)	0,03
Жылыту жүйесіндегі табиғи қысым, $\text{кгс}/\text{см}^2$		0,31
Сорғы қамтамасыз ететін қажетті тегеурін $H_H$ , м су б.	(37)	29,7

Алынған мәліметтерді пайдалана отырып, қондырғыға К8/18 сорғыны аламыз. Сорғының қуаты 0.4 кВт құрайды.

3.3.2 Төмен потенциалды жылу көзінің беріліс жүйесі үшін қоректік сорғыны таңдау.

Есептеуде келесі мәндер ескерілмеді:

- қоректік сорғымен қамтамасыз етілетін тегеурін құйылатын ұңғыманың төменгі белгісі мен буландырғыштың жоғарғы қатардағы



құбырларымен анықталатын суды биіктікке көтеру  $H_u$  және конденсатордың су трактісінің гидравликалық кедергісін еңсеру үшін жеткілікті болуы тиіс.

Бастапқы мәліметтер:

-  $H_u$  биіктігі 4 м тең;

- төмен потенциалды жылу көзінің су шығыны  $G_{НИТ}=0.6$  кг/с тең.

Сорғының қажетті тегеуріні 10.4 м құрауы тиіс. Мұндай сипаттамаларға ЦВЦ40-12.5 сорғысы сай келеді. Сорғы қуаты-0.5 кВт.

3.3.3 Судың температуралық кеңеюі кезінде резервтік сыйымдылықты құру үшін жергілікті жылу көзінен жылу тасымалдағышты бере отырып, бір ғимараттың сумен жылытуының салыстырмалы шағын жүйелерінде кеңейту бактары орнатылады.

Кеңейткіш бакты құбырға қосу тәсілі циркуляциялық сақиналарда қысымның таралуына және жылыту жүйесін пайдаланудың сенімділігіне елеулі әсер етеді.

Кеңейту бактары шатырда жылы қораптарда немесе жоғарғы қабаттың төбесіне тіреуіш кронштейндер көмегімен асып қояды.

Мәжбүрлі циркуляция кезінде кеңейткіш бакты кері құбырға қосу сұлбасы суретте көрсетілген. Бұл жағдайда циркуляциялық құбырды(№3) қарастыру керек. Циркуляциялық құбыр және жалғағыш (№4) бір бірінен 1,5-2м қашықтықта кеңейткіш бак арқылы су айналымын жасау үшін және бак маңында жеткізуші құбырларды қату қаупін жою үшін құрастырылады. Кеңейту бактары әдетте цилиндрлік пішінде жасайды.

Кеңейткіш бактың талап етілетін сыйымдылығын мына формула бойынша анықтайды [10]:

$$V_{P.B.} = 0,045 \cdot V_{СИСТ}, л, \quad (10)$$

мұндағы 0,045=0,0006\*75 – 75°C дейінгі жүйедегі температураның барынша мүмкін ауытқуы үшін судың көлемдік кеңеюін ескеретін коэффициент;

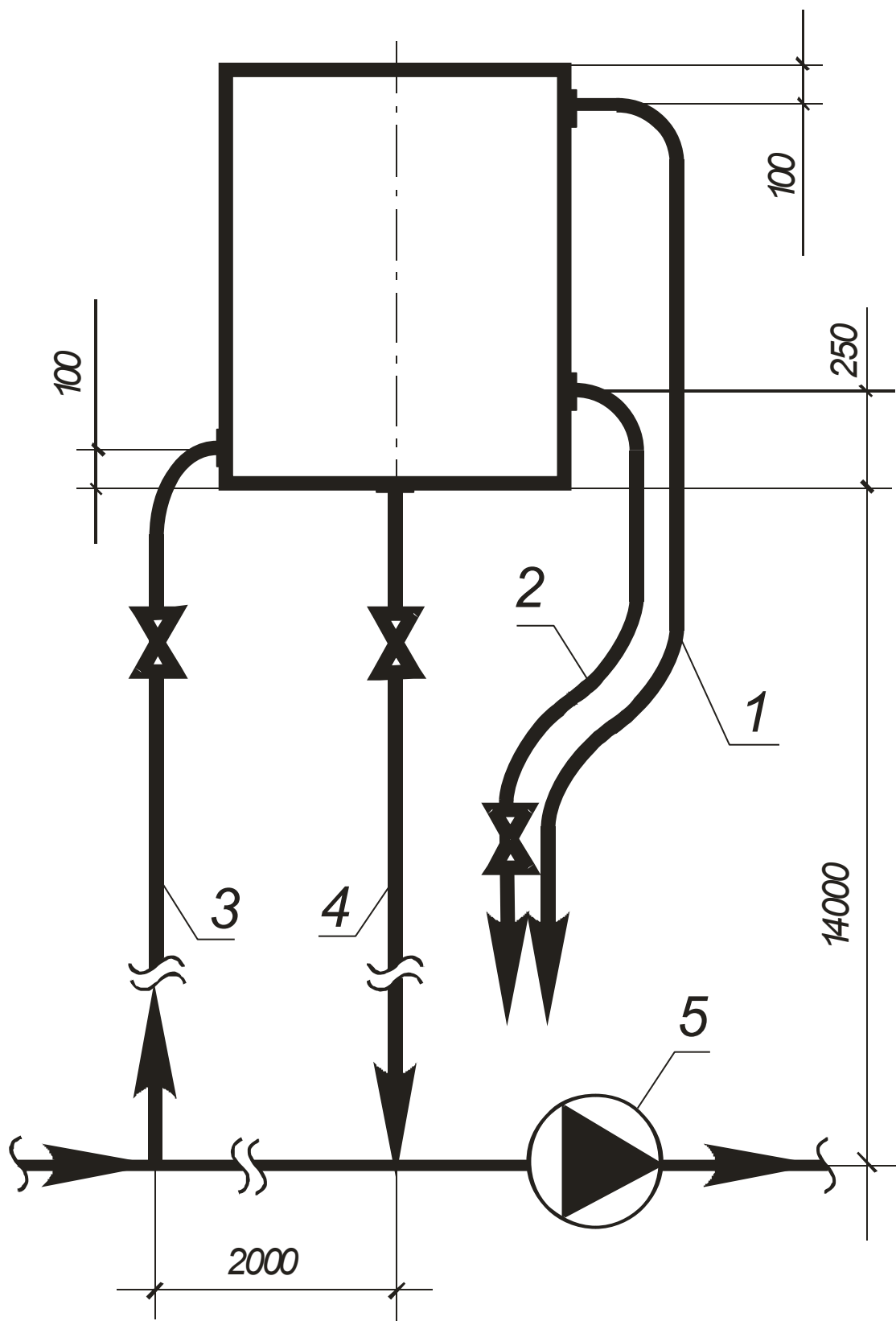
$V_{СИСТ}$  – жылыту жүйесі элементтеріндегі су көлемі, л. Келесі формуламен есептеледі[10]:

$$V_{СИСТ} = \frac{Q_{30}}{1000} \cdot (V_{ПР} + V_{ТР}), л, \quad (11)$$

мұндағы  $V_{ПР}$ ,  $V_{ТР}$  – жылыту жүйесі элементтеріндегі судың көлемі, л 1000ккал/сағ үшін ([10] бойынша алынады)

$$V_{СИСТ} \frac{631411}{1000} \cdot (6,5 + 8) = 9156 л,$$

$$V_{P.B.} = 0,045 \cdot 9156 = 412 л.$$



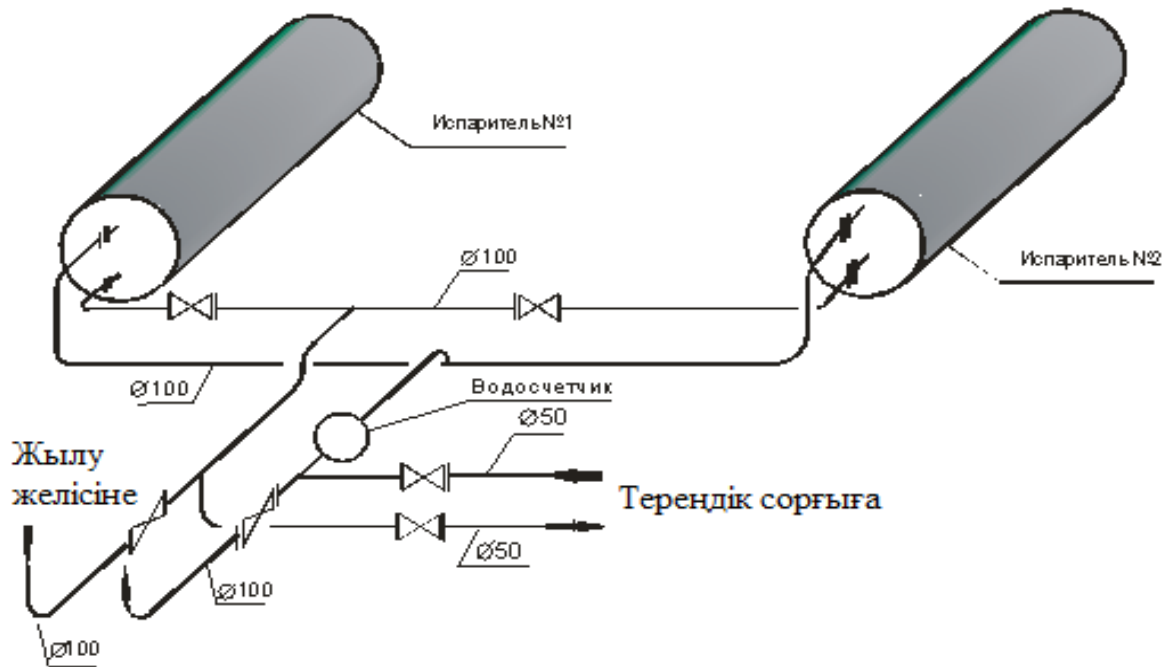
1-сақтандырушы құбыр; 2-бақылаушы құбыр; 3-циркуляциялық құбыр;  
4-жалғаушы құбыр; 5-сорғы

1 сурет – Кеңейту багын жалғау схемасы

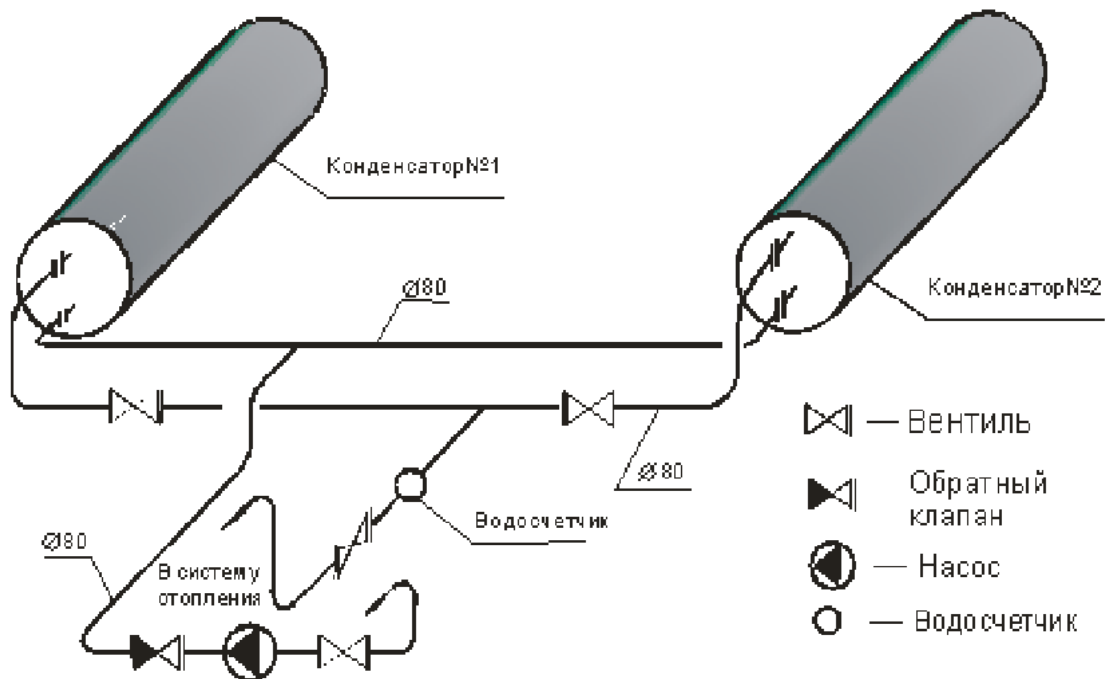
### 3.4 ЖСҚ-ны жылыту жүйесіне қосу

Екі жылулық сорғы қондырғыларын қосу схемасы 2-суретте көрсетілген,

#### Буландырғышты жылу желісіне қосу сұлбесі



#### Конденсаторды жылыту жүйесіне қосу сұлбесі



2 сурет – ЖСҚ-ны жылыту жүйесіне қосу сұлбесі

## 4 ЖСҚ есептеуі

### 4.1 Теориялық термодинамикалық циклдің есебі

4.1.1 Жылу сорғысының жұмыс істеу принципін түсіндіруді оның жақын туысы – тоңазытқыштың жұмысын түсіндіруден бастау оңайырақ, оның жұмыс қабілеттілігі мен сенімділігін уақыт дәлелдеген. Тоңазытқыштың міндеті "жылуды бөлу" – мұздатқыш камерада (техникалық анықтамада – буландырғышта) жатқан мұздатқыш заттардан жылуды алу және қыздырылған артқы қабырғаға (жылу алмастырғышта, конденсаторда) жылуды беру болып табылады.

Сериялық тұрмыстық тоңазытқыштар үшін бұл бөлу шамамен  $40^{\circ}\text{C}$ . Сондықтан, бөлме температурасында  $+20^{\circ}\text{C}$  мұздатқыш камерадағы температура  $-10^{\circ}\text{C}$ , ал артқы қабырғада  $+50^{\circ}\text{C}$  тең болады, бұл тексеру қиын емес. Айтпақшы, жылыту тоңазытқыштың қабырғасы (конденсатор) сіздің пәтеріңіздің жылытқышы болып табылады. Жылытқыштың осы функциясы жылу сорғысының негізгі болып табылады.

Бу компрессиялық фреонды жылу сорғысының (ең көп таралған түрі) толық жұмыс істеу принципі артезиан суын салқындату есебінен жылыту және ыстық сумен жабдықтау үшін ЖС қолдану мысалында ( $8^{\circ}\text{C}$  температурамен) қоса берілген схемада суреттелген. Жылу сорғыларында аралық жылу тасығыш ретінде R22 фреон қолданылады.

Термодинамикалық циклдің әр түрлі учаскелерінде ЖС жұмысын қарастырайық, келтірілген суретте көрсетілген мәндер мысал үшін берілген және әр түрлі объектілер үшін әр түрлі.

Компрессор буландырғыштан келіп түсетін газ тәрізді фреонды қысады ( $P_2=3$  атм-дан  $P_1=16$  атм-ге дейін), ( $70^{\circ}\text{C}$ -қа дейін) қажетті қыздыру температурасына қол жеткізу үшін оның конденсациясын қамтамасыз етеді ( $75^{\circ}\text{C}$ -та). Компрессорда сығылған кезде газ тәрізді фреон қызады ( $80^{\circ}\text{C}$  дейін). Бұл жұмыс ( $W$ ) газды қысу жылу сорғысында айналатын фреон энергиясының артуына әкеледі.

Конденсатор (жылу алмастырғыш) фреон буларын конденсациялауға арналған. Конденсаторда:

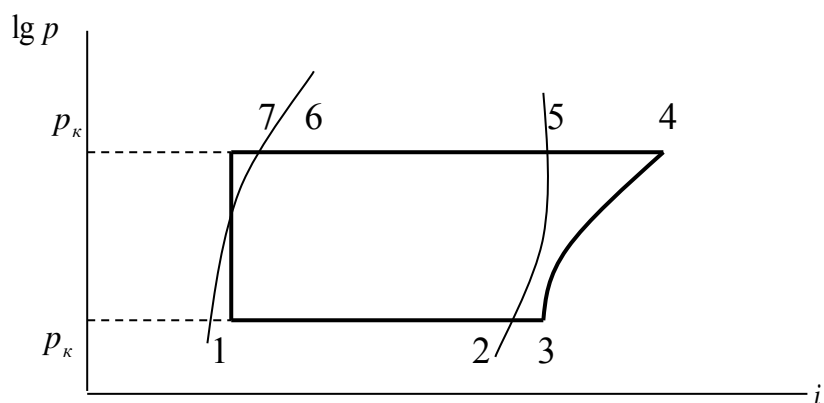
1 фреон жылу энергиясының бір бөлігін бере отырып, конденсация температурасына дейін салқындатылады ( $Q_1$ );

2 фреон буын одан әрі салқындату (жылыту жүйесінің қайту суымен) оның конденсациясына (сұйылтуға) әкеледі. Конденсация кезінде жылу ( $Q_2$ ) бөлінеді. Алынған энергияны ( $Q_1+Q_2$ ) жылумен жабдықтау жүйесінде суды ( $40^{\circ}\text{C}$ -тан  $70^{\circ}\text{C}$ -қа дейін) қыздыру үшін пайдаланады.

Салқындатқышта (жылу алмастырғышта) сұйық, конденсацияланған фреонды ( $60^{\circ}\text{C}$ -тан  $30^{\circ}\text{C}$ -қа дейін) салқындату есебінен де энергия алынады. Алынған энергияны ( $Q_3$ ), мысалы, ыстық сумен жабдықтау жүйесінде суды ( $8^{\circ}\text{C}$ -тан  $50^{\circ}\text{C}$ -қа дейін) қыздыру үшін пайдаланады.

Дроссельде сұйық фреонның қысымы ( $P_2=3$  атм) қысымға дейін төмендейді, бұл кезде буландырғышта фреонның булануы мүмкін ( $T=0^{\circ}\text{C}$  кезінде).

Буландырғышта (жылу алмастырғышта) сұйық фреон буланады ( $T=0^{\circ}\text{C}$  кезінде). Булану үшін энергия қажет. Бұл энергия ( $E$ ) жер астынан алынады, өйткені оның температурасы ( $10^{\circ}\text{C}$ ) фреонның буландырғышында қайнаған температурадан ( $0^{\circ}\text{C}$ ) жоғары. Фреон булары компрессорға түседі. Цикл аяқталды.



3 сурет – Бу компрессорлы салқындатқыш машинаның жұмыс циклі

4.1.2 Салқындатылған көзден бір килограмм жұмыс затынан алынған жылу мөлшері

$$q_0 = i_2 - i_1. \quad (12)$$

Конденсаторда бөлінген жылу мөлшері

$$q_k = i_4 - i_6. \quad (13)$$

Формуладағы индекстердегі сандар тоңазытқыш машинаның термодинамикалық циклінің нүктелеріне сәйкес келеді (2-сурет).

Көлемдік суықтай өнімділіктің сандық шамасы бір кг тоңазытқыш агенттің компрессор алдындағы оның буының үлес көлеміне суықтай өнімділігінің қатынасына тең:

$$q_v = \frac{q_0}{v''}. \quad (14)$$

Кез келген жұмыс денесінің салқындатқыштық қасиеті термодинамикалық цикл параметрлерімен (қайнау, суыту және сорылатын будың конденсациясы температураларымен) анықталады.

Жұмыс затының бір кг буын қысуға жұмсалатын компрессордың теориялық (изоэнтроптық) жұмысы

$$L_T = i_4 - i_3. \quad (15)$$

Машинаны түрлендірудің теориялық коэффициенті мынадай формула бойынша есептеледі:

$$\varepsilon = \frac{q_k}{L_T}. \quad (16)$$

4.1.4 Тоңазытқыш машинаның теориялық термодинамикалық циклін есептеу үшін бастапқы мәліметтер қайнау температурасы және қабылданған хладагенттің конденсациясы болып табылады/2/.

4-кестеде R22 фреонын пайдалану кезінде тоңазытқыш машина циклінің барлық көрсеткіш нүктелерінде тоңазытқыш агентінің параметрлері келтірілген.

4 кесте – Көрсеткіш нүктелеріндегі хладагент параметрлері (R22)

Цикл нүктесі	Қысым, МПа	Температура, °С	Энтальпия, кДж/кг
R22			
1	0.49	0	536.36
2	0.49	0	704.28
3	0.49	18	717.414
4	1.531	80	750.5
5	1.531	40	715.58
6	1.531	40	549.36
7	1.531	29.8	536.36

Тоңазытқыш қондырғының теориялық циклын есептеу нәтижесінде мыналар анықталды.:

- R22-де жұмыс істеу кезінде машинаның меншікті теориялық жылу өнімділігі  $q_k = 201$  кДж/кг құрайды;

- машинаның теориялық салқындатқыштық қасиеті  $q_0 = 167.92$  кДж/кг

- бір кг R22 бу фреонының теориялық қысу жұмысы  $L_T = 33.086$  кДж/кг.

R22 жұмыс істейтін машинаның теориялық түрлендіру коэффициенті  $\varepsilon = 6$ .

## 4.2 Қысымдағыш есебі

4.2.1 Компрессорды есептеу үшін бастапқы деректер ретінде R22 фреонды жұмыс заты ретінде пайдаланған кезде бу қысымды тоңазыту машинасының теориялық және термодинамикалық циклін есептеу нәтижелері, сондай-ақ 5-кестеде келтірілген анықтама материалдары [7, 2] қабылданды.

5 кесте – Қысымдағышты есептеуге бастапқы мәліметтер

Жұмыстық зат	R22
қызып кеткен булардың меншікті көлемі $\nu''$ , м <sup>3</sup> /кг	0.0517
меншікті теориялық жылу өндірісі $q_k$ , кДж/кг	201
салыстырмалы теориялық суық өндіруі $q_0$ , кДж/кг	167
қысудың теориялық жұмысы $L_T$ , кДж/кг	33

4.2.2 Теориялық қысымдағыш келесідей есептеледі [7].

$z$  цилиндрі бірдей қарапайым әсер ететін компрессорда поршеньмен біліктің бір жүрісіне босатылатын қуыстардың жиынтық көлемі тең:

$$V_u = \frac{\pi}{4} \cdot D_u^2 \cdot S \cdot z, \text{ м}^2, \quad (17)$$

мұндағы  $D$  - цилиндр диаметрі, м;

$S$  - поршень қадамы, м;

$z$  - цилиндр саны.

Теориялық компрессордың көлемді өнімділігі мына формула бойынша анықталады:

$$V_{км} = V_u \cdot n, \quad (18)$$

мұндағы  $n$  - айналу жиілігі, с<sup>-1</sup>.

Қысымдағыштың теориялық массалық өнімділігі, яғни сору құбырынан сығымдағышқа қарай бір секундқа айдайтын будың салмағы,

$$V_{a.m} = V_{км} \cdot \gamma, \quad (19)$$

мұндағы  $\gamma$  - тығыздық, кг/м<sup>3</sup>.

Теориялық қысымдағышқа берілетін қуат оның ішкі немесе теориялық индикаторлық қуатына тең

$$N_{iT} = (i_{2км} - i_{1км}) \cdot \frac{V_{км}}{\nu_{1км}}, \quad (20)$$

мұндағы  $i_{2км}$  - соңғы энтальпия, Дж/кг

$i_{1км}$  - бастапқы энтальпия, Дж/кг

$\nu_{1км}$  - бастапқы меншікті көлем, м<sup>3</sup>/кг.

Тоңазыту машинасының нақты индикаторлық қуаты  $N_i$  теориялық индикаторлық қуаттан  $N_{iT}$  ерекшеленеді, себебі компрессордың жұмысы кезінде энергетикалық шығындар орын алады.

Энергетикалық шығындардың әсерін есептеу үшін есепке тоңазытқыш машинаның теориялық индикаторлық қуатын  $N_{it}$  нақты индикаторлық қуатына  $N_i$  қатынасы ретінде анықталатын пайдалы әрекеттің индикаторлық коэффициентін енгізеді.

Фреонды компрессорлар үшін пайдалы әрекеттің индикаторлық коэффициентінің шамасын анықтау үшін И. И. Левиннің [7] жуық эмпирикалық формуласын пайдалануға болады:

$$\eta_i = \eta_w + 0.0025 \cdot t_0, \quad (21)$$

мұндағы  $t_0$  - конденсация температурасы, °С;

$\eta_w$  - келесі формула бойынша анықталатын қысымдағыш цилиндрінде жылу алмасу кезіндегі шығындарды ескеретін коэффициент:

$$\eta_w = \frac{T_0}{T_k - 26}, \quad (22)$$

мұндағы  $T_0$  и  $T_k$  - қайнау және конденсация температуралары, К.

Қысу жұмысын жүргізу үшін қажетті шығындарды ескере отырып, қысымдағыштың нақты индикаторлық қуаты мынадай формула бойынша анықталады.

$$N_i = \frac{N_{it}}{\eta_i}. \quad (23)$$

Осылайша, тоңазытқыш машинаның нақты жылу өнімділігі (конденсатордағы жылу беру жүйесінің жылу тасымалдағышына берілетін жылу мөлшері) қысымдағыштың суық өнімділігімен және нақты индикаторлық қуатымен анықталады.

$$Q_k = Q_0 + N_i. \quad (24)$$

Теориялық компрессордың суық өнімділігі.

$$Q_0 = V_{a.m} \cdot q_0, \quad (25)$$

мұндағы  $q_0$  - машина циклында бір кг будың суық өнімділігі.

Теориялық компрессордың тоңазытқыш коэффициенті:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_{it}}, \quad (26)$$



4.2.3 Нақты қысымдағышта өтетін процестер теориялық қысымдағыш процестерінен ерекшеленеді. Негізгі айырмашылықтар келесідей:

- цилиндрде жоғарғы өлі нүктедегі поршень мен клапанды тақтаның арасында, сондай-ақ цилиндрмен қосылған клапандар қуысы пайда болған бос кеңістік болады. Поршень кері жүргенде, өлі нүктедегі қысылған бу кеңейтіледі. Осының салдарынан цилиндрге қайта сорылатын будың көлемі теориялық қысымдағышқа қарағанда аз болады.

- бу қысудың басында қабырғалармен жылу алмасуға байланысты сору құбырына қарағанда жоғары температураға ие.

- будың цилиндрдегі қысу процестері және поршеньнің кері жүрісінде өлі кеңістіктен будың кеңеюі қабырғалармен жылу алмасу кезінде жүреді, нәтижесінде политроптың қысу және кеңейту көрсеткіштері айнымалы шамалар болып табылады.

- қысымдағыштың жұмысы кезінде поршень мен цилиндр арасындағы саңылаулар арқылы, сондай-ақ клапандардағы тығыз емес аралық арқылы будың шығуы орын алады.

- сорылатын буда ерітілген тоңазытқыш агенті бар майлайтын майдың кейбір мөлшері бар. Компрессорда қызған кезде бұл тоңазытқыш агент бөлінеді және цилиндр көлемінің бір бөлігін алады. Кейде сорылатын буда тоңазытқыш агентінің сұйық тамшылары болады. Осы тамшылардың булануы кезінде цилиндрде пайда болатын будың көлемі маңызды.

- қысымдағыштың сорғыш және әсіресе айдау қуыстарында қысым өзгеріп тұрады.

- сору және айдау арналары мен клапандарында қысым шығыны бар-депрессия.

- компрессорда үйкеліс күшін жеңуге, сондай-ақ май сорғысының жетегіне қосымша энергия жұмсалады.

Нақты компрессорды есептеу кезінде аталған ерекшеліктердің оның жұмысына бірқатар арнайы коэффициенттердің – беріліс коэффициентінің (және оның құрамдас бөліктерінің), пайдалы әсер коэффициенттерінің және т. б. көмегімен ескеріледі. Беріліс коэффициенті (толтыру коэффициенті) нақты компрессордың өнімділігінің теориялық компрессордың өнімділігінен айырмашылығын сипаттайды. Беріліс коэффициенті туынды түрінде ұсынылады:

$$\lambda = \lambda_c \cdot \lambda_{op} \cdot \lambda_w \cdot \lambda_{nl} \cdot \lambda_n, \quad (27)$$

мұндағы  $\lambda_c$  - көлемдік коэффициент;

$\lambda_{op}$  - дросселдеу коэффициенті;

$\lambda_w$  - қыздыру коэффициенті;

$\lambda_{nl}$  - тығыздық коэффициенті;

$\lambda_n$  - басқа да шығындар коэффициенті.

Көлемдік коэффициент өлі кеңістіктің көлеміне , қыздыру және сору қысымының қатынасына және кері кеңею политроптарының көрсеткішіне байланысты . Оны мына формула бойынша анықтауға болады:

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left( \pi^{\frac{1}{m}} - 1 \right), \quad (28)$$

мұндағы  $c$  - салыстырмалы өлі кеңістік.

$$c = \frac{V_m}{V_u}. \quad (29)$$

Фреондарда жұмыс істейтін компрессорлар үшін ,  $m = 0.9 \div 1.05$  .  $\lambda_c$  ұлғайту үшін өлі кеңістікті мейлінше азайту керек, көп қысымдағыштарда ол 3-5% құрайды.

Клапандары дұрыс жасалған қысымдағыштарда дросселдеу коэффициенті  $\lambda_{dp} = 0.95 \div 1$  шамасында болады.

Қыздыру коэффициентін  $\lambda_w$  екі коэффициенттің көбейтіндісі ретінде көрсетуге болады:

$$\lambda_w = \lambda_{wk} \cdot \lambda_{wц}, \quad (30)$$

мұндағы  $\lambda_{wk}$  - сору жолындағы қыздыру коэффициенті;

$\lambda_{wц}$  - цилиндр ішіндегі қыздыру коэффициенті.

Бұл коэффициенттер келесі формуламен анықталады:

$$\lambda_{wk} = \frac{v_{1км}}{v_{вс.кл}}, \quad (31)$$

$$\lambda_{wц} = \frac{v_{вс.кл}}{v_{н.м.т}}. \quad (32)$$

Тығыздық коэффициенті  $\lambda_{nl}$  поршень – цилиндр саңылауынан бу өту себепті өнімділіктің жоғалуын сипаттайды , [7] бойынша анықталады.

Басқа да шығындар коэффициенті  $\lambda_n$  қысымдағыштың қалыпты жұмысынан аутқуы себепті өнімділікті жоғалуын ескереді(клапандардың тығыз немесе уақытылы жабылмауы, т.б.). Қысымдағыш қалыпты жұмыс істегенде басқа да шығындар коэффициенті  $\lambda_n$  1-ге тең деп қабылданады.

Нақты қысымдағыштың суық өнімділігі мына формула бойынша анықталады:

$$Q_0 = G_a \cdot q_0 = \lambda \cdot G_{a.T} \cdot q_0 = \lambda \frac{V_{км}}{v_{6c}} \cdot q_0, \quad (33)$$

мұндағы  $q_0$  – реттеуші вентиль алдында сұйықтықтың сору және тоңазыту температурасы, қайнау және шықтану температурасы(қысымы) анықталған тоңазытқыш машинаның жұмыс циклін есептеу үшін қабылданған бір кг тоңазыту агентінің салқындату өнімділігі.

Компрессордың білігіне жұмсалатын қуатты есептеу үшін компрессордың пайдалы әрекетінің механикалық коэффициентін анықтайды. Пайдалы әрекеттің механикалық коэффициенті-бұл компрессор білігіне жұмсалатын тиімді қуатқа компрессордың индикаторлық қуатының қатынасы:

$$\eta_{мех} = \frac{N_i}{(N_i + N_{TP})}, \quad (34)$$

мұндағы  $N_{TP}$  – үйкеліс күшіне қарсы жұмсалатын қуат.

Компрессордың қозғалатын бөліктерінің үйкеліс күштерін анықтауға жұмсалатын қуатты анықтау үшін келесі формуланы пайдаланады

$$N_{TP} = \frac{V_h \cdot P_{TP}}{36.72}, \quad (35)$$

мұндағы  $P_{TP}$  - үйкелістің меншікті қысымы (фреонды қысымдағыштар үшін  $P_{TP} = 0,3 \text{ кгс/см}^2$ );

$V_h$  - тоңазытқыш машинаның компрессорымен сорылатын будың сағаттық көлемі,  $\text{м}^3/\text{сағ}$ .

Компрессормен сорылатын будың сағаттық көлемі жұмыс затының сағаттық салқындату өнімділігінің көлемді салқындату өнімділігіне қатынасы ретінде анықталады.

$$V_h = \frac{Q_0}{q_v \cdot 3600}. \quad (36)$$

Компрессордағы барлық шығындарды ескере отырып, қысу жұмысын жүргізу үшін қажетті компрессор білігінің қуаты,

$$N_{к} = N_i \cdot \eta_{мех}^{-1}. \quad (37)$$

Компрессорды есептеу нәтижелері 6-кестеге жинақталған.

6 кесте – 22ФВ22 қысымдағышын есептеу

Есептелінген өлшем	Фреон
	R22
Жұмыстық заттың шығыны $G$ , кг/с	0.08
Теориялық индикаторлық қуат $N_{IT}$ , кВт	11.2
Коэффициент $\eta_w$	0.95
Индикаторлық ПӘК $\eta_i$	0.95
Нақты индикаторлық қуат $N_i$ , кВт	11.8
Жылу өнімділігі $Q_k$ , кВт	40
Көлемдік коэффициент $\lambda_c$	0.941
Қыздыру коэффициенті $\lambda_w$	0.92
Беріліс коэффициенті $\lambda$	0.8
Қысымдағыштың салқын өнімділігі $Q_0$ , кВт	26
Жұмыстық заттың шығыны $G$ , кг/с	0.06
Нақты индикаторлық қуат $N_i$ , кВт	8.91
Бөлінген жылу $Q_k$ , кВт	37.91
Қысымдағышпен сорылатын будың сағаттық көлемі $V_h$ , м <sup>3</sup> /сағ.	63.3
Үйкеліс қуаты $N_{TP}$ , кВт	0.5
Механикалық ПӘК, $\eta_{мех}$	0.96
Қысымдағыштың білігінде жұмсалатын механикалық қуат $N_k$ , кВт	9.3

R22 фреонымен жұмыс істейтін 22ФВ22 қысымдағышын есептеу нәтижесінде келесілер анықталды:

- компрессор білігіне жұмсалатын механикалық қуат  $N_k = 9.3$  кВт тең.
- тоңазытқыш машинаның ең жоғары жылу өнімділігі  $Q_k = 44.91$  37,91кВт құрады.

#### 4.3 Жылу сорғының жылу алмасу аппараттарын есептеу

Алдын ала бағалау үшін, бірінші жуықтауда, жылу алмастырғыштарды есептеу кезінде тиісті үлгідегі аппараттарға арналған жылу ағынының меншікті тығыздығын пайдалануға болады.

4.3.1 Тоңазыту машинасының конденсаторына әдетте қыздырылған бу келіп түседі, ал салқындатылған конденсат белгілі бір дәрежеде шығады. Сондықтан конденсатордың жылу жүктемесі конденсатордың тиісті аймақтарына жіберілетін сұйықтықтың қызып кету, конденсация және салқындаудан тұрады. Бірақ, конденсатордың жылу есебі осы аймақтар бойынша емес, тұтастай орындалады, өйткені қыздырылған бу аймағында  $t_k$  конденсация температурасынан төмен температураға ие құбырларда

конденсация жүреді, ал бірінші және үшінші аймақтарда алынатын жылу үлесі конденсатордың жалпы жылу жүктемесімен салыстырғанда үлкен емес:

$$Q_k = Q_0 + N \cdot K, \quad (38)$$

мұндағы  $Q_0$ - қысымдағыштың салқын өнімділігі, кВт;

$N$ - электрлік қуат, кВт;

$K$ - қоршаған ортаға таралатын қысымдағыш жылуының шығынын ескеретін коэффициент;

Жартылай герметикалық компрессорлар үшін Вниихолодмаштың тәжірибелі деректері бойынша  $K=0,85-0,93$ [7] қабылдауға болады.

Осылайша, конденсатордың жалпы жылу жүктемесі (38) таңдалған қысымдағыш үшін:

$$Q_k = 185 + 53 \cdot 0.85 = 23 \text{ кВт}$$

Түтікшелердің ішкі диаметрі бойынша жылу алмасу беті  $F_k$  ( $\text{м}^2$ ):

$$F_k = \frac{10^3 \cdot Q_k}{k_{вн} \cdot \theta} \cdot \eta_k, \quad (39)$$

мұндағы  $K_{вн}$ - ішкі бетке қатысты жылу беру коэффициенті,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{C})$ ;

$\eta_k$ - үстіңгі қабаттың қор коэффициенті (түтікшелердің зақымдануы кезінде олардың бөліктерін бітеуге);  $\eta_k=1,05-1,1$ ;

$\theta$ - толық температуралық тегеурін;

Келесі формуламен анықталады:

$$\theta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{2.3 \cdot \lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (40)$$

мұндағы  $\theta_1 = t_k - t_{вх} = 70 - 40 = 30^\circ \text{C}$ ; - шықтағышта температураның таралуы;

$\theta_2 = 70 - 65 = 5^\circ \text{C}$ ;

$$\theta = \frac{30 - 5}{2.3 \cdot \lg \frac{30}{5}} = 14,05 \approx 14^\circ \text{C}$$

Шықтағышты салқындатушы су шығыны, кг/с:

$$G_w = \frac{Q_k}{C_w \cdot \Delta t}, \quad (41)$$

мұндағы  $C_w$  – судың меншікті жылу сыйымдылығы, кДж/(кг К);  
 $\Delta t$  – су температурасының айырмасы,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$$\Delta t = t_{\text{ВЫХ}} - t_{\text{ВХ}}, \quad (42)$$

$$\Delta t = 70 - 50 = 20^{\circ}\text{C}$$

Орташа температурадағы судың жылу физикалық параметрлерін анықтаймыз:

$$T_{cpW} = \frac{65 + 40}{2} = 52.5^{\circ}\text{C},$$

мұндағы  $\nu_w$  – судың кинематикалық тұтқырлығының коэффициенті;

$$\nu_w = 0.629 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$C_w$  – судың меншікті жылу сыйымдылығы;

$$C_w = 4,18 \text{ кДж/кг К};$$

$\lambda_w$  – жылу өткізу коэффициенті;

$$\lambda_w = 0,634 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C});$$

$Pr$  – Прандтль саны;

$$Pr = 4,28$$

Осыдан салқындату су конденсаторы шығыны:

$$G_w = \frac{23}{4.18 \cdot 20} = 0.22 \text{ кг}/\text{с} = 0,22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Жылу беру коэффициенті мына формула бойынша табамыз:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}, \quad (43)$$

мұндағы  $\alpha_w$  – су жағынан жылу беру коэффициенті,  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{C}$ ;

$\alpha_{вн}$  – фреон жағынан жылу беру коэффициенті,  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{C}$ ;

$\delta_{ст}$  – жылу беру беті қабырғасының қалыңдығы, м;

$\lambda_{ст}$  – жылу өткізгіштік коэффициенті,  $\text{Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C})$ ;

Жылу беру беті ретінде  $\delta_{ст} = 1$  мм қалыңдығы мыс құбыр таңдалған.

$\lambda_{ст} = 390 \text{ Вт}/(\text{м}^{\circ}\text{C})$ ;

Су жағынан жылу беру коэффициенті мына формуламен анықталады:

$$\alpha_w = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{вн}}, \quad (44)$$

мұндағы  $Nu_w$  – Нуссельт критеріі;  
 $d_{BH}$  – эквивалентті диаметр, м;  
 Нуссельт критеріі:

$$Nu_w = 0.021 \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.43} \cdot E_l \cdot E_{пер}, \quad (45)$$

мұндағы  $Re_w$  – Рейнольдс критеріі;  
 $E_l$  – түтік ұзындығының диаметрге қатынасына байланысты коэффициент;  
 $E_{пер}$  – Рейнольдс критеріі шамасына байланысты коэффициент;  
 Рейнольдс критеріі:

$$Re_w = \frac{\omega_w \cdot d_{BH}}{\nu_w}, \quad (46)$$

мұндағы  $\omega_w$  – су жылдамдығы, м/с;

$$\omega_w = \frac{G_w}{n \cdot f}, \quad (47)$$

мұндағы  $f$  – нақты қима, м<sup>2</sup>;  
 $n$  – жүрістегі құбырлар саны;  
 Конденсатордың конструктивтік өлшемдері:  
 Ішкі құбыр диаметрі  $d=0,015$  м;  
 Сыртқы құбыр диаметрі  $D=0,031$  м.  
 Эквивалентті диаметрі  $d_{BH}$  келесі формуламен анықтаймыз:

$$d_{BH} = D - d, \quad (48)$$

$$d_{BH} = 0,031 - 0,015 = 0,016 \text{ м},$$

$$f = 0.785 \cdot (0.031^2 - 0.015^2) = 0.58 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$\omega = \frac{0.208 \cdot 10^{-3}}{0.58 \cdot 10^{-3}} = 0.359 \text{ м/с},$$

$$Re_w = \frac{0.359 \cdot 0.016}{0.629 \cdot 10^{-3}} = 9132.$$

Рейнольдс критеріі  $Re_w \geq 6000$  болғанда, коэффициент  $E_{пер} = 0,88$ .

Құбыр ұзындығын  $l = 700$  мм деп аламыз. Мұндай жағдайда құбыр ұзындығының эквивалентті диаметрге қатынасы:

$$\frac{l}{d_{\text{вн}}} = \frac{700}{16} = 43,75.$$

Қатынас  $\frac{l}{d_{\text{вн}}} < 50$ , болғандықтан бастапқы жылу учаскесінің әсерін есептеу қажет және 1,06 тең  $E_d$  мәнін орнату қажет.

(45) алынған мәндерді орналастыра отырып, Нуссельт критерийін анықтаймыз:

$$Nu_w = 0.021 \cdot 9132^{0.8} \cdot 4.28^{0.43} \cdot 1.06 \cdot 0.88 \approx 54.$$

R22 фреон жағынан жылу беру коэффициенті мынадай формула бойынша анықталады:

$$\alpha_{\text{вн}} = 0.555 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho \cdot \lambda^3 \cdot g}{\gamma \cdot \theta_{\text{см}} \cdot d_{\text{вн}}}}, \quad (49)$$

мұндағы  $r$  – бу түзілу жылуы, кДж/кг;

$\rho$ - қаныққан сұйықтық тығыздығы, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda$ - жылу өткізгіштік коэффициенті, Вт/м<sup>0</sup>С;

$\gamma$ - кинематикалық тұтқырлық коэффициенті, м<sup>2</sup>/с;

Конденсация температурасы мен құбыр қабырғасының температурасы арасындағы температуралық тегеурін анықталады:

$$\theta_{\text{см}} = t_k - t_{\text{см}}, \quad (50)$$

мұндағы  $t_{\text{ст}}$  – қабырғаның орташа температурасы, <sup>0</sup>С;

конденсаторда фреон сығылу кезінде шамамен 125<sup>0</sup>С температураға дейін қызады және конденсация температурасы 75<sup>0</sup>С, қабырғаның орташа температурасын 68<sup>0</sup>С қабылдаймыз.

Осылайша  $\theta_{\text{см}} = 75 - 68 = 7^{\circ} \text{C}$ .

Жылуфизикалық параметрлердің және температуралық тегеуріннің белгілі мәндерін қоя отырып (49) формуласынан  $\alpha_{\text{вн}}$  анықтаймыз

$$\alpha_{\text{вн}} = 0.555 \cdot \sqrt[4]{\frac{105.4 \cdot 113.3 \cdot 0.0714^3 \cdot 9.8 \cdot 10^3}{1.94 \cdot 10^{-7} \cdot 0.016 \cdot 7}} = 898.26 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}}.$$

(43) формула бойынша жылу беру коэффициентінің мәнін анықтаймыз:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{2282.4} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{390} + \frac{1}{898.26}} = 645.16 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{C}}.$$



Жылу беру коэффициентінің, орташа температуралық тегеуріннің, конденсаторға жылу жүктемесінің алынған мәнін орналастыра отырып, жылу алмасу бетін анықтаймыз:

$$F_k = \frac{10^3 \cdot 23}{645.16 \cdot 14} \cdot 1.05 = 2.5 \text{ м}^2 .$$

Жылу алмасу бетін паспортқа сәйкес 5.4 м<sup>2</sup> қабылдаймыз.  
Конденсатор құбырының жалпы ұзындығы:

$$L = \frac{F_k}{P_k} , \quad (51)$$

мұндағы  $P_k$ - ішкі құбырдың нақты қимасының периметрі, м:

$$L = \frac{2.5}{3.14 \cdot 0.015} = 50 \text{ м} .$$

Түтіктің жалпы ұзындығын 50 м деп қабылдаймыз.

Конденсаторлық блоктың габаритті мөлшерін азайту үшін жалпы ұзындығын үш бөлікке бөлеміз. Нәтижесінде бір ернеушеде үш параллель шланг түрінде жасалған конденсаторды аламыз. Сол сияқты габаритті азайту үшін шлангтарды жылан тәрізді жасаймыз. Жыланның диаметрі  $D = 90$  мм, жыланның қадамы  $S=20$  мм.

Бір шланг үшін түтіктің ұзындығы  $L_{шт}=11$  м. Жыланның еденшеден шығыстарын анықтаймыз  $l=100$ м. Осылайша, жыланға ұзындығы  $L=10800$ мм түтікше қажет.

Жыланның биіктігі:

$$H = (n - 1) \cdot S, \quad (52)$$

мұндағы  $n$  – орамдар саны;

$$n = \frac{L}{l}, \quad (53)$$

мұндағы  $l$  – жыланның бір орамының ұзындығы, мм;

$$l = \pi \cdot D_{зм}, \quad (54)$$

$$l = 3.14 \cdot 90 = 283 \text{ мм} ,$$

$$n = \frac{10800}{283} = 38 ,$$

$$H = (38 - 1) \cdot 20 = 740 \text{ мм.}$$

Берілген биіктікке, диаметрге және жыланшалардың санына байланысты конденсатордың ернеушесінің конструктивтік өлшемін қабылдаймыз:

- ұзындығы  $a=300$  мм;
- ені  $b=100$  мм;
- биіктігі  $h=790$  мм;

Конденсатор-хладон буларын конденсациялауға арналған, КТО-6Б маркалы тегіс құбырларымен көлденең қаптамалы құбыр. Бұл маркадағы конденсатордың жылу алмасуының ішкі ауданы  $5.4 \text{ м}^2$  құрайды.

- 4.3.2 Буландырғышты есептеу үшін бастапқы деректер:
- жылулық жүктеме:

$$Q_u = (1.05 \div 1.15) \cdot Q_0 \quad (55)$$

мұндағы  $Q_0$  – буландырғышқа жиынтық жылу жүктемесі, кВт;  
 $(1.05 \div 1.15)$  - құбырлардағы суықтың шығынын ескеретін қор коэффициенті;

$$Q_u = 1.05 \cdot 18500 = 19425 \text{ кВт.}$$

Салқын тасығыш ұңғымадан алынатын су болып табылады;  
 Буландырғыш арқылы су шығыны:

$$G_w = \frac{Q_u}{C_w \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}}) \cdot \rho_w}, \quad (56)$$

мұндағы  $C_w$  – меншікті жылу сыйымдылық, кДж/кг<sup>0</sup>С;  
 $t_{\text{вх}}$  – буландырғышқа кіре берістегі салқын тасығыштың температурасы, <sup>0</sup>С.  $t_{\text{вх}} = 10^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_{\text{вых}}$  – буландырғыштың шығысындағы салқын тасығыштың температурасы, <sup>0</sup>С.  $t_{\text{вых}} = 5^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\rho_w$  – орташа температурада салқын тасығыштың тығыздығы, кг/м<sup>3</sup>;

Орта температурада жылу физикалық қасиеттері:

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} = \frac{10 + 5}{2} = 7.5^{\circ}\text{C},$$

мұндағы  $\lambda_w$  – жылу өткізгіштік коэффициенті, Вт/м<sup>0</sup>С;  $\lambda_w = 0,574 \text{ Вт/м}^0\text{С}$ ;  
 $C_w$  – меншікті жылу сыйымдылық, кДж/кг<sup>0</sup>С;  $C_w = 4,19 \text{ кДж/кг}^0\text{С}$ ;

$\gamma_w$  – кинематикалық тұтқырлық коэффициенті,  $m^2/c$ ;  $\gamma_w=1.3 \cdot 10^{-6} m^2/c$ ;

$Pr_w$  – Прандтль саны;  $Pr_w=9,5$ ;

Буландырғыш арқылы су шығыны:

$$G_w = \frac{19.425}{4.19 \cdot (10 - 5) \cdot 999.6} = 0.9 \cdot 10^{-3} m^3/c.$$

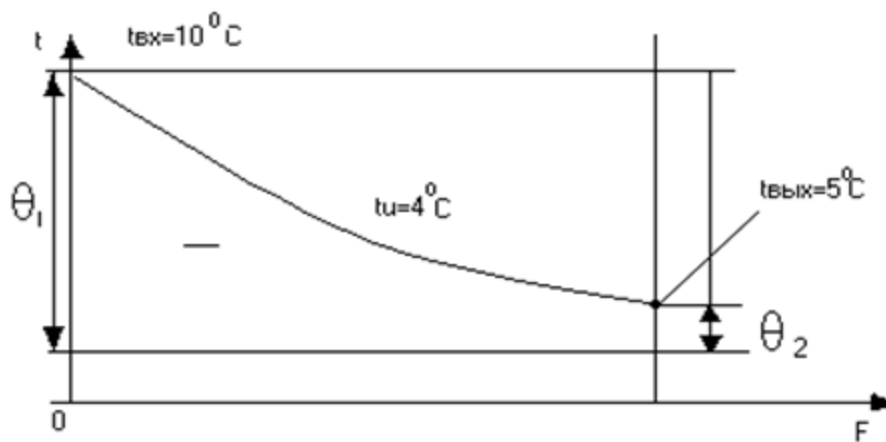
Буландырғыш арқылы судың жылдамдығы:

$$\omega_w = \frac{G_w}{f}, \quad (57)$$

мұндағы  $f$ - нақты қима,  $m^2$ ;

$$f = 0.58 \cdot 10^{-3} m^2,$$

$$\omega_w = \frac{0.9 \cdot 10^{-3}}{0.58 \cdot 10^{-3}} = 1.55 m/c.$$



4 сурет – Буландырғышта температуралық орталардың таралу схемасы

Буландырғыштың қажетті жылу алмасу бетінің ауданы:

$$F = \frac{Q_u}{k \cdot \theta}. \quad (58)$$

Орташа температуралық тегеурін:

$$\theta = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\lg \frac{\theta_1}{\theta_2}}, \quad (59)$$

$$\theta_1 = t_{\text{BX}} - t_u = 10 - 4 = 6^\circ\text{C},$$

$$\theta_2 = t_{\text{ВЫХ}} - t_u = 5 - 4 = 1^\circ\text{C},$$

$$\theta = \frac{6 - 1}{\ln 6} = 3^\circ\text{C}.$$

Беріліс суынан жылу беру коэффициенті R22 мына формула бойынша табамыз:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + \frac{1}{\alpha_{вн}}}, \quad (60)$$

мұндағы  $\alpha_n$  – салқын тасымалдаушы тарапынан жылу беру коэффициенті,  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{ }^\circ\text{C}$ ;

$\alpha_{вн}$  – хладагент тарапынан жылу беру коэффициенті,  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{ }^\circ\text{C}$ ;

$\delta_{ct}$  – құбыр қабырғасының қалыңдығы, м;

$\lambda_{ct}$  – құбыр қабырғасының жылу өткізгіштік коэффициенті,  $\text{Вт}/(\text{м}^\circ\text{C})$ ;

Жылу беру беті ретінде қалыңдығы  $\delta_{ct} = 10^{-3}$  мм мыс құбыр таңдалды.

Мыс құбыр қабырғасының жылу өткізгіштік коэффициенті  $\lambda_{ct} = 390 \text{ Вт}/(\text{м}^\circ\text{C})$ ;

Салқындатқыш жағынан жылу беру коэффициентін мына формула бойынша анықтаймыз:

$$\alpha_n = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{d_{\text{экв}}}, \quad (61)$$

мұндағы  $Nu_w$  – Нуссельт критеріі;

$d_{\text{экв}}$  – эквивалентті диаметр, м;

$\lambda_w$  – салқын тасығыштың жылу өткізгіштік коэффициенті,  $\text{Вт}/(\text{м}^\circ\text{C})$ ;

$\lambda_w = 0,574 \text{ Вт}/(\text{м}^\circ\text{C})$ ;

Рейнольдс критеріі:

$$Re_w = \frac{\omega_w \cdot d_{\text{en}}}{\nu_w}, \quad (62)$$

$$Re_w = \frac{1,55 \cdot 0,016}{1,3 \cdot 10^{-6}} = 15500.$$

Рейнольдс критерийі  $Re_w > 10000$  кезінде Нуссельт критерийін анықтау үшін критериалды теңдеуді қолданамыз:

$$Nu_w = 0.023 \cdot Re_w^{0.8} \cdot Pr_w^{0.43} \cdot E_l, \quad (63)$$

мұндағы  $Re_w$  – Рейнольдс критерийі;

$E_l$  – құбыр диаметрінің оның ұзындығына қатынасына байланысты коэффициент;

Конденсатор есебі бойынша диаметрдің оның ұзындығына қатынасы 50-ден аз деп анықтаймыз. Осының салдарынан  $E_l = 1$ .

$$Nu_w = 0.023 \cdot 15500^{0.8} \cdot 9.5^{0.43} \cdot 1 = 127.37,$$

$$\alpha_n = \frac{127.37 \cdot 0.574}{0.016} = 4569.39 \frac{Вт}{м^2 \cdot C}$$

қайнаған R22 жағынан жылу беру коэффициенті мынадай формула бойынша анықталады:

$$\alpha_{\text{en}} = 2130 \cdot \omega^{0.47}, \quad (64)$$

мұндағы  $\omega$  – құбырға кіре берісте сұйық R22 жылдамдығы, м/с;

$$\omega = \frac{G}{\rho \cdot f_{mp}}, \quad (65)$$

мұндағы  $G$  – хладагенттің салмақтық шығыны, кг/с;

$\rho$  –  $t_u = 4$  °C кезіндегі сұйық R22 тығыздығы, кг/м<sup>3</sup>;

$f_{mp}$  – құбырдың нақты қимасы, м<sup>2</sup>;

$\rho = 1301$  кг/м<sup>3</sup>

$$f_{mp} = 0,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

$$G = \frac{Q_u}{r}, \quad (66)$$

мұндағы  $\rho$  – сұйық R22 бу түзілу жылуы, кДж/кг;  $\rho=208.18$  кДж/кг;

$$G = \frac{19.425}{208.18} = 7.8 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с},$$

$$\omega = \frac{7.8 \cdot 10^{-2}}{1301 \cdot 0.7 \cdot 10^{-3}} = 0.085 \text{ м/с},$$

$$\alpha_{\text{вн}} = 2130 \cdot 0.085^{0.47} = 668,66 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{С}},$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{4569,39} + \frac{10^{-3}}{390} + \frac{1}{668,66}} = 582 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{С}}.$$

$Q_u$ ,  $K$  және  $\theta$  үшін мәндерді орнатқаннан кейін  $F$  буландырғыштың ауданы (58) формулаға тең болады

$$F = \frac{19425}{582 \cdot 3} = 11 \text{ м}^2.$$

Ішкі жылу алмасу ауданы  $11 \text{ м}^2$  болатын ИТГФ-9Б маркалы тік тегіс құбырлы бату типті буландырғыш.

4.3.3 Жылу алмастырғыш ішінде мыс құбырларынан жасалған жыланша орналасқан аппарат болып табылады.

Жылу алмастырғышта конденсатордан буландырғышқа жіберілетін сұйық хладонды салқындату процесі және компрессордың құрғақ жүрісін қамтамасыз ететін буландырғыштан сорылатын хладон буларының қызуы жүреді.

## 5 ЖСҚ басқару жүйесін автоматтандыру

### 5.1 Міндеттері мен талаптары

5.1.1 Жылу сорғыш қондырғыға оның жұмыс режимін автоматтандыру бойынша жоғары талаптар қойылады, бұл ретте автоматтандыру жабдығы келесі функцияларды орындауы тиіс:

- тоңазытқыш машинаның ішкі процестерін автоматтандыру және бақылау;
- орнату элементтерінің тәуелсіз жұмысы және олардың бірыңғай жүйеге байланысы;
- тұтынушылардың жылумен талап етілетін қуатының өзгеруіне сәйкес жылу сорғысының өнімділігін реттеу;
- ыстық және суық су айналымы жүйесін автоматтандыру;

- қондырғының сенімділігін арттыруды қамтамасыз ету, рұқсат етілген параметрлерден асқан кезде оны ажырату және пайдаланудың қауіпсіз режимі;

- ұзақ уақыт бойы адамдар болмаған кезде автоматты басқару және орнатуды бақылау;

- режим параметрлері туралы орнату мен сигнализацияны тұрақты бақылау.

Тоңазытқыш машиналардың бақылау-өлшеу аспаптары тоңазытқыш қондырғыны пайдалану кезінде барлық процестерді басқарады, мысалы, буландырғыштың толтырылуын реттейді, майдың қысымын бақылайды, жоғары қысым жағында деңгейді реттейді, қозғалтқышты шамадан тыс жүктемеден, буландырғышты қатудан сақтайды. Бұл міндеттер және олардан туындайтын қондырғыны автоматтандыру үшін жабдыққа қойылатын талаптар әдетте ұқсас тоңазытқыш қондырғылардың автоматикасына қойылатын талаптардан, мысалы, су-салқындатқыш агрегаттардан ерекшеленбейді.

Алайда бұл жағдайда реттелетін параметрлердің шекті мәндеріне жақындауға байланысты тоңазытқыш автоматикасы жұмысының сапасына жоғары талаптар қойылады. Мысалы, жылу сорғыларының жұмысы кезінде буландырғыштың жағында "ыстық су ұңғымасы" сызбасы бойынша жұмыс температурасы қату нүктесіне жақын суды пайдалану керек, өйткені буландырғышқа түсетін судың температурасы ұңғымадағы судың температурасына тең, кейде  $10^{\circ}\text{C}$  төмен.

Қондырғыны тұрақты және сонымен бірге экономикалық пайдалануды қамтамасыз ету үшін, аз дифференциалда жұмыс істейтін және жұмыс режимінің параметрлері шекті мәндерге жақын болған жағдайларда сенімді жұмыс істейтін төмен қысымды релесін пайдалану қажет. Жоғары қысымды релеге де қатысты. Шығуда судың жоғары температурасын алған кезде қондырғы ең жоғары рұқсат етілген жұмыс қысымына сәйкес келетін конденсатордағы осындай қысыммен пайдаланылады. Сондықтан жұмыс қысымы, сақтандыру релесінің іске қосылу қысымы және сақтандыру клапанының іске қосылу қысымы бір-бірінен шамалы ерекшеленеді.

5.1.2 Жылу сорғыш қондырғыны автоматты және жартылай автоматты режимде пайдалану үшін қондырғыны басқаратын арнайы құрылғылар қажет. Олар әр түрлі пайдалану шарттары мен жүктемеге сәйкес орнатудың жеке элементтерінің өзара іс-қимылына әсер етеді. Мұндай басқарудың міндеттеріне жатады:

- компрессор мен сорғыны бос жүрісте және қауіпсіз режимде іске қосу және тоқтату;

- ыстық судың, суық судың, құдық судың циркуляциясына, жылу көздері бар желілерде айналуға арналған сорғыны қосу (күн коллекторлары, пайдаланылған судың немесе топырақтың жылу алмастырғыштары);

- тоңазытқыш қондырғыны, ең алдымен компрессорды қосу;

- іске қосу тоғын азайту және пайдалану кезінде жетекті қорғауды қамтамасыз ету үшін, мысалы, ыстық және суық су сорғыларын, компрессорды дәйекті қосу, сондай-ақ компрессор буландырғыш және конденсатор арқылы су ағу кезінде ғана жұмыс істей алатын қорғаныс болуы мүмкін уақытша шекті жүктеме кезінде жекелеген жетектерді дәйекті қосу;

- буландырғыштың және (немесе) конденсатордың жағында жылу сорғысы су айналымының бірнеше контурларында жұмыс істеген кезде және жылу мен суықты өндірумен аралас жұмыс режимі кезінде буландырғышқа және конденсаторға тиісті циркуляциялық контурлар балама қосылған кезде ауыстырып қосқыш клапандарды басқару. Мұндай басқарудың міндеті пайдалану шарттарына және жүктемелерге сәйкес қондырғының оңтайлы жұмыс режимі кезінде жылу көздерін барынша пайдалануды қамтамасыз ететін ауыстырып-қосқыш клапандарды іске қосу болып табылады;

- қысқа мерзімді жоғары су температуралары бар жылу көздерінің желілеріндегі ауыстырып-қосқыш клапандарды басқару, мысалы, күн коллекторларында. Бұл ретте температурасы кіре берістегі ыстық судың берілген температурасына тең немесе одан асатын жылу көзінің суы жылу сорғысын айналып өтіп, тікелей беруші желіге және аккумуляторға жүргізіледі;

- перифериялық агрегаттарды басқару, мысалы, қатудан қорғалған бөлек циркуляциялық контуры бар күн коллекторын;

- аккумулятордың жылу жүктемесі мен электр желісінің ең жоғары жүктемелерінің уақытына байланысты жинақтау режимінде жылу сорғысын қосу және ажырату;

- персонал болмаған кезде қондырғыны автоматты режимде пайдалану (түнде және демалыс күндері). Апта соңында жұма күнінің екінші жартысынан дүйсенбінің таңертеңіне дейін персоналсыз автоматты режимде жұмыс істейді, яғни шамамен 72 сағат. Сондықтан бақылау, сигнал беру және арнайы басқару функцияларын орындау үшін қосымша құрылғылар жиі талап етіледі: мысалы, компрессордағы май деңгейін бақылау үшін аспаптар қажет; қондырғыны сумен толтыру деңгейі, ақаулар туралы ескерту сигнализациясы, электрмен жабдықтауда үзілістен кейін қондырғыны автоматты қосу, қоршаған ортаның әсеріне байланысты түзету арқылы реттеу( сыртқы ауа температурасының өзгеруі), атап айтқанда берілген параметрлердің өзгеруі және т. б.

5.1.3 Жылу - сорғы қондырғысын реттеу міндеттеріне берілген температура шегінде ыстық және суық судың циркуляциялық контурын ұстап тұру, ал сыртқы температура бойынша реттелетін жылыту қондырғыларын қолданған жағдайда-сыртқы ауа температурасының функциялары ретінде берілген параметрлерді орнату жатады. Бір уақытта жұмыстың оңтайлы энергетикалық режиміне ұмтылады. Бұл ретте ыстық және суық су беретін желілердегі температура үнемі реттеледі, ал компрессордың өнімділігі үздіксіз талап етілетін қуатқа сәйкес келтіріледі.



Бақылау-өлшеу аспаптарының басқа міндеттері қондырғыны бақылау және қауіпсіздігін қамтамасыз ету қажеттілігінен туындайды:

- пайдалану параметрлерін анықтау және жазу, мысалы, температура;
- пайдалану шарттары туралы сигнал беру, мысалы, сорғы мен компрессорды қосу, клапандардың жағдайы туралы;
- орнату параметрлерін және жұмыс режимін, сондай-ақ шекті мәннен асып кету туралы дабылдарды бақылау;
- авариялық жағдайда пайдалану режимін бақылау және авариялар мен зақымдануларды болдырмау үшін операцияларды жүргізу, мысалы, жоғары қысымнан қорғау, катуды болдырмау, рұқсат етілген іске қосу тоғынан асып кеткен кезде компрессор мен сорғыны ажыратумен іске қосу тоғын бақылау, қозғалтқыштың шамадан тыс жүктелуінен қорғау.

5.1.4 Пайдалы айналмалы контурда (тұтыну қондырғысы) және батарея контурында жылу мен суыққа деген қажеттілікке байланысты жылу сорғысының бес жұмыс режимі пайда болады.

5.1.4.1 Суыққа және жылуға бірдей қажеттілік. Жылу сорғысының екі жағы (конденсатор және буландырғыш) өнімділігі артық емес, мысалы "аккумулятор-аккумулятор" схемасы бойынша жұмыс істейді. Буландырғышта суық су алып жатқан жылу компрессордың өнімділігіне сәйкес конденсатордағы ыстық суға шығарылады. Жылу сорғыш қондырғының схемасында жетекті энергиядан басқа, қоршаған ортамен жылу алмасу болмайды, демек, жылу көздерінен келіп түспейді және жылу қабылдағыштарға берілмейді. Жылу сорғысы толық пайдаланылады, конденсатор және буландырғыш пайдалы айналымның немесе жинақтаудың тиісті контурына ғана қосылған. Жылу сорғыш қондырғы максималды, оңтайлы немесе шектеулі өнімділікпен пайдаланылады, және де соңғы жағдайды, мысалы, электр энергиясын тұтынушылардың жоғары жүктемелерінің алдын алу тәсілі ретінде қарастыруға болады. Ыстық және суық су берілген параметрлерге сәйкес реттеледі.

Бұл автоматты реттеу жүйесі үшін келесі ерекшеліктер тән:

- реттелетін параметрлер-ыстық және суық су температурасы;
- ыстық судың айналмалы контурындағы реттеуші әсерлері компрессордың өнімділігін және конденсатор арқылы ыстық судың шығынын өзгертуден тұрады; екі реттеуші әсерлері дәйекті түрде орындалады;
- компрессор өнімділігінің өзгеруі екі айналмалы контурда реттеуші әсер ететіндіктен, компрессордың аз өнімділігін талап ететін контурға компрессорды басқару тізбегін ауыстыратын реттеудің оңтайландыратын жүйесін қолдану қажет.

Басқа контурда реттеуші әсермен оның сәйкес дросселирленуімен жүзеге асырылатын ағынның шығынының өзгеруі қызмет етеді. Егер қондырғы жоғары өнімділікпен пайдаланылуға тиіс болса, онда тараптардың бірінде өнімділігі артық пайдалану режиміне өту қажет.

5.1.4.2 Тек жылу тұтынылады. Бұл жағдайда жылу сорғысының ыстық су жағы ғана пайдаланылады - ол өнімділіктің жылуын анықтайды.

Буландырғышқа су көзінен, мысалы ұңғымадан, күн коллекторынан, топырақ немесе пайдаланылған судан жылу беріледі. Конденсатор пайдалы айналым контурына және ыстық суды шоғырландыруға, ал буландырғыш – жылу көзінің айналымдағы контурына қосылған. Жылу сорғыш қондырғы ең жоғары өнімділікпен немесе ыстық судың кері желісінде жоғары температурамен, тиісінше өнімділігі азайған жағдайда пайдаланылады. Буландырғышта су температурасының жол берілмейтін көтерілуі болмас үшін. Ыстық су температурасы берілген мәндерге сәйкес реттеледі. Суық судың температурасын бақылау тек қорғау мақсатында орындалады. Реттеу кезінде мынадай шарттар орындалуы тиіс:

- ыстық судың температурасы, суық судың температурасы қорғау жүйесінде бақыланатын параметр ретінде әрекет етеді, ыстық судың контурындағы әсерді реттейтін компрессор өнімділігінің өзгеруі және ыстық судың шығысының өзгеруі қызмет етеді, екі әсер дәйекті түрде жүзеге асырылады;

- жылу көзінің контурындағы реттеуші әсер (буландырғыш контуры) компрессордың өнімділігінің өзгеруі болып табылады, алайда мұндай әсер ету түрі буландырғышта температураның шекті мәнінен асып кеткен кезде ғана қолданылады, бұл ретте буландырғыш арқылы судың шығыны ең жоғары.

5.1.4.3 Тек суық тұтынылады. Бұл жағдайда жылу сорғысының суық жағы ғана қолданылады; ол оның өнімділігін анықтайды. Конденсатордың жылуы жылу қабылдағышқа, мысалы, ұңғымадан, градирнеден, қоршаған ортаға бөлінеді. Жылу сорғысы суды салқындататын қондырғы ретінде жұмыс істейді. Буландырғыш салқын су айналымы контурына және жинақтау контурына қосылған, ал конденсатор – жылу алмастырғыш контурына қосылған. Жылу сорғысы ең жоғары өнімділікпен немесе конденсатордағы қысымның жол берілмейтін асып кетуін болдырмау үшін тиісінше азайтылған өнімділікпен кері желідегі суық судың төмен температурасында пайдаланылады. Суық су температурасы берілген мәндерге сәйкес реттеледі. Ыстық су температурасын бақылау тек қондырғыны қорғау мақсатында қолданылады:

- а) конденсатордағы жоғары қысымды болдырмау үшін конденсатордан шығатын ең жоғары рұқсат етілетін температураны шектеу үшін; оның орнына конденсатордағы қысымды тікелей шектеуге болады;

- б) конденсатордан шығудағы судың ең жоғары температурасын шектеу үшін, конденсатордағы қысымның талап етілетін суықтай өнімділігі және жылу сорғысының берілген өнімділігін қамтамасыз ететін реттеуші вентильді барынша ашу кезінде буландырғышқа хладагентті беру үшін қажетті мәндерден төмен түсуін болдырмау үшін; мұнда да температураның орнына қысымның шекті мәндерін бақылау жүзеге асырылуы мүмкін.

Реттеу кезінде мынадай шарттар орындалуы тиіс:

- реттелетін параметр суық судың температурасы болып табылады; ыстық судың температурасы немесе конденсатордағы қысым қорғаныс параметрлері ретінде әрекет етеді;

- суық су айналымының контурында реттеуші әсерлер компрессор өнімділігінің өзгеруі және буландырғыш арқылы өтетін суық судың шығыны болып табылады; екі әсер дәйекті түрде орындалады;

- конденсатор арқылы циркуляция контурында реттеу әсері конденсатордағы жоғары қысымды болдырмау үшін компрессордың өнімділігін өзгерту және конденсатордағы су шығыны конденсатордағы тым төмен қысымды болдырмау үшін. Соңғы реттеу операциясын жүргізгенге дейін конденсатор судың ең жоғары шығынымен пайдаланылуы тиіс.

5.1.4.4 Артық суық өндірумен жылу мен суыққа қажеттілік. Ыстық судың жағы толығымен пайдаланылады, суық судың жағы - тек жартылай ғана салқын судың айналымы мен жинақталу контурында; бұл жаққа жылу көзінен қосымша жылу беру қажет. Ыстық су жағы жылу сорғысының өнімділігін анықтайды. Конденсатор пайдалы айналымның контурына және ыстық суды шоғырландыруға, ал буландырғыш - салқын судың циркуляциясы мен жинақталуының контурына, сондай-ақ жылу көзінің контурына қосылған. Буландырғыш алдында екі контурдан су араласады. Ыстық және суық су температурасы берілген мәндерге сәйкес реттеледі. Реттеу кезінде мынадай шарттар орындалуы тиіс:

- реттелетін параметрлер ыстық және суық су температурасы;

- суық су контурының реттеуші әсері буландырғыш арқылы өтетін суық су шығынының өзгеруі және жылу көзін сумен араластыру (белгілі бір араластыру коэффициентіне қол жеткізу) болып табылады; екі әсер дәйекті түрде жүргізіледі.

5.1.4.5 Артық жылу өндірумен жылу мен суыққа қажеттілік. Суық судың жағы толық пайдаланылады, ыстық судың жағы – жартылай пайдалы айналымдағы және ыстық суды шоғырландыру контурларында, сонымен бірге конденсатордың жылуының бір бөлігі жылу қабылдағышқа бөлінуі тиіс. Суық су жағы жылу сорғысының өнімділігін анықтайды. Буландырғыш пайдалы айналым және суық суды жинақтау сызығына, ал конденсатор – пайдалы айналым және ыстық суды жинақтау сызығына және жылу қабылдағыш контурына қосылған. Конденсатор алдында екі контурдан су араласады. Ыстық және суық су температурасы қажетті мәндерге сәйкес реттеледі. Реттеу кезінде мынадай шарттар орындалуы тиіс:

- реттелетін параметр-ыстық және суық су температурасы;

- ыстық су айналымының контурындағы реттеу әсері конденсатор арқылы өтетін ыстық су шығынының өзгеруі болып табылады.;

- салқын су айналымы контурындағы реттеуші әсер компрессор өнімділігінің өзгеруі және буландырғыш арқылы өтетін суық су шығыны болып табылады, екі процесс өзара байланысты;

- жылуды сіңіретін суды араластыру (араластыру коэффициенті), екі әсер дәйекті түрде жүргізіледі;

Қондырғыны пайдалану кезінде оның мақсатына байланысты реттеудің барлық түрлері талап етілмейді. Конструктивтік шешім мен есептеудің арқасында белгілі бір жағдайларда бірқатар әсер ету қондырғы

параметрлеріне елеулі әсер етпейді, сондықтан жоғарыда аталған барлық операцияларды жүргізу үшін реттеуіштерді қолдану қажеттілігі жоқ.

Артық жылу қуатын пайдалану кезінде суық суды жылу көзінен сумен және ыстық суды қабылдағыштың суымен араластыру қажет. Егер айналымның тиісті контурларынан алынған суды араластыруға болмайды, мысалы, ұңғымадан су сапасының төмендігінен, онда артық жылу қуаттылығымен пайдалану қолданылмайды.

Пайдаланудың үш тәсіліне қайта оралу қажет (жылу мен суықты тең тұтынумен, тек жылу тұтынумен, тек суық тұтынумен) және тиісінше жылу сорғысын әр әдіспен кезекпен жұмысқа қосу қажет. Салқындатқышты артық пайдалану үшін буландырғышты суық су циркуляциясының пайдалы және аккумуляторлық контурына және жылу көзінің циркуляциясының контурына кезекпен қосу қажет. Жылу қуатының артығымен пайдалану үшін конденсаторды жылу қабылдағыштың контурына ыстық судың пайдалы және аккумуляциялық циркуляциясының контурына кезекпен қосу қажет. Алайда, мұндай жұмыс режимі үшін қондырғыны аккумуляторлармен жабдықтау керек, олардан жылу көзінің немесе қабылдағыштың айналым контурын қосу кезінде пайдалы айналым үшін су алынуы мүмкін. Жылу сорғысының екі жағы үшін аккумуляторлардың жүктемесіне сәйкес қондырғыны бір пайдалану режимінен екіншісіне автоматты түрде ауыстырып қосуға және сол арқылы айналымның контурын өзгертуге, сондай-ақ реттеу тәсілдерін өзгертуге мүмкіндік беретін аккумуляторларды басқарудың қосымша жүйелерін қолдану қажет.

5.1.5. Жылу сорғысының жұмысы кезінде әрбір жеке жағдайда жылу көздері мен қабылдағыштарының түріне байланысты әр түрлі циркуляциялық контурлар қолданылады. Конденсатор пайдалы айналым контурына және ыстық суды шоғырландыру контурына және жылу қабылдағыштардың айналым контурына, ал буландырғыш - пайдалы айналым контурына және суық суды шоғырландыру контурына және жылу көздерінің айналым контурына қосылады. Жылу мен суықта қажеттілікке (жылу сорғысын пайдалану режимі), жылу көзінің және қабылдағыштың оны сіңіру қабілетіне, сондай-ақ қондырғыны пайдаланудың берілген шарттарына сәйкес әр түрлі циркуляциялық контурларды қосу талап етіледі. Осы мақсатта айналым желілерінде басқару құрылғыларымен іске қосылатын ауыстырып қосқыш вентильдер орнатылады. Бұл басқару құрылғылары пайдалы айналым және шоғырландыру контурларындағы жүктеме деңгейін көрсететін сигналдар бойынша жұмыс істейді. Егер жылу көздері ретінде, мысалы, күн коллекторлары мен ұңғымалар көзделсе, онда күн коллекторы талап етілетін жылу мөлшерін беруді тоқтатқан жағдайда ұңғыманы пайдалануға ауыстыру жүргізіледі.

## 5.2 Жылу сорғыларын автоматты реттеу

5.2.1 Автоматты реттеу техникасы тұрғысынан қондырғы реттеу объектісімен сипатталады және объектінің өтпелі сипаттамасымен сипатталады. Бұдан шығыс және кіріс параметрлері арасындағы тәуелділік көрінеді. Кіріс параметрлеріне жатады:

- қоздыру әсері;

- реттеу әсері;

- реттеу объектісінің жекелеген бөліктері немесе оған әсер ететін басқа да реттеу объектілері арасында үздіксіз туындайтын өзара іс-қимыл.

Жылу сорғыларында су айналатын аппараттарды ескере отырып, екі реттеу объектісін бөліп көрсетуге болады, олардың біреуі ыстық судың айналмалы контурына (конденсатор), екіншісі - суық судың айналмалы контурына (буландырғыш) жатады.

Реттеу объектісінің кіріс параметрлері бастапқы температура, су шығыны және компрессордың өнімділігі болып табылады.

5.2.2 Келіп түсетін су температурасының өзгеруі көп жағдайда тұтынушылардың кері желілердегі су температурасына байланысты ұйытқыштық әсерлердің рөлін атқарады. Жылу сорғысының алдында су ағынын араластыру кезінде олар реттелетін параметрлерге қызмет ете алады. Су ағындары қоздырғыш әсерлердің (жүктемелердің) рөлін атқарады, олардың шамасы тұтынушылардағы қысым мен кедергінің өзгеруіне және сорғы қондырғыларындағы жылуға байланысты. Компрессордың өнімділігі, оның түрлендіру коэффициентіне әсерін ескергісі келген кезде, реттеушілік әсер ретінде пайдаланылады. Бастапқы температура мен су шығыны тек өзінің реттеу объектісіне, ал компрессордың қуаты – екі объектіге әсер етеді.

Екі реттеуші әсер – шығынның (компрессор өнімділігінің) және клапанның көтеру биіктігінің (шығын) өзгеруі-жылу сорғысының екі жағында дәйекті түрде жүзеге асырылады.

5.2.3 Екі реттеу процесінің ауысуы компрессордың максималды өнімділігі және ағынның максималды шығыны (клапанды көтерудің максималды биіктігі) кезінде жүзеге асырылады. Шұраны реттеу диапазоны нөлдік деңгейге дейін пайдаланылмауы тиіс, ал клапанның көтерілу биіктігімен шектелуі тиіс.

Жылу сорғысының екі жағында да шығынның (компрессордың өнімділігінің) өзгеруі реттеушілік әсердің рөлін атқарады.

5.2.4 Реттеуіштің дұрыс қосылуының көмегімен ол компрессордың аз өнімділігін талап ететін тараппен келісілуі тиіс. Реттеу процесінің келесі нұсқалары мүмкін:

а) екі тарап компрессордың максималды өнімділігін талап етеді:

1) ыстық су жағы: реттеу әсері ыстық су шығынын өзгерту;

2) суық су жағы: реттеу әсері суық су шығынын өзгерту;

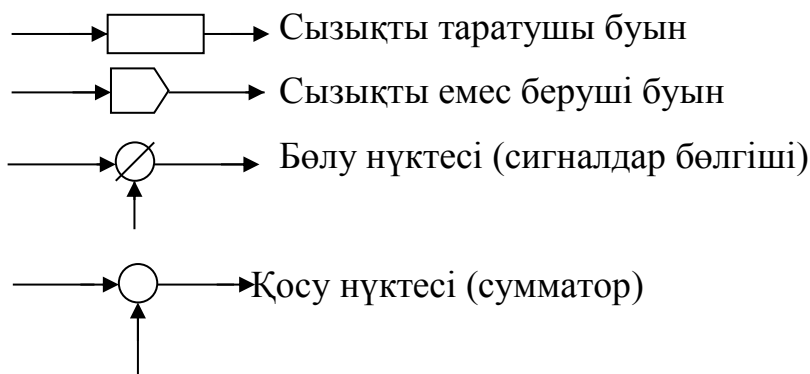
б) ыстық су жағы компрессордың аз қуатын талап етеді:

1) ыстық су жағы: реттеу әсері компрессор өнімділігін өзгерту;

- 2) суық су жағы: реттеу әсері суық су шығынын өзгерту;
- в) суық су жағы компрессордың аз қуатын талап етеді:
  - 1) ыстық су жағы: реттеу әсері ыстық су шығынын өзгерту;
  - 2) суық су жағы: реттеу әсері компрессор өнімділігін өзгерту.

5.2.5 Басқа реттеу процестері ыстық суды жылу қабылдағыштың суымен және (немесе) суық суды жылу көзінің суымен араластыру қажет болған жағдайларда жүзеге асырылады. Екі су ағынының әрқайсысы конденсаторға немесе буландырғышқа келіп түсер алдында араласады, соның арқасында кіріс температурасы реттеу процесінде өзгереді және тек реттеушілік әсер етпейді. Қоспаның температурасы пайдалы циркуляциялық контурдың кері сызығындағы температураға, пайдалы циркуляциялық контурдың кері сызығындағы бастапқы температураға, жылу қабылдағыш суының бастапқы температурасына және жылу көзінің және екі ағынның арақатынасына байланысты болады. Бұл қатынас пайдалы айналмалы контурдан келіп түсетін кері судың үлесі жалпы ағында болуы мүмкін. Кері және беру желілеріндегі температураның өзгеруін ұйытқыштаушы әсердің рөлі атқарады, ал кері тізбектегі су шығынын араластырғыш вентиль жүрісінің шамасына байланысты реттеуші әсер ретінде қарастыру керек. Араластыру кезінде сұйықтықтың тиісті ағыны жылу сорғысын реттеу процесінің әсеріне ұшырамайды, ол тұтыну қондырғысының және сорғының әсерінен туындаған қоздырғыш әрекет ретінде әрекет етеді.

5.2.6 Функционалдық блок-схемалар мен реттеу схемаларына түсініктеме



$h_w$  – ыстық судың реттегіш вентильдері;

$h_k$  – суық су реттеу вентилі клапанының жүрісі;

$\Delta p_w$  – ыстық судың айналмалы контурындағы қысымның толық өзгеруі (сорғы тегеуріні);

$\Delta p_k$  – суық судың айналмалы контурындағы қысымның толық өзгеруі (сорғы тегеуріні);

$P_v$  – компрессор қуаты;

$m_w$  – ыстық ссу шығыны;

$m_k$  – салқын су шығыны;

$R_{LM}$  – реттелетін қақпақшасыз ыстық судың айналмалы контурында ағынның гидравликалық кедергісі;

$R_{Lk}$  – реттегіш клапаны жоқ суық судың айналмалы контурында ағынның гидравликалық кедергісі;

$u_{WA}$  – конденсатордан шығатын ыстық судың температурасы;

$u_{KA}$  – буландырғыштың шығысындағы суық судың температурасы;

$u_{WR}$  – ыстық судың кері желісіндегі температура;

$u_{KR}$  – суық судың кері желісіндегі температура.

### **5.3 Жылу сорғысын реттеу**

Жалпы жағдайда берілетін желілер мен ыстық су температурасы реттелетін болғандықтан, бұл температура реттелетін параметрлерге айналады. Кері желілердегі температура басым қоздырғыш әсер ретінде әрекет етеді. "Компрессор өнімділігінің өзгеруі", "ыстық су ағынын дросселдеу" және "суық су ағынын дросселдеу" реттеуші әсерлері бар жылу сорғысын реттеу. Орнатудың мұндай түрі тек пайдалану режимінде жүзеге асыруға мүмкіндік береді:

- жылу және суықтай өнімділігінің теңестіру, яғни жылу және суықтай өнімділік компрессордың өнімділігімен анықталады;

- тек жылу тұтынылады, суық жағы жылу көзіне қосылған, мысалы, ұңғыма жүйесіне қосылған және орнатуды реттеуге қатыспайды;

- тек суық қана тұтынылады, ыстық жағы жылу қабылдағышқа, мысалы ұңғымалар жүйесіне, градирнаға қосылған және орнатуды реттеуге қатыспайды.

"Шығысты өзгерту - вентильдің реттеуші әсері" реттеу процесін жүзеге асыру үшін - реттеудің сызықсыз болуына жүйедегі вентильдер мен қысымды тиісті таңдау жолымен қол жеткізілген және судың ең аз шығынын шектеу қамтамасыз етілген жағдайда ешқандай қағидаттық проблемалар туындамайды.

Алайда компрессорлық жылу сорғыларында компрессордың өнімділігі хладагент шығынын сатылы өзгерту жолымен өзгергенде ауыстырып қосудың тым үлкен жиілігіне байланысты проблемалар туындайды. Жеке сатыларда буландырғыштан және конденсатордан беру жылдамдығының салдарынан ауыстырып қосудың тым үлкен жиілігіне әкелетін өтпелі сипаттамалар алынады.

Мұндай реттеу процестері жылу сорғысының өнімділігін өзгерту гистерезисімен немесе қосу уақытын баяулатқышпен орындалуы тиіс. Бұл ретте гистерезис мүмкіндігінше реттелетін температураға ауыстырып қосудың сатылы өзгерісінің әсеріне сәйкес келуі тиіс. Үлкен гистерезистер осы жергілікті жағдайларда қосымша ауыстырып қосулар жоқ дегенді білдіреді. Шағын гистерезистер нүктелік реттеу кезіндегі ауыстырып-қосуларға сәйкес келеді, демек, гистерезистің азаюымен ауыстырып-қосудың жиілігі артады. Сатылы ауыстырып қосудың 75% - ға дейін әсер ететін гистерезистер әдетте қалыпты деп саналады, аз гистерезистер ерекше жағдайларда ауыстырып қосудың жиілігін анықтауды талап етеді. Компрессор қозғалтқышын

ауыстырып қосуды талап ететін Қуат сатылары үшін ауыстырып қосу жиілігіне жоғары шектеулер қою қажет екенін назарға алу қажет.

Ауыстырып қосудың баяулауына қосуды баяулату (екінші қосу сақтандырғышы) және ажыратуды баяулату (пайдаланудың ең аз ұзақтығы) арқылы қол жеткізуге болады. Ажыратудың баяулауы, әдетте, ауыстырып қосудың бірнеше орташа жиілігін береді, өйткені мұнда әрқашан ең аз пайдалану ұзақтығы беріледі. Алайда, кейде қосу уақытының ұзаруына байланысты шекті параметрлердің (конденсатордағы немесе буландырғыштағы қысым) асып кету қаупі туындайды, бұл олардың қолданылуын шектейді және тиісті сынақтар жүргізуді талап етеді. Бұл мағынада қосудың баяулауы неғұрлым орынды және сондықтан кең таралған, бірақ қосудың тым қысқа уақыты болуы мүмкін. Екі тәсілдің комбинациясы іс жүзінде ақталды: цилиндрді ажыратумен сатыларды ауыстырып қосу жиілігін шектеу үшін шағын енді гистерезиспен реттеу және компрессорды ауыстырып қосу жиілігін шектеу үшін қайта қосуды сақтау.

Интегралдық элементтермен реттеу (изодромдық реттеуіш), интеграциялау уақытының қосымша әсері (қайтару уақыты) салдарынан осындай гистерезиспен пропорционалды реттеуіштерді пайдалану кезінде қарағанда ауыстырып қосудың неғұрлым төмен жиілігін береді. Екі іс-шара да реттеудің дәлдігін шектеумен байланысты. Сондықтан реттеуді орнату кезінде реттеу дәлдігі мен ауыстырып қосу жиілігі арасындағы ымыраға келу қажет.

Басқа мүмкіндігін төмендету жиілікті ауыстырып-қосу – басқару температурасын болашағынан сызығының температурасына кері желісі, кейде деп аталатын, сондай-ақ жанама реттеумен. Бұл ретте кері желідегі температураның өзгеруі басты ұйытқыштаушы әсердің рөлін атқарады, ал кері желідегі температураның беру желісіндегі температураға қатынасына пропорционалды күшейту коэффициенті шамамен тұрақты болуы тиіс. Ол басқа параметрлерге аз ғана әсер етуі керек. Бұл ретте, әсіресе, су шығынының берілген мөлшерден аз ғана ауытқуы болуын қадағалау қажет. Сондықтан компрессор өнімділігін өзгерту және ағынның дросселдеуі қиын болады және қосымша іс-шараларды талап етеді.



## **6 Өмір қауіпсіздігі**

### **6.1 Еңбек жағдайларын талдау**

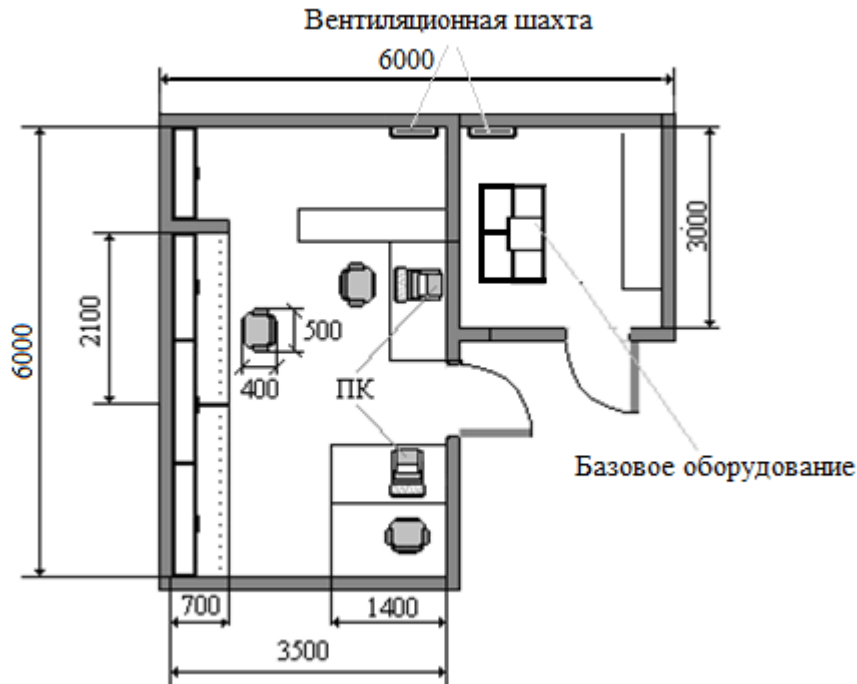
Менің дипломдық жұмысымның негізгі мақсаты әкімшілік ғимаратты жылумен жабдықтауды есептеу болып табылатындықтан, мен қайта құру есебінен ЖСҚ негізінде жылумен жабдықтаудың жаңа түрін енгізуді ұсынамын. Сорғының өзі хладагентте жұмыс істейтін болады. Өмір қауіпсіздігі бөлігінде әкімшілік ғимараттар үшін қолайлы еңбек жағдайларын есептеледі. Осылайша, қауіпсіз еңбек жағдайларын қамтамасыз ету үшін келесі параметрлер қажет: электр қауіпсіздігі; жұмыс орнында жеткілікті жарықтандыру; өрт қауіпсіздігінің барабар құралдары; жабдықтың толық техникалық жарамдылығы, тиімді климат, өнімді жұмыс істеуге және эргономиканың жұмыс орындарында талаптарды сақтауға ықпал етеді. Инженерлер кезігетін қауіпті және зиянды факторлар: электр қауіпсіздігінің дұрыс ұйымдастырылмауынан токқа түсу қауіпі, микроклиматтың дұрыс ұйымдаспауы, қараңғы жерде жұмыс жасау.

6.1.1 Осы әкімшілік ғимаратта эргономикалық жағдайларға, электр және өрт қауіпсіздігіне қатысты барлық жағдайлар қойылатын талаптарға сәйкес келеді, онда ТҚ бөлігінде желдету және жасанды жарықтандыру есебін ұсынуды есептеймін. Атап өту қажет, бұл ғимарат бірнеше жұмыс бөлмелерінен, соның ішінде мен 28,5м<sup>2</sup> өлшемдегі бір бөлмеге есеп беремін.

6.1.2 Бұл бөлме МемСТ 12.1.038-82 талаптарына сәйкес жоғары қауіптілік жоқ үй-жайларға жатқызуға болады, өйткені бұл бөлме шаңсыз, құрғақ, қалыпты температурамен және оқшаулағыш паркет еденімен, жерге тұйықталған металл конструкциялары жоқ. Дербес компьютерлерді МемСТ 12.2.007.0-76 электр тогының зақымдануынан қорғау тәсілі бойынша электр техникалық бұйымдардың бірінші класына жатқызуға болады, себебі олардың корпустары ток өткізбейтін пластмассадан жасалған және әрбір құрылғыда жерге тұйықтау желісі мен жерге тұйықтау байланысы бар шанышқы болады. Қоректену блоктары да жерге тұйықталады. Үй-жайдағы әрбір қуатты розетка қосымша жерге тұйықтау түйіспесімен жабдықталған, демек жұмыс үй-жайларында жерге тұйықтау және нөлдеу есебін жүргізу қажет емес. ҚНЖЕ II-68-78 сәйкес үстелдік есептеуіш машиналары бар есептеуіш техника кабинеттерінің ауданы бір жұмыс орнына кемінде 3 м<sup>2</sup> шартты қанағаттандырады. 1-суретте бір жұмыс орнының ауданы 4.8 м<sup>2</sup> тең, демек, бұл бөлме талаптарды қанағаттандырады. Сонымен қатар, ауа алмасу жиілігі ҚНЖЕ II-68-78 регламенттеледі, ол бір орынға 30 м<sup>3</sup>/сағатты құрайды, себебі ауаның табиғи айналымы мүмкін емес және қажетті ауа температурасын ұстап тұру үшін қосымша желдету немесе ауаны кондиционерлеу құралдарын

орнатады.. Бұл бөлме жасанды жарықтандырумен жабдықталған, сондықтан жасанды жарықтандырумен орындалатын жұмыс түрі үшін есептелмейді. Осы талаптарды орындау торап үй-жайында ауаның ылғалдылығы мен құрамының оңтайлы мәнін сақтауды қамтамасыз етеді.

Жұмыс бөлмесінің өлшемдері: үй-жайдың биіктігі - 3 м, ені-3.5 м, ұзындығы-6 м. Үй-жайдың жалпы ауданы 28,5 м<sup>2</sup> құрайды.



6.1 сурет – Жұмыс үй-жайының жоспары

Жүйеге қызмет көрсетумен айналысатын өндірістік персонал төрт адамнан тұрады: екі инженер-техник және екі инженер-программист. Базалық жабдық кондиционердің көмегімен жабдықты жасанды салқындату үшін 20 С<sup>0</sup> тұрақты температура ұстап тұратын жеке дыбыс оқшаулағыш бөлмеде орналасқан.

6.1.3. Кондиционерді таңдау. Кондиционерлеу нормативтерге сәйкес келетін жұмыс үй-жайларындағы қалыпты микроклиматтық жағдайларды қамтамасыз етеді.

Ағынды ауаның мөлшері  $L_{\text{прит}}$  мынадай формула бойынша анықталады:

$$L_{\text{прит}} = \frac{Q_{\text{изб}}}{c \cdot \rho_{\text{пт}} \cdot (t_{\text{выт}} - t_{\text{пр}})} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{сағ}}, \quad (6.1)$$

мұндағы  $Q_{\text{изб}}$  айқын жылудың артық бөлінуі,  $\frac{\text{кДж}}{\text{сағ}}$ ;

$c=1 \text{ кг} \cdot \text{°С}$  – тұрақты қысымдағы ауаның меншікті жылу сыйымдылығы;

$\rho_{\text{пр}}$  – үй-жайға келетін ауаның тығыздығы,  $1.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  тең;

$t_{\text{выт}}$  – үй-жайдан немесе қызмет көрсетілетін аймақтан тыс жерге шығарылатын температура,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_{\text{пр}}$  – ағынды ауа температурасы,  $^{\circ}\text{C}$ ;

Үй-жайдан немесе қызмет көрсетілетін аймақтан тыс жерге шығарылатын температура  $t_{\text{выт}}$  келесі формуламен анықталады:

$$t_{\text{выт}} = t_{\text{рз}} + \Delta t * (H - z), \quad (6.2)$$

мұндағы  $t_{\text{рз}}$  – белгіленген нормадан аспайтын, жұмыстық аймақтағы температура ( $t_{\text{рз}} < t_{\text{доп}}$ ),  $^{\circ}\text{C}$ . Есептеу жылдың жылы кезеңі үшін жүргізілетіндіктен,  $t_{\text{рз}} = 20^{\circ}\text{C}$ .

$\Delta t$  – үй - жайдың биіктігі бойынша температуралық градиент ( $\Delta t = 0.5 - 1.5$ ),  $^{\circ}\text{C}$

$H$  – еденнен ауа тарту ойықтарының ортасына дейінгі қашықтық (кондиционердің), м;

Желдету шахтасының ішкі бөлігі  $H=2,5$  м биіктікте орналасқан.  $z$  – жұмыстық аймақ биіктігі, м:

$$t_{\text{выт}} = 20 + 1,2 * (2,5 - 3) = 19,4^{\circ}\text{C}.$$

Артық анық жылулық болған кезде ағынды ауаның температурасы  $t_{\text{пр}}$  жұмыс аймағындағы ауа температурасынан  $5-7^{\circ}\text{C}$  төмен болуы керек:

$$t_{\text{пр}} = 20 - 7 = 13^{\circ}\text{C}.$$

Бөлмедегі жылу балансының негізінде айқын жылудың артық бөліну шамасы мына формула бойынша анықталады:

$$Q_{\text{изб}} = \sum Q - \sum Q_{\text{ух}}, \quad (6.3)$$

мұндағы  $\sum Q$  үй-жайға келіп түсетін анық жылудың жиынтық саны;

$\sum Q_{\text{ух}}$  үй-жайдан кететін жылудың жиынтық саны (үй-жайға түсетін ауаның жылуы, қоршаулармен жылу жоғалуы есебінен).

Жылу көздері электр, жарықтандыру, өнеркәсіптік пештер, және басқа да адамдар. Сонымен қатар, күн радиациясынан жылу ағынын ескеру қажет. Бұл бөлмеде электронды жабдықты елемеуге болады. Осылайша, біз жасанды жарықтандырудан, адамдардан, күн радиациясынан терезелер арқылы бөлмеге түсетін жылу мөлшерін есептейміз.

Жасанды жарықтандырудан жылу бөлу  $Q_2$ , іс жүзінде барлық жұмсалатын энергия сайып келгенде, мына формула бойынша жылуға түрлендіріледі деп есептейміз:

$$Q_2 = N, \quad (6.4)$$

мұндағы  $N$  - шамдардың тұтынатын қуаты, Вт:

$$Q_2 = 320 \text{ Вт.}$$

$Q_3$  адамдардан жылу бөлу мына формула бойынша анықталады:

$$Q_3 = n * q_x, \quad (6.5)$$

мұндағы  $n$  – жұмыскерлер саны,  $n = 4$ ;

$q_x$  – бір адам бөлетін жылу мөлшері,  $q_x = 145 \text{ Вт}$ .

$$Q_3 = 4 * 145 = 580 \text{ Вт.}$$

Бөлмедегі күн радиациясынан  $Q_{\text{ОСТ.РАД}}$  түсетін жылу мөлшері келесі формула бойынша анықтайды:

$$Q_{\text{ОСТ.РАД}} = F_{\text{ОСТ}} \cdot q_{\text{ОСТ}} \cdot A_{\text{ОСТ}}, \quad (6.6)$$

жабындар үшін:

$$Q_{\text{П.РАД}} = F_n \cdot q_n \cdot k_n \quad (6.7)$$

мұндағы  $F_{\text{ОСТ}}$  және  $F_n$  – жарық түсу беті мен жабынның аудандары,  $\text{м}^2$ ;  
 $q_{\text{ОСТ}}$  және  $q_n$  - жылу беру коэффициенті  $1 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$  кезінде  $1 \text{ м}^2$   
 әйнектеу беті мен жабын беті арқылы өтетін жылу,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ ;  
 $A_{\text{ОСТ}}$  - шынылау коэффициенті;  
 $k_n$  – жабынның жылу беру коэффициенті,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ ;

Географиялық ендікті ескере отырып, жабу үшін жылу түсудің орташа мәні  $Q_{\text{П.РАД}} = 42 \text{ Вт}$  тең.

Үй-жайдан қабырға, есіктер арқылы жылу шығынын  $Q_{\text{УХ}}$ , кВт шамамен мына формула бойынша бағалайды

$$Q_{\text{УХ}} = \frac{\lambda \cdot S \cdot (t_{\text{ВЫТ}} - t_{\text{ПР}})}{\delta}, \quad (6.8)$$

мұндағы  $\lambda$  – қабырғаның жылу өткізгіштігі,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$ ;

$S$  – аудан,  $\text{м}^2$ ;

$\delta$  – қабырға қалыңдығы, м.

Жұмыс үй-жайының қабырғалары жылу өткізгіштігі  $0.81 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$  тең ұяшықты бетоннан жасалған. Қабырға қалыңдығы  $\delta=0.24$  м.

$$Q_{\text{ух}} = \frac{0.81 \cdot 28.5 \cdot (19.4 - 13)}{0.24} = 604.8 \text{ Вт.}$$

Үй-жайға келіп түсетін анық жылудың жиынтық санын есептейміз:

$$\Sigma Q = Q_2 + Q_3 + Q_{\text{ост.рад}} + Q_{\text{п.рад}}, \quad (6.9)$$

$$\Sigma Q = 320 + 580 + 354.67 + 42 = 1296.67 \text{ Вт.}$$

Айқын жылудың артық бөлінуінің мөлшерін есептейміз:

$$Q_{\text{изб}} = 1296.67 - 604.8 = 691.87 \text{ Вт.}$$

Ағынды ауаның мөлшерін есептейміз:

$$L_{\text{прит}} = \frac{691.87}{1.12 \cdot (19.4 - 13)} = 90.09 \frac{\text{м}^3}{\text{сағ}}.$$

Жұмыс орнындағы бөлменің алынған мәліметтеріне сүйене отырып, А13 сериялы GREE кондиционері орнатылады, сипаттамалары 6.1-кестеде келтірілген:

6.1 кесте – KFR-23GW/A13 кондиционерінің сипаттамасы

Сипаттама	Өлшем бірліктер	KFR-23GW/A13
Суық өндіруі	W	2300
Тұтыну қуаты	W	800
Тұтыну тоғы	A	3.7
Конденсат мөлшері	l/h	0.8
EER/C.O.P.	W/W	2.88
Жылу өндіруі	W	2400
Тұтыну қуаты	W	830
Тұтыну тоғы	A	3.8
EER/C.O.P.	W/W	2.89
Шу деңгейі	dB(A)	26-31
Габариттік өлшемдері	mm (LxHxD)	710x250x180
Салмағы	kg	28

А13 сериясының маңызды артықшылығы-жабдықтың өте тыныш жұмысы. Бүгінгі күні бұл серияның модельдері ең шусыз болып саналады-ең төменгі шу деңгейі тек 26 дБ.

Салқындатқыштың беткі панелі жуу үшін оңай алынады-салқындатқыштың тамаша көрінісін сақтау өте оңай.

А13 сериялы модельдер кернеу ауытқуына бейімделген, бұл қазақстандық бірқатар облыстар үшін аса маңызды. Сонымен қатар, кондиционерлер желіде кернеу 185 V-ден аспаған кезде де іске қосылуы мүмкін.

А13 сериялы кондиционерлердің негізгі ерекшелігі - елеулі теріс температураларда іске қосу және жұмыс істеу мүмкіндігі. Жабдық -20С дейінгі температурада іске қосуға арналған және қатаң қысқы жағдайлары бар облыстар үшін өте қолайлы.

## **6.2 Жасанды жарықтандыруға есептеу**

Адамдар тұрақты болатын үй-жайда табиғи және жасанды болатын жеткілікті жарықтандыру болуы тиіс. Табиғи жарықтандыру табиғи күн көзі арқылы жүзеге асырылады. Орналасуы бойынша ол төбелік және бүйірлік болады. Өндірістік үй-жайларда әдетте терезе арқылы табиғи жарықтандыру қамтамасыз етіледі. Бұл дипломдық жұмыста табиғи жарықтандыру қанағаттанарлық деп сипатталады, сондықтан ТҚ бөлікте жасанды жарықтандыру есебі қарастырылады.

Қараңғыда жұмыс істейтін операторлар үшін жасанды жарықтандырудың маңызды рөл атқарады. Бұны жасанды жарық көздерін (қыздыру шамдары, газ разрядты шамдар) қамтамасыз етеді. Ол табиғи жарық жоқ болғандықтан пайдаланылады.

Жұмыс орнын жобалау кезінде жарықтандыру фонның жарықтығы мен контрастығы сияқты ерекшеліктерді назарға алады. Жарықтылық дәрежесі оператордың жеке ерекшеліктері мен қажеттіліктеріне байланысты. 300-1000 лк диапазонында дұрыс жарық деңгейі болып есептеледі.

Жұмыс орнын жарықтандыру кезінде қызметкердің тікелей іс-әрекеті мен аралас беттердің арасындағы контраст маңызды рөл атқарады. Тым төмен контраст мәтінді қабылдауды нашарлатады және тым үлкен болса көзге жағымсыз жылтырлық пайда болады. Анық жарықтандырылған және жапсарлас беттегі оператордың көру өрісін 3/1-ге қатынасындай ету қажет.

Конференц залдың ұзындығы  $A = 15$  м, ені  $B = 8$  м, биіктігі  $H = 4$  м.

Төбесі ашық сұр, қабырғалары ақ бояумен боялған. Ажырату объектісінің ең аз мөлшері 0,5 мм, объектінің контрасты орташа, фон орташа.

$U = 220$  В қоректендіру желісінің кернеуін таңдаймыз, TL-D 58W / 865 типті екі люминесцентті шамдар қолданылатын TLPL228.2x36 типті шамды таңдаймыз.

Есептеу коэффициент әдісі бойынша жүргізіледі. Үй-жайда қажетті нормаланған жалпы жарықты жасау үшін шамдардың қажетті саны мынадай формула бойынша анықталады:

$$N = \frac{E_{\min} \cdot S \cdot z \cdot K_3}{\Phi \cdot \eta}, \quad (6.10)$$

мұндағы  $K_3 = 1,5$  шаң бөлінбейтін үй-жайлар үшін;  
 $E_{\min} = 300$  лк III, көру жұмыстарының разряды б;  
 $Z = 1,15$ ;  
 $\Phi_{\text{л}} = 5000$  лм TL-D 58W/865 типті шам үшін.

Пайдалану коэффициентінің мәні  $i$  бөлменің индексіне және қабырғалардың  $\rho_{\text{ст}}$ , төбенің  $\rho_{\text{пот}}$  және бөлме еденінің  $\rho_{\text{пол}}$  шағылысу коэффициенттеріне, сондай-ақ шамдардың іліну биіктігіне  $h_p$  байланысты. Қабырғалардың, төбенің және еденнің шағылысу коэффициенттері 80: 50: 30.

Шамдарды ілу биіктігі жұмыс бетінің деңгейі мен шамның арасындағы қашықтық ретінде анықталады:

$$h_p = H - (h_{\text{раб.}} + h_{\text{св.}}) \quad (6.11)$$

мұндағы  $H$  – үй-жайдың биіктігі,  $H=4$ м;  
 $h_{\text{раб}}$  – жұмыстық аймақтың деңгейі(биіктігі),  $h_{\text{раб}}= 1,5$  м;  
 $h_{\text{св.}}$  – шам мен төбенің ара қашықтығы,  $h_{\text{св.}} = 0,5$  м.

$$h_p = 4 - (1,5 + 0,5) = 2 \text{ м.}$$

Үй-жайдың индексі  $i$  келесі формуламен анықталады:

$$i = \frac{S}{h_p \cdot (A+B)} = \frac{15 \cdot 8}{2 \cdot (15+8)} = 2,61. \quad (6.12)$$

TLPL228.2x36 типті шам үшін  $\eta = 0,63$ .

Осылайша, шамдардың саны келесідей болады:

$$N = \frac{300 \cdot 180 \cdot 1,15 \cdot 1,5}{2 \cdot 5000 \cdot 0,63} \approx 15 \text{ дана}$$

Нүктелік әдіспен жасанды жарықтандыруды есептеу.

Шамдарды үй-жайда орналастыру келесі параметрлермен анықталады, м (6.2 – сурет):

$H$  – үй-жайдың биіктігі;

$h_c$  – шам мен төбенің ара қашықтығы;

$h_{\text{раб}}$  – жұмыстық беттің еденнен биіктігі;

$h_p = H - h_c - h_{\text{раб}}$  – есептік биіктік, шамның жұмыстық беттен биіктігі.

Жұмыс орнында қолайлы көру жағдайларын жасау үшін, жарық көздерінің соқыр әсерімен күресу үшін еден үстінде шамдардың ең аз биіктігін шектеу талаптары енгізілді.

$L$  – көршілес шамдардың немесе қатарлардың арасындағы қашықтық (егер үй-жайдың ұзындығы ( $A$ ) мен ені ( $B$ ) бойынша қашықтық әртүрлі болса, онда олар  $L_A$  және  $L_B$  белгіленеді);

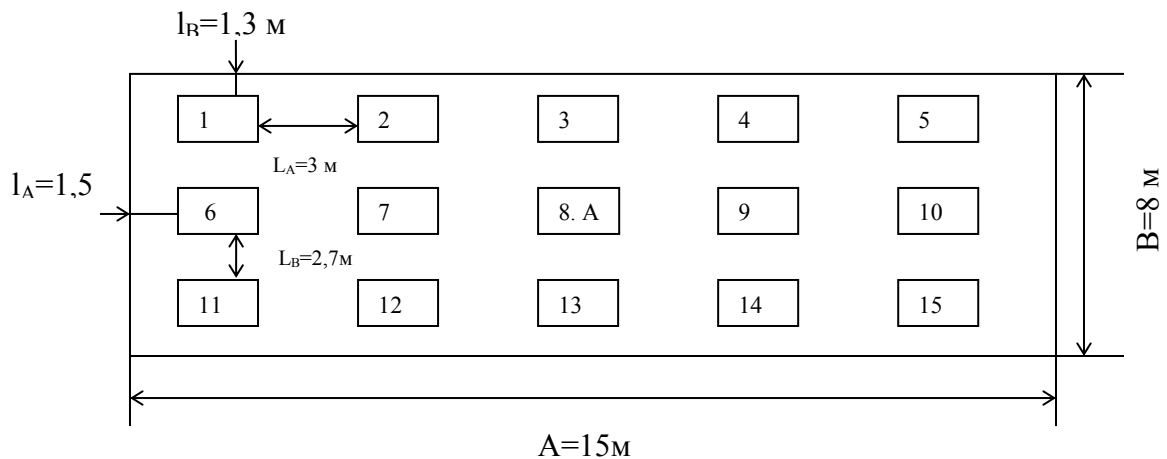
$l$  – шеткі шамдардан немесе қатардан қабырғаға дейінгі қашықтық.

Шамдардың шеткі қатарынан қабырғаға дейінгі  $l$  оңтайлы қашықтықты ( $0,3-0,5$ )  $L$  деп есептеу ұсынылады.

Шамдардың тиімді орналасуының интегралды өлшемі  $\lambda = L / h$  болып табылады, оның азаюы құрылғы мен жарықтандыруға қызмет көрсетуді қымбаттатады, ал шамадан тыс ұлғаюы жарықтандырудың біркелкі еместігіне әкеледі.

Шамдардың арасындағы қашықтық  $L$ ,  $L = \lambda \cdot h_p$  ретінде анықталады.

Бастапқы деректерге сәйкес масштабта бөлменің жоспарын бейнелеу, онда шамдардың орналасуын көрсету және олардың санын анықтау қажет.



6.2 сурет – Шамдардың орналасу схемасы

Бір шамнан  $A$  нүктесіндегі көлденең жарықтандыру келесі формуламен анықталады:

$$e_i = \frac{I_\alpha \cdot \cos^3(\alpha)}{h^2}, \quad (6.13)$$

мұндағы  $\alpha = \arctg\left(\frac{d_i}{h}\right)$ ;

8 – шам:

$$d_1 = 0 \text{ м}; \quad \alpha = \text{atan}(0/3,2) = 0^0;$$

$$e_1 = \frac{175 \cdot \cos^3(0)}{3,2^2} = 17,09 \text{ лк}; \quad 0^0 \text{ болғанда } I_a = 175 \text{ кд};$$

3,13 – шамдар:

$$d_2 = 2,7 \text{ м}; \quad \alpha = \text{atan}(2,7/3,2) = 40,18^0;$$

$$e_2 = \frac{119,64 \cdot \cos^3(40,18)}{3,2^2} = 5,22 \text{ лк}; \quad \text{кд } 40,18^0 \text{ болғанда } I_a = 119,64;$$



7,9 – шамдар:

$$d_3 = 3\text{м}; \quad \alpha = \text{atan}(3/3,2) = 43,17^0;$$

$$e_3 = \frac{113,66 \cdot \cos^3(43,17)}{3,2^2} = 4,31 \text{ лк}; \quad 43,17^0 \text{ болғанда } I_a = 113,66 \text{ кд};$$

2, 4, 12, 14 – шамдар:

$$d_4 = \sqrt{2,7^2 + 3^2} = 4,04\text{м}; \quad \alpha = \text{atan}(4,04/3,2) = 51,64^0;$$

$$e_4 = \frac{83,44 \cdot \cos^3(51,64)}{3,2^2} = 1,95 \text{ лк}; \quad 51,64^0 \text{ болғанда } I_a = 83,44 \text{ кд};$$

1, 5, 11, 15 – шамдар:

$$d_5 = \sqrt{6^2 + 2,7^2} = 6,6\text{м}; \quad \alpha = \text{atan}(6,6/3,2) = 64,17^0;$$

$$e_5 = \frac{60,83 \cdot \cos^3(64,17)}{3,2^2} = 0,49 \text{ лк}; \quad 64,17^0 \text{ болғанда } I_a = 60,83 \text{ кд};$$

6, 10 – шамдар:

$$d_6 = 6 \text{ м}; \quad \alpha = \text{atan}(6/3,2) = 61,96^0;$$

$$e_6 = \frac{61,96 \cdot \cos^3(63,04)}{3,2^2} = 0,64 \text{ лк}; \quad 61,96^0 \text{ болғанда } I_a = 63,04 \text{ кд}$$

Жиынтық шартты жарықтандыру тең:

$$\sum E = e_1 \cdot 1 + e_2 \cdot 2 + e_3 \cdot 2 + e_4 \cdot 4 + e_5 \cdot 4 + e_6 \cdot 2 =$$

$$= 17,01 \cdot 1 + 5,22 \cdot 2 + 4,31 \cdot 2 + 1,95 \cdot 4 + 0,49 \cdot 4 + 0,64 \cdot 2 = 47,11 \text{ лк}$$

Барлық деректерді формулаға қойсақ:

$$E_{\Gamma} = \frac{5000 \cdot 2 \cdot 1,2 \cdot 47,11}{1000 \cdot 1,5} = 377 \text{ лк}.$$

Ұсынылған жарықтандыру жүйесі қалыпты жарықтандыруды  $E_{\Gamma} > E_{н}$  қамтамасыз етеді.

Кәсіпорында дұрыс жобаланған және орындалған жарықтандыру қалыпты өндірістік қызмет мүмкіндігін қамтамасыз етеді.

Жарықтандыруға едәуір дәрежеде байланысты: қызметкердің көруінің сақталуы, оның орталық жүйке жүйесінің жағдайы, өндірістегі қауіпсіздік, еңбек өнімділігі және шығарылатын өнімнің сапасы.

## 7 Экономика

Қазіргі уақытта әлемнің көптеген дамыған елдерінде энергияның жаңа балама көздерін іздеу және белсенді пайдалану осы елдер экономикасының перспективалық дамуын қамтамасыз ететін өмірлік маңызды, стратегиялық қажетті ресурстар ретінде қабылданды.

Энергияны баламалы жолмен өндіру салыстырмалы түрде жаңа сектор болып есептеледі. Бұған күн сәулесі, жел, өзендегі су, жер астындағы жылу және биомассаның көмегімен энергия өндіру жатады. Бұлар сарқылмайтын, әрі қоғамдық ортаға зиянсыз деп танылған.

Қазақстанның жер аумағы мен климаты баламалы энергия өндіруге өте қолайлы, климаты ыстық болып келетін оңтүстігі күн энергетикасына, солтүстік аймақтары жел энергетикасына, сондай-ақ су қорының көптігі су электр станцияларын көбейтуге өте қолайлы.

Бұл жұмыста қарастырылатын ЖСҚ экологиялық зиянсыз жылумен қамдаудың балама көзі болып табылады. Себебі, мұндағы жылумен қамдау жердің жылуын пайдалану арқылы жүзеге асыралады.

"Алатау" технопаркi корпусының ауданы 1800 м<sup>2</sup>, CIAT компаниясының LG-100A жылулық сорғы қондырғыларын қолдана отырып, жылумен жабдықтаудың автономды жүйесіне ауыстыру бойынша алдын ала есептеулер жүргізілді.

LG-100A пайдалану және техникалық қызмет көрсету қарапайымдылығымен ерекшеленеді.

- шағын ауданының арқасында тоңазытқыш машиналар ескі ғимараттарда оңай орнатылуы мүмкін;

- агрегаттарды нақты жоба талаптарына оңай бейімдеуге мүмкіндік беретін гидравликалық қосылыстардың үлкен таңдауы;

- қосқыш келтеқұбырлар тоңазытқыш машинаның төменгі бөлігінде орналасқан. Сондықтан агрегат қабырғаға, бұрышқа немесе үй-жайдың кез келген басқа бөлігіне орнатылуы мүмкін;

- құбырлар вертикалды да, сондай-ақ горизонталды да жүргізілуі мүмкін және агрегатқа сол жағынан да, оң жағынан да жалғау мүмкіндігі бар;

- кең алмалы-салмалы панельдер мен сервистік есіктер құрастыру және техникалық қызмет көрсету кезінде агрегат компоненттеріне жылдам және ыңғайлы қол жеткізуді қамтамасыз етеді;

- жеткізу жиынтығына басқару тізбегінің трансформаторы кіреді. Электр қосылымдары үшін бейтарап өткізгішсіз тек бір кабель қажет.

Интуитивті түсінікті интерфейсі бар CIAT контроллерлері нақты уақытта орнатудың жұмыс параметрлерінің тиімді басқарылуын және

мониторингін қамтамасыз етеді:

- көптілді интерфейсі бар сенсорлы дисплей;
- "Басты /бағынышты" конфигурациясында тізбектей қосылған екі агрегатты олардың жұмыс уақытын теңестіру арқылы басқару;
- ауаны кондиционерлеу жүйелерінде сорғылар энергияның едәуір мөлшерін тұтынады. Электр энергиясына шығындарды төмендету мақсатында Connect Touch сорғыны кезекші режимде оны ажыратып немесе оның жылдамдығын төмендетіп, интеллектуалды басқаруды қамтамасыз етеді. Бұл сорғымен тұтынылатын энергияның үштен біріне дейін үнемдеуге мүмкіндік береді. Реттелетін жылдамдығы бар сорғыны пайдалану (және, тиісінше, су шығыны реттелетін) гидромодульдің энергия тұтынуын үштен екіге дейін төмендетуге мүмкіндік береді.

LG-100A сорғысының техникалық көрсеткіштері

- жылу өндірулігі  $Q=40$  кВт,  $N_{эл.}=9,6$  кВт;
- тұтынатын максималды қуаты –  $9,6$  кВт/сағ;
- машинаның бар массасы –  $200$  кг.

Қазір жоғарыда көрсетілген корпусты жылыту орталық жылумен қамту жүйесінен жүзеге асырылады, сатып алынатын жылу энергиясының құны  $4907,9$  теңге/Гкал (ҚҚС қоса алғанда) құрайды. Жылыту кезеңі үшін жылытуға жұмсалатын шығындарын есептейміз (2019 ж. қазан айынан бастап 2020ж. сәуір айына дейін):

$$Z_{т.с} = Q_{з.д} \cdot N_{ч} \cdot N_{д} \cdot C_{КАЛ} , \quad (7.1)$$

мұндағы  $Q_{з.д}$  – ғимараттың жылулық жүктемесі, Гкал/сағ;

$K_n$  – ауа райы жағдайларына байланысты жылуды тұтынудың біркелкі болмайтынын сипаттаушы коэффициент;

$N_{ч}$  – тәуліктегі сағат мөлшері;

$N_{д}$  – жылыту маусымындағы күндер мөлшері;

$C_{КАЛ}$  –  $1$  Гкал жылудың бағасы (қазіргі кездегі бағасы  $4907,9$  тг/Гкал, ҚҚС қоса алғанда)

$$Z_{т.с} = 0,06 \cdot 24 \cdot 167 \cdot 4907,9 = 1184185,96 \text{ тг/жыл.}$$

ЖСҚ бір жыл қолданғандағы жылу бағасысын келесі формуламен есептейміз:

$$Z_{тнв} = \sum W_{э} \cdot Ц_{э} \cdot N_{ч} \cdot N_{д} + A, \text{ тн}, \quad (7.2)$$

мұндағы  $\sum W_{э}$  - электр қондырғының тұтынатын электр қуатының қосындысы, кВт/сағ;

$Ц_{э}$  –  $1$ кВт/сағ бағасы, тг;

A – амортизациялық аударымдар, капиталдық салымдардың 4%-і.

Негізгі капитал – бұл өндірістік үдеріске толық қатысатын, бірақ өзінің құнын дайын өнімге бірте-бірте ауыстыратын және меншік иесіне ақшалай формада біртіндеп қайтып оралатын капитал. Негізгі капиталға құрал-жабдықтар, саймандар, машиналар, станоктар, өндірістік ғимараттар, құрылыстардың түрлері және тағы басқалары жатады.

Айналмалы капитал – бұл өндіргіш капиталдың бір бөлігі болып табылатын, өзінің құнын дайын өнімге бірден ауыстыратын және әрбір ауыспалы айналым актісінің соңында ақшалай формада тұтас қайтатын капитал. Айналмалы капиталға шикізат, отын, материалдар, басқалары жатады.

Материалдық тозу – бұл негізгі капитал элементтерінің физикалық тұрғыдан қызмет етуге жарамсыз болып қалып өздерінің тұтыну құнын жоғалтуы. Негізгі капитал материалдық тозуға мынадай жағдайларда ұшырайды: - жұмыс уақытында капиталдың қызмет ету үдерісінде; - табиғат күштерінің әсерінен жұмыссыз қалған кезеңде. Материалдық тозудың екі жағы болады: - техникалық-өндірістік – тұтыну құнының жойылуы; - құндық – құнның жаңа өнімге көшуі.

Моральдік тозу – бұл негізгі капитал, еңбек құралдары құнының төмендеуі нәтижесінде немесе олардың өнімділігінен жоғары сапалы еңбек құралдарының пайда болуына байланысты құн бағалылығының жойылуы. Моральдік тозудың екі түрі болады: - еңбек өнімділігінің өсуіне сәйкес берілген еңбек құралдары арзандау, аз құнмен ұдайы өндіріледі; - құны бұрынғыдай машиналар өндіріледі, бірақ техникалық жағынан жетілдірілуі, өнімділігі мен рентабельділігі (тиімділігі) жоғары болады.

Аталған екі жағдайда да негізгі капитал тозуға ұшырайды, құны төмендейді, өйткені еңбек құралдарының бағасы олардың пайдалылығымен есептеледі. Мұндай жағдайлар амортизациялық қор құруды талап етеді. Амортизациялық қор – бұл негізгі капитал қорының қаражаты жыл сайын жасалып және жиналып отыратын амортизациялық жарналар. Амортизациялық қордың қаражаттары ескірген құрал-жабдықтарды толық алмастыруға, жабдықтарды жөндеуге, жетілдіруге, сондай-ақ қосымша машиналар, станоктар және басқа да құралдарды сатып алуға пайдаланылады. Демек, амортизациялық қор өндірісті ұлғайту үшін қолданылады, капитал қорлануының қосымша көзі ретінде қызмет етеді.

Мұнда жұмсалатын капиталдық салымдар мемлекеттік бюджет есебінен түседі. ЖСҚ орнатуға жұмсалатын капиталдық салымдар  $K=2$  млн.тг құрайды. Бұған жұмыскерлердің жалақысы, МОП, ИТР және АУП жалақысы, материалдар құны, транспорттық шығындар, жобалаудың құны, салық кіреді.

$$A = \frac{2000000 \cdot 4}{100} = 80000 \text{ тг,}$$

$$Z_{\text{THU}} = 9,6 \cdot 12,76 \cdot 24 \cdot 167 + 80000 = 570963,97 \text{ тт/жыл.}$$

Осылайша, қолданыстағы жылу көзімен салыстырғанда LG-100A пайдалану бойынша үнемдеу:

$$\frac{Z_{\text{Т.С}}}{Z_{\text{THU}}} = \frac{1184185,96}{570963,97} = 2,07 \text{ есе}$$

Жүргізілген есептеулер нәтижесінде осы корпусстың жылыту жүйесін жылумен жабдықтаудың баламалы жүйесіне LG-100A пайдалану арқылы ауыстыру 2,07 есе үнемді болады.

ЖСҚ жұмсалатын капиталдық салымдардың өтелу мерзімін PP мына формула бойынша анықтауға болады:

$$PP = \frac{K}{Z_{\text{Т.С}} - Z_{\text{THU}}}, \text{ жыл,} \quad (7.3)$$

$$PP = \frac{2000000}{1184185,96 - 570963,97} = 3, \text{ жыл.}$$

Технологиялық саябақ корпусын автономды жылумен жабдықтауды енгізу келесідей ұтымдылыққа ие:

- Орталықтандырылған жылумен жабдықтаумен салыстырғанда объектіні жылумен жабдықтауға пайдалану шығындарын төмендету.

- ЖСҚ пайдалануы 20 жылға есептелу себепті ЖСҚ өз құнын өтегеннен кейінгі жұмыс істеуі технопарктің пайдасы болып түсуі.

- Технологиялық паркті дамыту бағдарламасына, сондай-ақ жалпы балама көздері пайдалану және дамыту ісіне университет өз үлесін қосады.

Есептерде LG-100A қосымша оң сипаттамалары қабылданбаған, атап айтқанда: "суықтың" бөлінуі пайдаланылмайды, бұл кейіннен дәмхана-асханада тоңазытқыш жабдығы ретінде, құрылыс конструкцияларын мұздату бойынша зертханалық жұмыстарды жүргізу кезінде, маусымның ыстық кездерінде ауа салқындатқыш ретінде пайдалануға болады, жылдық өзіндік құн құраушы қызметкерлерге шығындар қосылмайды, өйткені жылу сорғысы бар жылыту жүйесі толығымен автоматты режимде жұмыс істейді.

LG-100A қолданудың тағы бір ерекшелігі дұрыс жұмыс істеуін қадағалайтын жұмыскерлердің қажетсіздігі, жұмыс істеуі толық автоматтандырылу себепті жұмыс режимін ауыстыру Connect Touch арқылы жүзеге асады. Сорғы жұмысында кателіктер пайда болса CIAT компаниясының жөндеу персоналы қызмет көрсетеді. Бұл қызметтер амортизациялық алымдар есебінен төленеді. Осылайша, жұмыскерлердің жалақысы, МОП, ИТР және АУП жалақысы, материалдар құны есебінен үнемдеу болады.

## Қорытынды

Атқарылған жұмыс негізінде келесі қорытынды жасауға болады:

1. ФМ22 маркалы тоңазытқыш машинаны жылу сорғысы ретінде пайдалану мүмкін болады. Ол үшін жұмыс зат ретінде фреон R22 пайдалану ұсынылады.

2. R22 жұмыс кезіндегі жылу өнімділігі есебінен көрініп тұрғандай, тұтынушының талаптарын толық қанағаттандырады.

3. Жылу сорғысын жылыту қажеттілігіне пайдаланған кезде қолданыстағы жылыту жүйесін қайта жаңарту қажет.

4. Жылу сорғысымен өндірілетін жылу энергиясының өзіндік құны 2370,9 тг/Гкал құрайды, бұл қазіргі жылу өндіруге кететін шығындармен салыстырғанда 4907,9 тг/Гкал құрайды.

5. Күрделі салымдардың өтелу мерзімі 3 жылды құрайды.

6. Бұдан басқа, қондырғыны тәжірибелік-демонстрациялық ретінде пайдалануға болады, онда әртүрлі сынақ жүргізуге, Қазақстан аумағында жылу сорғыларын кең көлемде енгізу мақсатында пайдалану және жобалау дағдыларын өңдеуге болады.

## Әдебиеттер тізімі

- 1 Холодильная техника. №7 1989 год, стр. 56.
- 2 С.Н. Богданов, О.П. Иванов, А.В. Куприянова. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. Изд.2-е, доп. И переработ. «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1976.
- 3 Теплопроводность твёрдых тел. Справочник. Под ред. Охотина А.С. М.: Энероатомиздат, 1984 г.
- 4 Справочник металлиста. Под ред. Рахштадта А.Г. М.: Машиностроение 1976 том 2., 720с. С ил.
- 5 Свойства рабочих веществ. Холодильная техника №5, 1988 год, стр.13-16.
- 6 Программа внедрения тепловых насосов. НПФ «Тритон-ЛТД», г. Нижний Новгород.
- 7 Холодильные компрессоры. Справочник. М.: Под ред. Быкова А.В. Лёгкая и пищевая промышленность 1681.
- 8 Теплообменные аппараты холодильных установок. Данилова Г. Н., Богданов С.Н., Иванов О.П. и др.; Под ред. Данилова Г.Н.-2-е изд., перераб. И доп. – Л.: Машиностроение. Ленинградское отд-ние, 1986. -303с.
- 9 Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В трёх частях. Часть I. Отопление. По ред. Староверова И.Г., Шиллера Ю.И. – М.: Стройиздат, 1990г.
- 10 Расчет систем центрального отопления. Щекин Р.В., Березовский В.А., Потапов В.А. Издательское объединение «Вища школа», 1975.