

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Н/коммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

кафедра «Трансмиссионная теплоэнергетика»

«Допушен к защите»

Заведующий кафедрой

Мусабеев Р.В., к.т.н., доц.

(Ф.И.О., ученая степень, звание)

Мус «03» 06 2014г.
(подпись)

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

На тему: Реконструкция системы обратного водоснабжения ТЭС г. Актау с установкой ТНЧ

Специальность 5В071700 - Теплоэнергетика

Выполнил (а) Алибаева Райхан Талешовна гр ПТЭ-10-2
(Фамилия и инициалы) группа

Научный руководитель Абильдина С.К. доцент
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)

Консультанты:

по экономической части:

Парамонов С.Г. к.т.н., профессор
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
П «04» июня 2014 г.
(подпись)

по безопасности жизнедеятельности:

Башинбаева А.С. ст. преп.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
Б « » 20 г.
(подпись)

по применению вычислительной техники:

Абильдина С.К. доцент
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
А «30» 05 2014 г.
(подпись)

Мусабеев Р.В., к.т.н., доц.
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
Мус «03» 06 2014 г.
(подпись)

Нормоконтролер: _____
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« » 20 г.
(подпись)

Рецензент: _____
(Фамилия и инициалы, ученая степень, звание)
« » 20 г.
(подпись)

Алматы 2014 г.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

Некоммерческое акционерное общество
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ

Факультет Теплоэнергетики
Специальность 5В071700 - Теплоэнергетика
Кафедра "Промышленная теплоэнергетика"

ЗАДАНИЕ

на выполнение дипломного проекта

Студент Алипбаева Райхан Талғоловна
(фамилия, имя, отчество)

Тема проекта Реконструкция системы обратного водоснабжения ТЭС г. Актау с установкой ТКУ

утверждена приказом ректора № от « » сентября 20 г.

Срок сдачи законченной работы « » 20 г.

Исходные данные к проекту требуемые параметры результатов проектирования (исследования) и исходные данные объекта

ТЭС г. Актау, паротурбинная установка К-210-В0-3; расход охлаждающей воды конденсатора турбины 2500 м³; температура охлаждающей воды на входе в конденсатор 25 °С, на выходе из конденсатора 17 °С, охлаждающая вода - морская вода; объект Теплоэнергетический - жилой поселок с населением 800 чел, коммунально-бытовое хозяйство поселка $t_{\text{вн}} = -19 \text{ } ^\circ\text{C}$; $n_{\text{вн}} = 1,95$ суток, $t_{\text{вн}} = +20 \text{ } ^\circ\text{C}$

Перечень подлежащих разработке дипломного проекта вопросов или краткое содержание дипломного проекта:

- состав основного оборудования ТЭС г. Актау,
- Технико-экономические показатели, режимы работы;
- расчет материального баланса охлаждающей системы конденсатора турбины;
- применение теплонасосных технологий для использования сбросной теплоты охлаждающей системы конденсаторов турбин ТЭС г. Актау;
- выбор ТКУ для преобразования низкотемпературного тепла охлаждающей системы конденсаторов турбин в высокопотенциальное тепло для нужд жилого поселка, промышленных предприятий;
- расчет термодинамического цикла ТКУ марки НТ-9000
- определение жаропрочного КТД тепловых насосов НТ-9000

Г Р А Ф И К
подготовки дипломного проекта

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
1.	Введение	25.02.14 - 27.02.14	
2.	Состав основного оборудования ТЭС г. Актау, Технико-экономические показатели, режимы работы	27.02.14 - 10.03.14	
3	Тепловой расчет конденсатора паротурбинной установки К-210-130-3	10.03.14 - 17.03.14	
4	Выбор ТНУ для преобразования низкопотенциального тепла охлаждающей системы конденсаторов турбин в высокочастотный ток. Тепло для нужд жилого поселка, промышленной предприятий	17.03.14 - 4.04.14	
5	Расчет термодинамического цикла ТНУ марки ИТ-9000	4.04.14 - 8.04.14	
6	Расчет общих тепловых нагрузок жилого поселка на отопление, ГВС (сравнительное изучение)	8.04.14 - 10.04.14	
7	Определение эксергетического КПД теплового насоса ИТ-9000	10.04.14 - 14.04.14	
8	Расчет низкотемпературного теплоносителя в системе нагрева низкопотенциального тепла для ИТ-9000	14.04.14 - 21.04.14	
9	Разработка раздела "Безопасность жизнедеятельности"	21.04.14 - 5.05.14	
10	Разработка раздела "Оценка экономической эффективности"	5.05.14 - 12.05.14	

Дата выдачи задания «24» 02 2014 г.

Заведующий кафедрой

Алиев
(подпись)

Алиев Р.А.
(Фамилия и инициалы)

Руководитель

Алиев
(подпись)

Алиев Р.А.
(Фамилия и инициалы)

Задание принял к исполнению студент

Алиев
(подпись)

Алиева Р.Т.
(Фамилия и инициалы)

Аннотация

Целью данного дипломного проекта является – разработка теплонасосной станции с использованием сбросной теплоты охлаждающей системы конденсаторов турбин ТЭС г. Актау. За счет использования сбросной теплоты охлаждающей системы конденсаторов создана энергосберегающая система технического водоснабжения ТЭС.

Полученное в результате трансформации тепло от тепловых насосов способно покрывать тепловые нагрузки жилого поселка и ряда промышленных предприятий.

В основной части произведен расчет теплового и материального баланса охлаждающей системы конденсатора турбины, расчет режима работы теплонасосной установки, термодинамический расчет цикла теплового насоса. Выбраны конкретные марки тепловых насосов, разработана принципиальная схема водоснабжения конденсаторов турбин и компоновка оборудования теплонасосной установки, произведен расчет технико-экономических показателей.

В разделе «Безопасность жизнедеятельности» проведен акустический расчет и разработаны меры защиты от шума теплового насоса, определено время эвакуации людей из машинного зала при возникновении пожара.

В экономической части дипломного проекта разработан бизнес-план теплонасосной станции, произведен расчет потребностей в тепловой энергии жилого поселка и промышленных предприятий (ТОО Актауский литейный завод, ТОО Актауский завод пластмасс), проведен расчет себестоимости выработки тепловой энергии при использовании теплонасосной установки.

Андатпа

Бұл дипломдық жобаның мақсаты Актау қаласының ЖЭС-дағы шығыр шықтағышын салқындату жүйесінің тасталынған жылуын пайдаланатын, жылулық сорғы стансасын әзірлеу. Шықтағышты салқындату жүйесінің тасталынған жылуын пайдалану есебінен, ЖЭС-н техникалық сумен қамдауда қайрат үнемдейтін жүйе құрылды.

Жылулық сорғыларынан жылудың өзгеру нәтижесі, өнеркәсіптік кәсіпорын қатарындағы және ескі ауылдағы жылулық жүктемені жабуға қабілетті.

Негізгі бөлімде шығыр шықтағыштарын салқындату жүйесінің заттық және жылулық теңестігінің есебі, жылулық сорғы қондырғыларының жұмыстық тәртібінің есебі, жылулық сорғы циклының термодинамикалық есебі жүргізілген.

Жылулық сорғылардың нақты маркалары таңдалды, шығыр шықтағыштарын сумен қамдаудың қағидалық сұлбесі жасалды және жылулық сорғылық құрал жабдықтарын орналастыру, технико-экономикалық көрсеткіштерінің есебі жүргізілді.

«Өміртіршілік қауіпсіздігі» бөлімінде акустикалық есеп пен жылулық сорғылардың шуынан қорғану шаралары жасалды, өрт болған жағдайдағы машина залынан адамдарды эвакуациялау уақыты анықталды.

Дипломдық жұмыстың экономикалық бөлімінде жылулық сорғы стансаның бизнес-жоспары жасалды, өнеркәсіптік кәсіпорындарға (ЖШС Актау лития зауыды, ЖШС Актау пластмасса зауыды) және ескі ауылдарға жылулық энергия мұқтаждығының есебі шығарылды, жылулық сорғы қондырғысын қолданғандағы жылулық энергия өндіруінің өзіндік құнын есептеуі көрсетілді.

Annotation

The aim of this thesis project is the development of a heat pump station of waste heat of cooling systems of turbine condensers at CHP, Aktau. An energy saving system of technical water supply of thermal power station has been created by means of waste heat of cooling systems of condensers at CHP.

The heat from heat pumps, extracted in the result of transformation, is able to cover the heat load of a residential village and a number of industrial enterprises.

In the main part, the heat and material balance of the cooling system of the turbine condenser were calculated, the duty cycle of heat pump installation, thermodynamic calculation of a cycle of a heat pump were identified. Particular brands of heat pumps were selected, a principal scheme of water supply of the turbine condensers and equipment layout of heat pump installation was designed, technical and economic indicators were calculated.

An acoustic calculation was performed and protective measures against the noise of a heat pump were developed in the section of «Safety of vital activity». The evacuation time of people from the turbine room in case of fire was identified.

A business plan of a heat pump station is shown in the economic part of the graduation project, the needs for thermal energy of a residential settlement and industrial enterprises (LLP Aktau foundry, LLP Aktau plastics plant) were calculated, costs of thermal power generation were calculated using heat pump equipment.

Содержание

Введение.....	
1 Состав основного оборудования ТЭС г. Актау, технико-экономические показатели, режимы работы	
1.1 История предприятия.....	
1.2 Описание тепловой схемы ТЭС г. Актау	
1.3 Основное оборудование, характеристики	
1.4 Тепловой расчет конденсатора паротурбинной установки К-210-130-3.....	
1.5 Расчет материального баланса охлаждающей системы конденсатора турбины.....	
1.6 Предпосылки для использования нетрадиционных источников тепла охлаждающей системы конденсаторов турбин.....	
2 Применение теплонасосных технологий для использования сбросной теплоты охлаждающей системы конденсаторов турбин ТЭС г.Актау	
2.1 Выбор ТНУ для преобразования низкопотенциального тепла охлаждающей системы конденсаторов турбин в высокопотенциальное тепло для нужд жилого поселка, промышленных предприятий.....	
2.1.1 Виды тепловых насосов и их назначение.....	
2.1.2 Выбор схемы парокомпрессионной теплонасосной установки	
2.1.3 Построение цикла одноступенчатой теплонасосной установки в lgP-h диаграмме и расчет энергетических характеристик и теплового баланса ПКТНУ.....	
2.1.4 Описание теплового насоса НТ-9000.....	
2.1.5 Описание фреона R142b.....	
2.1.6 Расчет термодинамического цикла ТНУ марки НТ-9000.....	
2.2 Расчет общих тепловых нагрузок жилого поселка на отопление, ГВС (собственные нужды).....	
2.3 Расчет температур сетевой воды	
3 Анализ режимных характеристик работы теплонасосной системы теплоснабжения	
3.1 Определение эксергетического КПД теплового насоса НТ-9000	
3.2 Расчет пластинчатого теплообменника в системе подачи низкопотенциального тепла для НТ-9000.....	

					<i>ДП-5В071700-2014</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разработал</i>	<i>Алпысбаева</i>				<i>Содержание</i>	<i>лит</i>	<i>лист</i>	<i>листов</i>
<i>Проверила</i>	<i>Абильдинова</i>							
<i>Н. контр</i>	<i>Колчин</i>							
<i>Реценз.</i>	<i>Исатаев</i>							
<i>Утвердил</i>	<i>Мусабеков</i>							
						<i>АЧЭС, каф. ПТЭ ПТЭ-10-2</i>		

Введение

Тепловая электрическая станция города Актау является крупным производителем электроэнергии для населения и промышленных предприятий Мангистауской области, а также месторождения соседней Атырауской области. Обратная система водоснабжения конденсаторов турбин основано на потреблении морской воды из Каспийского моря. В результате работы обратной системы водоснабжения из моря ежедневно забирается 25000 м³ количество воды при номинальной температуре 10°С.

В зимний период поверхностные потери незначительны. Однако, в летнее время испарение воды ощутимы, тем самым наносится урон окружающей среде. Суточная потеря воды составляет 446,4 тонн. Учитывая такие потери, можно сказать, что к 2050 году в нашей республике ожидается огромные потери воды.

В связи с этим, я предлагаю в своей дипломной работе вариант новой обратной системы водоснабжения турбин для охлаждения конденсаторов с использованием тепловых насосов. Так как турбина К-210-130(3) является очень мощным агрегатом, то в своем проекте я рассматриваю частичное (в объеме 5000 м³/ч) повторное использование низкопотенциального тепла системы охладений конденсаторов в цикле работы промышленного теплового насоса типа вода-вода. В этом случае расход воды на охлаждение турбин значительно сокращается и исключается вынужденное поверхностное испарение морской воды. В обратной системе морская вода будет циркулировать между конденсатором турбины и тепловым насосом. А тепловой насос в свою очередь будет производить тепло для нужд населения и технологических нужд промышленных предприятий. Тепловые нагрузки жилых поселков (отопление, ГВС и ГВС на коммунальные хозяйства) полностью покрывается за счет тепловой мощности 6 тепловых насосов марки НТ-9000, производящих 38,76 Гкал/час тепла. Теплофикация жилого поселка и промышленных предприятий осуществляется согласно температурному графику 80°С-55 °С.

Для широкомасштабного внедрения ТНУ на ТЭС, важнейшей предпосылкой являются достаточно большие объемы теплоты, выбрасываемые в охлаждающую воду (даже при минимальном пропуске пара в конденсатор). Суммарная величина сбросного тепла на городских и прилегающих к ТЭС г. Актау в период с октября по апрель отопительного сезона составляет 1600-2000 Гкал/ч. С помощью ТНУ можно передать большую часть этой сбросной теплоты в теплосеть (около 50-60 %).

					<i>ДП-5В071700-2014</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>Введение</i>	<i>лит</i>	<i>лист</i>	<i>листов</i>
<i>Разработал</i>	<i>Алпысбаева</i>							
<i>Проверила</i>	<i>Абильдинова</i>							
<i>Н. контр</i>	<i>Колчин</i>							
<i>Реценз.</i>	<i>Исатаев</i>							
<i>Утвердил</i>	<i>Мусабеков</i>				<i>АЧЭС, каф ПТЭ ПТЭ-10-2</i>			

1 Состав основного оборудования ТЭС г. Актау, технико-экономические показатели, режимы работы

1.1 История предприятия

С открытием нефтяных месторождений Бузачи и Каражамбас возникла проблема их достаточного энергоснабжения. Существующие мощности Мангышлакского энергокомбината не могли удовлетворить возникшие потребности развивающейся нефтедобывающей промышленности.

Для решения возникших проблем, Совет Министров СССР принял Постановление № 814 от 11 октября 1966 года о строительстве ТЭЦ-3 на Мангышлаке.

12 июля 1973 года Министерство Энергетики страны выдало задание на проектирование ТЭЦ-3, в октябре этого же года решался вопрос о стоимости жилья для работников теплоэлектростанции. Через год, 21 августа было проведено техническое совещание по вопросу выбора места расположения площадки ТЭЦ-3, а 14 октября п/я М-5703 письмом № 11616 решил вопрос о площадке и топливе.

Окончательное заключение о строительстве теплоэлектростанции Министерство энергетики дало второго февраля 1977 года. Приказом № 352 от 19.02.77г. проект был утвержден, а 17 марта 1977 года Решением Министра (исх. № 10-03/х-77 ДСП) функции заказчика по строительству ТЭЦ-3 переданы п/я 5371.

Начало строительства датируется 1978 годом. Была отведена территориальная зона, освоено 4 млн.руб.

Постановлением Совета Министров СССР от 10.09.80г. № 860, приложение № 33, был определен срок пуска 1-го энергоблока – 2 квартал 1982 года. Датой освоения ТЭЦ-3 считается 1 июля 1979 года, когда был назначен директор станции Глазунов Лев Павлович.

Во втором полугодии 1982 года проходил основной этап комплектования штатов эксплуатационного и ремонтного персонала станции. В декабре 1982 года на ТЭЦ-3 работало 399 человек. Персонал станции принимал самое активное участие в строительстве объекта. Часть ремонтного персонала работала в составе бригад монтажников. Другая часть занималась ревизией установленного оборудования. Эксплуатационный персонал занимался курированием монтажных работ и готовился к пусконаладочным.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разработал</i>	<i>Алпысбаева</i>				<i>Состав основного оборудования ТЭС</i>	<i>лит</i>	<i>лист</i>	<i>листов</i>
<i>Проверила</i>	<i>Абильдинова</i>							
<i>Н. контр</i>	<i>Колчин</i>							
<i>Реценз.</i>	<i>Исатаев</i>							
<i>Утвердил</i>	<i>Мусабеков</i>							
						<i>АЧЭС, каф. ПТЭ ПТЭ-10-2</i>		

Таблица 1.3.2 – Тепловой баланс котельного агрегата

№ пп	Тепловой баланс 100% Дп	Обозначение	Единицы измерения	Топливо	
				Газ	Мазут
1.	Потеря тепла с уходящими газами.	$q_{уг}$	%	4,93	5,92
2.	Потеря тепла с хим. неполнотой сгорания.	$q_{нс}$	%	0,5	0,5
3.	Потеря тепла в окружающую среду. КПД КА «брутто».	$q_{ос}$	%	0,3	0,3
4.		$S_{бр}$	%	94,27	93,28

Паровая турбина (ТА), конденсационная, типа К-210-130-3 (ЭБ-1,2), К-215-130-1 (ЭБ-3), изготовленная ЛМЗ, представляет собой одновальный трехцилиндровый агрегат с промежуточным перегревом пара:

Таблица 1.3.3 – Основные данные паровой турбины

№	Наименование	Ед. изм.	величина
1	Номинальная мощность	МВт	210
2	Частота вращения ротора	Об/мин	3000
3	Давление свежего пара перед стопорным клапаном	кгс/см ²	130
4	Температура свежего пара перед стопорным клапаном	°С	540
5	Давление отработавшего пара	кгс/см ²	0,037
6	Номинальная температура охлаждающей воды	°С	10
7	Максимальный расход пара через турбину	т/час	636
8	Номинальная температура охлаждающей воды	м ³ /ч	25000
9	Число нерегулируемых отборов пара	шт.	7
10	Давление пара за ЦВД	кгс/см ²	26,4
11	Температура пара за ЦВД	°С	336
12	Давление пара перед ЦСД	кгс/см ²	24,8
13	Температура пара перед ЦСД	°С	540
14	Число цилиндров	шт.	3
15	Число ступеней	шт.	23+(4x2)
16	Число конденсаторов	шт.	2
17	Общая масса турбины	т.	540

Таблица 1.3.4 – Отборы пара турбины К-210-130-3

Тип турбины	Отбор пара на подогреватель, деаэратор	Греющий пар		
		Давление, (кгс/см ²)	Температура, (°С)	Количество, (т/ч)
К-210-130-3	1-й отбор (ПВД №7)	42,2	349	30,5
	2-й отбор (ПВД №6)	28,9	302	53,3
	3-й отбор (ПВД №5 и деаэратор)	12,9	411	16,5÷4,8
	4-й отбор (ПВД №4)	6,8	326	27,0
	5-й отбор (ПВД №3)	2,9	228	20,3
	6-й отбор (ПВД №2)	1,34	150	28,5
	7-й отбор (ПВД №1)	0,278	67	26,5

Номинальная скорость вращения вала турбогенератора 3000 об/мин, что соответствует частоте 50 Гц. Турбина работает в блоке с барабанным котлом ТГМЕ-206.

ТА-1: тип К-210-130-3, ТУ108-932-80, зав.№ 1639, выпуск 1981г.

ТА-2: тип К-210-130-3, ТУ108-932-80, зав.№ 1702, выпуск 1982г.

ТА-3: тип К-215-130-1, ТУ108-932-80, зав.№ 1943, выпуск 1987г.

В блоке с котлом ТГМЕ-206 и турбиной работает генератор ТГВ-200-МУЗ (ЭБ-1), ТГВ-200-2МУЗ (ЭБ-2,3). Активная мощность ТГ-1 - 200МВт, ТГ-2 – 210МВт, ТГ-3 – 220 МВт. Генераторы снабжены газомасляным уплотнением вала, водородным охлаждением ротора и охлаждением статора с помощью дистиллята:

- давление водорода $3 \pm 0,2$ кгс/см²
- концентрация водорода 98 %
- температура водорода на выходе из газоохладителей (ГО) 40° С
- расход мор.воды на ГО 400 м³/ч
- давление мор.воды менее давления водорода на 0,3 кгс/см²
- расход дистиллята на охлаждение статора 43,2 м³/ч
- температура дистиллята н/б 40 ±5°С
- давление дистиллята на входе менее давления водорода на 0,5 кгс/см²
- перепад давления масла – водорода 0,75±0,05 кгс/см².

1.4 Тепловой расчет конденсатора паротурбинной установки К-210-130-3

Краткая характеристика конденсационной установки

Конденсационная установка турбины предназначена для приема отработанного пара с турбины, получения конденсата и возврата его в цикл ЭБ.

В паротурбинных установках применяются конденсаторы поверхностного типа. Охлаждающая вода проходит через пучки труб, расположенные в паровом пространстве конденсатора. Основными элементами конденсационной установки являются: конденсатор с охлаждением морской водой, воздухоудаляющее устройство и насосная группа (насосы для откачки конденсата). Отработанный пар турбины, соприкасаясь с холодной поверхностью трубок, конденсируется, отдавая скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде.

Конденсатор поверхностный (рисунок 1.4.1) состоит из цилиндрического сосуда 5 с двумя крышками 2 по торцам. На концах сосуда встроены трубные доски, в которые вставляются и развальцовываются трубки. Пар из турбины поступает в конденсатор через патрубок 6 и омывает трубки 7, по которым движется вода, подаваемая в конденсатор через патрубок 9 по нижней половине трубок, затем возвращается по верхней половине трубок и удаляется из конденсатора через патрубок 1. Вода проходит через конденсатор, отнимая тепло от пара, образовавшийся конденсат через патрубок 8 откачивается насосом. Так как в паре имеется растворенный воздух, а также присутствует воздух попадающий через неплотности, он откачивается через патрубок 10 обычным паровым эжекторным насосом.

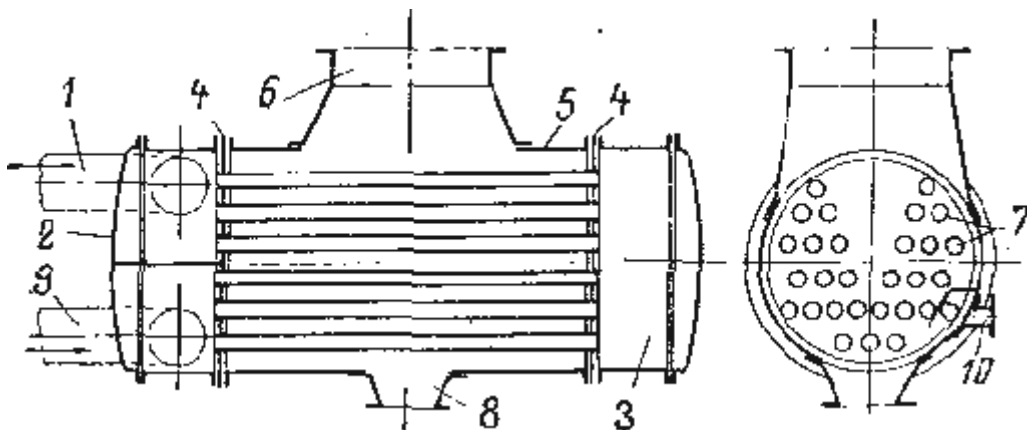


Рисунок 1.4.1 – Схема поверхностного конденсатора.

1 – патрубок для выхода воды; 2 – крышка водяных камер; 3 – водяные камеры; 4 – трубные решетки; 5 – корпус конденсатора; 6 – горловина конденсатора; 7 – трубки; 8 – сборник конденсатора; 9 – патрубок для подвода воды; 10 – патрубок для удаления воздуха.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ДП-5В071700-2014

Лист

Принцип работы конденсационной установки

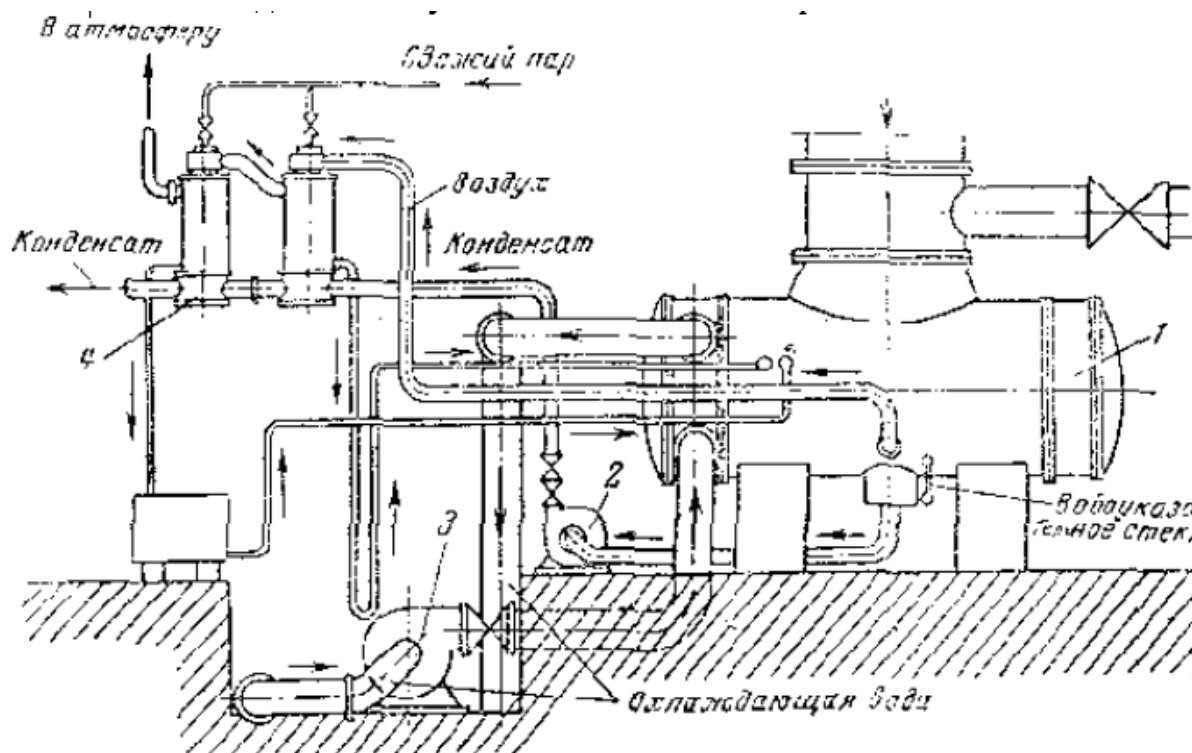


Рисунок 1.4.2 – Схема конденсационной установки

1–конденсатор; 2– конденсатный насос; 3 – циркуляционный насос; 4 – пароструйный эжектор.

Охлаждающая морская вода прокачивается через конденсатор 1 циркуляционным насосом 3. Конденсатным насосом 2 откачивается конденсат из нижней части конденсатора и подается в поверхностные холодильники пароструйного эжектора 4, затем оттуда в систему регенеративных подогревателей турбины.

В процессе конденсации удельный объем (т.е. объем, приходящийся на единицу веса), отработавшего пара, уменьшается примерно в 3500 раз, что приводит к образованию вакуума в конденсаторе. Для поддержания вакуума на конденсаторах устанавливаются специальные отсасывающие устройства - пароструйные эжекторы, которые удаляют из конденсатора воздух и другие не конденсирующиеся газы, попадающие в него с паром и через не плотности той части турбинной установки, которая работает под разрежением (под вакуумом).

Разрежение в конденсаторе измеряется вакуумметром, который показывает разность между давлением наружного воздуха (барометрическим давлением) и абсолютным давлением в конденсаторе (вакуумом) в мм рт. ст.

Абсолютное давление в конденсаторе, выраженное в мм рт.ст., - разность между показанием барометра и вакуумметра:

$$P_k = B - H \text{ (мм рт.ст.)} \quad (1.4.1)$$

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

Абсолютное давление в конденсаторе, выраженное в технических атмосферах, определяется по формуле:

$$P_k = B - H / 735,6 \text{ (ата)}. \quad (1.4.2)$$

Вакуум в конденсаторе, выраженный в %, определяется по формуле:

$$V = 735,6 - (B - H) / 735,6 \times 100 \text{ ()}, \quad (1.4.3)$$

где B - барометрическое (атмосферное) давление в мм рт.ст.

H - вакуум в конденсаторе в мм рт.ст.

Таблица 1.4.1 - Связь между абсолютным давлением в конденсаторе и температурой насыщенного пара (или температурой на выхлопе турбины) приведена в таблице:

Р ата	°С	Р ата	°С	Р ата	°С
0.020	17.2	0.065	37.3	0.12	49.1
0.025	20.8	0.070	38.7	0.13	50.1
0.030	23.8	0.075	40.0	0.14	52.2
0.040	28.6	0.085	42.3	0.16	54.9
0.045	30.7	0.090	43.4	0.17	56.2
0.050	32.6	0.095	44.5	0.18	57.4
0.055	34.3	0.100	45.5	0.19	58.6
0.060	35.8	0.110	47.3	0.20	59.7

Конденсаторная группа на турбине состоит из 2-х поверхностных двухходовых конденсаторов типа 200 КЦС-7. На охлаждение пара в конденсаторы подается морская вода от морской насосной станции ТЭЦ-2.

Конденсатор цельносварной, конденсаторные трубы завальцованы в 2-х трубных досках и имеют опоры в промежуточных перегородках. Водяные камеры, посредством фланцевого соединения, образуют одно целое с корпусом и закрываются съемными крышками. Конденсаторы горловинами приварены к выхлопным патрубкам ЦНД и опираются на пружинные опоры. Пружинные опоры рассчитаны на восприятие веса конденсатора с циркуляционной водой и компенсацию тепловых расширений. Оба корпуса конденсаторной группы соединены по пару уравнительными патрубками сечением 9,5 м².

Примечание: При опрессовке конденсатора, перед заполнением его парового пространства водой необходимо установить под пружинные опоры специальные подставки из металлических труб в количестве 16 шт.

Для сохранения качественной вальцовки труб в процессе работы в корпусах конденсаторов предусмотрены линзовые компенсаторы, расположенные со стороны поворотной камеры, обеспечивающие подвижность трубных досок относительно корпуса при температурных деформациях.

Техническая характеристика конденсатора:

- Тип - 200-КЦС7
- Поверхность охлаждения каждого конденсатора - 4500 м²
- Давление в паровом пространстве при расчетном расходе и температуре охлаждающей воды - 0,037 кгс /см²
- Максимальное рабочее давление в водяном пространстве конденсатора - 2 кгс/см²
- Гидравлическое сопротивление трубной системы при расходе 3750 м³/ч и чистых трубках конденсатора - 3,73 м в.ст.
- Расчетный расход охлаждающей воды на одну половинку конденсатор - 12500 м³/ч
- Материал трубок - мельхиор
- Число трубок - 5984 шт
- Наружный диаметр трубок - 30 мм
- Внутренний диаметр - 28 мм
- Длина трубок - 8055 мм.

Охлаждающая вода в конденсаторы подается по двум трубопроводам Ду 1600 мм из общестанционных коллекторов циркуляционной воды Ду2600мм. Из конденсаторов охлаждающая вода отводится по 2-м трубопроводам Ду1600мм в сливной открытый канал и далее, через шор - в море (типа пруда-охладителя с порогом на сливе в море).

Каждый конденсатор имеет отдельный подвод и отвод охлаждающей воды, что дает возможность отключить один из них по воде при работе турбины со сниженной нагрузкой.

Снижение нагрузки при этом определяется температурой в выхлопном патрубке турбины, которая не должна превышать 60°С.

В горловине каждого конденсатора встроены секции ПНД-1, предназначенные для подогрева основного конденсата турбины паром 7-го отбора. Отсос неконденсирующихся газов из парового пространства конденсаторов производится из боковых частей корпусов, куда газы поступают, пройдя через специально выделенные пучки труб - охладителей.

В каждой половинке конденсатора предусмотрено устройство для приема:

- острого пара из котла (через БРОУ) в количестве до 300 т/ч при давлении 6 кгс/см² и температуре после концевой впрыска не более 90°С;
- пара горячего промперегрева (через СПГ) при пусках и остановках блока и сбросах нагрузки с температурой после впрыска конденсата не более 90°С.

Предусмотрено также устройство для ввода добавки обессоленной воды в количестве до 30т/час при давлении 4-5 кгс/см² и температуре до

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

40°C. Уровень в конденсаторе поддерживается электронным регулятором (РУК), номинальный уровень - на 200 мм ниже образующей корпуса конденсатора. Величина присоса охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора не должна превышать 0,001 % расхода пара в конденсатор. Для контроля плотности трубной системы конденсаторов регулярно, в соответствии с графиком, производится химический анализ основного конденсата на выходе из конденсатора.

Для очистки основного конденсатора от солей Са и Mg, окислов железа и мех.примесей между конденсатными насосами 1-й и 2-й ступени установлена блочная обессоливающая установка (БОУ), которая может пропустить через себя весь основной конденсат турбины, очистив его до норм, предусмотренных ПТЭ.

Воздухоудаляющее устройство конденсатора предназначено для удаления из парового пространства воздуха и других неконденсирующихся газов. Для нормальной работы турбоустановки, с нагрузкой и при пусках, воздухоудаляющее устройство укомплектовано двумя основными эжекторами типа ЭП-3-700-1 и двумя эжекторами типа ЭП-1-1100-1, из которых один выполняет роль пускового для первичного набора вакуума, а другой служит для удаления воздуха из сливных циркуловодов.

Рабочий пар на эжекторы подается из деаэратора ЭБ (Д-7ата) или коллектора пара собственных нужд (КСН-А для ЭБ-1,2, КСН-А,Б для ЭБ-3).

Основные эжекторы конструктивно состоят из 3-х ступеней, каждая ступень снабжена охладителем, через который прокачивается основной конденсат. В охладителях конденсируется рабочий пар эжекторов и пар отсасываемой паровоздушной смеси, при этом тепло рабочего пара передается основному конденсату, а неконденсирующаяся смесь удаляется в выхлопной патрубках:

- Производительность каждого основного эжектора по сухому воздуху - 70 кг/ч;
- Расход пара на эжектор 700 кг/ч при давлении пара перед соплами - 4 кгс/см²;
- Вакуум, создаваемый эжектором при этом давлении рабочего пара - 0,035 кгс/см².

Постоянно в работе находится один основной эжектор. Второй находится в резерве. Оба основных эжектора включены по пару и по конденсату параллельно.

Слив конденсата рабочего пара эжектора выполнен каскадно по ступеням - из 3-й во 2-ю и далее через 1-ю ступень в конденсатор через гидрозатвор длиной 13м. Из 3-ей ступени ОЭ имеется вентиль слива

в воронку для контроля герметичности трубной системы эжектора.

На выхлопном патрубке каждого основного эжектора имеется диск с измерительными диафрагмами, штуцер для подключения перепадаомера и карман для термометра. Это устройство называется воздухомером и

					ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

позволяет измерять количество воздуха, отсасываемого эжектором в час.

Эжекторы типа ЭП-1-1100-1 одноступенчатые без охладителей.

- Производительность эжекторов по сухому воздуху - 80 кг/ч;
- Расход рабочего пара - 1100 кг/ч;
- Давления перед соплами - 6 кгс/см².

Для откачки конденсата из конденсатора и подачи его в деаэрактор на турбоустановке предусмотрена:

- установка 2-х конденсатных насосов 1 ступени типа КСВ-500-85, которые прокачивают конденсат через БОУ и далее через трубные системы охладителей эжекторов, ПС-50 и на всас насосов 2-й ступени;
- установка 3-х конденсатных насосов 2 ступени типа КСВ-320-160, которые подают основной конденсат через трубную систему ПНД-1, ПН-100, ПНД-2,3,4 на деаэрактор.

Характеристика насосов КСН-500-85:

- Производительность - 500 м³/ч
- Напор - 85 м в.ст.
- Скорость вращения - 985 об/мин
- Эл. двигатель - АО-104-6-М-302
- Мощность - 200 кВт
- Напряжение - 380 В

Характеристика насосов КСВ-320-160:

- Производительность - 320 м³/ч
- Напор - 160 м в.ст.
- Скорость вращения - 1480 об/мин
- Эл. двигатель - АВ-113-4
- Мощность - 250 кВт
- Напряжение - 6000 В.

Критерии и пределы безопасного состояния и режимов работы конденсационной установки

При эксплуатации конденсационной установки должна быть обеспечена экономичная и надежная работа турбины во всех режимах эксплуатации с соблюдением нормативных температурных напоров в конденсаторе и норм качества конденсата.

Экономичность и надежность работы турбины во многом определяется давлением в конденсаторе (вакуумом). Величина давления (глубина вакуума) зависит от ряда факторов:

- чистоты трубной системы и трубных досок конденсаторов;
- присосов воздуха в вакуумную систему турбоустановки;

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

- расходов охлаждающей воды и ее температуры;
- работы основных эжекторов.

Повышение давления в конденсаторе снижает надежность работы турбины (кроме ухудшения экономичности). При повышении давления растет температура выхлопа ЦНД, что может привести к нарушению центровки валопровода турбины и недопустимым относительным расширением ротора ЦНД. Для предотвращения аварий, вызванных значительным повышением давления в конденсаторе, турбоагрегаты оснащаются автоматической защитой, отключающей турбину при ухудшении вакуума до величины 540 мм.рт.ст.

Для каждого режима работы ЭБ существует оптимальный расход охлаждающей воды, который определяется по номограмме в зависимости от давления пара в пятом отборе ТА (нагрузке ТА) и температуры охлаждающей воды.

Температурный напор в конденсаторе определяется как разность температуры насыщения при давлении в конденсаторе и температуры выходящей из конденсатора охлаждающей воды. Температурный напор характеризует чистоту поверхности охлаждения. Чем чище поверхность, тем меньше температурный напор и тем более глубокий вакуум может быть достигнут при прочих равных условиях. Температурные напоры в конденсаторах регламентируются нормативными характеристиками конденсационных установок паровых турбин различного типа.

Одной из важных задач обеспечения надежности эксплуатации является поддержание требуемого качества конденсата. В ПТЭ определяются допустимые нормы солесодержания (общая жесткость не более 1 мкг-эquiv/дм³) и концентрации кислорода в конденсате на выходе из конденсатора (не более 20 мкг/дм³). Источником загрязнения конденсата солями могут явиться неплотности трубной системы конденсаторов. Кислород может поглощаться конденсатом в случае присосов воздуха при неплотности находящегося под вакуумом тракта от конденсатосборника до конденсатных насосов либо попадать в конденсат с паром при значительных присосах воздуха в вакуумную систему и неудовлетворительной деаэрирующей способности конденсатора.

Одним из основных показателей работы конденсатора является нагрев охлаждающей воды в конденсаторе T_n , которая определяется по формуле:

$$T_n = T_2 - T_1,$$

где T_1 - температура охлаждающей воды на входе в конденсатор;
 T_2 - температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора;

Для 2-х ходовых конденсаторов $T_n = 7 \div 9^\circ\text{C}$. Увеличение T_n указывает на недостаток охлаждающей воды и уменьшение вследствие этого кратности охлаждения. Для 2-х ходовых конденсаторов кратность охлаждения (отношение расхода воды через конденсатор к расходу пара на конденсатор)

											Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014						

из условий экономичности процесса конденсации принимается $60 \div 70$.

Другим важным показателем работы конденсатора является величина температурного напора, которая определяется, как разность температур пара на входе в конденсатор и охлаждающей воды на выходе из конденсатора.

Увеличение $T_{\text{нап}}$ говорит об уменьшении коэффициента теплопередачи в конденсаторе, вызванном или большим присосом воздуха в вакуумную часть турбины или загрязнением поверхности охлаждения.

Основные уравнения для теплового расчета конденсатора

Уравнение теплового баланса конденсатора имеет вид

$$D_k (i_2 - C_p^e t_k) = W (t_{2в} - t_{1в}) C_p^{1в}, \quad (1.4.4)$$

где D_k - количество пара, поступающего в конденсатор, кг/ч; W_k - расход охлаждающей воды через конденсатор, кг/ч; i_2 - энтальпия пара на входе в конденсатор, кДж/кг; C_p^e - теплоемкость воды, равная 4,19 кДж/(кг·К); t_k - температура конденсата, °С; $t_{2в}$ и $t_{1в}$ - температура охлаждающей воды на выходе и входе в конденсатор, °С.

Температура конденсата должна находиться в пределах:

для регенеративных конденсаторов

$$t_k = t_n - (0 \div 1^\circ\text{C}), \quad (1.4.5)$$

где t_n - температура пара, поступающего в конденсатор, равная температуре насыщения t_n ;

для нерегенеративных конденсаторов

$$t_k = t_n - (3 \div 5^\circ\text{C}). \quad (1.4.6)$$

Величина нагрева охлаждающей воды в конденсаторе, определяется как $\Delta t_{1в} = t_{2в} - t_{1в}$, принимается:

для одноходовых конденсаторов:

$$\Delta t = 4 \div 6, ^\circ\text{C}$$

для двухходовых конденсаторов:

$$\Delta t = 7 \div 9, ^\circ\text{C}$$

для трех и четырехходовых конденсаторов:

$$\Delta t = 10 \div 12, ^\circ\text{C}.$$

Расчетные значения температуры охлаждающей воды принимаются в зависимости от района расположения и времени года от 5 до 25°C .

Кратностью охлаждения, можно записать как отношение:

$$m = \frac{W_k}{D_k}. \quad (1.4.7)$$

Значения m принимаются:

для одноходовых конденсаторов

$$m = 80 \div 120$$

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014	
						Лист

для двухходовых конденсаторов

$$m=60\div 70$$

для трех- и четырехходовых конденсаторов

$$m=40\div 50.$$

При расчетах значения давлений отработавшего пара $p_{2к}$ принимают в зависимости от температуры охлаждающей воды t_1^B :

для $t_1^B=10$ и 12°C

$$p_{2к}=0,03\div 0,035 \text{ ат}$$

для $t_1^B=15^\circ\text{C}$

$$p_{2к}=0,04\div 0,05 \text{ ат}$$

для $t_1^B=20 \div 25^\circ\text{C}$

$$p_{2к}=0,06\div 0,07 \text{ ат.}$$

Поверхность охлаждения конденсатора:

$$F_k = \frac{D_k(i_2 - t_k C_p^s)}{k\Delta t_{cp}}, \text{ м}^2 \quad (1.4.8)$$

где k - коэффициент теплопередачи конденсатора, $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$;
 Δt_{cp} - средняя разность температуры между паром и водой, $^\circ\text{C}$.

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле проф. Л.Д. Бермана, составленной применительно к современным конструкциям конденсаторов:

$$\bar{K} = 3500\beta\Phi_\omega\Phi_t\Phi_z\Phi_d, \quad (1.4.9)$$

где $\beta = \beta_c\beta_m$ - коэффициент чистоты трубок конденсатора;

β_c - коэффициент, зависящий от ожидаемого состояния поверхности охлаждения конденсатора; $\beta_c = 0,75 - 0,85$ при обратном водоснабжении;

β_m - коэффициент, зависящий от материала и толщины стенок трубок из сплава МНЖ-5-1; $\beta_m = 0,85$ - для трубок из нержавеющей стали;

$\Phi_\omega = \left(\frac{1,1 \cdot \omega_B}{d_2^{0,25}}\right)^x$ - сомножитель, учитывающий влияние скорости охлаждающей воды в трубках ω_B ;

$$x = 0,12\beta(1 + 0,15t_{1B}), \text{ при } x/\beta \leq 0,6;$$

$$x = 0,6\beta, \text{ при } x/\beta = 0,6;$$

Φ_t - сомножитель, учитывающий влияние температуры охлаждающей воды t_{1B} при $t_{1B} \leq 35^\circ\text{C}$

$$\Phi_t = 1 - b(\beta)^{0,5}(35 - t_{1B})^2 \cdot 10^{-3}, \quad (1.4.10)$$

где $b = 0,52 - 0,0072d_k$;

						Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014	

здесь d_K - удельная паровая нагрузка конденсатора, (г/с)/м²;

Φ_z - множитель, учитывающий влияние числа ходов воды в конденсаторе: при $z=2$ $\Phi_z=1,0$;

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{15} \left(1 - \frac{t_{1B}}{35} \right), \quad (1.4.11)$$

Φ_d - множитель, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора:

$$\Phi_d = \frac{D_K}{D_K^{mp}} \left(2 - \frac{D_K}{D_K^{mp}} \right), \quad (1.4.12)$$

где $D_K^{mp} = \delta D_K^{ном} = (0,9 - 0,012 t_{1B}) D_K^{ном}$;

Коэффициент Φ_d принимается: для вновь проектируемых конденсаторов и для паровых нагрузок, изменяющихся в пределах от $(0,9 - 0,012 t_{1B}) D_K^{ном}$ до номинального значения $D_K^{ном}$, всегда $\Phi_d=1$; для паровых нагрузок меньше $(0,9 - 0,012 t_{1B}) D_K^{ном}$ величина Φ_d определяется по вышеприведенной формуле.

Для двухходовых конденсаторов и обычно применяемых температур охлаждающей воды (10-20°C) значения K получается порядка 2000-3000 ккал/м²·ч·°С. Для определения средней разности температур в конденсаторе (среднего температурного напора) в упрощенном инженерном расчете пользуются формулой

$$\delta t_{cp} = \frac{t_{2B} - t_{1B}}{\ln \frac{t_{II} - t_{1B}}{t_{II} - t_{2B}}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.4.13)$$

Эту величину называют средней логарифмической разностью температур.

Имея в виду, что

$$t_{2H} - t_{1B} = (t_{2H} - t_{2B}) + (t_{2B} - t_{1B}) = \delta t + \Delta t, \quad (1.4.14)$$

формулу можно переписать в следующем виде удобном для расчетов

$$\delta t_{cp} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\delta t + \Delta t}{\delta t}} = \frac{\Delta t}{\ln \left(1 + \frac{\Delta t}{\delta t} \right)}.$$

(1.4.15)

На основании последнего уравнения формулу для определения площади поверхности охлаждения конденсатора можно записать в следующем виде:

$$F_K = \frac{D_K}{K} \ln \frac{\delta t + \Delta t}{\delta t} \cdot c_B, \text{ } \text{м}^2. \quad (1.4.16)$$

В эту формулу следует подставить W_g в – кг/с, K - в кВт/(м²·К) и c_B - в кДж/(кг·°К).

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ДП-5В071700-2014

Проверим тепловой баланс конденсатора по формулам (1.4.4-1.4.7):

$$D_k(i_2 - C_p^e t_k) = W(t_{2e} - t_{1e})C_p^{lb}$$

$$D_k = 428600 \text{ кг/ч}; W_k = 25000 \text{ м}^3/\text{ч} = 299,5 \cdot 10^5 \text{ кг/ч}; i_2 = 2570,6 \text{ кДж/кг};$$
$$C_p^e = 4,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}; t_k = t_{п} - (3 \div 5^\circ\text{C}) = 0^\circ\text{C}; t_{2e} = 18^\circ\text{C}; t_{1e} = 10^\circ\text{C}.$$

$$D_k(i_2 - C_p^e t_k) = 428600 \cdot (2570,6 - 4,19 \cdot 35) = 1038,9 \text{ МДж}$$

$$W(t_{2e} - t_{1e})C_p^{lb} = 299,5 \cdot 10^5 (18 - 10) \cdot 4,19 = 1039 \text{ МДж}$$

Поверхность охлаждения конденсатора находим по вышеприведенным формулам (1.4.8-1.4.16):

$$F_k = \frac{D_k(i_2 - t_k C_p^e)}{k\Delta t_{cp}}, \text{ м}^2$$

$$\bar{K} = 4070 \beta \Phi_\omega \Phi_t \Phi_z \Phi_d,$$

$$\beta = \beta_c \beta_m = 0,70,$$

$$\Phi_\omega = \left(\frac{1,1 \cdot \omega_B}{d_2^{0,25}} \right)^x = \left(\frac{1,1 \cdot 1,5}{0,028^{0,25}} \right)^{0,21} = 1,34,$$

$$x = 0,12 \beta (1 + 0,15 t_{1B}) = 0,12 \cdot 0,70 \cdot (1 + 0,15 \cdot 10) = 0,21,$$

$$\Phi_t = 1 - b(\beta)^{0,5} (35 - t_{1B})^2 \cdot 10^{-3} = 1 - 0,42 \cdot 0,70^{0,5} \cdot (35 - 10)^2 \cdot 10^{-3} = 0,78,$$

$$b = 0,52 - 0,0072 d_k = 0,52 - 0,0072 \cdot 14 = 0,42,$$

$$\Phi_z = 1 + \frac{z - 2}{15} \left(1 - \frac{t_{1B}}{35} \right) = 1 + \frac{60 - 2}{15} \left(1 - \frac{10}{35} \right) = 3,8,$$

$$\Phi_d = \frac{D_k}{D_k^{mp}} \left(2 - \frac{D_k}{D_k^{mp}} \right) = \frac{428,6}{334,3} \left(2 - \frac{428,6}{334,3} \right) = 0,92,$$

$$D_k^{mp} = \delta D_k^{ном} = (0,9 - 0,012 t_{1B}) D_k^{ном} = (0,9 - 0,012 \cdot 10) \cdot 428,6 = 334,3,$$

$$\bar{K} = 3500 \cdot 0,70 \cdot 1,34 \cdot 0,78 \cdot 3,8 \cdot 0,92 = 8952,$$

$$\delta t_{cp} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{\delta t + \Delta t}{\delta t}} = \frac{8}{\ln \left(1 + \frac{8}{22} \right)} = 25,8^\circ\text{C}.$$

$$F_k = \frac{D_k(i_2 - t_k C_p^e)}{k\Delta t_{cp}} = \frac{428,6 \cdot 10^3 \cdot (2570,6 - 35 \cdot 4,19)}{8952 \cdot 25,8} = 4498 \text{ м}^2.$$

Из расчета теплового баланса конденсатора следует, что расчетная поверхность теплообмена $F_k = 4498 \text{ м}^2$, которая совпадает с ее табличным значением 4500 м^2 в пределах погрешности расчета.

1.5 Расчет материального баланса охлаждающей системы конденсатора турбины К-210-130-3

Уравнение материального баланса охлаждающей воды конденсатора:

							Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

ДП-5В071700-2014

$$D_o = D_{пр} + D_{исп} + D_{возв} \quad (1.5.1)$$

где D_o - расход охлаждающей воды; $D_{пр}$ - протечки воды через уплотнения; $D_{исп}$ - испарение воды; $D_{возв}$ - обратно возвращающаяся вода.

$$D_o = 2,995 \cdot 10^3 + 898,5 \cdot 10^3 + 29048,505 \cdot 10^3 = 29950 \cdot 10^3 \text{ (кг/ч)}.$$

1.6 Предпосылки для использования нетрадиционных источников тепла охлаждающей системы конденсаторов

Одним из перспективных направлений эффективного использования теплонасосных установок (ТНУ) в Республике Казахстан, как показывает опыт развитых стран мира, является направление, связанное с утилизацией низкотемпературных тепловых отходов технологических процессов промышленных предприятий (сбросные воды предприятий, сточные воды, вода из системы оборотного водоснабжения и т.п.) с целью снижения вредных выбросов в атмосферу и одновременным получением теплоты более высоких параметров.

Можно отметить некоторые известные случаи применения теплонасосной установки в промышленности разных стран:

- Китайская электростанция Шенту

В современных угольных электростанциях с паровыми турбинами КПД составляет от 40% до 45%, это означает, что около 55% - 60% топлива в виде энергии, который поступает на электростанцию сбрасывается через конденсатор в атмосферу. Долгие годы это оставалось практически аксиомой. В настоящее время китайская электростанция Шенту пытается опровергнуть эту аксиому.

Электростанция Шенту имеет четыре энергоблока. Мощность каждого из них составляет по 500 МВт. Станция расположена в городе Шузу в северной провинции Шаньси. Этот регион известен тем, что здесь ведется большая добыча угля и других полезных ископаемых. Строительство электростанции началось в 1987 году, 1-ый энергоблок был введен в эксплуатацию в июле 1992 года, а 2-ой энергоблок октябре 1993 года. Спустя несколько лет, электростанция была расширена еще двумя энергоблоками, которые начали работать в 2005 году.

Электрическая энергия, которая произведена на станции направляется в провинцию Шаньси и Пекин-Тяньцзинь-Таншань. Электрические сети, поставляют электроэнергию в больших количествах также в восточные территории Китая. Станция Шенту присоединена к электросетям через 500 кВ трансформаторы. Электростанция Шенту играет огромную роль для провинции Шаньси и вообще в Северном Китае.

Реконструкция энергоблоков электростанции Шенту

Основной задачей 12-го пятилетнего плана Китая, который начался в 2012 году, основной целью является увеличение эффективности производства и использования электро-, и тепловой энергии. Городские

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

ДП-5В071700-2014

власти Шузу решили закрыть все разрозненные угольные отопительные котельные города. Новым источником тепла для всего города стала электростанция Шенту, где будет производиться модернизация энергоблоков.

Ключевым элементом теплофикационной системы является тепловой насос, который извлекает низкопотенциальное тепло от охлаждающей воды после конденсатора и передает его в контур нагрева горячей вода.

В каждом из четырех тепловых насосов установлен компрессор, который приводится в движения небольшой турбиной, подключенной к новому отбору пара основной турбины с давлением 0,5 МПа. В новый отбор идет 550 т/час пара, при полном расходе пара основной турбины порядка 1650 т/час. В контуре теплового насоса циркулирует бромистый литий. Отбираемый пар с нового отбора конденсируется и конденсат опять поступает в цикл энергоблока.

Охлаждающая вода остывает после теплового насоса примерно с 30°C до 26 °C и также поступает в градирни. В результате того, что температура воды стала меньше, то она будет меньше испаряться в атмосферу. Следовательно, снизится расход добавочной воды в цикл.

Горячая вода в тепловых насосах нагревается до 75°C, окончательный нагрев до 130°C происходит в сетевых подогревателях.

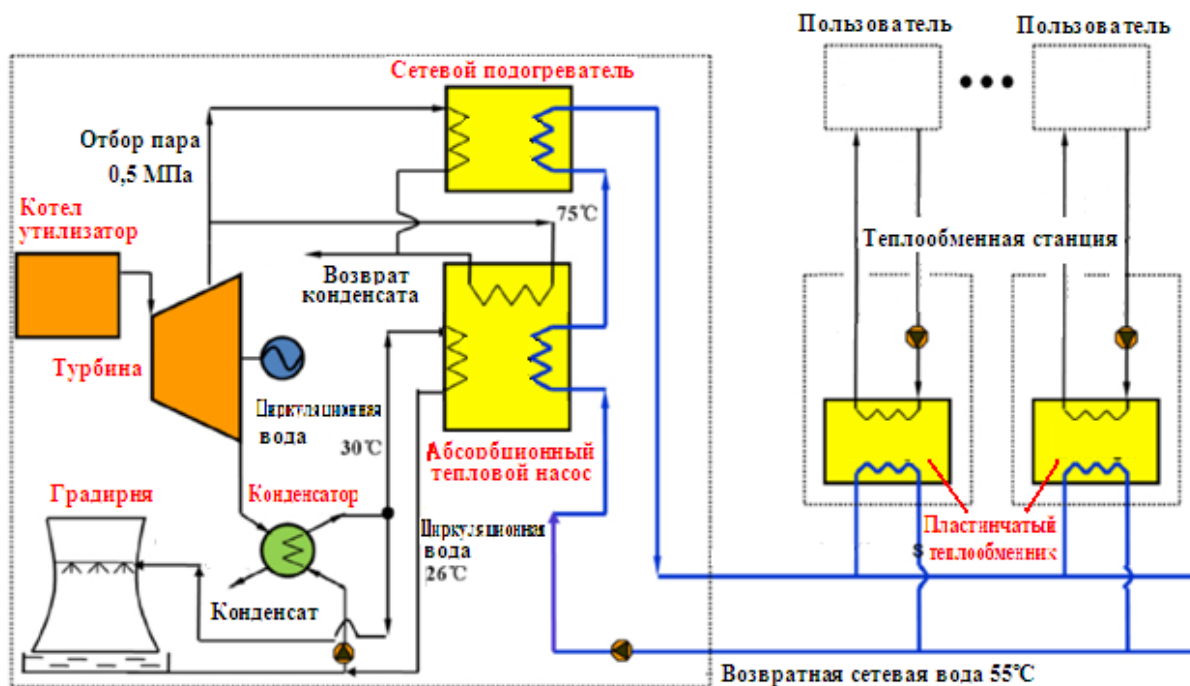


Рисунок 1.6.1- Схема реконструкции электростанции Шенту

Было подсчитано, что на 1 МВт отпускаемой со станции Шенту тепловой энергии, приблизительно 0,3 МВт берется от охлаждающей воды после конденсатора.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

- Новосибирский ТЭЦ-4

ООО «ОКБ Теплосибмаш» (руководитель проекта – А.В. Попов) был спроектирован и изготовлен опытный абсорбционный бромистолитиевый тепловой насос нового поколения с паровым обогревателем номинальной мощностью 2000 кВт АБТН – 2000 П. Тепловой насос был установлен в турбинном цехе Новосибирской ТЭЦ – 4. Схема установки теплового насоса показана на рис.1.6.2

В качестве низкопотенциального источника тепла использовалась охлаждающая вода на выходе из конденсаторов турбин, нагреваемой средой была вода после химводоочистки перед деаэратором. В качестве греющего источника использовался пар из расширителей продувочной воды котлов.

Температура охлаждаемой воды на входе в тепловой насос составляла 18 °С - 27 °С, на выходе из него 15 °С – 23°С. Температура нагреваемой воды составляла на входе в тепловой насос 35 °С – 42 °С, на выходе из теплового насоса примерно 62 °С – 68 0С. При фактических параметрах внешних источников теплоты, полученные показатели работы теплового насоса соответствовали расчетным. Невязка составляла не больше 5 ÷ 7%.

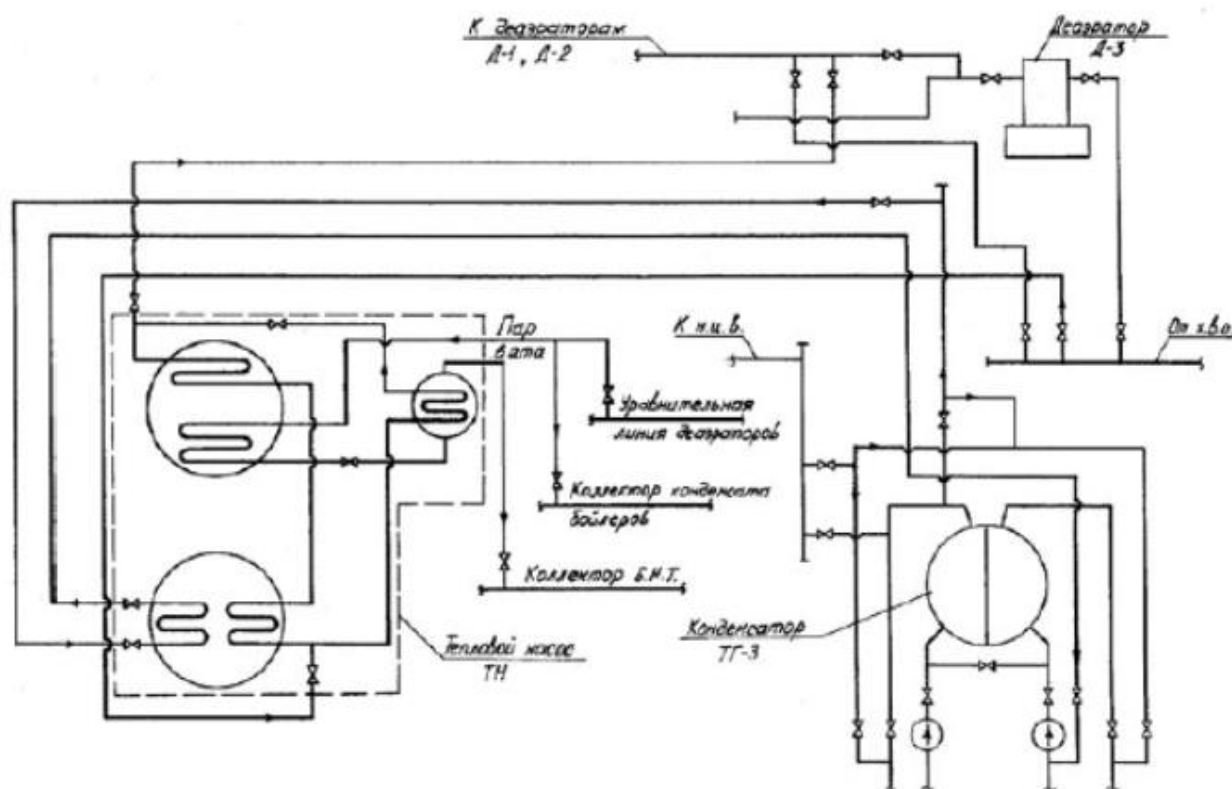


Рисунок 1.6.2 - Схема установки теплового насоса на Новосибирской ТЭЦ 4

Эксплуатация АБТН – 2000П в течение более двух лет показала его высокую надежность и экономичность. Выбранные материалы, исполнение и состав ингибированного бромида лития позволяет прогнозировать срок службы теплонасосной установки не меньше 20 лет. Конструкция АБТН –

2000П сейчас рекомендована в качестве базовой модели для промышленной серии тепловых насосов.

- ТЭЦ-28 г. Москвы

Для покрытия дефицита тепловой энергии в северных районах г.Москвы было внедрено ТНУ на ТЭЦ-28. На ТЭЦ-28 г.Москвы был собран лабораторный стенд с теплонасосной установкой, который использует в качестве низкотемпературного источника теплоты сбросную воду после конденсатора турбины (в градирню) и её передачу в теплосеть. При этом предпочтение отдается двум схемам использования теплонасосной установки на ТЭЦ:

- первый - ступенчатый подогрев (с промежуточной химводоочисткой) подпиточной сетевой воды до температуры в обратной тепломагистрали;
- второй - прямой подогрев сетевой воды (из обратной тепломагистрали до подогревателей сетевой воды).

При проектировании и создании на ТЭЦ-28 испытательного стенда с теплонасосной установкой была заложена возможность изменения в широком диапазоне определяющих работу ТНУ параметров. Известно, что теплопроизводительность ТНУ при прочих равных условиях существенно зависит от температуры низкотемпературного источника на входе в теплонасосную установку, поэтому для повышения теплопроизводительности ТНУ при ее эксплуатации на ТЭЦ-28 на вход испарителя ТНУ подается циркуляционная вода с выхода конденсатора турбины. Номинальная величина охлаждения воды в испарителе составляет примерно 5°C.

В качестве теплонасосной установки на ТЭЦ-28 г.Москвы была выбрана НТ-410-4-9-08 (сокращенно НТ-410), которая изготовлена на заводе «Компрессор». В 1999 году НТ-410 прошла заводские испытания, затем была поставлена на ТЭЦ-28 для ее монтажа, обвязки с существующим оборудованием, дооснащения КИПиА и испытаний в условиях ее реальной эксплуатации на ТЭЦ. Теплоносителем является вода технического состава. На тепловом насосе использовался фреон R142. Диапазон работы теплового насоса составляет:

Температура воды на входе в испаритель 20 °С - 50 °С

Температура на выходе из конденсатора 50 °С - 65 °С

Объемный расход воды на испаритель 35 - 85 м³/ч

Объемный расход воды на конденсатор 55 - 100 м³/ч.

Значительный интерес к разработкам ТОО «Научно-производственной фирмы КазЭкоТерм» (г.Астана) в области внедрения в ближайшие годы альтернативного теплоснабжения жилых, производственных и административных зданий на базе ТНУ, использования низкопотенциальной теплоты промышленных предприятий проявляют Министерство охраны окружающей среды, Агентство РК по делам

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

строительства и ЖКХ, Министерство индустрии и новых технологий Республики Казахстан и т.д.

Работа в данном направлении производится по следующим направлениям:

- использование теплоты циркуляционных вод конденсаторов турбин станций (ТЭЦ, КЭС, ГРЭС) и сбросной теплоты оборотного цикла промышленных предприятий;

- использование низкопотенциального тепла сточных вод канализационно – очистных станций городов.

В Республике Казахстан специалистами ТОО «Научно-производственной фирмы КазЭкоТерм» (г.Астана) на протяжении нескольких лет проводятся работы по перспективам использования сбросной теплоты канализационно – очистных сооружений (КОС) городов, оборотной воды технологических процессов промышленных предприятий (ТЭЦ, КЭС, ГРЭС, металлургические предприятия и т.п.) в системах теплоснабжения объектов ЖКХ, бюджетной сферы (школы, больницы, детские учреждения, административные здания и т.д.).

В будущем планируется строительство теплонасосной станции, который будет использовать сбросную теплоту циркуляционной воды ТЭЦ-2 г.Астаны.

- Перспективным представляется (совместно со специалистами из КНР, РФ) реализация пилотного энергосберегающего проекта в г.Астане с использованием теплоты циркуляционной воды ТЭЦ-2 для теплоснабжения строящихся объектов зоны Парка индустриально-инновацион-ного развития столицы .

- Параметры сбросной воды, идущей на градирни ТЭЦ-2:

- температура 20-32 С;
- объем до 32 000 м³/ час.

При реализации этих технологий вместо существующих систем автономного энергоснабжения (угольные котельные, котельные на жидком топливе, электро-котлы) будут получены *значительные экономический и экологический эффекты:*

- снижение в 2-4 раза бюджетных средств, выделяемых на теплоснабжение с традиционными котельными;
- полное отсутствие выбросов в атмосферу;
- малый срок окупаемости проектов (2-4 года).

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

ДП-5В071700-2014

2 Применение теплонасосных технологий для использования сбросной теплоты охлаждающей системы конденсаторов турбин ТЭС г.Актау

2.1 Выбор ТНУ для преобразования низкопотенциального тепла охлаждающей воды конденсатора турбин в высокопотенциальное тепло для нужд жилого поселка и промышленных предприятий

2.1.1 Виды тепловых насосов и их назначение

Одним из видов энергосберегающих новых технологий, использующих нетрадиционные возобновляемые источники энергии НВИЭ являются тепловые насосы. Тепловые насосы (ТН) известны с 1831 года, и, по прогнозам Мирового энергетического комитета в развитых странах уже к 2020 году займут лидирующие позиции в производстве тепловой энергии. Тепловые насосы уже более четверти века успешно работают в десятках стран: в США, Японии, Германии, Швеции, Швейцарии, Австрии, Финляндии. На базе ТН построены энергетические центры, обладающие мощностью средних ТЭЦ. Они наиболее экологичны, экономичны и дают финансовую и технологическую независимость от монополистов ТЭК. Наиболее распространены ТН, работающие как автономные источники тепла, используемого для подготовки воды в системах теплоснабжения. Применение тепловых насосов вместо электрических водонагревательных котлов дает в среднем четырехкратную экономию затрат. В связи с постоянным ростом цен на все виды топлива конкурентоспособность ТН становится все более очевидной.

Тепловым насосом принято называть устройство, предназначенное для получения теплоты на основе обратного термодинамического цикла. Цель применения тепловых насосов — экономия топлива по сравнению с непосредственным его сжиганием в печах и котлах.

В настоящее время все разработанные теплонасосные установки (ТНУ) по принципу действия подразделяются на компрессионные, сорбционные и термоэлектрические.

В компрессионных ТНУ повышение температурного уровня, отбираемой рабочим агентом, низкотемпературной теплоты различных сред производится механическим сжатием рабочего агента в компрессоре.

В зависимости от вида рабочего агента известны воздушно-компрессионные и пароконпрессионные ТНУ.

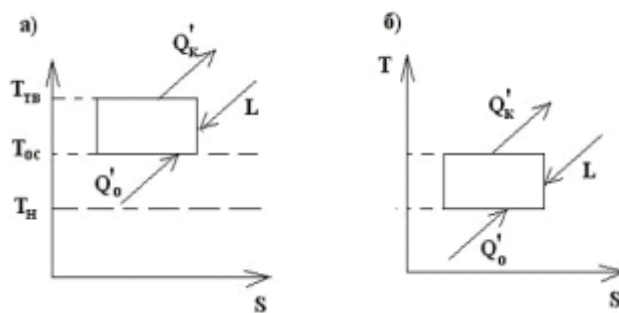
					ДП-5В071700-2014			
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разработал	Алпысбаева				Применение теплонасосных технологий	лит	лист	листов
Проверила	Абильдинова							
Н. контр	Колчин							
Реценз.	Исатаев							
Утвердил	Мусабеков							
						АУЭС, каф. ПТЭ ПТЭ-10-2		

В сорбционных ТНУ повышение температурного уровня, отбираемой рабочим агентом, низкотемпературной теплоты различных сред осуществляется за счет термохимических реакций поглощения (сорбция). Сорбция рабочего агента соответствующим сорбентом при низких температурах, а затем выделении (десорбции) рабочего агента при подводе внешней энергии в виде дополнительной теплоты на более высоком температурном уровне. В зависимости от вида термохимических реакций различают абсорбционные и адсорбционные установки. В первых процесс сорбции осуществляется во всем объеме абсорбента (на границе жидкой и паровой фаз), во втором – на поверхности адсорбента, находящегося, как правило, в твердой фазе (лед).

Термоэлектрические ТНУ основаны на эффекте Пельтье. Так, если через разнородные и соединенные друг с другом металлы пропускать постоянный электрический ток, то при направлении его от положительного проводника к отрицательному в месте контакта (спая) происходит выделение теплоты, а при обратном направлении тока (на другом спае) – поглощение низкотемпературной теплоты различных сред. От мощности тока, подводимой к проводникам, изменяется и температурный уровень выделяемой теплоты. На этом принципе устроена работа полупроводниковых ТНУ.

Проведенные различными организациями исследования показали, что наиболее перспективными типами ТНУ для теплоснабжения являются в настоящее время парокомпрессионные.

Остановимся более детально на работе парокомпрессионных ТНУ.



$T_в$ – верхний уровень температуры; $T_н$ – нижний уровень температуры; :

T_{oc} – температура окружающей среды;

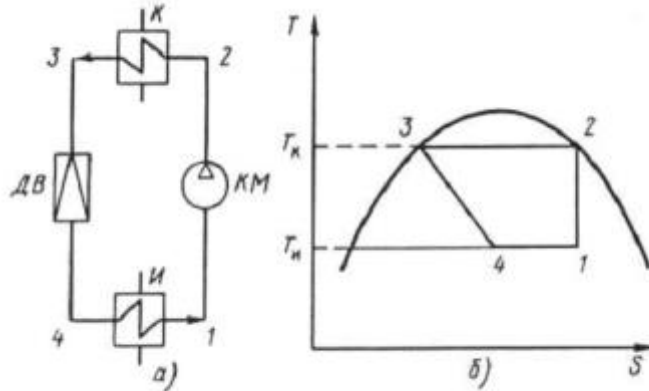
Рисунок 2.1.1 - Термодинамические циклы теплового насоса (а) холодильной машины (б) в диаграмме T-S

В тепловом насосе к рабочему телу подводится теплота Q'_0 на температурном уровне T_{oc} , которая с затратой необходимой работы L преобразуется в теплоту Q'_k более высокой температуры $T_в$.

Холодильные машины, работающие по обратному циклу, отличаются от теплового насоса лишь назначением и температурным уровнем. Для них температура окружающей среды T_{oc} является верхним температурным уровнем.

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014				

Обратные круговые процессы (циклы) изменения состояния рабочего тела при изображении на термодинамических диаграммах имеют направление против часовой стрелки (рисунок 2.1.1, тогда как прямые циклы тепловых двигателей—по часовой стрелке.



КМ — компрессор; К-конденсатор; ДВ — дроссельное устройство; И— испаритель.

Рисунок 2.1.2 - Принципиальная схема идеального теплового насоса и его круговой процесс в T,S-диаграмме

От холодильных машин, работающих также по обратным циклам, тепловые насосы отличаются назначением (нагреть объект, а не охладить) и, соответственно, границами рабочих температур. Если в цикле холодильной машины температура окружающей среды является верхним температурным уровнем (температурой теплоприемника), то в цикле теплового насоса — нижним (температурой теплоотдатчика). Однако общность принципов действия и конструкционных исполнений обусловила общее название тепловых насосов и холодильных машин, а также их модификаций, предназначенных для одновременного или поочередного получения теплоты и холода, — трансформаторы теплоты (термотрансформаторы). Обратимый (идеальный) обратный цикл Карно для влажного пара (см. рис. 2.1.2) состоит из следующих процессов:

12 — изоэнтропийное ($S=\text{const}$) сжатие влажного пара от давления в испарителе p_u до давления в конденсаторе p_k с повышением температуры от T_u до T_k и повышением энтальпии от i_1 до i_2 за счет совершения работы сжатия $l_{\text{сж}}$ в компрессоре;

23 — изобарная ($p=\text{const}$) и изотермическая ($T=\text{const}$) конденсация со снижением энтальпии от i_2 до i_3 в результате отвода теплоты q_k от рабочего тела в конденсаторе;

34 — изоэнтальпийное расширение испаряющегося рабочего тела до состояния p_u , T_u со снижением энтальпии от i_3 до i_4 в результате совершения работы расширения $l_{\text{расш}}$ в дроссельном клапане;

41 — изобарное и изотермическое испарение с повышением энтальпии от i_4 до i_1 вследствие подвода теплоты $q_{и}$ в испарителе.

Уравнение теплового баланса теплового насоса выглядит так:

$$Q_0 + L = Q_k. \quad (2.1.1)$$

Основной термодинамической характеристикой теплового насоса является коэффициент преобразования, который определяется отношением количества теплоты, отданной в конденсаторе, к затраченной в компрессоре работе:

$$\phi = Q_k / L = 1 + Q_0 / L. \quad (2.1.2)$$

Для идеального теплового насоса коэффициент преобразования выражается формулой

$$\phi_{ид.} = T_k / (T_k - T_u), \quad (2.1.3)$$

где T_k и T_u — температуры конденсации и испарения.

Из вышеприведенного соотношения видно, что при уменьшении разности между T_k и T_u увеличивается коэффициент преобразования, а это делает применение теплового насоса более эффективным. Значение ϕ всегда больше единицы.

В тепловых двигателях к рабочему телу подводится теплота высокого потенциала (при высоких температурах и давлениях рабочего тела), которая преобразуется в работу и теплоту низкого потенциала. В тепловых насосах к рабочему телу подводится низкопотенциальная теплота (на нижнем температурном уровне цикла), которая с затратой необходимой работы преобразуется в теплоту более высокой температуры. В качестве источника низкопотенциального тепла могут быть использованы промышленные и очищенные бытовые стоки, вода технологических циклов, тепло грунтовых, артезианских, термальных вод, воды рек, озер, морей, систем водо- и теплоснабжения, тепло, получаемое при очистке дымовых газов и любых других сбросных тепловых потоков.

В устройстве теплового насоса в отличие от холодильных машин имеется специальный реверсивный клапан, который меняет направление потока тепла. Тепловые насосы классифицируются по признаку вида используемых рабочих сред в первичном и вторичном рабочих контурах:

- тепловой насос воздух-воздух в обоих контурах использует воздух в качестве рабочей среды;
- тепловой насос вода-воздух в первичном контуре использует воду в качестве теплоносителя; во втором контуре — воздух;
- тепловой насос вода-вода в обоих контурах использует воду в качестве теплоносителя. Этот тип насосов еще принято называть Чиллер-котел, поскольку, в зависимости от положения реверсивного клапана, установка может охлаждать либо подогревать воду.

Тепловые насосы — это экологически чистые компактные установки.

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

ДП-5В071700-2014

Как известно, тепловые насосы используют бесплатные и возобновляемые источники энергии: низкопотенциальное тепло воздуха, грунта, подземных, сточных и сбросовых вод технологических процессов, открытых незамерзающих водоемов. На это затрачивается электроэнергия, но отношение количества получаемой тепловой энергии к количеству расходуемой электрической составляет порядка 3–7.

2.1.2 Выбор схемы парокомпрессионной теплонасосной установки

В реальных циклах тепловых насосов на вход в компрессор должен подаваться пар без примеси жидкости. Поэтому пар перед компрессором должен быть несколько перегретым и точка *1* на рисунке 2.1.2 должна находиться не левее линии насыщения и не на ней, а правее ее, как это показано на рисунке 2.1.4.

Потери давления из-за трения в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселем вызывают частичное испарение фреона. Если на вход дросселя поступает парожидкостная смесь, эффективность его работы снижается. Поэтому жидкость после конденсатора дополнительно переохлаждают так, чтобы точка *3* находилась не на линии насыщения, а левее ее (рисунок 2.1.2). Это так же улучшает работу теплового насоса, так как снижает долю пара, поступающего в испаритель, что приводит к меньшему расходу фреона в цикле.

Переохлаждение жидкости в конденсаторе невозможно, так как это требует более высокого температурного напора между фреоном и горячим теплоносителем *a*, значит, снижения температуры горячего теплоносителя (что невозможно по требованию к получаемому теплоносителю) или повышения давления и температуры конденсации фреона (что значительно удорожит стоимость основного компонента теплового насоса – компрессора).

Перегрев пара в испарителе также невозможен, так как температуру холодного теплоносителя изменить нельзя, поэтому для перегрева необходимо понижать температуру испарения, а, значит, увеличивать степень повышения давления в компрессоре.

Переохлаждение жидкости и перегрев пара совмещают в дополнительном промежуточном теплообменнике, где горячий фреон после конденсатора нагревает холодный фреон после испарителя (рисунок 2.1.3).

Поэтому выбирается схема парокомпрессионной теплонасосной установки с дополнительным промежуточным теплообменником - переохладителем, который устанавливается после конденсатора. Этому также способствует большая разность температур теплоносителя для системы теплоснабжения на входе и выходе из теплового насоса.

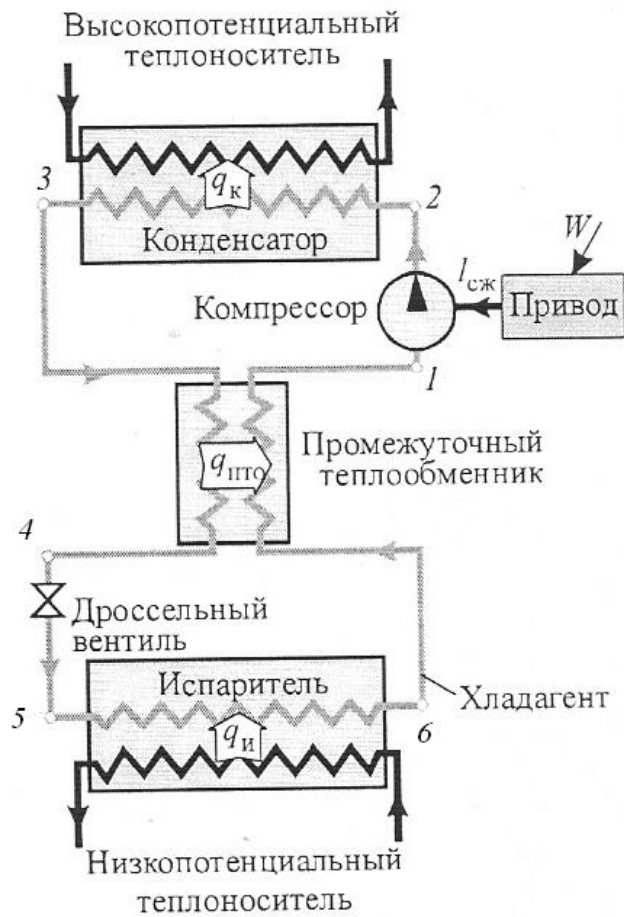
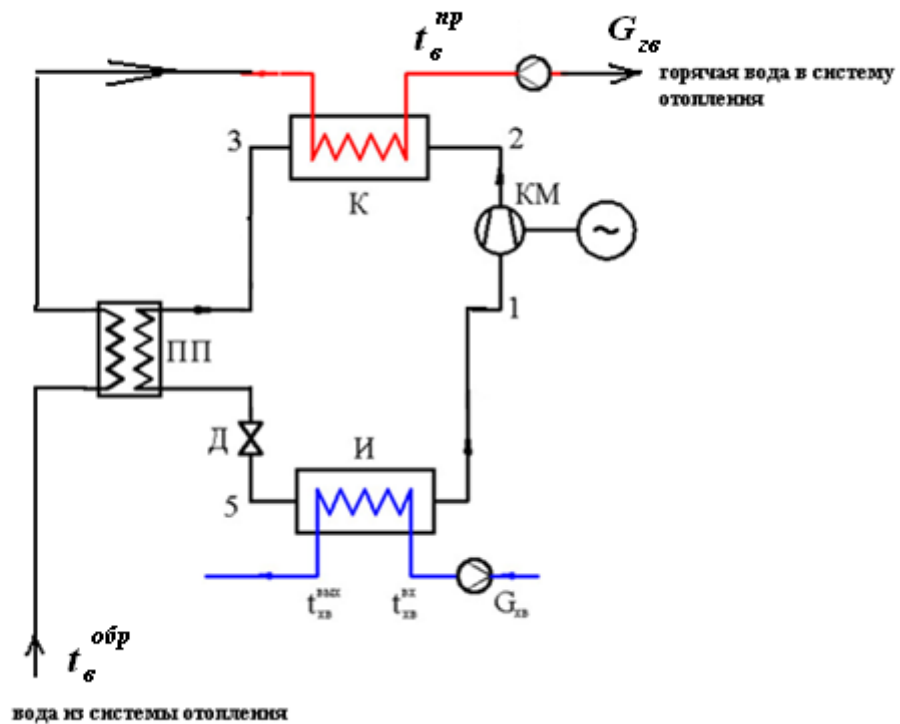


Рисунок 2.1.3 – Блок схема теплового насоса с переохладителем

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ДП-5В071700-2014

Лист



И - испаритель; КМ -компрессор; К -конденсатор; ПП- промежуточный охладитель(регенеративный теплообменник); Д -дроссельный вентиль;
 1,2,3,4,5 - рабочие точки в круговом процессе.

Рисунок 2.1.4 - Принципиальная схема режима работы ПКНТУ с характерными точками процесса работы на ней

2.1.3 Построение цикла одноступенчатой теплонасосной установки в lgP-h диаграмме и расчет энергетических характеристик и теплового баланса ПКНТУ

Для построения цикла в lgP - h диаграмме определим расчетные температуры испарения t_0 , конденсации t_k , всасывания $t_{вс}$.

Построение цикла одноступенчатой парокомпрессионной теплонасосной установки проводится в следующей последовательности: на lgP - h диаграмму наносят изотермы t_0 , t_k , $t_{вс}$, $t_{но}$, определяющие расчетный режим работы установки; по температурам t_0 , t_k находят изобары P_0 и P_k положение характерных точек процессов 1,2,2',3,4,5,6 определяются процессами, из которых состоит цикл установки.

Температура испарения рабочего агента определяется по формуле

$$t_0 = t_{н2} - \Delta t_u . \tag{2.1.4}$$

Температура конденсации рабочего агента определяется по формуле

$$t_k = t_{с1} + \Delta t_k . \tag{2.1.5}$$

Используя $\lg P$ - h диаграмму рабочего агента находим его параметры в следующих характерных точках схемы:

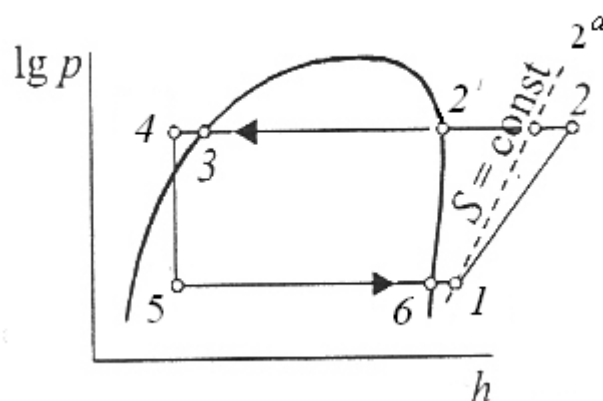


Рисунок 2.1.5 - Рабочий цикл установки в $\lg P$ - h диаграмме

Определим параметры рабочего тела (РТ) в точке 1:

температура $t_1 = t_0 + \Delta t_{no}$, давление $P_1 = P_6$, т.е. определяется по изотерме 5-6). Остальные параметры (h_1, S_1, v_1 - удельный объем пара рабочего тела) в точке 1 найдем в таблице термодинамических свойств на линии насыщения или по диаграмме $\lg P - h$ для данного фреона.

Параметры РТ в точке 2: $P_2 = P_3$, остальные параметры в точке 2 находят по P_2, t_2 в таблице термодинамических свойств в однофазной области или по диаграмме $\lg P - h$. $P_{2^a} = P_2$; $S_{2^a} = S_1$; по P_2 и S_2 находят h_{2^a} и t_{2^a} в таблице термодинамических свойств в однофазной области.

Определяются параметры рабочего тела (РТ) в точке 3:

$t_3 = t_{\kappa}$, поскольку в данной области изобара совпадает с изотермой, давление P_3 определяется по изотерме t_3 . Остальные параметры (h, S) в точке 3 находят в таблице термодинамических свойств на линии насыщения или по диаграмме $\lg P - h$.

Параметры РТ в точке 4: $t_4 = t_{no} + \Delta t_{no}$, °С. Давление P_4 определяется по изотерме t_4 , а остальные параметры в точке 4 находят в таблице термодинамических свойств на линии насыщения.

Параметры РТ в точке 5: $t_5 = t_0$; давление P_5 определяется по изотерме t_5 , а остальные параметры в точке 5 находят в таблице термодинамических свойств на линии насыщения или по диаграмме $\lg P - h$:

$$t_5 = t_6; \quad P_5 = P_6; \quad h_4 = h_5.$$

Параметры РТ в точке 5' находят по t_6 в таблице термодинамических свойств на линии насыщения (левая пограничная кривая).

Параметры РТ в точке 6: $t_6 = t_5$, °С.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Давление и остальные параметры в точке 6 находят в таблице термодинамических свойств на линии насыщения или по диаграмме при $t_5 = t_6$; $P_5 = P_6$;

Энтальпия рабочего тела на выходе из компрессора при внутреннем адиабатном КПД компрессора η_i

$$h_2 = h_1 + \frac{l_a}{\eta_i} = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_i}, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

(2.1.6)

Внутренняя работа компрессора

$$l_e = h_2 - h_1, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

(2.1.7)

Удельная тепловая нагрузка испарителя

$$q_0 = h_1 - h_5, \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

(2.1.8)

Удельная тепловая нагрузка конденсатора $q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

(2.1.9)

Удельная тепловая нагрузка охладителя $q_{no} = h_3 - h_4, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

(2.1.10)

Энергетический баланс установки $q = l_e + q_o = q_k + q_{no}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

(2.1.11)

Массовый расход рабочего тела $G = \frac{Q}{(q_e + q_{ii})}, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

(2.1.12)

Объемная производительность компрессора $V_1 = G \cdot v_1, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$.

(2.1.13)

Расчетная тепловая нагрузка испарителя $Q_o = q_o \cdot G, \text{кВт}$.

(2.1.14)

Расчетная тепловая нагрузка охладителя $Q_{no} = q_{no} \cdot G, \text{кВт}$.

(2.1.15)

Принимая во внимание электромеханический КПД компрессора $\eta_{эм}$,

определяем работу компрессора $l_{км} = \frac{l_e}{\eta_{эм}}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

(2.1.17)

Удельный расход электроэнергии на выработку тепла

$$\varepsilon_{т.н} = \frac{l_{км}}{q_k + q_{no}}.$$

(2.1.18)

Электрическая мощность компрессора $N_{э} = l_{км} \cdot G, \text{кВт}$.

(2.1.19)

					<i>ДП-5В071700-2014</i>	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Коэффициент преобразования КОП $\mu = \frac{q_k + q_{no}}{l_{км}} = \frac{1}{\varepsilon_{т.н}}$.

(2.1.20)

Средняя температура низкотемпературного теплодатчика

$$T_{н.ср} = \frac{t_{н1} + t_{н2}}{2} + 273, K.$$

(2.1.21)

Средняя температура полученного тепла $T_{в.ср} = \frac{t_{но} + t_{в1}}{2} + 273, K.$

(2.1.22)

Коэффициент работоспособности тепла с потенциалом $T_{в.ср}$

$(\tau_q)_в = 1 - \frac{T_{о.ср}}{T_{в.ср}}$, где $T_{о.ср}$ - температура окружающей среды, $K.$

(2.1.23)

Коэффициент полезного действия парокомпрессионной теплонасосной установки

$$\eta = \frac{(q_k + q_{no})(\tau_q)_в}{l_{км}}.$$

(2.1.24)

Холодильный коэффициент: $\varepsilon = \frac{q_0}{l_{км}}$ (2.1.25)

Термический КПД ТНУ:

$$\eta_T = \frac{q_0}{q_0 + l_{км}} \quad (2.1.26)$$

Общий КПД ТНУ: $\eta_{ТНУ} = \mu \eta_{эм} \eta_i \eta_T$

(2.1.27)

2.1.4 Описание теплового насоса НТ-9000

а) Наименование

Тепловая насосная установка типа ТН

б) Изготовитель

Адрес: г.Новосибирск, ул. Демакова 27

в) Назначение изделия

Тепловая насосная установка типа НТ-9000, использующая теплоту независимых источников водоснабжения, предназначены для теплоснабжения жилых и промышленных зданий с прилегающими постройками в холодный и жаркий период времени.

											Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							

ДП-5В071700-2014

з) Технические характеристики

Таблица 2.1.1 – Основные технические характеристики

Тип теплового насоса	НТ-9000
Теплопроизводительность, кВт	
для воды 8°C	6150
для воды 25°C	7500
Потребляемая электрическая мощность, кВт	
для воды 25°C	1250
Температура (конденсации) хладагента, °C	
для R-142	80
для R-134	60
Заправочная масса, кг хладона	
(хладон)	5600
масла	1600
масса ТН, кг	60500
Расходы, (куб.м/ч)	
горячей воды	340
воды низкотенциального источника	810
габаритные размеры ТН, м	8,1x4,9x3,75

д) Устройство установки

ТНУ состоит из двух кожухотрубных теплообменников («испаритель» и «конденсатор») с изоляцией из вспененного каучука с закрытыми ячейками, предназначенных для съема тепла от теплоисточника и передачи тепла потребителю.

В данном модельном ряду применяются полугерметичные винтовые компрессоры, заправленный маслом, с нагревателем масла, смотровым стеклом и датчиком уровня масла, запорными вентилями, регулятором производительности 25%...100% и датчиком положения регулятора, датчиками температуры нагнетания и электродвигателя, электронным реле тепловой защиты и электронным блоком контроля напряжения питания.

Контур охлаждения ТНУ оснащен фильтром-осушителем, датчиками высокого и низкого давления, термостатическим расширительным вентилем.

Электрическая панель управления ТНУ состоит из автоматических выключателей и пусковых реле компрессора, дискретных выходов управления циркуляционными водяными насосами потребителя и теплоисточника, реле контроля питающей сети, автоматического выключателя цепи управления, контроллера электроавтоматики и микроконтроллера с органами управления с жидкокристаллическим дисплеем.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014	
						Лист

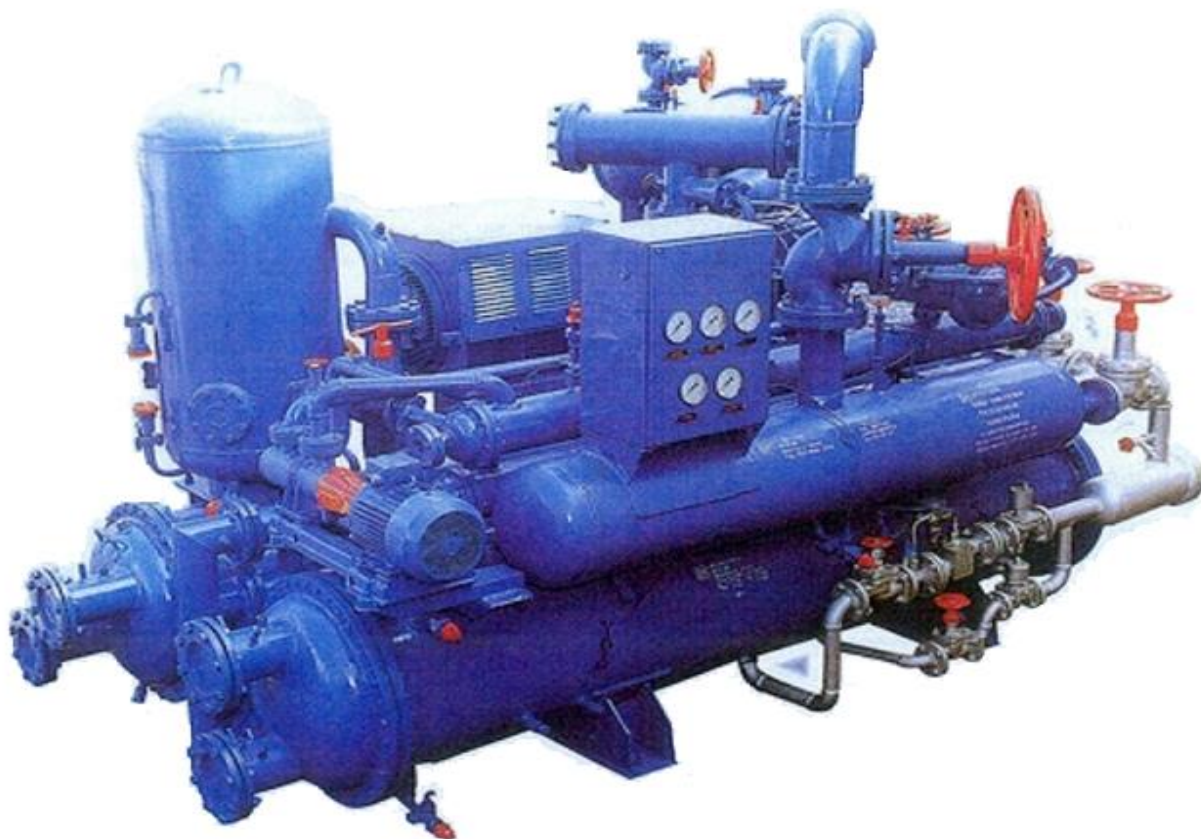


Рисунок 2.1.6 - Тепловой насос НТ-9000

е) Работа установки

Тепловую насосную установку можно условно разбить на два контура: контур хладагента (является замкнутым) и водяной контур.

При сжатии газообразного хладагента (фреона), происходит его нагрев. Сжатие происходит в винтовом компрессоре. После чего жидкий хладагент из компрессора попадает в «конденсатор». «Конденсатор» содержит в себе систему медных трубок, по которым движется нагретый жидкий хладагент. Медные трубки проходят через водяной контур, и происходит процесс теплового обмена между нагретым хладагентом и водой. В процессе теплообмена вода нагревается, а хладагент охлаждается. После этого жидкий хладагент, проходя через расширительный клапан, испаряется и переходит в газообразное состояние. Испарение сопровождается охлаждением газообразного хладагента. Газообразный хладагент попадает и «испаритель», в котором проходят медные трубки, которые омывает вода. При тепловом обмене между водой и хладагентом вода охлаждается, а газообразный хладагент нагревается. После того, как хладагент прошел через испаритель, он попадает снова в компрессор и цикл непрерывно повторяется.

В итоге, при циркуляции вода в «конденсаторе» нагревается, а при циркуляции в «испарителе» - охлаждается.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ДП-5В071700-2014

Лист

Взаимодействие между отдельными частями установки осуществляется посредством температурных датчиков на входе и на выходе «испарителя» и «конденсатора», расширительного и электромагнитного клапанов, подключенных к компьютеру, находящимся в шкафу управления. Компьютер тепловой насосной установки включает или выключает компрессоры, регулирует степень сжатия хладагент, открывает или закрывает электромагнитный клапан, а также служит для взаимодействия с пользователем или персональным компьютером и настройки. Подключение компьютера не является обязательным, настройку можно производить через контроллер, установленный в шкафу управления. Контроллер оснащен дисплеем, на котором отображается информация о текущих операциях, ходе работы установки.

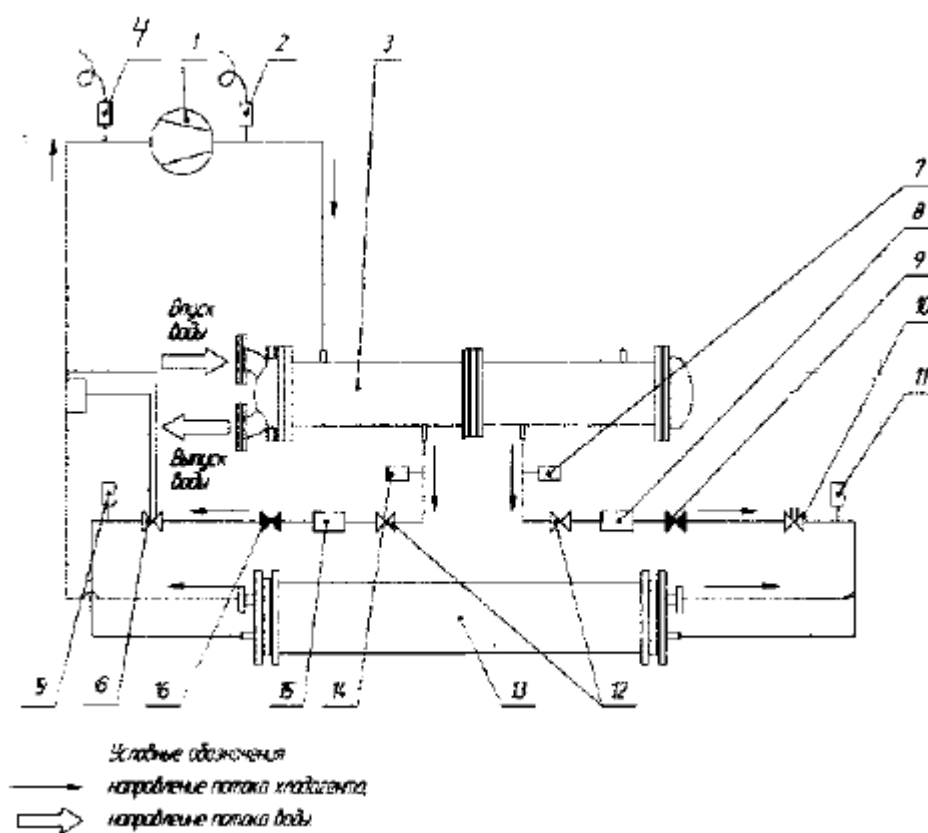


Рисунок 2.1.7 – Принципиальная схема системы теплонасосной установки

1 - компрессор; 2 - датчик высокого давления; 3 - конденсатор; 4- датчик низкого давления; 5, 7, 11, 14 – ниппель; 6, 10 – клапан расширительный; 8, 15 – фильтр-осушитель; 9, 16 – клапан электромагнитный; 12 – кран угловой; 13 – испаритель.

ж) Габаритные размеры

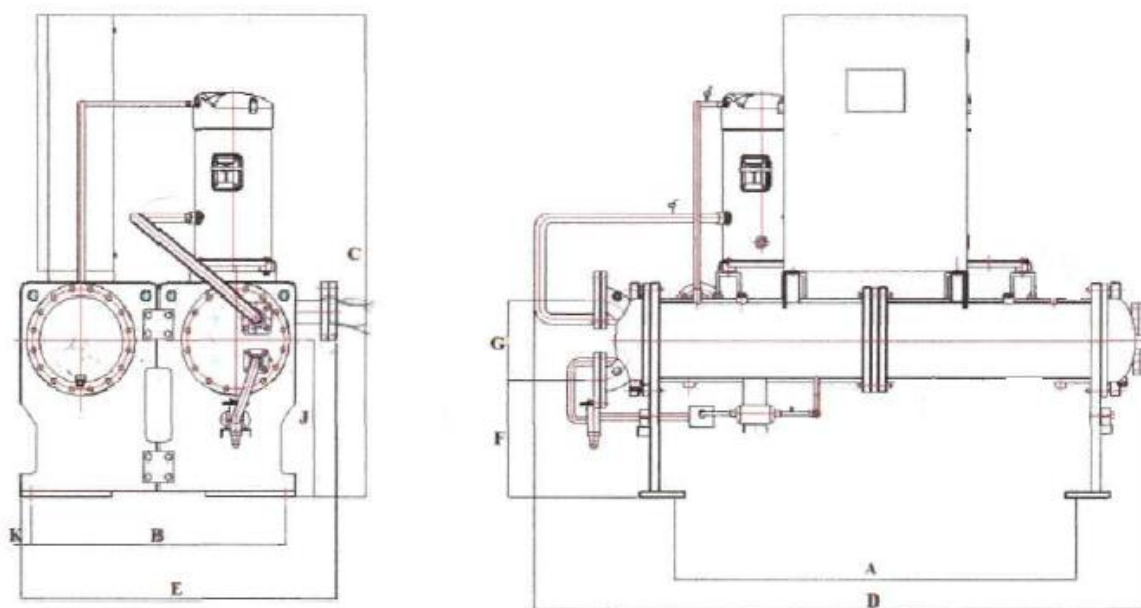


Рисунок 2.1.8 – Основные габаритные размеры

Таблица 2.1.2 – Размеры теплонасосной установки

Модель ТНУ	A мм	B Мм	C мм	D Мм	E Мм	F мм	G мм	J мм	K мм
НТ-9000	7100	3250	4900	8100	3750	1100	512	620	210

з) Комплектность

В комплект поставки входят:

- тепловая насосная установка;
- паспорт;
- упаковка;
- инструкция по эксплуатации.

Допускается по согласованию с потребителем поставка установки тепловой насосной без упаковки.

и) Меры безопасности

К работе с установкой допускаются лица, специально обученные, знающие конструкцию установки, ознакомившиеся с технической документацией и прошедшие инструктаж по технике безопасности.

Эксплуатацию, остановку или переналадку установки (нагрев/охлаждение) выполнять, следуя требованиям изложенным в инструкции по эксплуатации.

Общие требования безопасности в соответствии с ГОСТ 12.2.003-91.

Степень защиты, обеспечиваемая оболочками, не ниже IP 54 по ГОСТ 14254-96.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

ДП-5В071700-2014

Лист

Требования к электрической безопасности в соответствии с ГОСТ 12.2.007.0-75 и ГОСТ 22789-94.

При работе установки ее поверхности могут иметь высокую температуру. При этом соприкосновения с этими поверхностями может привести к ожогам кожи. Поэтому, при высоких рабочих температурах необходимо установку снабжать теплоизоляцией и соблюдать осторожность в непосредственной близости от установки.

Перед вводом установки в эксплуатацию необходимо убедиться, что установка не была повреждена при транспортировке или хранении.

к) Транспортирование и хранение

Транспортирование допускается всеми видами крытого транспорта, в соответствии с правилами перевозки грузов, действующими на транспорте данного вида.

Условия транспортирования тепловых насосных установок «С» по ГОСТ 23170-78, в том числе в части воздействия климатических факторов по группе условий хранения 5(ОЖ4) согласно ГОСТ 15150-69.

Условия хранения тепловых насосных установок должны соответствовать группе условия хранения 2(С) по ГОСТ 15150-69.

Условия транспортирования и хранения должны обеспечивать сохранность качества и внешнего вида тепловой насосной установки и потребительской тары.

Установка должна храниться в закрытых помещениях, предохраняющих от непосредственного воздействия солнечной радиации и осадков, механических повреждений и загрязнений.

л) Утилизация

Если решили больше не использовать тепловой насос, перед тем как выбросить, позаботьтесь о его утилизации. Тепловой насос содержит тетрафторэтан (R134a) или хлордифторэтан (R142b) в охлаждающем контуре – необходимо связаться с местной организацией, ответственной за утилизацию.

Тепловые насосы не должны утилизироваться совместно с другими бытовыми отходами для предотвращения возможного вреда окружающей среде от неконтролируемого распространения отходов, а также оптимизации процесса переработки переработки и повторного использования материалов.

Потребитель может сдать изношенное оборудования в специальных пунктах приема или, если это разрешено национальными законодательствами, вернуть компании при покупке нового аналогичного продукта.

м) Гарантийные обязательства

Предприятие- изготовитель гарантирует соответствие тепловых насосных установок требованиями настоящего стандарта (СТ ТОО 1069-

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

1917-108-02-2011), при условии соблюдения правил транспортирования, хранения, монтажа и эксплуатации, изложенных в настоящем паспорте.

Гарантийный срок эксплуатации 12 месяцев со дня ввода тепловой насосной установки в эксплуатацию, но не более 18 месяцев со дня приобретения.

Информация по отказам установки за период эксплуатации потребитель обязан направить уведомление предприятию-изготовителю в трехдневных срок с момента обнаружения дефекта.

Предприятие-изготовитель не несет ответственности за повреждения, возникшие при неправильном обслуживании, эксплуатации, транспортировке и хранении установки.

2.1.5 Описание фреона R142b

142b – это бесцветный газ со слабым запахом. При соприкосновении с пламенем и горячими поверхностями разлагается с образованием высокотоксичных продуктов. Горючий газ. Температура самовоспламенения 590 °С. Объемные концентрационные пределы распространения пламени в воздухе 7,6 – 18,5%.

Использование - хладагент, растворитель, пропеллент аэрозольных упаковок, порообразователь при получении пенопластов, сырье для фторорганического синтеза.

Упаковка - заливают в железнодорожные цистерны, а также в бочки, баллоны, контейнеры и другие сосуды, рассчитанные на давление 2 МПа. Хранят в закрытых складских помещениях.

Физические и Химические свойства хладагента R142b:

- Тип - однокомпонентный газ
- Химическая формула - CH_3CClF_2
- Химическое название - Хлордифторэтан
- Символическое обозначение - R142b
- Торговое название - R142b, фреон R142b, хладон R142b, хладагент R142b
- Класс опасности - IV (малоопасное вещество для организма человека)
- ПДК р.з. - не установлена
- Молекулярная масса - 100,5 г/моль
- Температура кипения при 101.3 кПа = -9,3°C
- Критическая температура = 83,30 °С
- Критическое давление - 4,12 МПа
- Плотность - 1,096 кг/м³
- Критическая плотность - 437 кг/м³
- Потенциал разрушения озона (ODP) 0,06
- Потенциал глобального потепления за 100 лет (GWP) 0,36

					<i>ДП-5B071700-2014</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Хранение и транспортировка

- Хранить в сухих проветриваемых помещениях при температуре не более 52°C.
- Не подвергать воздействию прямых солнечных лучей, открытого огня и электронагревательных приборов.
- Транспортировка может производиться всеми видами транспорта.

2.1.6 Расчет термодинамического цикла ТНУ марки НТ-9000

Исходные данные для расчета:

- тепловая нагрузка $Q_{\text{ТН}} = 7500$ кВт
- температура низкопотенциального теплоносителя (вода) на входе в тепловой насос $t_{\text{н1}} = 19$ °С;
- температура низкопотенциального теплоносителя (вода) после теплового насоса $t_{\text{н2}} = 10$ °С;
- температура высокопотенциального теплоносителя (горячей воды) на входе в тепловой насос $t_{\text{в2}} = 55$ °С;
- температура горячей воды после теплового насоса $t_{\text{в1}} = 80$ °С;
- температура окружающей среды $t_0 = -10$ °С;
- перепады температуры на выходе из теплообменников: испарителя $\Delta t_{\text{исп}} = 9$ °С, конденсатора $\Delta t_{\text{к}} = 5$ °С, переохладителя $\Delta t_{\text{по}} = 5$ °С;
- температура перегрева пара хладагента в промежуточном теплообменнике $\Delta t_{\text{п}} = 5$ °С.

В качестве хладагента используется фреон R142b, относящийся к озонобезопасным.

Термодинамический цикл рассчитываем по формулам (2.1.4)÷(2.1.27)

1. Температура испарения фреона:

$$t_{\text{и}} = 19 - 9 = 10^\circ\text{С}.$$

2. По температуре испарения $t_{\text{и}} = 20$ °С по таблицам термодинамических свойств хладагента R142 в состоянии насыщения или по p, h -диаграмме определяются параметры в точке 1 – энтальпия на правой пограничной кривой h'' и давление p :

$$h_1 = 420 \text{ кДж/кг};$$

$$p_{\text{и}} = 0,22 \text{ МПа},$$

точка 1 отмечается на p, h -диаграмме. С учетом перегрева пара промежуточном теплообменнике на $\Delta t_{\text{по}} = 5$ °С в точке 1' : $h'_1 = 430$ кДж/кг;

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

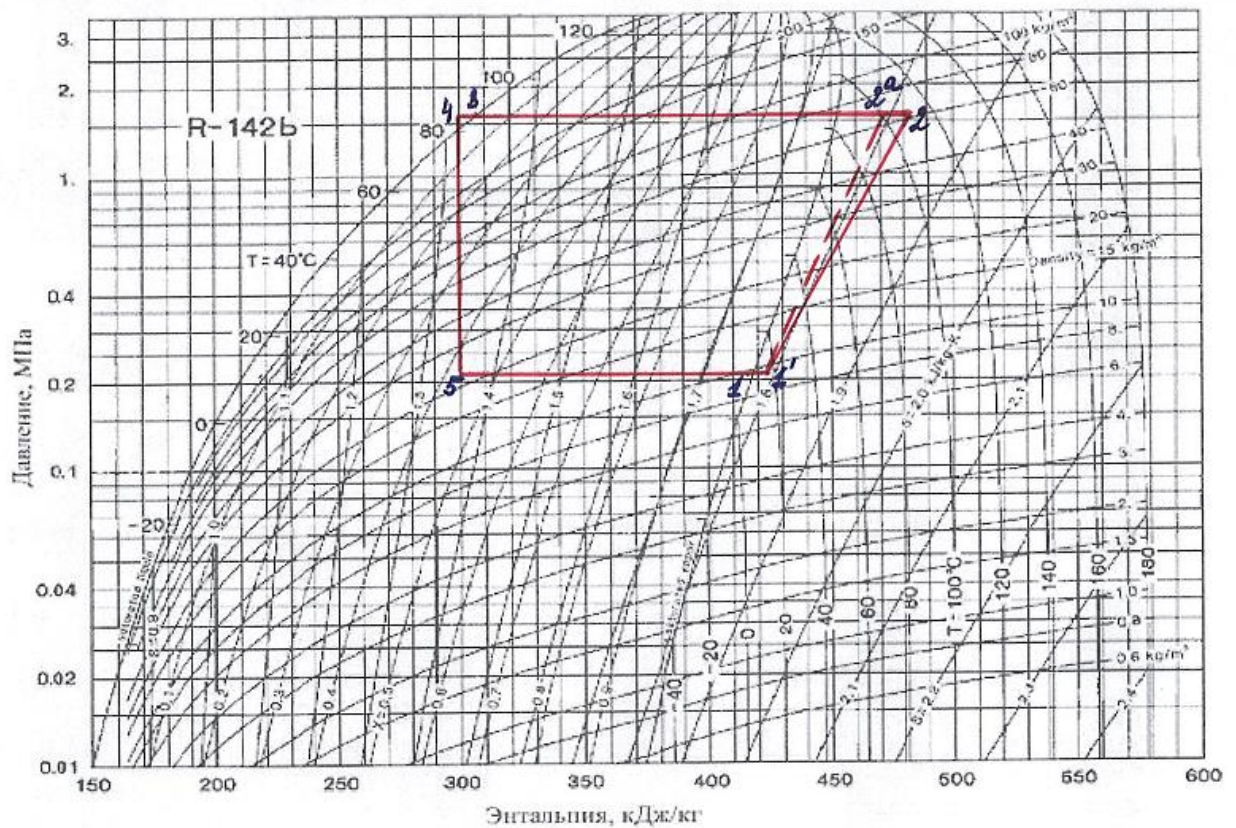


Рисунок 2.1.9 – Рабочий цикл установки

3. Температура конденсации фреона:

$$t_k = t_{в1} + \Delta t_k = 80 + 5 = 85^\circ\text{C}.$$

4. По температуре конденсации t_k по таблицам термодинамических свойств или по p, h -диаграмме определяются параметры в точке 3 – энтальпия на левой пограничной кривой h' и давление p :

$$h_3 = 307 \text{ кДж/кг};$$

$$p_k = 1,7 \text{ МПа},$$

точка 3 отмечается на p, h -диаграмме.

5. На p, h -диаграмме на пересечении линии постоянной энтропии S_1 , проходящей через точку 1', и линии изобары p_k , проходящей через точку 3, определяются точка 2a, затем по диаграмме определяется энтальпия в этой точке:

$$h_{2a} = 470 \text{ кДж/кг}.$$

6. Адиабатный КПД компрессора η_a :

$$\eta_a = 0,98 \frac{273+10}{273+85} = 0,77.$$

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Энтальпия фреона после сжатия с учетом потерь:

$$h_2 = 430 + \frac{470 - 430}{0,77} = 482,0 \text{ кДж/кг.}$$

По значению энтальпии $h_2 = 482,0$ кДж/кг и давлению $p_k = 1,7$ МПа на диаграмме отмечается точка 2. Температура в этой точке $t_2 = 113^\circ\text{C}$.

7. С учетом переохлаждения конденсата хладагента в переохладителе на $\Delta t_{\text{по}} = 5^\circ\text{C}$ определяется точка 4 со значением энтальпии $h_4 = 300$ кДж/кг. По давлению $p_{\text{и}} = 0,22$ МПа и температуре переохлаждения t_4 на диаграмме отмечается точка 5 с энтальпией $h_5 = h_4 = 300$ кДж/кг.

8. Удельные тепловые нагрузки в узлах теплового насоса:

$$l_g = 482 - 430 = 52, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_0 = 430 - 300 = 130, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_k = 482 - 307 = 175, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{\text{но}} = 307 - 300 = 7, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

9. Энергетический баланс установки $q = 52 + 130 = 175 + 7, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

10. Массовый расход рабочего тела $G = \frac{7500}{182} = 41,2, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$.

11. Объемная производительность компрессора $V_1 = 41,2 \cdot 9 = 370,8, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$

12. Расчетная тепловая нагрузка испарителя $Q_o = 130 \cdot 41,2 = 5356, \text{ кВт}$.

13. Расчетная тепловая нагрузка охладителя $Q_{\text{но}} = 7 \cdot 41,2 = 288,4, \text{ кВт}$.

14. Принимая во внимание электромеханический КПД компрессора

$\eta_{\text{эм}}$,

определяем работу компрессора $l_{\text{км}} = \frac{52}{0,95} = 54,7, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

15. Удельный расход электроэнергии на выработку тепла

$$\varepsilon_{\text{т.н}} = \frac{54,7}{182} = 0,3.$$

16. Электрическая мощность компрессора $N_g = 52 \cdot 41,2 = 2142, \text{ кВт}$.

17. Коэффициент преобразования КОП $\mu = \frac{182}{54,7} = 3,3.$

18. Средняя температура низкотемпературного теплоотдатчика

$$T_{\text{н.ср}} = \frac{19 + 10}{2} + 273 = 287,5, \text{ К}.$$

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014					

19. Средняя температура полученного тепла

$$T_{в.ср} = \frac{5+80}{2} + 273 = 315,5, K.$$

20. Коэффициент работоспособности тепла с потенциалом

$$T_{в.ср} (\tau_q)_в = 1 - \frac{268}{315,5} = 0,151,$$

21. Коэффициент полезного действия парокompрессионной теплонасосной установки : $\eta = \frac{182 \cdot 0,151}{54,7} = 0,5.$

22. Холодильный коэффициент: $\varepsilon = \frac{130}{54,7} = 2,38.$

23. Термический КПД ТНУ: $\eta_T = \frac{130}{130 + 54,7} = 0,7.$

24. Общий КПД ТНУ: $\eta_{ТНУ} = 3,3 \cdot 0,95 \cdot 0,7 \cdot 0,5 = 1,097.$

2.2 Расчет общих тепловых нагрузок жилого поселка на отопление, ГВС (собственные нужды)

Характеристика объекта:

Проектируемый объект - двухэтажный коттедж

Размеры в плане 12x10x6м

Режим эксплуатации помещения – нормальный

Зона влажности - Б (влажная).

- расчетная температура воздуха проектирования отопления $t_{но} = - 19$ °С;

- расчетная температура воздуха внутри помещения $t_{в} = + 20$ °С;

- средняя температура отопительного периода – 15°С;

- продолжительность отопительного периода 195 суток.

- средняя температура наиболее холодного месяца -15 °С

- конец и начало отопительного периода +8 °С

а) Теплотехнический расчет стены

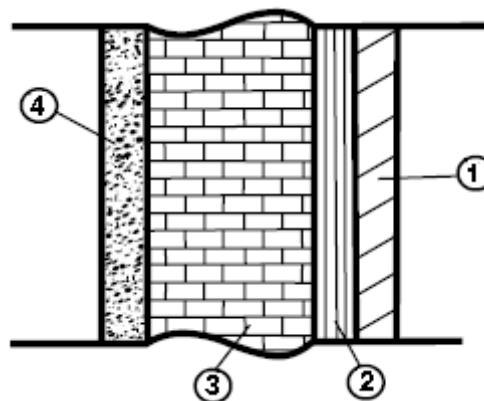


Рисунок 2.2.1 – Конструкция стены

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ДП-5В071700-2014

Лист

1) известково-песчаный раствор

$$S_1 = 8,69 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ оС}), \gamma_1 = 1600 \text{ кг}/\text{м}^3, \delta_1 = 0,01 \text{ м}, \lambda_1 = 0,70 \text{ Вт}/(\text{м оС});$$

2) утеплитель – минераловатные плиты

$$S_2 = 9,20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ оС}), \gamma_2 = 50 \text{ кг}/\text{м}^3, \delta_2 = 0,04 \text{ м}, \lambda_2 = 0,032 \text{ Вт}/(\text{м оС});$$

3) кирпич обыкновенный, глиняный

$$S_3 = 9,20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ оС}), \gamma_3 = 1800 \text{ кг}/\text{м}^3, \delta_3 = 0,51 \text{ м}, \lambda_3 = 0,70 \text{ Вт}/(\text{м оС});$$

4) цементно-песчаный раствор

$$S_4 = 9,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ оС}), \gamma_4 = 1800 \text{ кг}/\text{м}^3, \delta_4 = 0,01 \text{ м}, \lambda_4 = 0,76 \text{ Вт}/(\text{м оС}).$$

Найдем термическое сопротивление многослойной стенки:

$$R_{nc} = \frac{1}{\alpha_e} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_n} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,01}{0,70} + \frac{0,04}{0,032} + \frac{0,51}{0,70} + \frac{0,01}{0,76} + \frac{1}{23,2} =$$
$$= 2,164 \frac{\text{м}^2 \text{ оС}}{\text{Вт}}. \quad (2.2.1)$$

Для расчета теплопотерь дома через стены используем следующую формулу:

$$Q_{CT} = F_{CT} \cdot \frac{t_{BH} - t_{HAP}}{R} \cdot n \cdot (1 + \beta), \quad (2.2.2)$$

где F_{CT} - площадь поверхности стены;

R - термическое сопротивление стены;

n - учитывает положение ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху, для стен $n=1$;

β - учитывает долю добавочного тепла к ограждениям в зависимости от ориентации ограждения к сторонам света:

Север $\beta = 0,1$; восток $\beta = 0,1$; запад $\beta = 0,05$; юг $\beta = 0$.

Находим площадь окна со следующими размерами 1,4x1,2 :

$$F_{OK} = h_{OK} \cdot l_{OK}$$

(2.2.3)

$$F_{OK} = 1,4 \cdot 1,2 = 1,68 \text{ м}^2.$$

Определим площадь двери со следующими размерами 2,1x1,2:

$$F_{OK} = h_{ДВ} \cdot l_{ДВ},$$

(2.2.4)

$$F_{OK} = 2,1 \cdot 1,2 = 2,52 \text{ м}^2.$$

Площадь поверхности северной, западной, восточной, южной стен дома находим по формуле:

											Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							

ДП-5В071700-2014

$$F_{CT}^{CEB} = A \cdot L - N_{OK}^{CEB} \cdot F_{OK} ,$$

(2.2.5)

$$F_{CT}^{CEB} = 10 \cdot 6 - 4 \cdot 1,68 = 53,28 м^2 ;$$

$$F_{CT}^{3АП} = B \cdot L - N_{OK}^{3АП} \cdot F_{OK} ,$$

(2.2.6)

$$F_{CT}^{3АП} = 12 \cdot 6 - 4 \cdot 1,68 = 65,28 м^2 ;$$

$$F_{CT}^{BOCT} = B \cdot L - N_{OK}^{BOCT} \cdot F_{OK} ,$$

(2.2.7)

$$F_{CT}^{BOCT} = 12 \cdot 6 - 4 \cdot 1,68 = 65,28 м^2 ;$$

$$F_{CT}^{ЮЖ} = A \cdot L - N_{об}^{ЮЖ} \cdot F_{ок} ,$$

(2.2.8)

$$F_{CT}^{ЮЖ} = 10 \cdot 6 - 1 \cdot 2,52 = 57,48 м^2 .$$

Потери соответственно через северную, западную, восточную, южную стены дома находим по формуле (2.2.2):

$$Q_{CT}^{CEB} = 53,28 \cdot \frac{20+19}{2,164} \cdot 1 \cdot (1+0,1) = 1,056 кВт ,$$

$$Q_{CT}^{3АП} = 65,28 \cdot \frac{20+19}{2,164} \cdot 1 \cdot (1+0,05) = 1,235 кВт ,$$

$$Q_{CT}^{BOCT} = 65,28 \cdot \frac{20+19}{2,164} \cdot 1 \cdot (1+0,1) = 1,294 кВт ,$$

$$Q_{CT}^{ЮЖ} = 57,48 \cdot \frac{20+19}{2,164} \cdot 1 = 1,036 кВт .$$

Теплопотери всех наружных стен дома составляет:

$$Q_{CT} = Q_{CT}^{CEB} + Q_{CT}^{BOCT} + Q_{CT}^{3АП} + Q_{CT}^{ЮЖ} ,$$

(2.2.9)

$$Q_{CT} = 1,056 + 1,294 + 1,235 + 1,036 = 4,621 кВт .$$

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

б) Теплотехнический расчет бесчердачного перекрытия:

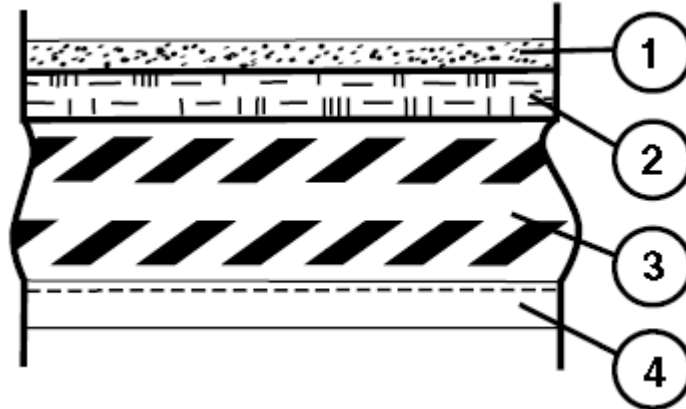


Рисунок 2.2.2 – Конструкция перекрытия

1) цементно-песчаный раствор

$$S_1 = 8,69 \text{ Вт/(м}^2 \text{ }^\circ\text{C)}, \gamma_1 = 1600 \text{ кг/м}^3, \delta_1 = 0,02 \text{ м}, \lambda_1 = 0,76 \text{ Вт/(м }^\circ\text{C)};$$

2) утеплитель минераловатные плиты

$$S_2 = 0,55 \text{ Вт/(м}^2 \text{ }^\circ\text{C)}, \gamma_2 = 75 \text{ кг/м}^3, \delta_2 = 0,12 \text{ м}, \lambda_2 = 0,06 \text{ Вт/(м }^\circ\text{C)};$$

3) железобетонная плита

$$S_3 = 0,162 \text{ м}^2 \text{ оС/Вт}, \gamma_3 = 2500 \text{ кг/м}^3, \delta_3 = 0,2 \text{ м}, \lambda_3 = 1,92 \text{ Вт/(м }^\circ\text{C)};$$

4) известково-песчаный раствор

$$S_4 = 6,14 \text{ Вт/(м}^2 \text{ оС)}, \gamma_4 = 1600 \text{ кг/м}^3, \delta_4 = 0,02 \text{ м}, \lambda_4 = 0,70 \text{ Вт/(м }^\circ\text{C)};$$

Термическое сопротивление перекрытия:

$$R_{\text{ис}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{0,12}{0,06} + \frac{0,2}{1,92} + \frac{0,02}{0,70} + \frac{1}{23,2} =$$

$$= 2,317 \frac{\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C}}{\text{Вт}}.$$

(2.2.10)

Определение теплотерь перекрытия:

$$Q_{\text{п}} = F_{\text{п}} \cdot \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}}{R} \cdot n, \quad (2.2.11)$$

где $F_{\text{п}} = A \cdot B = 10 \cdot 12 = 120 \text{ м}^2$ - площадь бесчердачного перекрытия;
 $n=1$ - для перекрытий, соприкасающихся с наружным воздухом.

Теплотери через бесчердачное перекрытие здания находим по формуле (2.2.11):

$$Q_{\text{п}} = 120 \cdot \frac{20 + 19}{2,317} \cdot 1 = 2,020 \text{ кВт}.$$

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

в) Теплотехнический расчет пола, расположенный на грунте

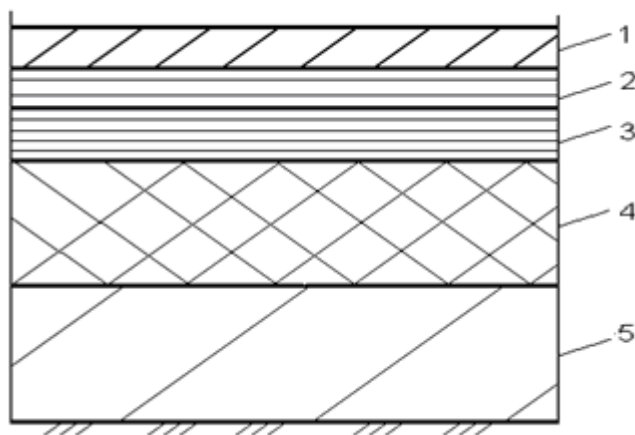


Рисунок 2.2.3 – Конструкция покрытия

- 1) линолеум поливинилхлорид
 $\delta_5 = 0,008 \text{ м}, \lambda_5 = 0,33 \text{ Вт/(м °С)}$.
- 2) цементно-песчаная стяжка
 $\delta_4 = 0,02 \text{ м}, \lambda_4 = 0,76 \text{ Вт/(м °С)}$;
- 3) цементная стяжка
 $\delta_3 = 0,04 \text{ м}, \lambda_3 = 0,76 \text{ Вт/(м °С)}$;
- 4) теплоизоляция
 $\delta_2 = 0,2 \text{ м}, \lambda_2 = 0,67 \text{ Вт/(м °С)}$;
- 5) железобетонная плита
 $\delta_1 = 0,25 \text{ м}, \lambda_1 = 1,92 \text{ Вт/(м °С)}$;

Теплопотери пола, расположенного на грунте, рассчитывают по зонам. Расчетной зоной называют полосу шириной 2 м, которая параллельна наружной стене. Полоса, расположенная ближе к наружной стене, обозначают I зоной, следующие две полосы - II и III зонами, а оставшуюся поверхность пола – IV зоной (рис. 2.2.3). Часть площади I зоны, которая примыкает к углу наружных стен, измеряют дважды (на рисунке 2.2.3 эта площадь показана двойной штриховкой).

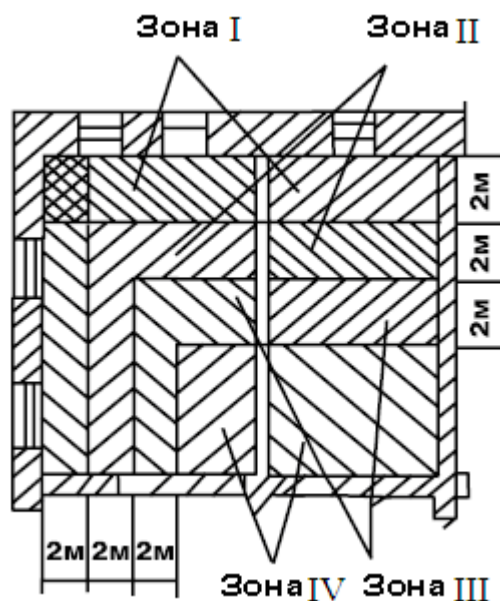


Рисунок 2.2.4 – Разбивка пола на зоны

Сопротивление теплопередаче для конструкции пола принимают:

а) неутепленный пола на грунте (теплопроводность слоев -1,2 Вт/(м·°С) для полосы, расположенной близко к наружным стенам (I зона) $R_{I н.п.} = 2,1$; для следующей полосы (II зона) $R_{II н.п.} = 4,3$; для третьей полосы (III зона) $R_{III н.п.} = 8,6$; для остальной площади пола в глубине помещений (IV зона) $R_{IV н.п.} = 14,2$ °С· м²/Вт).

б) утепленный пол на грунте [теплопроводность слоев менее 1,2 Вт/(м· °С)] – для каждой из четырех зон R_{II} по формуле

$$R_{II} = R_{н.п.} + \frac{\delta_{y.n.}}{\lambda_{y.n.}}, \quad (2.2.12)$$

где: $\delta_{y.п.}$ - толщина утепляющего слоя, м;

$\lambda_{y.п.}$ - теплопроводность утепляющего материала, Вт/м² °С.

Найдем сопротивление теплопередаче утепляющих слоев по формуле:

$$R_{y.п.} = \sum_{i=2}^n \frac{\delta_{y.п.}}{\lambda_{y.п.}}, \quad (2.2.13)$$

$$R_{y.п.} = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} = \frac{0,008}{0,33} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{0,04}{0,76} + \frac{0,2}{0,67} = 0,402 \frac{м^2 \cdot ^\circ C}{Вт}.$$

Сопротивление теплопередаче утепленных полов на грунте находим соответственно по формуле (2.2.12):

Для I зоны: $R_{\Pi,I} = R_{н.н.I} + R_{\nu,\Pi} = 2,15 + 0,402 = 2,552 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$;

Для II зоны: $R_{\Pi,II} = R_{н.н.II} + R_{\nu,\Pi} = 4,3 + 0,402 = 4,702 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$;

Для III зоны: $R_{\Pi,III} = R_{н.н.III} + R_{\nu,\Pi} = 8,6 + 0,402 = 9,002 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$;

Для IV зоны: $R_{\Pi,IV} = R_{н.н.IV} + R_{\nu,\Pi} = 14,2 + 0,402 = 14,602 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$.

Определением площади зон:

$$F_I = 4 \cdot (A + B) = 4 \cdot (12 + 10) = 88 M^2, \quad (2.2.14)$$

$$F_{II} = 4 \cdot (A + B - 12) = 4 \cdot (12 + 10 - 12) = 40 M^2, \quad (2.2.15)$$

$$F_{III} = 4 \cdot (A + B - 20) = 4 \cdot (12 + 10 - 20) = 8 M^2, \quad (2.2.16)$$

$$F_{IV} = (A - 12) \cdot (B - 12) = (12 - 12) \cdot (10 - 12) = 0. \quad (2.2.17)$$

Потери тепла через покрытие:

$$Q_{\text{пол}} = \left(\frac{F_I}{R_{\nu,\Pi,I}} + \frac{F_{II}}{R_{\nu,\Pi,II}} + \frac{F_{III}}{R_{\nu,\Pi,III}} + \frac{F_{IV}}{R_{\nu,\Pi,IV}} \right) \cdot (t_{BH} - t_{HAP}), \quad (2.2.18)$$

$$Q_{\text{пол}} = \left(\frac{88}{2,552} + \frac{40}{4,702} + \frac{8}{9,002} + \frac{0}{14,602} \right) \cdot (20 + 19) = 1,711 \text{кВт}.$$

г) Теплотехнический расчет окон

В качестве светового заполнения (окон) принимаем однокамерный стеклопакет из стекла с селективным покрытием. Приведенное сопротивление теплопередаче окна составляет $R_{\text{окна}} = 0,36 \frac{M^2 \cdot ^\circ C}{Bm}$. Размеры окон: 1,2x1,4м.

Площадь поверхности окон, находящихся на северной, западной, восточной, южной стенах дома находим по следующей формуле:

$$F_{\text{ок}}^{\text{нан}} = F_{\text{ок}} \cdot N_{\text{ок}}^i, \quad (2.2.19)$$

$$F_{\text{ок}}^{\text{сев}} = 1,68 \cdot 4 = 6,72 M^2,$$

$$F_{\text{ок}}^{\text{зан}} = 1,68 \cdot 4 = 6,72 M^2,$$

$$F_{\text{ок}}^{\text{вост}} = 1,68 \cdot 4 = 6,72 M^2,$$

$$F_{\text{ок}}^{\text{юг}} = 0.$$

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ДП-5В071700-2014

Расчет теплотерь через окна дома:

$$Q_{OK} = F_{OK} \cdot \frac{t_{вн} - t_{нар}}{R} \cdot n \cdot (1 + \beta),$$

(2.2.20)

$$Q_{OK}^{ce6} = 6,72 \cdot \frac{20 + 19}{0,36} \cdot (1 + 0,1) = 800,8 \text{ Вт},$$

$$Q_{OK}^{зан} = 6,72 \cdot \frac{20 + 19}{0,36} \cdot (1 + 0,05) = 764,4 \text{ Вт},$$

$$Q_{OK}^{ce6} = 6,72 \cdot \frac{20 + 19}{0,36} \cdot (1 + 0,1) = 800,8 \text{ Вт},$$

$$Q_{OK}^{юг} = 0.$$

Теплотери всех окон составляют:

$$Q_{OK}^{общ} = Q_{OK}^{ce6} + Q_{OK}^{зан} + Q_{OK}^{вост} + Q_{OK}^{юг}$$

(2.2.21)

$$Q_{OK}^{общ} = 800,8 + 764,4 + 800,8 + 0 = 2,366 \text{ кВт}.$$

д) Теплотехнический расчет двери

Наружной дверью дома является двойная дверь с тамбуром с размерами 1,2x2,1 м.

$$Q_{дв} = F_{дв} \cdot \frac{t_{вн} - t_{нар}}{R} \cdot n \cdot (1 + \beta), \quad (2.2.22)$$

где $F_{дв}$ - площадь двери дома;

$R = 0,43 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$ - термическое сопротивление двери;

$\beta = 0$ добавочные теплотери двери, ориентированной на юг;

$n = 1$ - учитывает положение ограждающих конструкций по отношению к наружному воздуху.

$$Q_{дв} = 2,52 \cdot \frac{20 + 19}{0,43} \cdot 1 \cdot (1 + 0) = 0,230 \text{ кВт}$$

е) Теплотери с инфильтрацией

Затраты теплоты на нагревание инфильтрирующего воздуха в помещениях определяется по формуле:

$$Q_{инф} = 0,28 \cdot L \cdot \rho_H \cdot c \cdot (t_{вн} - t_{нар}), \quad (2.2.23)$$

где L - расход удаляемого воздуха, принимаемый $3 \frac{\text{м}^3}{\text{ч}}$ на 1 м^2 площади помещений;

ρ_H - плотность наружного воздуха;

c - удельная теплоемкость воздуха.

Плотность воздуха ρ_H определяется по следующей формуле:

$$\rho_H = \frac{\gamma}{g} = \frac{13,63}{9,81} = 1,39 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad (2.2.24)$$

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

$$\gamma = \frac{3463}{273 + t_{нар}} = \frac{3463}{273 + 19} = 13,63 \frac{Н}{М^3}.$$

(2.2.25)

Теплопотери с инфильтрацией равны:

$$Q_{инф} = 0,28 \cdot 720 \cdot 1,39 \cdot 1 \cdot (20 + 19) = 10,929 \text{ кВт}.$$

ж) Тепловыделения от людей, освещения, бытовой техники, электроприборов

Допустим, что в доме живёт семья из четырех взрослых людей и четырех детей. Норма питания одного взрослого человека равен 2600–3000 калорий в день, то есть равна мощности тепловыделения в 126 Вт. Тепловыделение ребёнка оцениваем как половину тепловыделения взрослого. Если вся семья находится дома 2/3 часть всего времени, то получим:

$$Q_l = \left(126 \cdot 4 + \frac{126}{2} \cdot 4 \right) \cdot \frac{2}{3} = 504 \text{ Вт}. \quad (2.2.26)$$

Предположим, что в доме 7 комнат освещены обыкновенными лампами накаливания, мощность которых равна 60 Вт (не энергосберегающими), по 4 на каждую комнату, которые включены в среднем по 6 часов в сутки (т.е. 1/4 часть всего времени). Приблизительно 85% потребляемой лампой мощности превращается в тепло. Получим:

$$Q_{ос} = 7 \cdot 60 \cdot 4 \cdot 0,85 \cdot \frac{1}{4} = 357 \text{ Вт}. \quad (2.2.27)$$

Холодильник является одним из эффективных нагревательных приборов. Его тепловыделение составляет 30% от максимальной потребляемой мощности, равен 750 Вт. Стиральная и посудомоечная машины выделяют около 30% тепла от максимальной потребляемой мощности. Средняя мощность этих приборов составляет 2,5 кВт и работают они приблизительно по 2 часа в сутки. В итоге получим 125 Вт.

В доме 2 компьютера, каждый из них выделяет примерно 300 Вт тепла и работает 4 часа в сутки. Итого получается 100 Вт. Телевизор выделяет 200 Вт и 6 часов в сутки, получим на круг – 50 Вт.

Стандартная электроплита с духовкой имеет мощность в 11 кВт, однако встроенный ограничитель регулирует работу нагревательных элементов. В связи с этим одновременное потребление плиты обычно не превышает 6 кВт. Средняя рабочая мощность плиты составляет примерно 3 кВт. В день получим 375 Вт тепла.

В сумме получаем: 1,411 кВт.

					ДП-5В071700-2014		Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

Расчет тепловой мощности жилого поселка

Для обеспечения жилого поселка горячей водой необходимо определить ее расход. Расчетный расход теплоты, Вт на горячее водоснабжение жилого поселка определяется по формуле:

$$Q_{гвс} = \psi_n \cdot \psi_c Q_p^{cp} = \psi_a \cdot \psi_m \cdot \frac{a \cdot m \cdot c \cdot (t_g - t_x)}{n},$$

(2.2.28)

где $\psi_a=1,2$ – коэффициент недельной неравномерности;

$\psi_m=2$ – коэффициент суточной неравномерности;

$m=800$ – количество человек;

$a=25$ л/сут·чел – норма потребления воды при $t=60^{\circ}\text{C}$;

$c=4190$ Дж/ (кг·К) – теплоемкость воды;

$t_g=60^{\circ}\text{C}$ – температура горячей воды;

$t_x=5^{\circ}$ – температура холодной воды в зимний период;

$t_x=15^{\circ}\text{C}$ – температура горячей воды в летний период;

n – расчетная длительность подачи теплоты на горячее водоснабжение, с/сут.

Тогда расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение в зимний период:

$$Q_{гвс}^p = 1,2 \cdot 2 \cdot \frac{25 \cdot 800 \cdot 4190 \cdot (60 - 5)}{3600 \cdot 24} = 128028 \text{ Вт} = 128,028 \text{ кВт}.$$

Расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение в летний период:

$$Q_{гвс}^p = 1,2 \cdot 2 \cdot \frac{25 \cdot 800 \cdot 4190 \cdot (60 - 15)}{3600 \cdot 24} = 104750 \text{ Вт} = 104,750 \text{ кВт}.$$

Полная тепловая нагрузка жилого поселка

Общий расход тепла определяется по следующей формуле:

$$Q_{общ} = Q_{от} + Q_{гвс} \quad (2.2.29)$$

где $Q_{от}$ – расход тепла на отопление, кВт;

$Q_{гвс}$ – расход тепла на горячее водоснабжение, кВт.

$$Q_{от} = Q_{нар,огр} + Q_{нт} + Q_{инф} + Q_{выд}, \quad (2.2.30)$$

где $Q_{нар,огр}$ – теплопотери через наружные ограждения (стены, окна, двери);

$Q_{п}$ – теплопотери через потолок и пол;

$Q_{и}$ – теплопотери инфильтрацией из-за поступление в помещение через неплотности наружных ограждений наружного воздуха;

$Q_{выд}$ – тепловыделения от людей, освещения, бытовой техники, электроприборов.

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ДП-5В071700-2014

$$Q_{от} = 4,621+2,366+0,230+2,020+1,711+10,929-1,411=20,466 \text{ кВт}.$$

$$Q_{от}^{общ} = 20,466 \cdot 100 = 2046,6 \text{ кВт}.$$

Тогда общий расход тепла жилого поселка находим по формуле (2.2.29):

$$Q_{общ} = 2046,6 + 128,028 + 104,750 = 2174,628 \text{ кВт}.$$

Установка тепловых насосов на системе охлаждения конденсационной турбины К-210-130-3 позволяет преобразовать низкопотенциальное тепло после конденсатора данной турбины. В результате преобразования сбросного суммарного тепла системы охлаждения 32136 кВт после тепловых насосов получают 45000 кВт тепловой энергии, которая может быть направлена на теплоснабжение близлежащих к ТЭС жилых пунктов и промышленных объектов. В связи с этим планируется теплоснабжение жилого поселка с населением 800 человек, проживающих в типовых двухэтажных коттеджах и двух промышленных предприятий ТОО Актауский литейный завод, ТОО Актауский завод пластмасс теплоснабжением указанных субъектов, представленных в таблице.

Таблица 2.2.1 – Тепловая нагрузка объектов

Объект	Тепловая нагрузка
Жилой поселок	3 МВт
ТОО Актауский литейный завод	20 МВт
ТОО Актауский завод пластмасс	22 МВт
Всего	45 МВт

2.3 Расчет температур сетевой воды

Таблица 2.3.1- Расчет температур сетевой воды

Величина		Единица измерения	Расчет
Наименование	Расчетная формула или способ определения		
Расчетная температура воды в подающем трубопроводе	τ'_{01} (по условию)	°С	80
Расчетная температура воды в обратном трубопроводе	τ'_{02} (по условию)	°С	55
Температура воды в стояке местной системы после смешения на вводе	τ'_{03}	°С	70
Перепад температур воды в местной системе	$\theta'_0 = \tau'_{03} - \tau'_{02}$	°С	$70 - 55 = 15$
Перепад температур тепловой сети	$\delta\tau'_0 = \tau'_{01} - \tau'_{02}$	°С	$80 - 55 = 25$
Температурный напор нагревательного прибора местной системы	$\Delta t'_0 = \frac{\tau'_{03} + \tau'_{02}}{2} - t_b$	°С	$\Delta t'_0 = \frac{70 + 55}{2} - 20 = 42,5$

Текущие значения температур сетевой воды в подающем и обратном трубопроводах рассчитываем по формулам:

$$\tau_{01} = t_b + \Delta t'_0 \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + \bar{Q}_o (\delta\tau'_0 - 0,5\theta'_0), \quad (2.3.1)$$

$$\tau_{02} = t_b + \Delta t'_0 \cdot \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5 \cdot \bar{Q}_o \theta'_0; \quad (2.3.2)$$

где Q_o – величина относительной тепловой нагрузки:

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o}{Q'_o}. \quad (2.3.3)$$

Таблица 2.3.2 Температуры сетевой воды

t_H	+ 8	+ 3	0	- 5	- 10	- 15	- 19
\bar{Q}_o	0,31	0,44	0,51	0,64	0,77	0,90	1
τ_{01}	42,08	49,74	53,72	60,94	67,96	74,81	80
τ_{02}	34,33	38,74	40,97	44,94	48,71	52,31	55

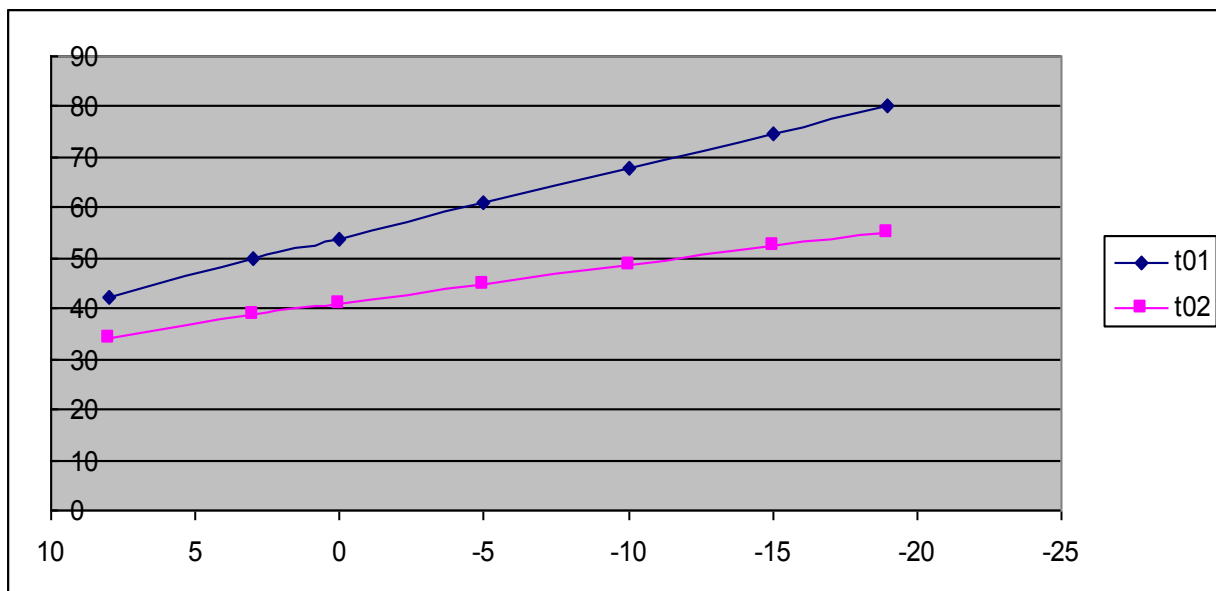


Рисунок 2.3.1- Графики температур сетевой воды

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ДП-5В071700-2014

Лист

3 Анализ режимных характеристик работы теплонасосной системы теплоснабжения

3.1 Определение эксергетического КПД теплового насоса НТ-9000

Значения удельных эксергий рабочего тела в характерных точках цикла могут быть определены по формуле:

$$e_i = h_i - h_{i,\bar{n}} - T_{i,\bar{n}} \cdot (s_i - s_{i,\bar{n}}), \frac{\dot{e}A\epsilon}{\dot{e}a} \quad (3.1.1)$$

где $T_{0,c} = 268 \text{ K}$, $h_{0,c} = 408,46 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, $s_{0,c} = 1,7776 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ - температура, энтальпия и энтропия рабочего тела в условиях окружающей среды; h_i, s_i - энтальпия и эксергия рабочего тела в характерных точках процесса. Значения термодинамических параметров и эксергий рабочего тела в характерных точках цикла приведены в табл. 2.1.

Таблица 3.1.1 - Параметры рабочего тела

Точки	Давление МПа	Темпера тура, °С	Энтальпия кДж/кг	Энтропия кДж/кг	Эксергия кДж/кг
1	0,22	15,00	430,00	1,7686	23,95
2	1,7	110,00	482,00	1,7183	59,43
3	1,7	85,00	307,00	1,3283	28,95
4	1,5	80,00	300,00	1,3093	27,04
5	0,22	10,00	300,00	1,3277	22,15
6	0,22	10,00	420,00	1,7705	24,44

Составим эксергетический баланс для 1 кг/с расхода рабочего тела.

Удельное количество эксергии, вводимое в установку в виде электроэнергии на привод компрессора, составляет:

$$e_{ex} = \frac{N_{км}}{G_p} = \frac{2142}{41,2} = 52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (3.1.2)$$

					<i>ДП-5В071700-2014</i>		
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разработал	Алпысбаева				Анализ режимных характеристик лит лист листов АЧЭС, каф. ПТЭ ПТЭ-10-2		
Проверила	Абильдинова						
Н. контр	Колчин						
Реценз.	Исатаев						
Утвердил	Мусабеков						

Удельные электромеханические потери эксергии в компрессоре (внешние):

$$d_{эм} = e_{экс} (1 - \eta_{эм}) = 52 \cdot (1 - 0,95) = 2,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 0,05 e_{экс}. \quad (3.1.3)$$

К компрессору подводятся два потока эксергии: механическая энергия $\eta_{\dot{y}_i} \cdot e_{\dot{a}\dot{o}}$ и эксергия потока всасываемого рабочего тела e_1 ; из КМ отводится эксергия потока рабочего тела e_2 . Тогда потери эксергии в КМ (внутренние):

$$d_{км} = \eta_{эм} \cdot e_{экс} + e_1 - e_2 = 0,95 \cdot 52 + 23,95 - 59,43 = 3,92 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 0,078 e_{экс}. \quad (3.1.4)$$

Эксергетический КПД компрессора

$$\eta_{\dot{a}\dot{e}i} = \frac{(e_{\dot{a}\dot{a}\dot{e}i} - d_{\dot{e}i})}{e_{\dot{a}\dot{a}\dot{e}i}}, \quad (3.1.5)$$

где $e_{экс.км} = e_{экс} - d_{эм} = 52 - 2,6 = 49,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}, \quad (3.1.6)$

тогда $\eta_{эксм} = \frac{(49,4 - 3,92)}{49,4} = 0,92.$

Эксергия, отданная рабочим телом в конденсаторе:

$$e_{к1} = e_2 - e_3 = 59,43 - 28,95 = 30,48 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.1.7)$$

Эксергия, полученная нагреваемой водой в конденсат:

$$e_{к2} = q_k \cdot (\tau_q)_{в.к} = 175 \cdot 0,151 = 26,42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.1.8)$$

Тогда потери эксергии в конденсаторе, вследствие необратимого тепло-обмена будут равны

$$d_k = e_{к1} - e_{к2} = 30,48 - 26,42 = 4,06 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 0,065 e_{экс}. \quad (3.1.9)$$

Эксергетический КПД конденсатора:

$$\eta_{эксн} = \frac{e_{вхк} - d_k}{e_{вхк}} = \frac{45,48 - 4,06}{45,48} = 0,91, \quad (3.1.10)$$

где $e_{экс.к} = e_{вхкн} - d_{км} = 49,4 - 3,92 = 45,48 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Эксергия, отданная жидким рабочим телом в РТ:

$$e_{рм1} = e_3 - e_4 = 28,95 - 27,04 = 1,91 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.1.11)$$

Эксергия, отданная паром рабочего тела в регенеративном ТОА:

$$e_{рм2} = e_6 - e_1 = 24,44 - 23,95 = 0,49 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.1.12)$$

Потери эксергии в регенеративном ТОА (внутренние):

$$d_{рм} = e_{рм1} + e_{рм2} = 1,91 + 0,49 = 2,4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 0,046 e_{экс}. \quad (3.1.13)$$

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014					

Эксергетический КПД регенеративного ТОА:

$$\eta_{epm} = \frac{e_{expm} - d_{pm}}{e_{expm}} = \frac{41,42 - 2,4}{41,42} = 0,94, \quad (3.1.14)$$

$$e_{ex.pm} = e_{выхк} = e_{exк} - d_{к} = 45,48 - 4,06 = 41,42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.1.15)$$

Потери эксергии в дросселе (внутренние):

$$d_{op} = e_4 - e_5 = 27,04 - 22,15 = 4,89 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 0,1e_{ex}. \quad (3.1.16)$$

Эксергетический КПД дросселя:

$$\eta_{eop} = \frac{e_{exop} - d_{op}}{e_{exop}} = \frac{39,02 - 4,89}{39,02} = 0,87. \quad (3.1.17)$$

$$e_{ex.op} = e_{выхрт} = e_{exрт} - d_{pm} = 41,42 - 2,4 = 39,02 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.1.18)$$

Эксергия, отданная рабочим телом в испарителе:

$$e_{u1} = e_6 - e_5 = 24,44 - 22,15 = 2,29 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.1.19)$$

При этом используется в виде эксергетической холодопроизводительности испарителя:

$$e_{u2} = q_0 \cdot (\tau_q)_e. \quad (3.1.20)$$

Т.к. коэффициент работоспособности полученного холода (с потенциалом $T_{н.ср}$):

$$(\tau_q)_u = 1 - \frac{T_{o.c}}{T_{н.ср}} = 0, \quad (3.1.21)$$

где $T_{н.ср} = t_{н.ср} + 273 = -5 + 273 = 268 \text{ К}$ - средняя температура НПИТ в испарителе.

Тогда потери эксергии в испарителе (внутренние):

$$d_u = e_{u1} - e_{u2} = 2,29 - 0 = 2,29 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 0,044e_{ex}. \quad (3.1.22)$$

Эксергетический КПД испарителя:

$$\eta = \frac{e_{exu} - d_u}{e_{exu}} = \frac{34,13 - 2,29}{34,13} = 0,93, \quad (3.1.23)$$

$$e_{ex.u} = e_{вых.оп} = e_{exop} - d_{op} = 39,02 - 4,89 = 34,13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \quad (3.1.24)$$

Значения внешних и внутренних потерь эксергии для каждого элемента ТН приведены в табл. 3.1.2

Суммарные потери эксергии в ТН:

$$\sum d_i = d_{эм} + d_{ки} + d_{к} + d_{pm} + d_{op} + d_u, \text{ кДж/кг, или} \quad (3.1.25)$$

$$\sum d_i = 2,6 + 3,92 + 4,06 + 2,4 + 4,89 + 2,29 = 20,16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 0,39e_{ex}.$$

					ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\eta_e = \frac{e_{\text{вых}}}{e_{\text{ex}}} = \frac{(e_{\text{ex}} - \sum d_i)}{e_{\text{ex}}} = \frac{(52 - 20,16)}{52} = 0,61, \quad (3.1.26)$$

где $e_{\text{вых}}$ - удельное количество эксергии на выходе из ТН, кДж/кг.

Суммарные внутренние потери эксергии в ТН:

$$\sum d_{\text{внутр}} = \sum d_i - d_{\text{эм}} = 20,16 - 2,6 = 17,56 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} = 0,34 e_{\text{ex}}. \quad (3.1.27)$$

Таблица 3.1.2- Потери эксергии в элементах теплового насоса

Наименование	Внешние потери эксергии		Внутренние потери эксергии	
	d _j , кДж/кг	d/e _{вх}	d _j , кДж/кг	d/e _{вх}
Электродвигатель	2,6	0,05	-	-
Компрессор	-	-	4,06	0,078
Конденсатор	-	-	3,92	0,075
РТ	-	-	2,4	0,046
Дроссель	-	-	4,89	0,094
Испаритель	-	-	2,29	0,044
Суммарные потери эксергии в ТН	17,56 (0,34)			

Анализ результатов эксергетического расчета позволяет сделать следующие выводы. Внешние потери эксергии составляют всего 0,05 $e_{\text{вх}}$ и соответствуют электромеханическим потерям эксергии в двигателе компрессора. Внутренние потери эксергии в ТН по элементам распределяются следующим образом: - компрессор (0,075 $e_{\text{вх}}$); - дроссель (0,094 $e_{\text{вх}}$); - конденсатор (0,078 $e_{\text{вх}}$); - испаритель (0,094 $e_{\text{вх}}$); - регенеративный теплообменник (0,046 $e_{\text{вх}}$).

Таким образом: в первую очередь необходимо устранять потери в компрессоре и дросселе, затем в теплообменных аппаратах (конденсаторе, испарителе, РТ). Однако такой анализ не является достаточно строгим, т.к. остается неясным в какой степени можно устранить потери эксергии в том или ином элементе ТН. Например: потери эксергии в ТОА и дросселе относятся к внутренним потерям и составляют значительную долю общих потерь в ТН. Снижение их величины позволило бы значительно повысить эксергетический КПД всего ТН. Потери в дросселе снизить, а тем более устранить полностью невозможно, т.к. эти потери соответствуют природе происходящего процесса в данном устройстве, т.е. относятся к

собственным потерям. В ТОА можно устранить потери, которые вызваны несовершенством тепловой изоляции, гидравлическим сопротивлением и интенсивностью теплообмена (теплообменом при конечных разностях температур), т.е. относятся к техническим потерям.

3.2 Расчет пластинчатого теплообменника в системе подачи низкопотенциального тепла для НТ-9000

3.2.1 Конструкция пластинчатого теплообменника

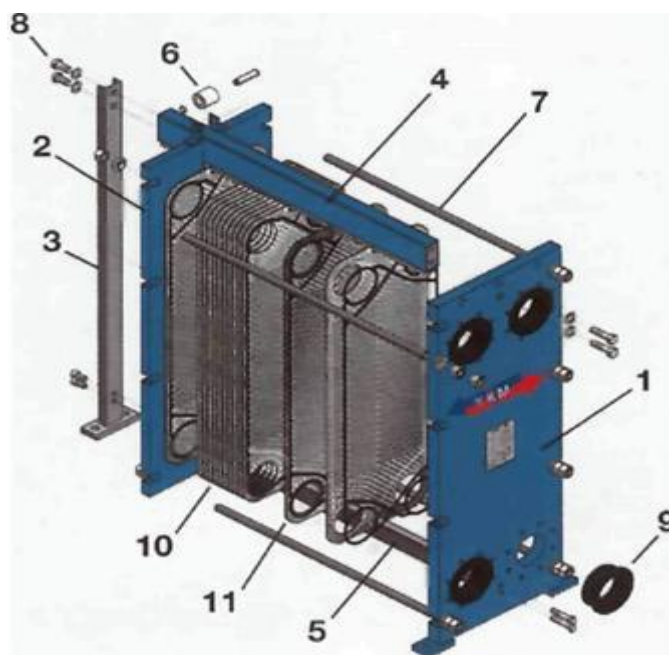
Пластинчатый теплообменник относится к типу поверхностных теплообменных аппаратов, т.е. среды участвующие в процессе теплообмена не смешиваются, а только обмениваются теплом через разделяющую их стенку.

Конструктивно пластинчатый теплообменник представляет собой пакет теплообменных пластин и прокладок установленный в специальную раму и стянутый резьбовыми шпильками до определенного размера. Такая конструкция теплообменника обеспечивает эффективную компоновку теплообменной поверхности и, как следствие малы габаритные размеры самого аппарата.

Пакет пластин размещается между неподвижной и прижимной плитами и закрепляется с помощью верхней и нижней направляющих, стойки и соединительных элементов. Разборные теплообменные аппараты могут собираться на консольной, двухопорной и трехопорной раме, в зависимости от типа пластин и величины поверхности теплообмена.

Конструкция аппаратов позволяет набирать любую (от 5 до 1750 м²) поверхность теплообмена. Тип и количество пластин зависит от требуемой теплопередачи. Сборка пластин гарантирует надежное взаимное уплотнение проточных каналов, а также определяет направление потока в теплообменнике.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		



1- неподвижная плита; 2 - прижимная плита; 3 – опора; 4 - верхняя; направляющая; 5 - нижняя направляющая; 6 - направляющий ролик; 7 - стяжная шпилька; 8 - крепежный болт; 9 - резиновая втулка; 10 – уплотнение; 11 - теплообменные пластины.

Рисунок 3.2.1- Конструкция пластинчатого теплообменника

Типовые ряды:

FP - разборные пластинчатые теплообменники с уплотнениями (стандартное исполнение)

FPDW - пластинчатые теплообменники повышенной надежности (исполнение с двойной пластиной).

FPG - полусварные пластинчатые теплообменники(сварные кассеты для агрессивных сред)

FPSF - пластинчатые теплообменники пластинами типа «Free-Flow» (специальный широкий канал для сред, содержащих твердые частицы).

3.2.2 Принцип работы пластинчатого теплообменника

Пластинчатые теплообменники представляют собой разборные теплообменные аппараты. Поверхность теплообмена состоит из тонких металлических штампованных пластин, изготовленных из коррозионностойких металлов. Гофрированная поверхность пластин усиливает турбулизацию потоков рабочих сред, за счет чего повышается коэффициент теплопередачи и уменьшается количество отложений и загрязнений на рабочих поверхностях.

Для уплотнения межпластинных каналов используются прокладки из термостойкой резины. Уплотнительные прокладки крепятся на пластине таким образом, что после сборки и сжатия пластины в аппарате образуют

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014	
						Лист

две системы герметичных межпластинных каналов, по которым протекают жидкости, участвующие в теплообмене.

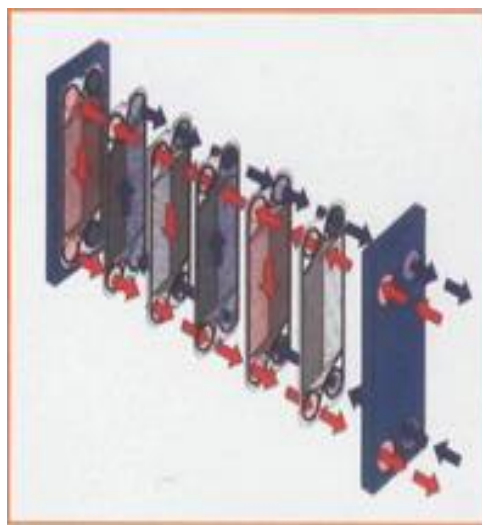
В процессе теплообмена жидкости движутся навстречу друг другу (в противотоке), и горячая жидкость передает тепло через стенку пластины. Теплопередача зависит от профиля пластины. Различные профили пластин определяют коэффициент передачи тепла.

Все пластины в пакете одинаковы, только развернуты одна относительно другой на 180 градусов, такая установка пластин обеспечивает чередование горячих и холодных каналов.

Такой принцип построения теплообменника позволяет быстро модифицировать его, как в сторону увеличения количества пластин, тем самым увеличивая мощность теплообменника, так и легко отремонтировать в случае выхода из строя резинового уплотнения или теплообменной пластины



Рисунок 3.2.2 - Схема движения теплоносителей и распределение потоков



Одноходовой

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

ДП-5В071700-2014



Двухходовой



Трехходовой

Рисунок 3.2.3 - Расположение присоединений

3.2.3 Расчет пластинчатого теплообменника. Выбор типа, марки и количества теплообменников

Для расчета воспользуемся программой HeatExchanger.exe

Расчетная программа (РП) предназначена для расчета теплообменных аппаратов (разборных, паяных) производства, работающих на средах «жидкость - жидкость», «водяной пар-жидкость».

Программа преимущественно ориентирована на подбор теплообменников (ПТО).

Укрупненные функциональные возможности РП:

1. Конструкторский расчет - подбор ПТО для сред «жидкость - жидкость» по имеющимся (наиболее напряженным) тепло-гидравлическим условиям работы.

2. Поверочный расчет - определение тепло-гидравлических характеристик выбранного ПТО на заданном режиме.

3. Расчет 2-х ступенчатой смешанной схемы горячего водоснабжения (ГВС)

В рамках данного расчета осуществляется

- подбор ПТО для отдельных ступеней 2-х ступенчатой смешанной схемы ГВС
- подбор моноблока для 2-х ступенчатой схемы ГВС
- подбор ПТО для альтернативной схемы ГВС - с заниженной обратной теплоносителя.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ДП-5B071700-2014

Лист

4. Конденсация - подбор ПТО для сред «водяной пар-жидкость» по имеющимся (наиболее напряженным) тепло-гидравлическим условиям работы в условиях конденсации.

Редактор сред

Данная опция позволяет просматривать основные теплофизические свойства используемых сред, таких как плотность, теплопроводность, удельная теплоемкость и кинематическая вязкость. Значения теплофизических свойств, представлено на графике с шагом в 10 градусов. Чтобы увидеть значение в промежуточных точках, необходимо нажать и удерживать левую кнопку мыши, на графике появятся дополнительные сноски соответствующие выбранной температуре. Для удобства восприятия информации, графики теплофизических свойств отображаются в соответствии с выбранной цветовой схемой.

Чтобы добавить новую среду в программу следует нажать кнопку «Добавить Среду».

Указываем температурный диапазон использования новой среды, используя выпадающие списки «Минимальная температура» и «Максимальная температура».

Выбираем теплофизическую характеристику и вариант ввода данных. Программа позволяет вводить данные следующими шестью способами:

- «набор точек, полиномиальная зависимость» - интерполирует данные пользователя полиномиальной зависимостью, то есть полиномиальная функция проходит точно через все заданные точки.

- «набор точек, Линейный тренд» - аппроксимирует данные пользователя линейной зависимостью, то есть линейная функция усредняет заданные точки.

- «набор точек, Гиперболический тренд» - аппроксимирует данные пользователя гиперболической зависимостью, то есть гиперболическая функция усредняет заданные точки. Рекомендуется для использования при описании вязкости.

- «Коэффициенты полинома» - позволяет пользователю самостоятельно создать зависимость и с повышенной точностью задать свойства среды коэффициентами $A_0...A_n$ полинома вида $f = A_0 + A_1t + A_2t^2 + ... + A_nt^n$, где f - функция свойства среды в зависимости от температуры t в градусах Цельсия. Максимально можно задать полином пятой степени. Поля коэффициентов полинома для удобства разрешают использовать в том числе и экспоненциальную форму записи числа вида, например, $3,56e-7$ (символ «e» должен быть введен на английской раскладке).

- «набор точек, Ломаная» - интерполирует данные пользователя, соединяя введенные точки отрезками прямых. Продолжения концов ломаной принимаются константами по крайним введенным точкам.

						Лист
ДП-5B071700-2014						
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Рекомендуется использовать при невозможности добиться адекватного описания зависимости другими предложенными способами.

- «набор точек, Квадратичный сплайн» - интерполирует данные пользователя участками квадратичных парабол с плавными переходами между участками. Рекомендуется использовать при наличии большого количества точек неравномерно нелинейной зависимости.

После ввода или изменения данных по точкам или коэффициентам полинома изображение на сопровождающем графике нужно обновить, используя кнопку «Обновить».

Данные по конкретному теплофизическому параметру перед переходом к редактированию следующего нужно сохранить, используя кнопку «Сохранить»

Для окончания редактирования пользовательской среды и сохранения данных нажмите кнопку «ОК», для отмены изменений нажмите кнопку «Отмена».

Рекомендации по выбору температур, для которых вводятся физические свойства:

- для одной реперной точки температура выбирается из диапазона рабочих температур данной среды (желательно средняя),

- для двух точек - желательно выбрать крайние температуры рабочего диапазона ПТО (вход греющей и вход нагреваемой среды),

- для трех точек - желательно выбрать среднюю и 2-е крайние температуры из рабочего диапазона ПТО (вход греющей и вход нагреваемой среды).

Чтобы редактировать свойства пользовательской среды, выбираем нужную среду и нажмем кнопку «Редактировать Среду»

Чтобы удалить пользовательскую среду, выбираем нужную среду и нажимаем кнопку «Удалить Среду».

После запуска программы появляется следующее окно:

					<i>ДИ-5В071700-2014</i>	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Поверочный расчет

ПТО: FP 300 / 25

Гор. Хол.

Тип среды: Вода Вода

Массовый расход: 1198 970 т/ч

Температура на входе: 25 10 С

Запас, %: 0 Расч. Т, С: 150

Прокладка:

Назначение: Общепромышленное

Направление потоков: Противоток

Произвести расчет

Тепловая мощность: 0.1518 Гкал/ч

Коэффициент теплопередачи: 27031 ккал/(м² ч С)

Площадь теплообмена: 0.37 м² LMTD: 14.8 С

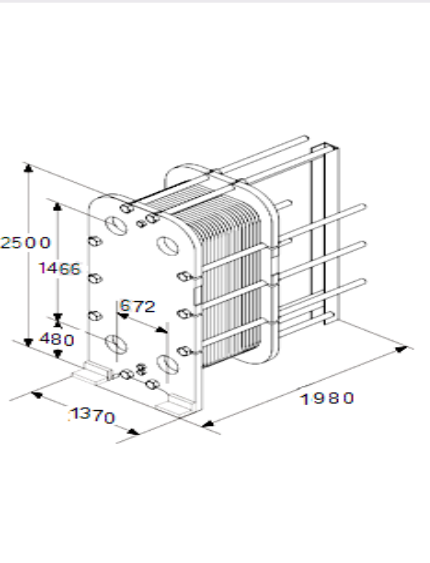
Температура: 25 -> 24.8 10.1 <- 10 С

Потери давления / в портах: 709008,7 / 1 480224,42 / м. вод. ст.

Скорость в портах / каналах: 415 / 255 1335 / 216 м/с

Масса пустой / заполненный: 46 / 48 кг

Наружная резьба 1.25": Максимальное кол-во пластин: 800



Сохранить... Выход

Выбираем серию FP (на фреоне R142b), выбираем модель. Затем пишем массовый расход, температуры на входе горячей и холодной воды. Нажимаем кнопку «Произвести расчет» и получаем расчет для пластинчатого теплообменника. А в правой части экрана появляется рисунок теплообменника с габаритными размерами для данной условия.

FP 300-25 – это компактный, простой в монтаже и в работе теплообменник со специальными гофрированными пластинами, которые отличаются высоким коэффициентом теплоотдачи. Каждая пластина изготовлена из коррозионностойкого материала, а для создания прокладок и уплотнителей использовались качественные износостойкие материалы, что придало этой модели такую долговечность и не привередливость при использовании.

В комплектации FP 300-25 имеются специальные уплотнители, которые служат разделителями каналов и обеспечивают их надежной герметичностью.

К техническим особенностям данного теплообменника можно отнести:

Рабочая температура – максимально до 150°C;

Давление – не более 25 бар;

Площадь теплообмена – 1600 м²;

Предельное количество пластин – 800 шт.;

Толщина пластин – 4,1 мм;

Материал пластин – мельхиор;

Материал уплотнений – СКУ-ПФЛ-100.

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ДП-5В071700-2014

Лист

Данная модель теплообменника является одной из самых надежных и эффективных в серии FP.

Габаритные размеры теплообменника Funke FP 300-25

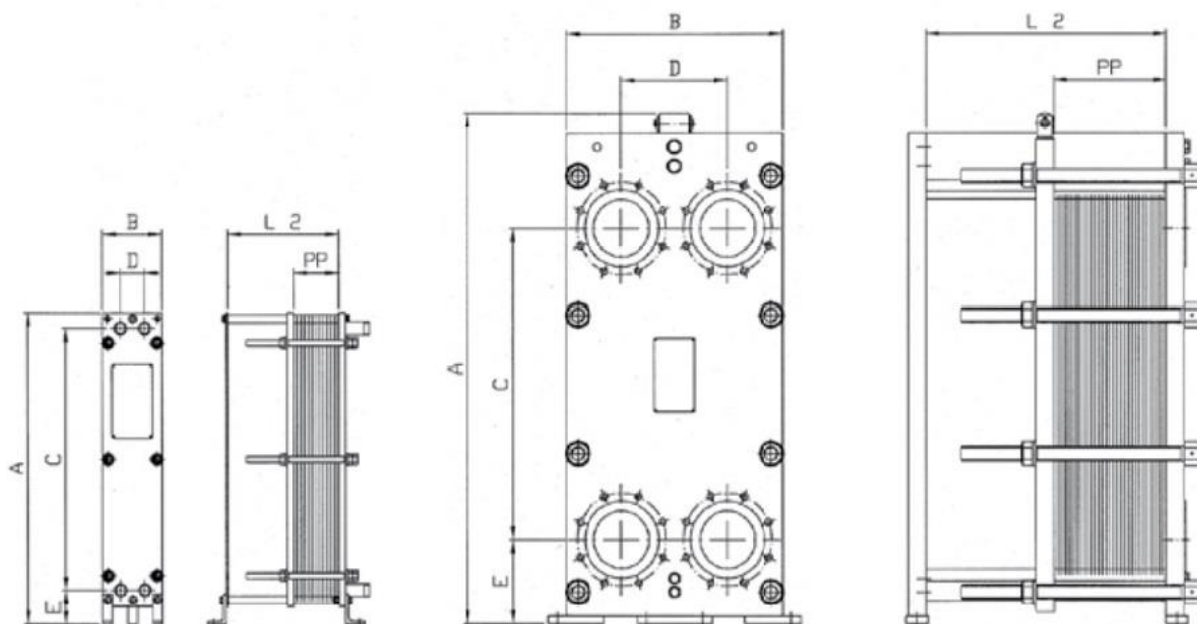


Рисунок 3.3.1 – Размеры пластинчатого теплообменника

Таблица 3.3.1 – Основные габаритные размеры

Корпус	A мм	B мм	C мм	D мм	E мм	L2 мм	PP мм	макс. давл. бар	кол. пластин шт	S пласт. м2	макс S м2
FP 300	2500	1370	1466	672	480	1980	Кол*4,1	25	800	1,5	1600

Теплообменник также характеризуется оригинальной одноходовой схемой, при которой все контактные элементы расположены на передней плите. Такое расположение максимально упрощает эксплуатацию и уход за теплообменником.

ПРЕИМУЩЕСТВА ПЛАСТИНЧАТЫХ ТЕПЛООБМЕННИКОВ (ПТО) FUNKE

- низкие инвестиционные и производственные затраты, а также незначительные издержки на обслуживание аппаратов;
- высокоэффективная теплопередача (коэффициент теплопередачи в среднем в 3-5 раз больше, чем в теплообменниках с гладкими трубами);

Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
-----	------	----------	---------	------

ДП-5В071700-2014

Лист

- асимметричные каналы для более экономичных решений;
- использование наименьшей разницы температур - небольшая занимаемая площадь;
- эффект самоочистки посредством высокотурбулентного потока;
- возможность увеличения мощности за счет расширения пакет пластин;
- высокая степень надежности за счет практически полного исключения возможности смешения сред;
- легкость демонтажа и промывки;
- незначительный вес.

УДОБСТВО В ЭКСПЛУАТАЦИИ

- простота монтажа, использования и ремонта;
- легкоизменяемая мощность теплообменника путем установки дополнительного количества пластин;
- минимальное загрязнение поверхностей благодаря высокой скорости и турбулизации потока;
- экономия площадей и денежных средств из-за небольшого веса и габаритных размеров;
- исключение возможности смешения жидкостей, благодаря специфической конфигурации уплотнения;
- высокая коррозионная стойкость.

ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООБМЕНА

- минимальная поверхность теплообмена за счет высокого коэффициента теплопередачи;
- низкие потери давления за счет оптимального подбора типа пластин с различными видами профилей теплообменных каналов;
- эффективное регулирование температуры в системе за счет малого объема рабочей жидкости.

3.3 Компоновка оборудования теплонасосной установки

Компоновкой теплонасосной станции называется взаимное расположение ее сооружений на отведенной площадке, а также взаимное расположение производственных и бытовых помещений в главном здании теплонасосной станции и расположение в них основного и вспомогательного оборудования компрессорных установок.

При выполнении компоновки теплонасосной станции необходимо:

1. Соблюдать, при наименьшей стоимости строительства, надежность, безопасность и удобство обслуживания оборудования как в нормальных, так и в аварийных условиях при наименьшем количестве обслуживающего персонала и максимальном использовании средств автоматизации.

					ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2. Создавать компактность расположения оборудования и помещений, ведущую к сокращению площадей и объемов помещений, а также длин коммуникаций (трубопроводов, электрокабелей и прочие).

3. Выделять взрывоопасное и пожароопасное оборудование и материалы в отдельные помещения, отвечающие специальным условиям и нормам.

4. Предусматривать защиту строительных конструкций здания от действия вибрационных колебаний при работе оборудования, создающие эти колебания.

5. Предусматривать возможность последующей замены малопроизводительного и морально устаревшего оборудования на новое без коренной реконструкции здания, а также предусматривать возможность расширения и увеличения мощности теплонасосной станции без нарушения эксплуатации оборудования во время выполнения работ по реконструкции.

6. Соблюдать требования правил техники безопасности и охраны труда, санитарных и строительных норм, технических условий и правил проектирования промышленных предприятий, а также противопожарных правил.

Компоновка теплонасосной станции должна выполняться главным образом с учетом возможных минимальных первоначальных затрат и минимальных ежегодных издержек на эксплуатацию теплонасосных установок.

Состав сооружений

В помещении машинного отделения располагаются тепловые насосы, теплообменники и насосы.

Размеры машинного отделения с учетом вышеуказанных оборудований равен 42х15х6м.

Конструкция наружных стен: сборные бетонные панели толщиной 240мм. Конструкция внутренних стен: кирпичная кладка 250 мм. Конструкции перегородок: сборные бетонные панели 100 мм.

Кроме основного помещения предусматриваются вспомогательные и подсобно-бытовые помещения, необходимые для функционирования машинного отделения и обеспечения санитарно-бытовых условий обслуживающего персонала. Помещения размещены с северной стороны здания. Вход в помещения осуществляется через отдельный коридор, имеющий вход снаружи и связанный дверью с машинным отделением. Эта часть здания выполнен в два этажа с высотой помещений 3 м, и имеет ширину прохода 1 м, дверей 0,8 м, коридора 1,4 м, марша лестницы 1,05 м, лестничной клетки 2,15 м.

Здание машинного отделения имеет три выхода, максимально удаленных друг от друга. Расстояние от наиболее удаленного рабочего места до ближайшего выхода около 100 м. Все двери из помещений открываются в сторону выхода. Такое расположение и устройство выходов

					ДП-5В071700-2014		Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

регламентируется требованиями по эвакуации людей в аварийных ситуациях.

В здании машинного отделения не допускается устройство подвальных помещений для расположения теплообменных аппаратов, насосов и прокладки трубопроводов.

В помещении главного щита автоматизации и пульта управления установлен в стене, смежной с машинным залом, окно с остеклением площадью 1,68 м².

Трансформаторная подстанция проектируется отдельным блоком на две камеры для трансформаторов. Дверь из этого помещения выходит наружу. К трансформаторной подстанции примыкает помещение электрораспределительных устройств.

Оборудование размещают компактно по ходу движения оборотной и горячей воды в соответствии с принципиальной схемой, группируя машины и аппараты по их функциональному назначению. При этом необходимо соблюдать правила техники безопасности и обеспечивать удобство обслуживания, возможность проведения ремонтных работ и дальнейшего расширения машинного отделения.

Проходы и отступы, расположенных теплонасосных агрегатов:

- главный проход между агрегатами 2 м;
- проход между выступающими частями агрегатов не менее 1,5 м;
- отступ между стеной и агрегатом 2 м, если требуется обслуживание со стороны стены.

Для разборки и ремонта оборудования предусмотрено свободное место, достаточное для выемки наиболее длинной детали. Предусмотрены также монтажные проемы /окна, ворота или двери/ в соответствии с габаритами оборудования. Для расширения помещения машинного отделения оставлена свободная площадка территории, примыкающая к одному из торцов здания.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

4 Безопасность жизнедеятельности

4.1 Данные предприятия

Наименование предприятия – Актауская ТНС

Адрес предприятия - Республика Казахстан, г. Актау , промзона.

Сведения о предприятии: Актауская ТНС расположена на расстоянии 10 км юго-восточнее г.Актау в промышленной зоне, в которой расположены и ряд других крупных предприятий области.

Анализ условий труда ТНС:

1) Анализ помещения

Помещение одноэтажное. Тип помещения: машинный зал. Размеры помещения составляют 42×12×6 (соответственно длина, ширина, высота). В помещении работает три человека. Кабинет имеет 6-ть окон, расположенных с восточной стороны. Размеры окон составляют 1,5×1,5 (соответственно длина, ширина). План помещения приведен на рис. 5.1.1

2) Характеристики оборудования

Т а б л и ц а 4 . 1 . 1 - Оборудование и его характеристики

Название оборудования	Характеристики
Тепловой насос	НТ-9000
Щит управления, компьютер	ПК: Windows 7 профессиональная
<i>Лампы высокого давления ДРЛ</i>	Мощность – 400 Вт; Световой поток - 23500лм; Срок службы – 18000 часов; Количество – 24 шт.

3) Характеристики микроклиматических условий

Работа 1-го сотрудника производится сидя и не требует физического напряжения. Данная работа относится к лёгкой физической категории Ia. Работа 1-го сотрудника связана с ходьбой, переноской небольших тяжестей (до 10 кг) и требует определенного физического напряжения, данная работа относится к физической средней тяжести категории IIa. Работа 4-х сотрудников связана с постоянными передвижениями, перемещением и переноской значительных (свыше 10кг) тяжестей и требует больших физических усилий. Категория тяжести - IIб.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разработал</i>	<i>Алпысбаева</i>				Безопасность жизнедеятельности	<i>лит</i>	<i>лист</i>	<i>листов</i>
<i>Проверила</i>	<i>Абильдинова</i>							
<i>Н. контр</i>	<i>Колчин</i>							
<i>Реценз.</i>	<i>Исатаев</i>							
<i>Утвердил</i>	<i>Мусабеков</i>							
						<i>АУЭС, каф. ПТЭ ПТЭ-10-2</i>		

В таблице 4.1.2 - Значения параметров микроклимата для рассматриваемого помещения.

Период работы	Категория работы	Температура воздуха, °С	Относительная влажность воздуха, %	Скорость движения воздуха, м/с
Холодный	Iа, IIа, IIб	17-25	75 при 25 °С	0,4
Тёплый	Iа, IIа, IIб	20-26	60 при 26 °С	0,5

4) Характеристики освещения

Освещение машинного зала осуществляется посредством совмещенного освещения: естественное освещение со стороны окон (боковое освещение) и искусственное местное освещение.

В качестве источника искусственного местного освещения используются люминесцентные лампы в количестве 24 шт.

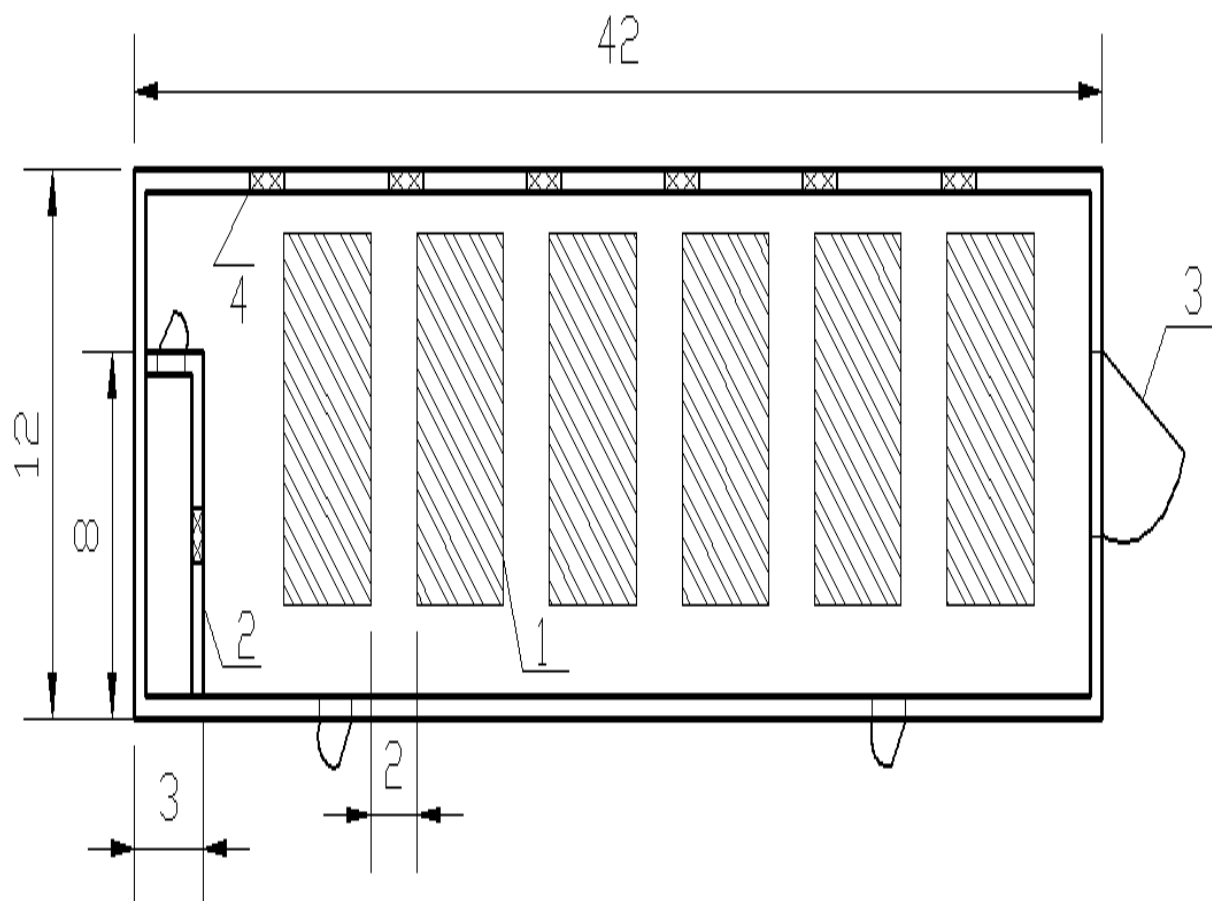


Рисунок 4.1.1 – План помещения

1 — тепловой насос; 2 — кабина наблюдения; 3 — дверь; 4 — окна.

						Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014	

4.2 Акустический расчет и меры защиты от воздействия шума

Шум – это беспорядочное сочетание звуков различной частоты и интенсивности. Шум возникает при механических колебаниях в твердых, жидких и газообразных средах.

Длительное воздействие шумов отрицательно сказывается на самочувствии человека. Шум звукового диапазона замедляет реакцию человека на поступающие от технических устройств сигналы, это приводит к снижению внимания и увеличению ошибок при выполнении различных видов работ. Шум угнетает центральную нервную систему (ЦНС), вызывает изменения скорости дыхания и пульса, снижает остроту зрения, способствует нарушению обмена веществ, возникновению сердечно-сосудистых заболеваний, язвы желудка, гипертонической болезни.

Органы слуха по-разному воспринимают звуки разной частоты. Введено понятие громкость звука, оценивающее меру слухового ощущения. На самочувствие человека наиболее неблагоприятно сказываются звуки высоких частот.

Исходные данные:

Вид оборудования: тепловой насос

Количество источников: 6

$r_1 = 3,5$ м; $r_2 = 9,25$ м; $r_3 = 15,0$ м; $r_4 = 20,75$ м; $r_5 = 26,5$ м; $r_6 = 32,25$ м

Объем помещения, V : 3024 м³.

Отношение $V/S_{огр}$: 1,0

l_{max} : 1,4

Параметры кабины наблюдения – 8×3×6 м

Площадь глухой стены, $S_1 = 48$ м²

Площадь глухой стены, $S_2 = 18$ м²

Площадь двери, $S_3 = 2,52$ м²

Площадь окна $S_4 = 1,68$ м²

Таблица 4.2.1 Ориентировочные уровни звукового давления L_{p_i} теплоэнергетического оборудования.

Источник шума на ТНС	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц		
	63	125	250
Тепловой насос (L_{p_i})	89	101	100

Расчет уровня звукового давления в расчетной точке, расположенной в зоне прямого и отраженного звука находят по формуле:

$$L = 10 \cdot \lg \left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i \chi_i \Phi_i}{S_i} + \frac{4\psi}{B} \sum_{i=1}^n \Delta_i \right), \quad (4.2.1)$$

$$\text{где } \Delta_i = 10^{0,1Lp_i}, \quad (4.2.2)$$

Lp_i – уровень звукового давления источника шума в пределах октавных полос;

Минимальное расстояние от расчетной точки до акустического центра и ближайшего к ней источника $r_{\min} = r_1 = 3,5$ м, тогда $5r_{\min} = 17,5$ м. Общее количество принимаемых в расчет источников шума, расположенных вблизи расчетной точки, для которых $r_i < 5r_{\min} = 17,5$ м, будет равно $n=3$;

Учитываются источники, расположенные на расстояниях $r_1 = 3,5$ м, $r_2 = 9,25$ м, $r_3 = 15$ м.

$n = 3$ – общее количество источников шума в помещении;

где χ – коэффициент, учитывающий влияние ближайшего акустического поля и определяемый графически в зависимости от

$$\text{условия } \frac{r_{\min}}{l_{\max}} \geq 2$$

l_{\max} – максимальный габарит источника шума:

$$\chi = 1, \text{ так как } \frac{r_{\min}}{l_{\max}} = \frac{3,5}{1,4} = 2,5;$$

Φ – фактор напряженности источника шума, если источник шума располагается на полу, то $\Phi=1$;

S_i – площадь воображаемой поверхности, правильной геометрической формы, окружающий источник и проходящей через расчетную точку.

Для источников шума, у которых $2 \cdot l_{\max} < r_{\min}$ ($2 \cdot 1,4 = 2,8 < r_{\min}$ – в данном случае это условие выполняется): при расположении ИШ в пространстве $S = 4\pi r^2$, на поверхности стен, перекрытия $S = 2\pi r^2$, в двухгранном углу, образованном ограждающими конструкциями $S = \pi r^2$;

ψ – коэффициент, учитывающий нарушение диффузности звукового поля в помещении определяется графически в зависимости от отношения

$$\frac{B}{S_{огр}} = 1,0 \rightarrow \psi = 0,51$$

$$B \quad \text{–} \quad \text{постоянная} \quad \text{помещения}, \quad B = V_{1000} \cdot \mu, \quad (4.2.3)$$

где V_{1000} – постоянная помещения на среднегеометрической частоте 1000 Гц. Определяется в зависимости от типа помещения. Для генераторного зала $V_{1000} = V/20 = 3024/20 = 151,2$;

$$(4.2.4)$$

μ – частотный коэффициент на среднегеометрической частоте октавной полосы ;

Таблица 4.2.2 – Частотные множители.

Объём помещения в м ³	Частотный множитель μ при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц		
	63	125	250
V=3024	0,5	0,5	0,55

Найдем суммарные уровни звуковых давлений $L_{\text{общ}}$ в расчетной точке от всех источников шума. Далее, используя известные значения $L_{\text{доп}}$, указанные в таблице 5.4, определяется требуемое снижение шума $\Delta L_{\text{тр}} = L_{\text{общ}} - L_{\text{доп}}$, значение которого должно быть отрицательным или равно нулю.

Таблица 4.2.3 – Допустимые уровни звукового давления.

Наименование помещения и рабочих мест	Уровни звукового давления ,дБ, в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц		
	63	125	250
Кабина дистанционного управления с речевой связью по телефону	83	74	68

Расчет уровня звукового давления в расчетной точке, расположенной в зоне прямого и отраженного звука для среднегеометрической частоты октавных полос 63 Гц находим по формулам (4.2.1)÷(4.2.4) :

$$1) \Delta_{63} = 10^{0,189} = 794328234,7$$

$$S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 3,5^2 = 76,930 \text{ м}^2$$

$$2) S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 9,25^2 = 537,333 \text{ м}^2$$

$$S_1 = 2 \cdot 3,14 \cdot 15,0^2 = 1413,000 \text{ м}^2$$

$$\frac{\Delta_{63}}{S_1} = \frac{794328234,7}{76,930} = 10325337,771$$

$$3) \frac{\Delta_{63}}{S_2} = \frac{794328234,7}{537,333} = 1478280,645$$

$$\frac{\Delta_{63}}{S_3} = \frac{794328234,7}{1413,000} = 562157,279$$

$$4) \sum_1^3 \frac{\Delta_{63}}{S_i} = 12365775,695$$

$$5) B = B_{1000} \cdot \mu = 75,600$$

б)

$$L_{\text{общ}} = \lg \left(\frac{794328234,7 \cdot 1 \cdot 1}{76,930} + \frac{794328234,7 \cdot 1 \cdot 1}{537,333} + \frac{794328234,7 \cdot 1 \cdot 1}{1413,000} \right) + \frac{4 \cdot 0,51}{75,600} \cdot 2382984704,173 = 78,846 \text{ дБ}$$

$$7) \Delta L_{\text{тр}} = L_{\text{общ}} - L_{\text{дон}} = -4,154 \text{ дБ} \quad (4.2.5)$$

Дальнейшие результаты расчетов сводим в таблицу 4.2.4

Таблица 4.2.4 – Результаты расчета октавных уровней звукового давления в расчетной точке и требуемого снижения шума.

№	Величина	Ед.измер.	Среднегеометрическая Частота октавной полосы, [Гц]		
			63	125	250
1	Lp_i	Дб	89	101	100
2	$\Delta i = 10^{0,1 \cdot Lp_i}$	-	794328234,7	12589254118	10000000000
3	$S_1 = 2\pi r_1^2$	кв. м	76,930	76,930	76,930
4	$S_2 = 2\pi r_2^2$	кв. м	537,333	537,333	537,333
5	$S_3 = 2\pi r_3^2$	кв. м	1413,000	1413,000	1413,000
6	$\Delta i / S_1$	-	10325337,771	163645575,431	129988301,053
7	$\Delta i / S_2$	-	1478280,645	23429169,309	18610450,699
8	$\Delta i / S_3$	-	562157,279	8909592,440	7077140,835
9	$\sum \Delta i / S_i$	-	12365775,695	195984337,181	155675892,587
10	B_{1000}	-	151,200	151,200	151,200
11	μ	-	0,500	0,500	0,550
12	$B = B_{1000} \cdot \mu$	-	75,600	75,600	83,160
13	$4\Psi/B$	-	0,027	0,027	0,025
14	$\sum \Delta i$	-	2382984704,173	37767762353,825	30000000000,000
15	$4\Psi/B \cdot \sum \Delta i$	-	64302761,859	1019130095,262	735930735,931
16	$\sum \Delta i / S_i + 4\Psi/B \cdot \sum \Delta i$	-	76668537,553	1215114432,443	891606628,517
17	$L_{\text{общ}} = 10 \cdot \lg(16)$	Дб	78,846	90,846	89,502
18	$L_{\text{дон}}$	Дб	83,000	74,000	68,000
19	$\Delta L_{\text{тр}} = L_{\text{общ}} - L_{\text{дон}}$	Дб	-4,154	16,846	21,502

Поскольку значения требуемого снижения шума в основном являются положительными, то для данной работы необходим ряд мероприятий по снижению шума.

Расчет мероприятий по снижению шума

Необходимо спроектировать кабину наблюдения со следующими параметрами:

Параметры кабины наблюдения – 8×3×6 м

Площадь глухой стены, $S_1= 48 \text{ м}^2$

Площадь глухой стены, $S_2= 18 \text{ м}^2$

Площадь двери, $S_3= 2,52 \text{ м}^2$

Площадь окна $S_4= 1,68 \text{ м}^2$

Таблица 4.2.5 – Уровни звукового давления источников шума

Величина, дБ	Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц		
	63	125	250
Лобц	78,846	90,846	89,502
Лдоп	83,000	74,000	68,000

Требуемая изоляция воздушного шума $R_{тp_i}$ в дБ ограждающей конструкции в октавной полосе частот при проникновении из одного помещения в другое:

$$R_{тp_i} = L_{общ} - 10 \cdot \lg V_{и} + 10 \cdot \lg S_i - L_{доп} + 10 \cdot \lg n,$$

(4.2.6)

где величина $V_{и}$ – постоянная защищаемого от шума помещения в м^3 .

$$V_{и} = V_{и1000} \cdot \mu,$$

$$V_{и1000} = \frac{V_{кб}}{10} = \frac{144}{10} = 14,4. \quad (4.2.7)/(4.2.8)$$

Таблица 4.2.6 - Частотные множители.

Объём помещения в м^3	Частотный множитель μ при среднегеометрических частотах октавных полос, Гц		
	63	125	250
$V=144$	0,8	0,75	0,7

Для среднегеометрической частоты октавных полос 63 Гц:

$$V_{и} = 8 \times 3 \times 6 = 144 \text{ м}^3, V_{и1000} = 144/10 = 14,4 \text{ м}^2, V_{и} = 14,4 \cdot 0,8 = 11,520 \text{ м}^2.$$

$L_{ш}$ – октавный уровень звукового давления в не защищаемом от шума помещении, $L_{ш} = L_{сум}$;

S_i – площадь ограждающей конструкции (или отдельного ее элемента), через которую проникает шум в помещение;

n – общее количество ограждающих конструкций (или отдельных их элементов).

$$R_{тp1} = 78,846 - 10 \cdot \lg 11,520 + 10 \cdot \lg 48 - 83 + 10 \cdot \lg 3 = 6,815 \text{ дБ};$$

$$R_{тp2} = 78,846 - 10 \cdot \lg 11,520 + 10 \cdot \lg 18 - 83 + 10 \cdot \lg 3 = 2,555 \text{ дБ};$$

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014					

$$R_{тр3}=78,846-10 \cdot \lg 11,520+10 \cdot \lg 2,52-83+10 \cdot \lg 3 = -5,983 \text{ дБ};$$

$$R_{тр4}=78,846-10 \cdot \lg 11,520+10 \cdot \lg 1,68-83+10 \cdot \lg 3 = -7,744 \text{ дБ}.$$

Также рассчитываются остальные значения воздушной изоляции для других среднегеометрических частот октавных полос.

Таблица 4.2.7 – Результаты расчета

Величина		Ед.изм	Среднегеометрическая частота, Гц		
			63	125	250
1	B_{u1000}	кв.м	14,400	14,400	14,400
2	μ		0,800	0,750	0,700
3	$Bu = \mu * B_{u1000}$		11,520	10,800	10,080
4	Лобщ	дБ	78,846	90,846	89,502
5	Лдоп	дБ	83,000	74,000	68,000
6	$10 \lg n$		4,771	4,771	4,771
7	$10 \lg B$		10,615	10,334	10,035
8	$10 \lg S_1$		16,812	16,812	16,812
9	$10 \lg S_2$		12,553	12,553	12,553
10	$10 \lg S_3$		4,014	4,014	4,014
11	$10 \lg S_4$		2,253	2,253	2,253
12	$R_{тр1}$	дБ	6,815	28,095	33,051
13	$R_{тр2}$	дБ	2,555	23,836	28,791
14	$R_{тр3}$	дБ	-5,983	15,297	20,253
15	$R_{тр4}$	дБ	-7,744	13,536	18,492

По сделанным расчетам выберем конструкции, обеспечивающие необходимую звукоизоляцию. Для уменьшения шума, производимого промышленным оборудованием, предусматриваются следующие мероприятия:

Для стен (S_1 и S_2) используем кирпичную кладку, оштукатуренную с 2-х сторон, толщиной в $\frac{1}{2}$ кирпича, средняя поверхностная плотность, которого 220 кг/м^2 . Дверь (S_3) спроектируем глухую щитовидную марки ДБ-8 толщиной 40мм, облицованная с двух сторон фанерой толщиной 4 мм и с уплотняющими прокладками из резины. Окно – двойное остекление со стеклами толщиной 4мм и воздушным зазором 200мм, с уплотняющими прокладками из пористой резины. В результате стены, окна и дверь обеспечат полную звукоизоляцию кабины наблюдения.

4.3 Особенности вынужденного движения людей

Основная особенность вынужденной эвакуации заключается в том, что при возникновении пожара, уже в самой его начальной стадии, человеку угрожает опасность в результате того, что пожар сопровождается выделением теплоты, продуктов полного и неполного сгорания, токсических веществ,

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014					

обрушением конструкций, что, так или иначе, угрожает здоровью и даже жизни человека. Поэтому при проектировании зданий принимают меры, чтобы процесс эвакуации мог бы завершиться в необходимое время и безопасно.

Процесс движения людей в силу угрожающей им опасности инстинктивно начинается одновременно в одном направлении — в сторону выходов. Это приводит к тому, что проходы быстро заполняются людьми при определенной плотности потоков. С увеличением плотности потоков скорости движения снижаются, что создает вполне определенный ритм процесса движения.

В связи с массовым строительством жилых и общественных зданий повышенной этажности, а также блокированных производственных зданий стремление к кооперированию общественных зданий, в которых концентрируются значительные массы людей, проблемы внутренней планировки зданий с учетом обеспечения безопасной эвакуации людей приобретают большое значение.

Безопасность вынужденной эвакуации достигается тогда, когда продолжительность эвакуации людей из отдельных помещений или зданий в целом будет, например, меньше продолжительности пожара, по истечении которой возникают опасные для человека воздействия. Кратковременность процесса эвакуации достигается конструктивно-планировочными и организационными решениями.

Параметры движения людей

Основными параметрами, характеризующими процесс эвакуации из зданий и сооружений, является: плотность D , скорость движения v людского потока, пропускная способность пути (выходов) Q и интенсивность движения q . Кроме того, эвакуационные пути, как горизонтальные, так и наклонные, характеризуются свободной длиной l и шириной δ движения.

Люди, двигаясь по эвакуационным путям, образуют людской поток. Размещение людей в потоке случайное и может меняться в процессе движения.

Плотность людского потока D , состоящая из N людей, равна:

$$D = N/A, \quad (4.3.1)$$

где A — площадь пути эвакуационного участка, m^2 ;

$$A = \delta l. \quad (4.3.2)$$

Путь движения людского потока состоит из нескольких участков:

1) расстояние в кабине наблюдения до дверного проёма с выходом в машинный зал $l = 6$ метра, ширина перехода $\delta = 3$ метра:

$$A_1 = 3 \times 6 = 18 m^2;$$

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						
<i>ДП-5B071700-2014</i>										

2) расстояние до дверного проема до первого поворота $l = 4$ метра, ширина перехода $\delta = 6,5$ метров:

$$A_2 = 6,5 \times 4 = 26 \text{ м}^2;$$

3) наибольшее расстояние до второго поворота $l = 40$ метров, ширина перехода $\delta = 2$ метров:

$$A_3 = 2 \times 40 = 80 \text{ м}^2;$$

4) расстояние от второго поворота до выхода наружу $l = 3$ метров, ширина перехода $\delta = 3$ метров:

$$A_5 = 3 \times 3 = 9 \text{ м}^2;$$

Отсюда общая площадь пути эвакуационного движения:

$$A = 18 + 26 + 80 + 9 = 133 \text{ м}^2$$

Плотность людского потока D на 1-ом участке, состоящем из $N = 3$ людей, равна:

$$D = 3 \div 18 = 0,167 \text{ чел/м}^2;$$

Плотность людского потока D на 2-ом участке равна:

$$D = 3 \div 26 = 0,115 \text{ чел/м}^2;$$

Плотность людского потока D на 3-ем участке равна:

$$D = 3 \div 80 = 0,037 \text{ чел/м}^2;$$

Плотность людского потока D на 4-ом участке равна:

$$D = 3 \div 9 = 0,333 \text{ чел/м}^2;$$

Если площадь горизонтальной проекции человека обозначить через f , то формула определения плотности, $\text{м}^2/\text{м}^2$ примет вид:

$$D = N \times f / A. \quad (4.3.3)$$

При неоднородном составе людей формула определения плотности может быть записана в следующем виде:

$$D = \frac{N_1 f_1 + N_2 f_2 + \dots + N_n f_n}{A} = \frac{\sum N_n f_n}{A}, \quad (4.3.4)$$

где N_n — количество людей, имеющих площади горизонтальной проекции f_n .

Плотность людского потока D на 1-ом участке, состоящем из $N = 3$ людей в зимней одежде, равна:

$$D = \frac{3 \times 0,125}{18} = 0,021 \frac{\text{м}^2}{\text{м}^2}$$

Плотность людского потока D на 2-ом участке равна:

$$D = \frac{3 \times 0,125}{26} = 0,014 \frac{\text{м}^2}{\text{м}^2}$$

Плотность людского потока D на 3-ем участке равна:

$$D = \frac{3 \times 0,125}{80} = 0,005 \frac{\text{м}^2}{\text{м}^2}$$

Плотность людского потока D на 4-ом участке равна:

$$D = \frac{3 \times 0,125}{9} = 0,042 \frac{\text{м}^2}{\text{м}^2}$$

В том случае, когда необходимо подойти к оценке плотности в чел/м², полученную плотность делят на f .

При плотности до 0,05 м²/м² человек имеет полную свободу движения как по направлению, так и при желаемой ему скорости. При плотности в интервале $0,05 < D < 0,15$ человек не может свободно менять направление своего движения; при плотности выше 0,15 м²/м² люди практически начинают двигаться слитно. Верхней границей слитного движения следует считать $D < 0,92$ м²/м². Поэтому этой величиной ограничивается плотность при проектировании эвакуационных путей.

Образование высоких плотностей наиболее вероятно и наиболее опасно в случае вынужденной эвакуации, когда люди стремятся быстрее уйти от источника опасности. Естественное стремление людей уйти от источника опасности диктует необходимость сократить до минимума время их пребывания в опасной зоне.

Пути эвакуации должны обеспечивать возможность людям покинуть помещение за время $t_{нб}$, не превышающее t_p , являющееся критерием безопасности для людей. Это условие $t_{нб} \leq t_p$ — еще одно расчетное предельное состояние путей движения.

Эвакуационные выходы и пути

Эвакуационными выходами считают дверные проемы, если они ведут из помещений непосредственно наружу; в лестничную клетку с выходом наружу непосредственно или через вестибюль, отделенные от коридоров перегородками с дверьми, в проход или в коридор с непосредственным выходом наружу или в лестничную клетку; в соседние помещения того же этажа, обладающие огнестойкостью не ниже III степени, не содержащие производств, относящихся по пожарной опасности к категориям А, Б и Е, а также имеющие непосредственный выход наружу или на лестничную клетку (рисунок 4.3.1).

Все проемы, в том числе и дверные, не обладающие указанными признаками, не считаются эвакуационными и в расчет не принимаются.

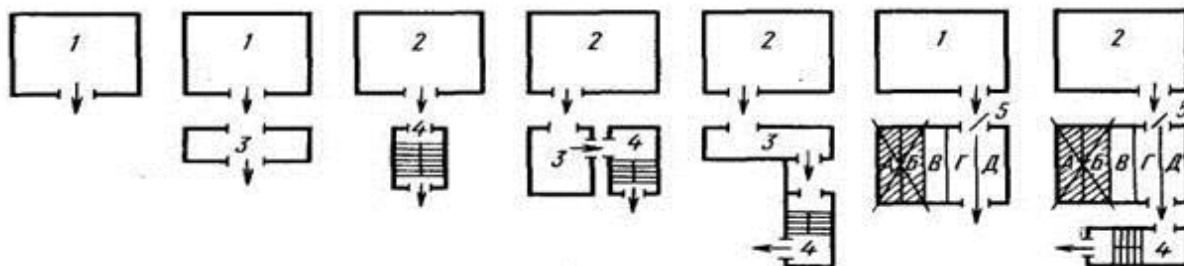


Рисунок 4.3.1 - Допустимые варианты устройства эвакуационных выходов: 1 — помещения в первом этаже; 2 — помещения в любом этаже,

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

кроме первого; 3 — проходные коридоры или вестибюль; 4 — лестничные клетки; 5 — проходные помещения, которые при содержании категорий

Эвакуационными путями считаются такие, которые ведут к эвакуационному выходу и обеспечивают безопасное движение в течение определенного времени. Наиболее распространенными путями эвакуации являются проходы, коридоры, фойе и лестницы. Пути сообщения, связанные с механическим приводом (лифты, эскалаторы), не относятся к путям эвакуации, так как всякий механический привод связан с источниками энергии, которые могут при пожаре или аварии выйти из строя. Эвакуационным является также вход в тоннель, ведущий за пределы здания, а в зданиях повышенной этажности эвакуационным является выход в незадымляемую лестничную клетку.

Запасными выходами называют такие, которые не используют при нормальном движении, но они могут быть использованы в случае необходимости при вынужденной эвакуации. В помещениях с массовым пребыванием людей запасные выходы в расчет эвакуации не принимаются. Для безопасной вынужденной эвакуации людей, как правило, устраивают в зданиях не менее двух эвакуационных выходов, однако для многих многоэтажных зданий небольших размеров и небольшой вместимости одна лестница вполне обеспечивает своевременную эвакуацию людей. На случай возможного задымления этой лестницы, а также для обеспечения операции по тушению пожара устраивают второй выход на наружную пожарную лестницу.

Процесс эвакуации из зданий делится на три этапа. Первый этап — это движение людей от наиболее удаленной точки помещения до эвакуационного выхода. К таким помещениям относят производственные цехи, мастерские, зрительные залы в театрах, кинотеатрах, клубах, классы и аудитории в учебных заведениях, палаты лечебных учреждений и др.

Второй этап эвакуации представляет собой движение людей от эвакуационных выходов из помещений до выходов наружу. Такое движение происходит по коридорам, проходам к фойе и лестничным клеткам и по лестницам — через вестибюль наружу. Если здание одноэтажное с простым функциональным процессом, второй этап эвакуации может представлять собой движение от эвакуационного выхода из помещений по коридору непосредственно наружу. Иногда в производственных и жилых одноэтажных зданиях выход из помещений совпадает с выходом наружу. В этом случае второй этап эвакуации исключается.

Третий этап — движение людей от выхода из зданий и рассеивание их в городском потоке или на заводской территории.

«Строительные нормы и правила» допускают для большинства помещений, за исключением театров и дворцов спорта, определять суммарную ширину маршей лестничных клеток, а также ширину дверей,

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

ДП-5В071700-2014

коридоров или проходов на путях эвакуации из расчета не менее 0,6 м на 100 человек.

Минимальная ширина коридора или прохода определяется расчетом, но должна быть не менее 1,0 м. Исключение составляют проходы, нижняя часть высоты которых может быть частично занята оборудованием (например, проходы между креслами зрелищных помещений, между столами в учебных аудиториях, классах, в проектно-конструкторских бюро и т. п.). Ширина таких проходов по низу должна быть не менее 0,5 м.

Все пути эвакуации должны иметь по возможности ровные вертикальные ограждения конструкций без элементов, сужающих свободную длину пути. Все виды путей эвакуации должны иметь естественное или искусственное освещение, которое должно работать как от обычной электросети, так и от сети аварийного освещения.

Двери, выходящие в коридор из примыкающих помещений, могут открываться по ходу людского потока или внутрь помещения.

Минимальная ширина лестничных маршей определяется расчетом, но не должна быть меньше установленной по условиям одиночного перемещения людей. Максимальная ширина марша допускается 2,4 м.

Ширина лестничных площадок перед входами в лифты с распашными дверями шахты не должна быть меньше 1,6 м. Двери из помещений и коридоров в лестничные клетки в открытом положении не должны уменьшать расчетную ширину пути эвакуации.

Время эвакуации людей из отдельных помещений и зданий в целом

Расчетное время эвакуации людей из помещений и зданий устанавливается по расчету времени движения одного или нескольких людских потоков через эвакуационные выходы от наиболее удаленных мест размещения людей.

При расчете весь путь движения людского потока подразделяется на участки (проход, коридор, дверной проем, лестничный марш, тамбур) длиной li , и шириной δi . Начальными участками являются проходы между рабочими местами, оборудованием, рядами кресел и т. п.

При определении расчетного времени длина и ширина каждого участка пути эвакуации принимаются по проекту. Длина пути по лестничным маршам, а также пандусам измеряется по длине марша. Длина пути в дверном проеме принимается равной нулю. Проем, расположенный в стене толщиной более 0,7 м, а также тамбур следует считать самостоятельными участками горизонтального пути, имеющими конечную длину li .

Расчетное время эвакуации людей t_p определяется как сумма времени движения людского потока по отдельным участкам пути:

$$t_p = t_1 + t_2 + \dots + t_i. \quad (4.3.5)$$

											Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	ДП-5В071700-2014						

где t_1 — время движения людского потока на первом (начальном) участке, мин; t_2, \dots, t_i , — время движения людского потока на каждом из следующих после первого участка пути, МИН

Время движения людского потока по первому участку пути:

$$t_1 = l_1 / v_1, \quad (4.3.6)$$

где v_1 — скорость движения людского потока по горизонтальному пути на первом участке определяется по таблице 5.5.1 в зависимости от плотности D_1 , м/мин.

Плотность людского потока D_1 на первом участке пути, имеющем длину l_1 , и ширину δ_1 , равна:

$$D_1 = N_1 f / l_1 \delta_1, \quad (4.3.7)$$

где N_1 — количество людей на первом участке;

f — средняя площадь горизонтальной проекции человека, принятая по таблице 5.3.1.

Плотность людского потока D на 1-ом участке, состоящем из $N=3$ людей в зимней одежде, равна:

$$D = \frac{3 \times 0,125}{3 \times 6} = 0,021 \frac{м^2}{м^2}$$

$$t_1 = 6/100 = 0,06 \text{ мин};$$

Плотность людского потока D на 2-ом участке равна:

$$D = \frac{3 \times 0,125}{6,5 \times 4} = 0,014 \frac{м^2}{м^2}$$

$$t_2 = 4/100 = 0,04 \text{ мин};$$

Плотность людского потока D на 3-ем участке равна:

$$D = \frac{3 \times 0,125}{40 \times 2} = 0,005 \frac{м^2}{м^2}$$

$$t_3 = 40/100 = 0,4 \text{ мин};$$

Плотность людского потока D на 4-ом участке равна:

$$D = \frac{3 \times 0,125}{3 \times 3} = 0,042 \frac{м^2}{м^2}$$

$$t_4 = 3/100 = 0,03 \text{ мин};$$

Расчетное время эвакуации людей t_p :

$$t_p = 0,06 + 0,04 + 0,4 + 0,03 = 0,53 \text{ мин}$$

Т а б л и ц а 4.3.1 - Скорость движения людского потока

Плотность потока D $м^2/м^2$	Горизонтальный путь		Дверной проем	Лестница вниз		Лестница вверх	
	скорость v , м/мин	интенсивность q , м/мин	интенсивность q , м/мин	скорость v , м/мин	интенсивность q , м/мин	скорость v , м/мин	интенсивность q , м/мин

0,01	100,0	1,0	1,0	100	1,0		0,6
0,05	100,0	5,0	5,0	100	5,0	60,0	3,0
0,10	80	8,0	8,7	95,0	9,5	60,0	5,3
0,20	60,0	12,0	13,4	68,0	13,6	53,0 40,0	8,0
0,30	47,0	14,1	16,5	52,0	15,6	32,0	9,6
0,40	40,0	16,0	18,4	40,0	16,0	26,0	10,4
0,50	33,0	16,5	19,6	31,0	15,5	22,0	11,0
0,60	27,0	16,2	19,0	24,0	14,4	18,0	10,8
0,70	23,0	16,1	18,5	18,0	12,6	15,0	10,5
0,80	19,0	15,2	17,3	13,0	10,4	13,0 11,0	10,4
0,90 и более	15,0	13,5	8,5	8,0	7,2		9,9

Примечание. Табличное значение интенсивности движения в дверном проеме при плотности потока 0,9 и более, равное 8,5 м/мин, установлено для дверного проема шириной 1,6 м и более, а при дверном проеме меньшей ширины (*b*) интенсивность движения следует определять по формуле

$$q = 2,5 + 3,75 \cdot b \quad (4.3.8)$$

Значение скорости v , движения людского потока на участках пути, следующих после первого, принимается по таблице 4.3.1 в зависимости от значения интенсивности движения людского потока по каждому из этих участков пути, которые следует определять для всех участков пути, в том числе и для дверных проемов:

$$q_i = q_{i-1} \delta_{i-1} / \delta_i \quad (4.3.9)$$

где δ_i , δ_{i-1} — ширина рассматриваемого (i) и предшествующего ему ($i-1$) участка пути, м;

q_i , q_{i-1} — значения интенсивности движения людского потока по рассматриваемому (i) и предшествующему ему ($i-1$) участкам пути, м/мин; значение интенсивности движения людского потока на первом участке пути $q = q_{i-1}$, определяется по таблице 4.3.1 по значению D_x , установленному по вышеприведенной формуле. Если полученное значение q_i будет меньше или равно значению q_{\max} , то время движения по участку пути: $t_i = l_i / v_i$.

При этом значение q_{\max} следует принимать равным: для горизонтальных путей 16,5 м/мин, для дверных проемов 19,6 м/мин, при движении по лестницам вниз 16,0 м/мин и при движении по лестницам вниз 11 м/мин.

Если значение q_i будет больше q_{\max} , то ширину δ_i , данного участка пути следует увеличивать на такую величину, чтобы соблюдалось условие $q_i < q_{\max}$. При невозможности выполнения этого условия интенсивность и скорость движения людского потока по участку пути (i) определяют по таблице 5.5.1 при значении $D=0,9$ и более.

$$q = 4,0 + 4 \times 3 / 6,5 + 3 \times 6,5 / 2 + 1 \times 2 / 3 = 16,263 \text{ м/мин}$$

Вывод: эвакуация людей из машинного зала осуществится ~ за 0,5 минут, интенсивность людского потока $q = 16,263$ м/мин.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

5 Оценка экономической эффективности использования теплового насоса для теплоснабжения жилого поселка и промышленных предприятий (ТОО Актауский литейный завод, ТОО Актауский завод пластмасс).

5.1 Бизнес – план предприятия

Резюме

Данный бизнес-план составлен для строительства теплонасосной станции в городе Актау. В проекте предполагается установка шести тепловых насосов марки НТ-9000 .

Проектируемая ТНС будет расположена на расстоянии 10 км юго-восточнее г.Актау в промышленной зоне, в которой расположены и ряд других крупных предприятий области.

Проект предусматривает использование теплоты циркуляционной воды конденсатора турбины ТЭС для теплоснабжения жилого поселка и промышленных предприятий (ТОО Актауский литейный завод, ТОО Актауский завод пластмасс).

Описание проекта

Тепловые насосы - это устройства, позволяющие получать тепло для горячего водоснабжения и отопления помещений за счет использования тепла низкопотенциального источника путем переноса его к теплоносителю с более высокой температурой. Тепловой насос перекачивает низкопотенциальную тепловую энергию воды в относительно высокопотенциальное тепло для отопления и горячего водоснабжения объекта. Примерно 2/3 отопительной энергии можно получить бесплатно из природы и только 1/3 энергии необходимо затратить для работы теплового насоса.

Тепловой насос состоит из:

1. Теплообменник передачи тепла воды внутреннему контуру;
2. Компрессор;
3. Теплообменник передачи тепла внутреннего контура системе отопления и горячего водоснабжения;
4. Дроссельное устройство для понижения давления;
5. Рассольный контур;
6. Контур отопления и ГВС.

Первичный контур – вода из конденсатора турбины перекачивается в теплообменник. В теплообменнике осуществляется теплообмен между водой из конденсатора турбины и водой, которая циркулирует между теплообменником и конденсатором теплового насоса. То есть осуществляется теплообмен между двумя теплоносителями, имеющими

					<i>ДП-5В071700-2014</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разработал</i>	<i>Алпысбаева</i>				<i>Оценка экономической эффективности</i>	<i>лит</i>	<i>лист</i>	<i>листов</i>
<i>Проверила</i>	<i>Абильдинова</i>							
<i>Н. контр</i>	<i>Колчин</i>					<i>АЧЭС, каф. ПТЭ ПТЭ-10-2</i>		
<i>Реценз.</i>	<i>Исатаев</i>							
<i>Утвердил</i>	<i>Мусабеков</i>							

различные температуры. В результате циркуляции ко второму контуру теплового насоса поступает жидкость с температурой $+19^{\circ}\text{C}$. Жидкость передает свою температуру ($+19^{\circ}\text{C}$) второму контуру. Во втором контуре циркулирует фреон. (Отличительная особенность фреона состоит в том, что при температуре выше 3°C он из жидкого состояния переходит в газообразное). Жидкий фреон, получая от первичного контура температуру $+19^{\circ}\text{C}$ переходит в газообразное состояние. Далее, газообразный фреон поступает в компрессор, где газ сжимается до 26 атмосфер. При таком сжатии он нагревается $+85^{\circ}\text{C}$. (Это самый важный этап работы теплового насоса. Именно на этом этапе происходит преобразование энергии большого объема газа с температурой $+19^{\circ}\text{C}$ в малый объем газа с температурой $+80^{\circ}\text{C}$. При этом общая энергия газа до и после компрессора остается неизменной. Просто он сконцентрировался в сгусток энергии, которой некуда деваться. Поэтому и происходит нагревание газа до $+85^{\circ}\text{C}$).

Энергия газа (фреон), разогретого до $+85^{\circ}\text{C}$, передается в третий контур – систему отопления и горячего водоснабжения дома. В процессе передачи энергии газа третьему контуру после потерь (5°C), отопительный контур нагревается до температуры $80-75^{\circ}\text{C}$. Газ (фреон), отдав свою энергию отопительному контуру, остывает до $30-40^{\circ}\text{C}$. При этом он по-прежнему находится под давлением в 26 атмосфер. Затем происходит снижение давления (так называемый эффект дросселирования). В результате падения давления происходит значительное охлаждение газа (эффект, обратный повышению температуры при увеличении давления). Он охлаждается до $0-3^{\circ}\text{C}$ и становится жидкостью. Температура фреона $0-3^{\circ}\text{C}$ передается теплоносителю первичного контура. Проходя через конденсатор турбины теплоноситель нагревается и идет в теплообменник, где вода нагревается до температуры $+19^{\circ}\text{C}$, которая опять подается на второй контур. А в это время происходит процесс завершения цикла во втором контуре. Жидкий фреон с температурой $0-3^{\circ}\text{C}$ опять соприкасается с первичным контуром. Процесс повторяется...

Применение тепловых насосов различной тепловой мощности является принципиально новым решением проблемы теплоснабжения и позволяет в зависимости от сезона и условий работы достигать максимальной эффективности. С ростом цен на энергию и большими требованиями к окружающей среде использование тепловых насосов в качестве отопительной системы и горячего водоснабжения в помещениях является наиболее актуальным решением проблемы теплоснабжения. Тепловые насосы имеют большой срок службы до капитального ремонта (до 10 - 15 отопительных сезонов) и работают полностью в автоматическом режиме. Обслуживание установок заключается в сезонном техническом осмотре и периодическом контроле режима работы. Срок окупаемости оборудования не превышает 2 - 3 отопительных сезонов

						ДП-5B071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

5.2 Расчет потребностей в тепловой энергии

Определение часового и годового расходов тепла на отопление поселка:

Часовой расход тепла на отопление:

$$Q_{от.час} = q_0 \cdot a \cdot K_t \cdot V_n \cdot (t_g - t_{вн}), \frac{\text{Гкал}}{\text{час}} \quad (5.2.1)$$

где a - коэффициент инфильтрации наружного воздуха = 1,05;

K_t - коэффициент, учитывающий изменения расчетной температуры наружного воздуха, = 1,08;

$q_{от}=0,34 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{°C}$ – удельная тепловая характеристика на отопление;

$t_{вн}=20 \text{ °C}$ – температура воздуха внутри помещения;

$t_{н}=-19 \text{ °C}$ – расчётная температура наружного воздуха;

$V_n=720 \text{ м}^3$ – строительный объём жилого дома поселка по наружному обмеру;

$$Q_{от.час} = 0,34 \cdot 1,05 \cdot 1,08 \cdot 720 \cdot (20 + 19) = 10,83 \text{ккал/час}$$

Так как количество домов в поселке 100, то:

$$Q_{от.час} = 10,83 \cdot 100 = 1,083 \text{Гкал/час}$$

Годовой расход тепла на отопление здания определяется по формуле:

$$Q_{от.год} = q_0 \cdot a \cdot K_t \cdot V_n \cdot (t_g - t_{ср.от}) \cdot Z_{от} \cdot 24, \frac{\text{Гкал}}{\text{год}} \quad (5.2.2)$$

где $t_{ср.от}$ - средняя температура наружного воздуха за отопительный период ($t_{ср.от} = -3,4 \text{ °C}$);

$Z_{от}$ - продолжительность отопительного периода, сут.;

24 - число часов в сутках.

$$Q_{от} = 0,34 \cdot 1,05 \cdot 1,08 \cdot 720 \cdot (20 + 3,4) \cdot 195 \cdot 24 = 30,4 \text{Гкал/год}$$

Так как количество домов в поселке 100, то:

$$Q_{от}^{общ} = 30,4 \cdot 100 = 3040 \text{Гкал/год}$$

Определение часового и годового расходов тепла на горячее водоснабжение:

а) Часовой расход тепла на горячее водоснабжение принят по данным заказчика ТОО Актауский литейный завод:

$$Q_{г.в.} = 0,5 \text{ Гкал/час.}$$

Средний часовой расход тепла на горячее водоснабжение

$$Q_{г.в.ср} = Q_{г.в.макс} : 2,4 = 0,5 : 2,4 = 0,2 \text{ (Гкал/час)}. \quad (5.2.3)$$

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

ДП-5В071700-2014

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение:
$$Q_{\text{Г.В.}}^{\text{Год}} = 12 \cdot Q_{\text{Г.В.ср}} \cdot 195 + 12 \cdot Q_{\text{Г.В.}}^{\text{Л}} \cdot (365 - 195) = 12 \cdot 0,2 \cdot 195 + 12 \cdot 0,17 \cdot (365 - 195) = 815 \text{ (Гкал/год)},$$
 (5.2.4)

где 12 – продолжительность работы системы горячего водоснабжения в течение суток (час);

$N=195$ – продолжительность отопительного периода (сут);

$Q_{\text{Г.В.ср}}^{\text{Л}}$ – средний часовой расход тепла на горячее водоснабжение в летний период;

$$Q_{\text{Г.В.ср}}^{\text{Л}} = Q_{\text{Г.В.ср}} \cdot \frac{55 - t_{\text{хл}}}{55 - t_{\text{хз}}} \beta = 1 \cdot 0,2 \cdot \frac{70 - 15}{70 - 5} = 0,17 \text{ (Гкал/час)}; \quad (5.2.5)$$

где $t_{\text{хл}}=15^\circ\text{C}$ – температура холодной (водопроводной) воды в летний период;

$t_{\text{хз}}=5^\circ\text{C}$ – температура холодной (водопроводной) воды зимой;

$\beta=1$ – коэффициент, учитывающий снижение среднечасового расхода воды на горячее водоснабжение в летний период по отношению к отопительному.

б) Часовой расход тепла на горячее водоснабжение принят по данным заказчика ТОО Актауский завод пластмасс:

$$Q_{\text{Г.В.}} = 0,8 \text{ Гкал/час.}$$

Средний часовой расход тепла на горячее водоснабжение

$$Q_{\text{Г.В.ср}} = Q_{\text{Г.В.макс}} : 2,4 = 0,8 : 2,4 = 0,33 \text{ (Гкал/час)}. \quad (5.2.6)$$

Годовой расход тепла на горячее водоснабжение:

$$Q_{\text{Г.В.}}^{\text{Год}} = 14 \cdot Q_{\text{Г.В.ср}} \cdot 195 + 14 \cdot Q_{\text{Г.В.}}^{\text{Л}} \cdot (365 - 195) = 14 \cdot 0,33 \cdot 195 + 14 \cdot 0,28 \cdot (365 - 195) = 1567,3 \text{ (Гкал/год)}, \quad (5.2.7)$$

где 14 – продолжительность работы системы горячего водоснабжения в течение суток (час);

$Q_{\text{Г.В.ср}}^{\text{Л}}$ – средний часовой расход тепла на горячее водоснабжение в летний период;

$$Q_{\text{Г.В.ср}}^{\text{Л}} = Q_{\text{Г.В.ср}} \cdot \frac{70 - t_{\text{хл}}}{70 - t_{\text{хз}}} \beta = 1 \cdot 0,33 \cdot \frac{70 - 15}{70 - 5} = 0,28 \text{ (Гкал/час)}; \quad (5.2.8)$$

в) Годовой расход тепла на горячее водоснабжения поселка:

$$Q_{\text{ГВС}} = M \cdot C \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{хв.л}}) \cdot Z_{\text{л}} \cdot 0,8 + M \cdot C \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{хв.з}}) \cdot Z_{\text{з}}, \frac{\text{Гкал}}{\text{чел}} \quad (5.2.9)$$

где M – суточный расход горячей воды, принимается 25 литров на человека в сутки;

C – удельная теплоемкость воды, $\approx 1,0$ ккал/кг;

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

ДП-5В071700-2014

$t_{гв}$ - температура горячей воды, $=60^0$ С;
 $t_{хв з}$, $t_{хв л}$ - температура холодной воды зимнего (отопительного) и летнего периода, соответственно, 5 и 15^0 С;
 $Z_з, Z_л$ - продолжительность зимнего и летнего периодов, сут.

$$Q_{гвс} = 25 \cdot 800 \cdot 1 \cdot (60 - 15) \cdot 195 \cdot 0,8 + 25 \cdot 800 \cdot 1 \cdot (60 - 5) \cdot 170 = 327,4 \text{ Гкал/год}$$

Суммарный годовой расход тепла:

$$\Sigma Q_{год} = 3040 + 815 + 1567,3 + 327,4 = 5790 \text{ тыс.Гкал.} \quad (5.2.10)$$

5.3 Определение себестоимости отпуска тепловой энергии от теплонасосной станции

Составляющие затрат в индивидуальной теплогенерирующей установке:

$$I_{итгу} = I_{т.н.} + I_{об.} + I_{смп} + I_{тс} + I_{об.пос} + I_{об.пред1} + I_{об.пред2} + I_{зп} + I_{пр} + I_{рем} + I_{пнр} + I_{ээ}, \text{ млн.тг} \quad (5.2.11)$$

где $I_{т.н.}$ - затраты в теплонасосную установку

$I_{об.}$ - затраты на оборудование ТНУ;

$I_{смп}$ - затраты на обвязку тепловой насосной установки , с материалом и монтажной работой;

$I_{тс}$ – затраты на тепловые сети;

$I_{об.жд}$ - затраты на оборудование поселка;

$I_{об.жд}$ - затраты на оборудование Актауского литейного завода;

$I_{об.жд}$ - затраты на оборудование Актауского завода пластмасс;

$I_{зп}$ - затраты на заработную плату;

$I_{пр}$ – прочие расходы;

$I_{рем}$ - затраты на капитальный ремонт;

$I_{пнр}$ – затраты на пусконаладочную работу;

$I_{ээ}$ - затраты на электроэнергию, потребляемую тепловым насосом.

Согласно прайс-листу фирмы «Энергия» (Россия) на 2014 год берем стоимость теплонасосной установки марки НТ-9000 в размере 10000 тыс.руб, т.к их количество 6, то стоимость ТНУ составляет 60000 тыс.руб или 360 млн.тенге .

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

С учетом стоимости электродвигателей, теплообменников, манометров, термометров, труб, щит управления и прочего оборудования:

$$I_{об} = 65 \text{ млн. тенге}$$

Затраты на обвязку тепловой насосной установки, с материалом и монтажной работой составляют 30% от стоимости ТНУ:

$$I_{смп} = 0,3 \cdot I_{т.н.}$$
$$I_{смп} = 0,3 \cdot 300 = 90 \text{ млн. тенге.} \quad (5.2.12)$$

$I_{тс}$ – затраты на покупку труб тепловых сетей. Для покупки 1 м расходуется 10000 тг.

$$I_{тс} = 7000 \cdot 10000 = 70 \text{ млн. тенге.} \quad (5.2.13)$$

$I_{об}$ - затраты на оборудование поселка, включающие разводку сети в подвале дома, по стоякам, включая отопительные батареи и краны горячей воды, принимается в размере 16 млн . тенге.

$I_{об.пред}$ - затраты на внутреннее оборудование ТОО Актауского литейного завода, включающие разводку сети, трубопроводы, трубопроводную арматуру, насосы и др.оборудования, принимается в размере 6 млн . тенге.

$I_{об.пред}$ - затраты на внутреннее оборудование ТОО Актауский завод пластмасс, включающие разводку сети, трубопроводы, трубопроводную арматуру, насосы и др.оборудования, принимается в размере 8 млн . тенге.

$I_{зп}$ - затраты на заработную плату. Так как система полностью автоматизированная, то достаточно 3 человек, в обязанности которых входят: обслуживание оборудования, наладка автоматического регулирования нагрузки и прочее. Среднемесячная заработная плата составляет 100 тыс. тенге на одного человека. Затраты на заработную плату будут составлять:

$$I_{зп} = Ч \cdot 100 \cdot 12 \cdot 1,215 \text{ млн. тенге,} \quad (5.2.14)$$

где Ч = 3 чел – количество работающих.

$$I_{зп} = 3 \cdot 100 \cdot 12 \cdot 1,215 = 4,4 \text{ млн.тенге.}$$

$I_{ээ}$ – затраты на электроэнергию, потребляемую тепловыми насосами:

$$I_{ээ} = N_{тн} \cdot n \cdot Ц_{ээ} , \quad (5.2.15)$$

где $N_{тн} = 540 \text{ кВт}$ - мощность, потребляемая тепловыми насосами;

$n = 3500 \text{ ч}$ - количество часов использования установленной мощности;

$Ц_{ээ} = 15,19 \text{ тг /кВт}\cdot\text{ч}$;

$$I_{ээ} = 540 \cdot 3500 \cdot 15,19 = 28,7 \text{ млн.тенге.}$$

$I_{пнр}$ - пусконаладочные работы это комплекс работ, который

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

ДП-5В071700-2014

включают в себя настройку, испытания и проверку оборудования, чтобы обеспечить режимы и параметры, которые заданы проектом.

$$I_{\text{пнр}} = 0,05 \cdot (I_{\text{т.н.}} + I_{\text{об.}} + I_{\text{смр}} + I_{\text{тс}} + I_{\text{об.пос}} + I_{\text{об.пред1}} + I_{\text{об.пред2}}), \quad (5.2.16)$$

$$I_{\text{пнр}} = 0,05 \cdot (360 + 65 + 90 + 70 + 16 + 6 + 8) = 30,75 \text{ млн.тенге.}$$

$I_{\text{ао}}$ – амортизационные отчисления это денежные средства, предназначенные для возмещения износа предметов, относящихся к основным средствам предприятия (основным фондам). Амортизационные отчисления распределяются на полное и частичное восстановление (капитальный ремонт). Амортизация начисляется ежемесячно, при этом амортизацию по выбывшим объектам прекращают начислять, начиная с первого числа следующего месяца, а по вновь вводимым начинают начислять с первого числа следующего месяца. Начисление амортизации осуществляется на объекты основных средств, находящиеся в ремонте, простое, незаконченные или не оформленные актами приемки, но фактически находящиеся в эксплуатации. Амортизационные отчисления включаются в издержки производства или обращения. Размеры амортизационных накоплений устанавливаются в процентах к балансовой стоимости основных средств и называются нормами амортизационных отчислений.

$I_{\text{ао тн}}$ - амортизационные отчисления на тепловой насос, принимаются в размере 8% от суммарных капвложений в схему теплоснабжения:

$$I_{\text{ао тн}} = 0,08 \cdot (I_{\text{т.н.}} + I_{\text{об.}} + I_{\text{смр}} + I_{\text{тс}} + I_{\text{об.пос}} + I_{\text{об.пред1}} + I_{\text{об.пред2}} + I_{\text{пнр}}), \quad (5.2.17)$$

$$I_{\text{ао тн}} = 0,08 \cdot (360 + 65 + 90 + 70 + 16 + 6 + 8 + 30,75) = 51,66 \text{ млн.тенге.}$$

Цель текущего ремонта - обеспечить надежную работу оборудования до очередного ремонта (текущего или капитального ремонта). При текущем ремонте производят несложные ремонтные операции с разборкой или без разборки узлов, различного рода регулировки, замену отдельных частей.

Эту составляющую затрат, кроме затрат на проведение текущего ремонта производственного оборудования входят и затраты на технический осмотр и содержание оборудования в рабочем состоянии (обтирочные и смазочные материалы).

$I_{\text{рем}}$ - затраты на ремонт оборудования принимается по формуле:

$$I_{\text{рем}} = 0,15 \cdot I_{\text{ао}}, \quad (5.2.18)$$

$$I_{\text{рем}} = 0,15 \cdot 51,66 = 7,75 \text{ млн.тенге}$$

						ДП-5В071700-2014	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

$I_{пр}$ - эта составляющая предусматривает затраты на административно-управленческие (зарплата, канцелярские, командировочные), общепроизводственные (содержание, амортизация, текущий ремонт, исследования, рационализация и охрана труда), отчисления на целевые расходы (техническая пропаганда, содержание вышестоящих организаций).

$I_{пр}$ – прочие расходы, рассчитываются по формуле:

$$I_{пр} = 0,3 \cdot (I_{зп} + I_{ао} + I_{рем}), \quad (5.2.19)$$

$$I_{пр} = 0,3 \cdot (4,4 + 51,66 + 7,75) = 19,14 \text{ млн.тенге.}$$

Себестоимость продукции, как особая экономическая категория, есть часть ее стоимости, которая постоянно должна возвращаться предприятию для обеспечения непрерывности производства в прежнем масштабе. Она должна повторно использоваться для приобретения сырья, материалов, выплаты заработной платы и т.д.

Себестоимость 1 Гкал тепловой энергии для теплоснабжения определяется:

$$S_1 = \frac{I_{ао} + I_{зп} + I_{пр} + I_{рем} + I_{ээ}}{Q_{общ}}, \text{ тенге/Гкал}; \quad (5.2.20)$$

$$S_1 = \frac{51,66 + 4,4 + 19,14 + 7,75 + 28,7}{5790} = 19285 \text{ тенге/Гкал.}$$

Вывод

Основное отличие теплового насоса от других генераторов тепловой энергии, например, электрических, газовых или дизельных котлов, заключается в том, что при производстве тепла 75% энергии берется из окружающей среды, а остальные 25% - это электрическая энергия, необходимая для работы компрессора теплового насоса. Тепловой насос “выкачивает” энергию низкого потенциала, накопленную за теплое время года в окружающей среде. То есть для производства 4-6 кВт тепловой энергии необходимо затратить всего лишь 1 кВт энергии электрической – на лицо существенная экономия на оплате электроэнергии.

Начальные капиталовложения на тепловые насосные установки (ТНУ) в сравнении со стандартными системами теплоснабжения больше. Однако рассматривая расходы на эксплуатацию системы отопления и горячего водоснабжения получаем экономию энергии за счёт смещения баланса затрат на покупку в свою пользу. Тепловые насосные установки экономят средства в ходе эксплуатации и в ходе технического обслуживания.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Заключение

В данном дипломном проекте была спроектирована теплонасосная станция, использующая сбросную теплоту охлаждающей системы конденсаторов турбин ТЭС г. Актау. За счет использования сбросной теплоты охлаждающей системы конденсаторов создана энергосберегающая система технического водоснабжения ТЭС.

Полученное в результате трансформации тепло от тепловых насосов способно покрывать тепловые нагрузки жилого поселка и ряда промышленных предприятий.

В основной части произведен расчет теплового и материального баланса охлаждающей системы конденсатора турбины, расчет режима работы теплонасосной установки, термодинамический расчет цикла теплового насоса. Выбраны конкретные марки тепловых насосов, разработана принципиальная схема водоснабжения конденсаторов турбин и компоновка оборудования теплонасосной установки, произведен расчет технико-экономических показателей.

В разделе «Безопасность жизнедеятельности» проведен акустический расчет и разработаны меры защиты от шума теплового насоса, определено время эвакуации людей из машинного зала при возникновении пожара.

В экономической части дипломного проекта разработан бизнес-план теплонасосной станции, произведен расчет потребностей в тепловой энергии жилого поселка и промышленных предприятий (ТОО Актауский литейный завод, ТОО Актауский завод пластмасс), проведен расчет себестоимости выработки тепловой энергии при использовании теплонасосной установки.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разработал</i>	<i>Алпысбаева</i>				<i>Заключение</i>	<i>лит</i>	<i>лист</i>	<i>листов</i>
<i>Проверила</i>	<i>Абильдинова</i>							
<i>Н. контр</i>	<i>Колчин</i>							
<i>Реценз.</i>	<i>Исатаев</i>							
<i>Утвердил</i>	<i>Мусабеков</i>							
						<i>АУЭС, каф. ПТЭ ПТЭ-10-2</i>		

Список литературы

1. Закон Республики Казахстан об энергосбережении.
2. СНиП РК 2.04-03-2002* "Строительная теплотехника".
3. СНиП РК 4.02-42-2006 "Отопление, вентиляция и кондиционирование.
4. СНиП РК 2.04-01-2001* "Строительная климатология".
5. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. - М.: Издательство МЭИ, 1999. - 472 с.
6. Сканави А.М., Махов Л.М. Отопление. Учебник для студентов ВУЗов. М.: АСВ, 2002 – 576с.
7. Богословский В.Н., Щеглов В.П., Разумов Н.Н. Отопление и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1980. – 295с.
8. В.М. Гусев, Н.И. Ковалёв, В.П. Попов, В.А. Потрошков. Теплотехника, отопление, вентиляция, кондиционирование воздуха: Учебник для вузов. – Л.: Стройиздат, 1981. – 343 с.
9. Е.И. Янговский, Л.А. Левин. Промышленные тепловые насосы. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 128с.
10. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Изд. 10-е, пер. и доп. Л., Химия, 1987. – 576с.
11. Девянин Д.Н., Пищиков С.И., Соколов Ю.Н. Разработка и испытание на ТЭЦ-28 лабораторного стенда НТ410 по апробации схем использования тепловых насосных установок в энергетике. журнал "Новости теплоснабжения", № 01 (01), сентябрь 2000г.
12. Рей Д., Маймакл Д. Тепловые насосы. Перевод с английского. М.: Энергоиздат, 1982г.
13. Каплан А. М., Тепловые насосы, их технико-экономические возможности и области применения. Работы ЦКТИ. Кн. 4, вып. 1.- М.- Л.: Машгнз, 1947, с. 3 - 30.
14. Жандаулетова Ф.Р., Бегимбетова А.С. Безопасность жизнедеятельности. Методические указания к выполнению раздела «Защита от производственного шума» в выпускных работах для всех специальностей. Бакалавриат. – Алматы: АИЭС, 2009. - 34 с.
15. Абикенова А.А., Санатова Т.С. Безопасность жизнедеятельности. Методические указания к выполнению раздела «Пожарная профилактика» в выпускных работах для всех специальностей. Бакалавриат - Алматы: АИЭС, 2009. - 32 с.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>		
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разработал		Алпысбаева			Список литературы		
Проверила		Абильдина					
Н. контр		Колчин					
Реценз.		Исатаев					
Утвердил		Мусабеков					
					лит	лист	листов
					АУЭС, каф. ПТЭ ПТЭ-10-2		

16. Парамонов С.Г. Методические указания к выполнению курсовой работы для студентов специальности 5В071700-Теплоэнергетика специализации «Тепловые электрические станции», «Промышленная теплоэнергетика».-Алматы:АУЭС,2013.-17 с.

17. Экономика отрасли: учебное пособие. Под ред. А.С.Пелих. Ростов н/Д: Феникс, 2003. – 448 с.; Шувалова Г.Г.

					<i>ДП-5В071700-2014</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		