

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего  
профессионального образования

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ

---

П.В. Луканин, В.В. Филатов, Д.В. Клементьев

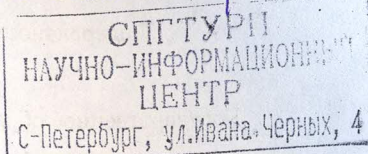
**ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЭНЕРГОНОСИТЕЛИ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**  
(Системы производства и распределения энерго-  
носителей промышленных предприятий)

**Учебно-методическое пособие  
для выполнения курсовой работы**

Санкт - Петербург  
2007



802390 ф



ББК 31.3я7  
УДК 621.18(075)  
Л 840

Технологические энергоносители промышленных предприятий (Системы производства и распределения энергоносителей промышленных предприятий): учебно - методическое пособие для выполнения курсовой работы / сост. Луканин П.В., Филатов В.В., Клементьев Д.В.; ГОУВПО СПб ГТУ РП. СПб., 2007. - 44 с.

Предназначено для студентов факультета «Промышленной энергетики» всех форм обучения в качестве учебно-методического пособия для выполнения курсовой работы по дисциплине «Технологические энергоносители промышленных предприятий».

Рецензенты: гл. специалист ПФ "Союзпроектверфь" ФНЦ ГУП ЦИНИИТС, канд. техн. наук, профессор, заслуженный энергетик РФ, почетный строитель России С.П. Наседкин; доцент кафедры ТСУ и ТД СПб ГТУ РП В.И. Францюзов

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом университета в качестве учебно-методического пособия.

Редактор М.А. Полтораки  
Корректор Н.П. Новикова  
Техн. редактор Л.Я. Титова

Подп. к печати 17.09.2007 г. Формат 60×84/16. Бумага тип. № 1.  
Печать офсетная. Объем 3,0 печ. л., 3,0 уч. – изд. л. Тираж 150 экз.  
Изд. № 33. Цена «С». Заказ 1590.

Ризограф ГОУВПО Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров, 198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.

© ГОУ ВПО Санкт-Петербургский  
государственный технологический  
университет растительных полимеров,  
2007

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Тематика курсовых проектов.....	5
1.1. Принципы формирования тем индивидуальных заданий.....	-
1.2. Задание на курсовой проект.....	-
2. Расчетная часть.....	6
2.1. Требования к пояснительной записке.....	-
2.2. Составление функциональной схемы системы водоснабжения.....	10
2.3. Расчет режима работы теплонасосной установки и выбор тепловых насосов.....	13
2.4. Выбор схем включения испарителей и конденсаторов тепловых насосов.....	16
2.5. Расчет термодинамического цикла теплового насоса.....	19
2.6. Тепловой расчет и подбор теплообменников.....	24
2.7. Расчет и подбор градирен.....	27
2.8. Расчет диаметров трубопроводов и подбор насосов.....	28
2.9. Разработка принципиальной схемы системы водоснабжения.....	30
2.10. Компоновка оборудования теплонасосной установки.....	32
2.11. Расчет показателей экономичности теплонасосной установки.....	35
3. Графическая часть.....	36
Библиографический список.....	38
Приложения.....	39



## ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование проводится с целью систематизации, закрепления, расширения и контроля теоретических и практических знаний студентов по дисциплине «Технологические энергоносители промышленных предприятий».

Задачи курсового проектирования заключаются в приобретении умений самостоятельно рассчитывать потребность в энергоносителе по исходным данным, выбирать основное и вспомогательное оборудование, составлять и рассчитывать принципиальную схему энергетической станции для выработки энергоносителя, выполнять тепловые, гидравлические и конструктивные расчеты аппаратов и коммуникаций с использованием средств вычислительной техники.

В ходе проектирования студент должен проявить свои профессиональные знания и творческие способности для обоснованной разработки темы задания и суметь в сжатой и наглядной форме доказать преимущества принятых им решений.

Разработка проекта в конструкторских организациях происходит в несколько этапов: эскизное, техническое и рабочее проектирование. По характеру и глубине проработки курсовой проект приближается к техническому проекту и состоит из пояснительной записки и графической части.

Оценка курсового проекта включает в себя оценку качества расчетов и оформления пояснительной записки, уровня доклада и ответов на поставленные вопросы.

## 1. ТЕМАТИКА КУРСОВЫХ ПРОЕКТОВ

### 1.1. Принципы формирования тем индивидуальных заданий

Студентам, связанным по характеру производственной деятельности с проектированием, наладкой, исследованием, эксплуатацией и ремонтом систем производства и распределения энергоносителей, рекомендуется выполнять курсовой проект по индивидуальному заданию. Предпочтительным является сквозное проектирование, когда задание на курсовой проект является частью задания на будущий дипломный проект, направленный на решение реальных задач предприятия, на котором работает студент.

Темы курсовых проектов могут быть приняты студентом в порядке личной инициативы или по заказу предприятия, а проекты защищаются авторами как студенческие научно – или учебно-исследовательские работы. Такое проектирование предусматривает внедрение полученных результатов с фактическим экономическим эффектом.

Индивидуальное задание на курсовой проект включает проектирование новой или модернизацию действующей системы производства и распределения энергоносителей с целью повышения ее производительности, экономичности, безопасности работы и эксплуатации, снижения уровня загрязнения окружающей среды, максимального использования вторичных энергетических ресурсов.

### 1.2. Задание на курсовой проект

Если студент не выбрал индивидуальное задание, то он должен выполнить следующий проект.

Тема: Энергосберегающая система технического водоснабжения промпредприятия.



Спроектировать оборотную систему технического водоснабжения промпредприятия с использованием теплоты оборотной воды в тепловых насосах для нужд низкотемпературного отопления, вентиляции и горячего водоснабжения при следующих исходных данных.

1. Температура воды для нужд отопления и вентиляции  $t=60^{\circ}\text{C}$ .
2. Охлаждение воды в отопительных приборах  $\Delta t_{\text{пр}}=15^{\circ}\text{C}$ .
3. Температура воды на горячее водоснабжение  $t_{\text{гв}}=55^{\circ}\text{C}$ .
4. Температура холодной воды для подпитки системы горячего водоснабжения  $t_{\text{хв}}=5^{\circ}\text{C}$ .
5. Температура охлажденной оборотной воды  $t_{\text{ок}}=20^{\circ}\text{C}$ .
6. Температура теплой оборотной воды  $t_{\text{тп}}$ .
7. Тепловые нагрузки:  
горячего водоснабжения  $Q_{\text{гв}}$ ,  
отопления  $Q_{\text{о}}$ ,  
вентиляции  $Q_{\text{в}}$ .
8. Расход оборотной воды  $V_{\text{об}}$ .
9. Город, для которого проектируется система водоснабжения.

Параметры выбрать по таблице.

## 2. РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

### 2.1. Требования к пояснительной записке

Материал, включаемый в пояснительную записку, должен быть конкретным, обработанным и систематизированным. Не следует приводить материал обзорного характера, справочные данные из литературных источников должны даваться в минимально необходимом объеме. Общеизвестные методики расчета и определения величин излагать не следует, достаточно на них сослаться в тексте.

Пояснительная записка должна включать титульный лист, задание на курсовой проект, содержание, введение, основную часть, заключение, список использованных источников, приложения (при необходимости).

Титульный лист и задание на курсовой проект оформляется в соответствии с руководящим документом [1].

В содержании перечисляются все заголовки разделов и подразделов, имеющихся в пояснительной записке, с указанием номера страницы начала соответствующего раздела и подраздела.

Во введении необходимо выполнить короткий анализ систем технического водоснабжения промпредприятий, показать преимущества оборотных систем, сделать сравнение устройств систем оборотного водоснабжения, показать возможность применения тепловых насосов для использования теплоты оборотной воды.

Основная часть записки включает следующие разделы: составление функциональной схемы системы водоснабжения, расчет режима работы теплонасосной установки и выбор тепловых насосов, выбор схем включения испарителей и конденсаторов тепловых насосов, расчет термодинамического цикла теплового насоса, расчет и подбор теплообменника градирен трубопроводов и насосов, разработка принципиальной схемы системы водоснабжения, компоновка оборудования теплонасосной станции, расчет показателей экономичности теплонасосной установки.



Таблица 2.1

Параметры	Варианты и исходные данные									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0

Последняя цифра шифра студента

$t_{н.п.}, ^\circ\text{C}$	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40
$Q_{тв}, \text{кВт}$	180	240	280	330	380	400	700	1000	1200	1400
$Q_{о}, \text{кВт}$	120	150	200	240	280	400	500	600	700	800
$Q_{в}, \text{кВт}$	100	110	120	130	140	200	300	400	500	600

Предпоследняя цифра шифра студента

$V_{ов}, \text{м}^3/\text{ч}$	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
Город	Волгоград	Тверь	Самара	СПб	Москва	Ростов на Дону	Орск	Вологда	Рязань	Саратов

В заключении необходимо привести анализ полученных результатов, их соответствие заданию на проект, отметить энергетическую эффективность применения тепловых насосов.

Список используемых источников составляется в порядке упоминания их в тексте и оформляется по ГОСТ 7.1 - 2003.

В приложениях рекомендуется помещать повторяющиеся расчеты по одной и той же методике, представленные в табличной форме, а также распечатки с ЭВМ.

Текст пояснительной записки делится на разделы и подразделы. Каждый раздел должен начинаться с новой страницы. Разделы и подразделы должны иметь краткие, содержательные заголовки.

В начале каждого раздела и подраздела рекомендуется давать краткое описание выполняемой в нем работы в виде формулировки сути методики или подхода к решению поставленной задачи.

Порядок изложения расчетов должен иметь определенную последовательность: эскиз или схема рассчитываемого элемента или устройства, данные для расчета, задача расчета с указанием, что требуется определить при расчете, условия расчета, расчет и заключение (технические характеристики выбранного оборудования).

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими стандартами, Все расчеты производятся в Международной системе единиц (СИ).

Оформление текста, пояснительной записки должно соответствовать требованиям нормативных документов [1-3].

Ниже приводится методика проектирования системы технического водоснабжения промпредприятия с теплонасосной установкой.



## 2.2. Составление функциональной схемы системы водоснабжения

Функциональная схема определяет структуру системы водоснабжения и способ соединения основного и вспомогательного оборудования.

При составлении функциональной схемы решаются следующие вопросы: сбор и хранение теплой оборотной воды, ее очистка и охлаждение, подача охлажденной воды потребителю, наиболее полная утилизация теплоты оборотной воды, назначение и тип основного оборудования.

В энергосберегающей системе водоснабжения основное количество оборотной воды должно охлаждаться в испарителях тепловых насосов, остальное количество – в атмосферных водоохлаждающих устройствах, из которых наиболее эффективными являются вентиляторные градирни.

При суммарных нагрузках отопления, вентиляции и горячего водоснабжения до 3 МВт целесообразно использовать тепловые насосы типа НТ-300 и НТ-500, технические характеристики которых в номинальном режиме приведены в таблице 1 Приложения [4]. Эти тепловые насосы выполнены по регенеративной схеме и состоят из маслозаполненного винтового компрессора с электродвигателем, конденсатора, испарителя, регенеративного теплообменника, терморегулирующих вентилей, блока приборов и масляной системы с маслоохладителем. В качестве рабочего агента используется фреон R-12. Нагрев воды для целей теплоснабжения производится в конденсаторе и маслоохладителе тепловых насосов.

Тепловые насосы НТ-300 и НТ-500 имеют плавное регулирование производительности в пределах от 100% до 40%. Точность поддержания температуры нагреваемой воды  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ . Тепловые насосы имеют высокую степень автоматизации, позволяющую довести время пребывания обслуживающего персонала до 30 минут в смену. В тепловых насосах предусмотрены следующие виды автоматических защит: от повышения давления нагнетания, от понижения давления всасывания, от нарушения режима смазки, от повышения температуры нагнетания, от перегрева смазки.

Оборотная вода, как правило, не содержит значительных загрязнений и может непосредственно или через фильтры подаваться в испарители тепловых насосов. С целью уменьшения энергозатрат на приготовление горячей воды рекомендуется устанавливать перед испарителями тепловых насосов предварительный теплообменник. Он служит для первичного подогрева подпиточной холодной воды в системе горячего водоснабжения за счет теплоты оборотной воды при условии, что температура оборотной воды выше температуры холодной воды.

Подключение конденсаторов тепловых насосов к системе отопления может быть непосредственным, а к системе горячего водоснабжения – через промежуточный замкнутый контур с помощью разделительного теплообменника.

Для подачи оборотной воды и воды в контурах тепловых насосов применяются центробежные консольные насосы.

В качестве теплообменников для теплонасосных установок используют скоростные водо-водяные секционные подогреватели.

Составленная функциональная схема энергосберегающей системы технического водоснабжения приводится в пояснительной записке. На функциональной схеме элементы системы водоснабжения представляются по одному для каждой функциональной группы в виде условных стандартных графических изображений, а трубопроводы между элементами указываются только основные и снабжаются стрелками, цифровыми и буквенными обозначениями, уточняющими направление, вид и фазовое состояние перемещаемой среды. Для схем теплонасосных установок наиболее типичными являются следующие обозначения: 1 – вода, 14 – масло, 18 – фреон, П – пар, Ж – жидкость, Т – теплая/горячая/среда, Х – холодная среда.

В качестве примера на рис. 1 приведена функциональная схема энергосберегающей системы технического водоснабжения промпредприятия с наиболее полным использованием теплоты оборотной воды.



Теплая оборотная вода из цеха промпредприятия собирается в бак теплой воды БТВ и через фильтр Ф насосами Н2 подается на градирни ГР и испарители И тепловых насосов ТН, в которых оборотная вода охлаждается. Затем охлажденная оборотная вода поступает в цех промпредприятия. Насосы Н4 подают охлажденную воду из градирни в цех. Охлаждение оборотной воды также происходит и в предварительном теплообменнике ПТ холодной водой из водопровода, подаваемой под напором водопроводной сети в систему горячего водоснабжения. Второй ступенью подогрева служит разделительный теплообменник РТ, в котором горячей средой служит вода промежуточного контура. Циркуляцию воды в промежуточном контуре обеспечивают насосы Н1, нагрев воды – маслоохладители МО и конденсаторы К тепловых насосов. Расширительный бак РБ облегчает запуск насосов Н1 и служит также для подпитки промежуточного контура водой, компенсируя возможные утечки ее.

В периоды пониженного водозабора из системы горячего водоснабжения циркуляцию воды обеспечивают насосы Н3. Вода от отопительных приборов и calorиферов в промежуточный контур поступает через грязевик Г.

Тепловой насос ТН снабжен регенеративным теплообменником РТО, что обеспечивает сухой ход компрессора ВК и снижает потери энергии в терморегулирующем вентиле ТРВ. Охлаждаемая оборотная вода подается в испаритель И, где ее теплота отводится к кипящему фреону. Нагреваемая вода промежуточного контура подается в конденсатор К, где при конденсации пара фреона происходит ее нагрев. В компрессоре осуществляется сжатие пара фреона, что приводит к повышению его давления и температуры. Терморегулирующий вентиль при дросселировании жидкости фреона снижает его давление и температуру. В регенеративном теплообменнике теплота жидкого фреона, выходящего из конденсатора, используется для перегрева пара фреона при входе в компрессор. Поскольку в тепловом насосе применяется винтовой маслозаполненный компрессор,

охлаждение масла производится в маслоохладителе МО водой промежуточного контура.

### 2.3. Расчет режима работы теплонасосной установки и выбор тепловых насосов

Задачей расчета является определение расходов всех потоков воды, ее температуры, тепловых нагрузок теплообменников, теплопроизводительности теплонасосной установки, типоразмера и количества тепловых насосов.

Исходные данные для расчета включают данные, приведенные в п. 1.2, а также функциональную схему системы водоснабжения, тип тепловых насосов.

Считаем, что функциональная схема системы водоснабжения соответствует приведенной на рис 1. В качестве тепловых насосов применяются пароконденсаторные тепловые насосы с маслозаполненным тепловым компрессором.

Расчет выполняется в следующей последовательности.

Объемный расход воды на горячее водоснабжение

$$V_{ГВ} = \frac{Q_{ГВ}}{c \cdot \rho \cdot (t_{ГВ} - t_{ХВ})},$$

где  $c, \rho$  – удельная теплоемкость и плотность воды.

Температура подпиточной воды системы горячего водоснабжения на выходе из предварительного теплообменника:

$$t_{ПТ} = t_{НП} - \Delta t_{НТ},$$

где  $\Delta t_{НТ}$  – недогрев подпиточной воды в предварительном теплообменнике до температуры оборотной воды, принимается  $\Delta t_{НТ} = 2 \dots 5^{\circ}\text{C}$ .

Тепловая нагрузка предварительного теплообменника:

$$Q_{ПТ} = V_{ГВ} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{ПТ} - t_{ХВ}).$$



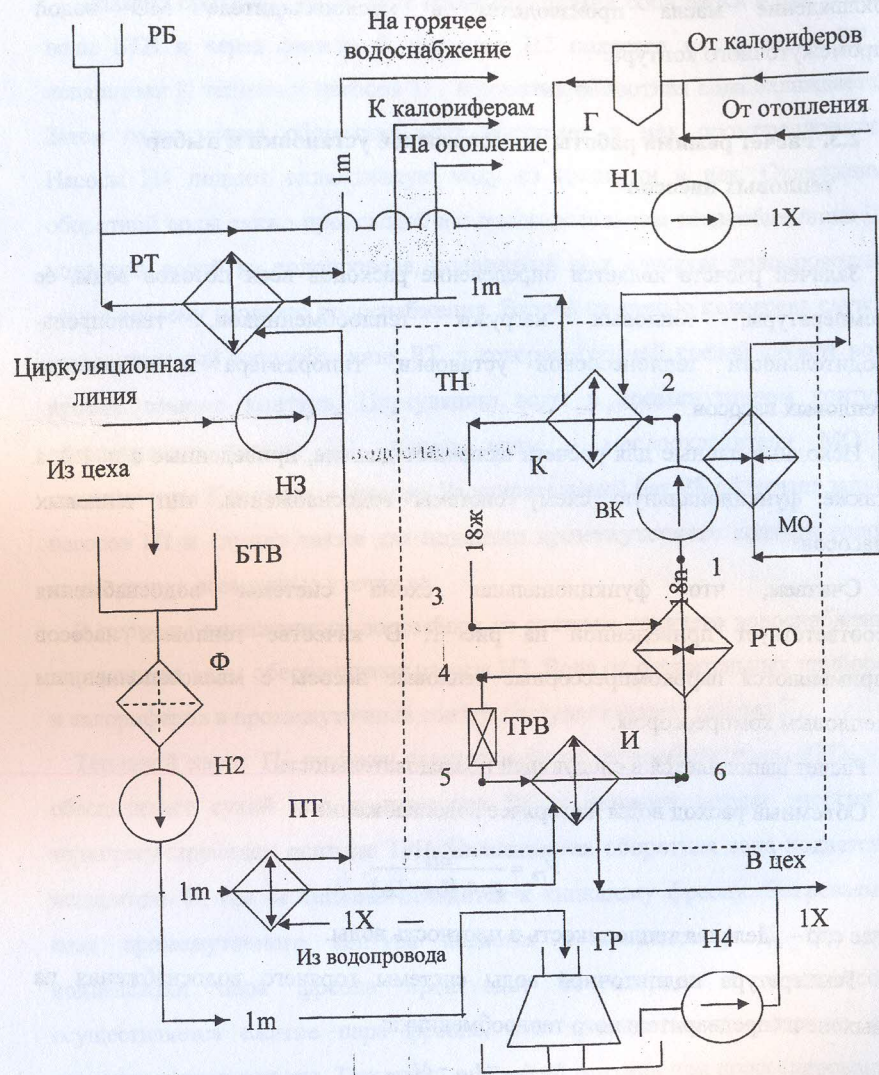


Рис. 1

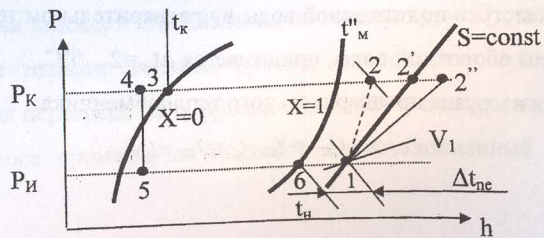


Рис. 2

Теплопроизводительность теплонасосной установки:

$$Q = Q_0 + Q_B + Q_{ГВ}$$

Количество рабочих тепловых насосов:

$$N = \frac{Q - Q_{ПТ}}{Q_{КН} + Q_{МН}}$$

где:  $Q_{КН}$ ,  $Q_{МН}$  – номинальная теплопроизводительность конденсатора и маслоохладителя выбранного теплового насоса (см. таблицу I Приложения).

Количество устанавливаемых тепловых насосов с учетом резерва

$$N_{уст} = N + 1$$

Рекомендуется использовать однотипные и наиболее мощные тепловые насосы, стремясь к максимальному использованию их мощности. Минимальное количество тепловых насосов должно быть не менее двух (один рабочий и один резервный).

Тепловые нагрузки конденсатора и маслоохладителя каждого теплового насоса в расчетном режиме

$$Q_{КМ} = \frac{Q - Q_{ПТ}}{Q_{КН} + Q_{МН}}$$

Тепловая нагрузка конденсатора в расчетном режиме

$$Q_K = Q_{КМ} - Q_{МН}$$

Тепловая нагрузка испарителя в расчетном режиме:

$$Q_{И} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} Q_{КМ}$$

где:  $\varphi$  – коэффициент трансформации теплового насоса, принимается

$$\varphi = 3, 2 \dots 4$$

Расход оборотной воды через предварительный теплообменник и испарителя тепловых насосов:

$$V_{НП} = \frac{N Q_{И} + Q_{ПТ}}{c \cdot \rho (t_{НП} - t_{ОХ})}$$

Расход оборотной воды на градирни

$$V_2 = V_{ос} - V_{НП}$$



Расход воды на отопление

$$V_o = \frac{Q_o}{c \cdot \rho \cdot \Delta t_{пр}}$$

Расход воды на вентиляцию:

$$V_B = \frac{Q_B}{c \cdot \rho \cdot \Delta t_{пр}}$$

Тепловая нагрузка разделительного теплообменника

$$Q_{PT} = V_{TB} \cdot c \cdot \rho \cdot (t_{TB} - t_{TT})$$

Температура горячей воды в промежуточном контуре конденсаторов и маслоохладителей тепловых насосов на выходе из разделительного теплообменника:

$$t_{pm} = t_{nm} + \Delta t_{но}$$

где:  $\Delta t_{но}$  – недоохлаждение воды промежуточного контура в разделительном теплообменнике, принимается  $\Delta t_{но} = 5 \dots 10^\circ\text{C}$ .

Расход воды из промежуточного контура для нагрева воды на горячее водоснабжение в разделительном теплообменнике:

$$V_{PT} = \frac{Q_{PT}}{c \cdot \rho \cdot (t_o - t_{PT})}$$

Расход воды в промежуточном контуре:

$$V_{нк} = V_o + V_B + V_{pm}$$

## 2.4. Выбор схем включения испарителей и конденсаторов тепловых насосов

Наилучшие энергетические показатели теплонасосной установки достигаются при последовательной схеме включения конденсаторов тепловых насосов по нагреваемой воде. В этом случае во всех конденсаторах, кроме последнего температуры и давления рабочего агента ниже расчетных. Для испарителей тепловых насосов в общем случае наиболее предпочтительной является параллельная схема включения по охлаждаемой

воде. При этом обеспечиваются максимальные температуры и давления рабочего агента во всех испарителях.

Возможность оптимального соединения ограничена необходимостью обеспечения требуемых по техническим характеристикам тепловых насосов номинальных расходов воды через испаритель  $V_{ин}$  и конденсатор  $V_{кн}$ . Допустимое снижение расхода составляет 70% от номинального значения, поскольку при меньших расходах значительно падает коэффициент теплопередачи в испарителе и конденсаторе. Превышение номинального расхода более чем на 5% недопустимо, так как в этом случае возрастают энергозатраты на прокачку воды. Для оптимального соединения испарителей и конденсаторов тепловых насосов необходимо выполнение условий:

$$V_{ин} = (0,7 \dots 1,05) N V_{ин}$$

$$V_{кн} = (0,7 \dots 1,05) V_{кн}$$

На практике возможно несоответствие значений  $V_{ин}$  и  $V_{кн}$ ,  $V_{пк}$  и  $V_{кн}$ . Тогда  $V_{пк} < 0,7 V_{кн}$  и  $V_{пк} > 1,05 V_{кн}$  используется байпасная линия. При этом в первом случае разделение потока осуществляется после выхода из конденсатора последнего теплового насоса по ходу нагреваемой воды, а во втором – перед входом в конденсатор первого теплового насоса.

При  $1,05 V_{ин} < V_{ин} < 0,7 N_{ин}$  рекомендуется соединять испарители в S последовательных степеней по 2...3 параллельно включенных испарителя в каждой ступени и тогда

$$V_{ин} = (0,7 \dots 1,05) \cdot N \cdot \frac{V_{ин}}{S}$$

При  $V_{ин} = (0,7 \dots 1,05) V_{ин}$  используется последовательное включение испарителей и противоточной схеме движения охлаждаемой воды через конденсаторы тепловых насосов. По сравнению с прямоточной схемой в этом случае обеспечиваются несколько лучше (на 3...5%) энергетические показатели теплонасосной установки, более равномерная нагрузка на отдельные тепловые насосы.



При  $V_{\text{нп}} < 0,7 V_{\text{ин}}$  предусматривается байпасная линия и разделение потока воды осуществляется после выхода из испарителя последнего теплового насоса по ходу ожидаемой воды.

Маслоохладители тепловых насосов соединяются параллельно и включаются в промежуточный контур нагреваемой воды перед конденсаторами с целью обеспечения наилучшего охлаждения масла.

Расчет температуры воды на входе и выходе из испарителей и конденсаторов тепловых насосов ведется следующим образом.

Выбирается нумерация тепловых насосов, например, в направлении движения охлаждаемой воды через испарители.

Температура охлаждаемой воды на входе в испаритель первого теплового насоса после предварительно теплообменника:

$$t_{\text{и1}}^* = t_{\text{нп}} - \frac{Q_{\text{пт}}}{c \cdot \rho \cdot V_{\text{нп}}}$$

Температура охлаждаемой воды на выходе из  $i$ -го испарителя рассчитывается с учетом охлаждения ее в испарителе

$$t_{\text{и1}}^{**} = t_{\text{и1}}^* - \frac{Q_{\text{пт}}}{c \cdot \rho \cdot V_{\text{нп}}}$$

Для последовательно соединенных испарителей  $N$  тепловых насосов температура воды на входе в  $(i+1)$ -й испаритель равна температуре воды на выходе из  $i$ -го испарителя, т.е.

$$t_{\text{и},i+1}^{**} = t_{\text{и},i}^{**}, i = 1, \dots, N-1.$$

Проверка расчета распределения температуры охлаждаемой воды производится в соответствии с условием

$$t_{\text{ин}}^{**} = t_{\text{ох}}.$$

При параллельном соединении испарителей температуры воды на входе в каждый испаритель равны между собой. Также равны между собой температуры воды на выходе из каждого испарителя.

Для последовательно соединенных конденсаторов тепловых насосов, противоточной схемы движения воды через конденсаторы и испарители, а также ранее принятой нумерации тепловых насосов

$$t_{\text{к1}}^{**} = t_0, t_{\text{к1}}^* = t_{\text{к},\text{и}+1}^{**}$$

$$t_{\text{к1}}^* = t_{\text{к1}}^{**} - \frac{Q_{\text{к}}}{c \cdot \rho \cdot V_{\text{пк}}}$$

Температура нагреваемой воды промежуточного контура на входе в маслоохладители тепловых насосов

$$t_{\text{мо}}^* = t_{\text{к},N}^* - \frac{Q_{\text{мн}}N}{c \cdot \rho \cdot V_{\text{пк}}}$$

Проверка расчета распределения температуры нагреваемой воды производится на основании уравнения теплового баланса при смешении потоков воды промежуточного контура, поступающих из разделительного теплообменника, систем отопления и вентиляции

$$t_{\text{мо}}^* = \frac{t_{\text{пт}} \cdot V_{\text{пт}} + (t_{\text{к1}}^* + t_{\text{к1}}^{**}) \cdot V_{\text{пк}}}{V_{\text{пк}}}$$

Средняя температура воды в конденсаторах и испарителях тепловых насосов

$$\bar{t}_{\text{к1}} = 0,5(t_{\text{к1}}^* + t_{\text{к1}}^{**}),$$

$$\bar{t}_{\text{и1}} = 0,5(t_{\text{и1}}^* + t_{\text{и1}}^{**}).$$

Для каждого теплового насоса рассчитывается разность средних температур воды в конденсаторе и испарителе

$$\Delta t_i = \bar{t}_{\text{к}} - \bar{t}_{\text{и}}.$$

Максимальное значение этой разности температур соответствует тепловому насосу, который работает в наиболее тяжелых условиях.

## 2.5. Расчет термодинамического цикла теплового насоса

Целью расчета является определение производительности компрессора и мощности его электродвигателя, тепловых нагрузок испарителя и маслоохладителя, вычисление коэффициента трансформации. Расчет



термодинамического цикла выполняется для того теплового насоса, который работает в наиболее тяжелых условиях. По результатам расчета делается вывод о правильности выбора типоразмера теплового насоса.

Исходные данные для расчета.

1. Рабочий агент.
2. Схема теплового насоса.
3. Тепловая нагрузка конденсатора  $Q_K$ .
4. Средняя температура охлаждаемой воды в испарителе  $\bar{t}_n$ .
5. Средняя температура нагреваемой воды в конденсаторе  $\bar{t}_k$ .
6. Температура воды на входе в маслоохладитель  $t_{mo}$ .

Термодинамический цикл теплового насоса в  $p, h$  – диаграмме приведен на рис. 2. Низкопотенциальная теплота охлаждаемой воды в испарителе фреоном в процессе кипения 5 – 6. Образовавшийся пар отсасывается компрессором. В регенеративном теплообменнике пар перегревается в процессе 6 – 1. Сжатие в винтовом маслозаполненном компрессоре представляется процессом 1 – 2. Сначала происходит сжатие пара – процесс 1 – 2", затем – отвод теплоты от рабочего агента впрыскиваемым маслом – процесс 2" – 2. Сжатие в идеальном компрессоре изображается изотропным процессом 1 - 2'. Из компрессора перегретый пар поступает в конденсатор, где конденсируется (процесс 2 – 3), отдавая теплоту конденсации нагреваемой воде. После охлаждения в регенеративном теплообменнике (процесс 3 – 4) жидкий фреон поступает в терморегулирующий вентиль, в котором происходит изохальтный процесс дросселирования 4 – 5. Затем цикл повторяется.

Построение цикла в  $p, h$  – диаграмме и его расчет выполняется в следующей последовательности. ( $p, h$  – диаграмма для R-12 приведена в работах [5, 6]).

Температуры кипения и конденсации фреона

$$\begin{aligned} t_n = t_3 = t_6 = \bar{t}_n - \Delta\bar{t}_n, \\ t_k = t_2 = \bar{t}_k + \Delta\bar{t}_k, \end{aligned}$$

где  $\Delta\bar{t}_n, \Delta\bar{t}_k$  – средние температурные напоры в испарителе и конденсаторе, принимаются:  $\Delta\bar{t}_k = 3...5^\circ C, \Delta\bar{t}_n = 5...7^\circ C$ .

Давление кипения  $p_n$  и давление конденсации  $p_k$  находят по известным температурам  $t_n$  и  $t_k$  с помощью диаграммы, а энтальпию  $h_6$  – по давлению  $p_n$  и температуре  $t_6$ .

Степень повышения давления в компрессоре

$$\varepsilon = \frac{p_k}{p_n}$$

Температура пара на входе в компрессор

$$t_1 = t_6 + \Delta t_{пе}$$

где  $\Delta t_{пе}$  – перегрев пара в регенеративном теплообменнике, принимается  $\Delta t_{пе} = 25...35^\circ C$ .

По давлению  $p_n$  и температуре  $t_1$  при помощи диаграммы определяется энтальпия  $h_1$  и удельный объем всасываемого фреона  $V_1$ .

Энтальпия жидкого фреона в точке 4 находится из уравнения теплового баланса для регенеративного теплообменника

$$h_4 = h_3 + h_6 - h_1$$

Поскольку процесс дросселирования 4 – 5 является изохальтным, то  $h_5 = h_4$ .

Энтальпия пара фреона в конце политропного процесса сжатия в компрессоре

$$h_2'' = h_1 + \frac{h_2' - h_1}{\eta_i}$$

где  $\eta_i$  – внутренний КПД компрессора;

$h_2'$  – энтальпия пара фреона в конце идеального изэнтропного процесса сжатия в компрессоре.

Внутренний КПД компрессора находится из зависимости, обобщающие опытные данные [7],



$$\eta_i = 0,5925 + 0,0079\varepsilon + 0,0045\varepsilon^2 - 0,00084\varepsilon^3.$$

Энтальпия пара фреона  $h_2$  в конце процесса отвода теплоты впрыскиваемым маслом определяется из диаграммы при давлении  $p_k$  и температуре масла на выходе из компрессора  $t''_m$ , которая составляет

$$t''_m = t'_m + \Delta t_m,$$

где  $t'_m$  – температура масла на входе в компрессор, принимается  $t'' = t'_m$ ;

$\Delta t_m$  – повышение температуры масла в компрессоре, принимается

$$\Delta t_m = 15 \dots 35^\circ\text{C}.$$

Температура масла на выходе из компрессора составляет  $t_m = 70 \dots 90^\circ\text{C}$ .

Удельный тепловой поток, отводимый от рабочего агента в конденсаторе,

$$q_k = h_2 - h_3.$$

Расход рабочего агента, циркулирующего в тепловом насосе,

$$G = \frac{Q}{q_k},$$

Тепловой поток, отводимый маслом от рабочего агента (тепловая нагрузка маслоохладителя),

$$Q_M = G(h''_2 - h_2)$$

Расход масла, подаваемого в компрессор,

$$V_M = \frac{Q_M}{C_M \cdot \rho_M \cdot \Delta t_m},$$

где  $C_M$ ,  $\rho_M$  – удельная теплоемкость и плотность масла.

Для условий работы компрессора можно принять  $C_M = 2,18$  кДж/кг·К.

Относительный массовый расход масла

$$q = \frac{V_M \cdot \rho_M}{G}$$

С целью повышения правомерности принятого значения повышения температуры масла, полученное значение относительного массового расхода масла сравнивается с рекомендуемым значением относительного массового расхода [7]:

$$Q_p = 0,09375 - 0,025\varepsilon + 0,2656\varepsilon^2.$$

Если расхождение составляет более 20%, то расчет следует повторить при уточненном значении  $\Delta t_m$ .

Удельная внутренняя работа компрессора

$$L_i = h''_2 - h_1.$$

Внутренняя мощность компрессора

$$N_i = G L_i.$$

Мощность электродвигателя для привода компрессора  $\eta_{ЭМ}$

$$N_{Э} = \frac{N_i}{\eta_{ЭМ}},$$

где  $\eta_{ЭМ}$  – электромеханический КПД, принимается  $\eta_{ЭМ} = 0,9$ .

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_T = G V_i.$$

Теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_T' = \frac{V}{\lambda}.$$

Коэффициент подачи определяется из зависимости

$$\lambda = 0,997 - 0,032\varepsilon + 0,002\varepsilon^2 - 0,000078\varepsilon^3.$$

Удельный тепловой поток, подводимый к рабочему агенту в испарителе:

$$q_n = h_6 - h_5.$$

Тепловая нагрузка испарителя

$$Q_n = G q_n.$$

Тепловая нагрузка регенеративного теплообменника

$$Q_{РТО} = G(h_3 - h_4).$$

Для контроля расчета составляется энергетический баланс установки

$$Q_n + N_i = Q_k + Q_M.$$

Невязка приходной и расходной частей баланса не должна превышать 8%.

Коэффициент трансформации

$$\varphi = \frac{Q_k + Q_M}{N_{Э}}$$

Полученные значения теоретической объемной производительности компрессора и мощности электродвигателя сравниваются с паспортными



характеристиками выбранных тепловых насосов. В результате делается вывод о возможности работы компрессоров в заданном расчетном режиме.

Если тепловая нагрузка испарителя теплового насоса, полученная в результате расчета термодинамического цикла, отличается от вычисленной в п. 2.3 более чем на 10%, то производится уточнение расхода оборотной воды через испарители тепловых насосов и на градирни.

Расход нагреваемой воды в промежуточном контуре уточнению не подлежит, так как возможные изменения тепловой нагрузки маслоохладителя незначительны, по сравнению с тепловой нагрузкой конденсатора теплового насоса.

Описанный алгоритм расчета термодинамического цикла теплового насоса реализует программу «WARMERUMPE» для персональной ЭВМ, написанной на алгоритмическом языке «Фортран». При выполнении курсового проекта рекомендуется использовать эту программу при указанных выше исходных данных. Чтобы исключить обращение к  $p$ ,  $h$  – диаграмме в программе используются уравнения, описывающие изолинии диаграммы. Уравнения получены методом регрессивного анализа путем обработки экспериментальных данных по термодинамическим свойствам фреона R – 12 [8].

## 2.6. Тепловой расчет и подбор теплообменников

В качестве предварительного и разделительного теплообменников применяются водо-водяные секционные подогреватели, выпускаемые по техническим условиям ТУ 400-28-429-82Е. Подогреватели изготавливают с длиной трубок 2000 и 4000 мм. Диаметр трубок составляет  $d_n/d_v = 16/14$  мм, где материал – латунь. Подогреваемую воду рекомендуется пропускать по трубкам, а греющую воду – по межтрубному пространству. При этом, термические линейные удлинения корпуса и трубок выравниваются,

облегчается чистка трубок. Средняя скорость воды в межтрубном пространстве составляет  $W_{MT} = 0,5 \dots 2,5$  м/с.

Задачей расчета является определение площади поверхности теплообмена  $F$ , выбор типоразмера секции подогревателя, расчет количества секций  $Z$ .

Исходные данные для расчета:

1. Тепловая нагрузка теплообменника  $Q$ .
2. Расход воды в трубном пространстве  $V_T$ .
3. Расход воды в межтрубном пространстве  $V_{MT}$ .
4. Температура воды в трубном пространстве на входе и выходе из теплообменника  $t'_T$  и  $t''_T$ .
5. Температура воды в межтрубном пространстве на входе и выходе из теплообменника  $t'_{MT}$  и  $t''_{MT}$ .

Расчет выполняется как для предварительного, так и для разделительного теплообменников в следующей последовательности.

Для принятой скорости воды в межтрубном пространстве оценивается площадь проходного сечения межтрубного пространства

$$f_{MT} = \frac{V_{MT}}{\omega_{MT}}$$

По полученному значению  $f_{MT}$  выбирается типоразмер подогревателя (табл. II Приложения), для которого выписываются основные размеры: число трубок  $n_t$ , площадь поверхности нагрева секции  $F_s$ , диаметр корпуса  $D_n/D_v$ , длина  $L$ , площадь проходного сечения трубок  $f_t$  и межтрубного пространства  $f_{MT}$ . Эти размеры используются в дальнейших расчетах.

Скорость воды в трубках и между трубками

$$\omega_m = \frac{V_m}{f_m}, \quad \omega_{MT} = \frac{V_{MT}}{f_{MT}}$$

Эквивалентный диаметр межтрубного пространства

$$d_e = \frac{D_a^2 - n_m \cdot d_n^2}{D_a + n_m \cdot d_n}$$

Средняя температура воды в трубках и между трубками

$$\bar{t}_m = 0,5 \cdot (t'_m + t''_m),$$



$$t_{\text{шт}} = 0,5 \cdot (t'_{\text{шт}} + t''_{\text{шт}}).$$

Коэффициенты теплоотдачи на поверхностях стенок в трубном и межтрубном пространствах

$$\alpha_m (1630 + 21\bar{t}_m - 0,041\bar{t}_m) \cdot \frac{\omega_m^{0,8}}{d_s^{0,2}},$$

$$\alpha_{\text{шт}} = (1630 + 21\bar{t}_{\text{шт}} - 0,041\bar{t}_{\text{шт}}) \cdot \frac{\omega_{\text{шт}}^{0,8}}{d_s^{0,2}}.$$

В этих формулах и измеряются в Вт/(м<sup>2</sup>·К),  $\omega_t$  и  $\omega_{\text{шт}}$  в м/с,  $d_b$  и  $d_s$  – в м,  $t_t$  и  $t_{\text{шт}}$  – в °С.

Коэффициент теплопередачи

$$K = \beta \left( \frac{1}{\alpha_{\text{шт}}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_m} \right)^{-1},$$

где  $\beta$  – коэффициент, учитывающий снижение коэффициента теплопередачи из-за наличия накипи и загрязнения поверхности трубок, принимается  $\beta=0,8$ ;  $\delta$  – толщина стенки трубки,  $\delta=0,5 (d_n - d_b)$ ;  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности материала стенок трубок, для латуни принимается  $\lambda=105$  Вт/м·К.

Средний температурный напор

$$\Delta\bar{t} = \frac{\Delta t_\delta - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_\delta}{\Delta t_m}},$$

где  $\Delta t_\delta$ ,  $\Delta t_m$  – большая и меньшая крайние разности температур между теплоносителями при противоточной схеме их движения.

Площадь поверхности нагрева подогревателя

$$F = \frac{Q}{k\Delta\bar{t}}.$$

Число секций подогревателя

$$Z = \frac{F}{F_c}$$

## 2.7. Расчет и подбор градирен

Задачей расчета является определение площади фронтального сечения вентиляционной градирни, выбор ее конструкции и количества секций, расчет количества градирен.

Исходные данные для расчета:

1. Город, для которого проектируется система водоснабжения.
2. Температура охлажденной оборотной воды  $t_{\text{ох}}$ .
3. Температура теплой оборотной воды  $t_{\text{шт}}$ .
4. Расход оборотной воды на градирни  $V_G$ .

Для подбора градирен необходимо вначале определить расчетные параметры атмосферного воздуха. Средняя температура воздуха для наиболее жарких суток в данной местности

$$t_p = t_{\text{ж}} + 0,25 t_{\text{max}},$$

где  $t_{\text{ж}}$  – среднемесячная температура воздуха в самый жаркий месяц;

$t_{\text{max}}$  – средняя максимальная температура в самый жаркий месяц.

Значения  $t_{\text{ж}}$ ,  $t_{\text{max}}$ , а также относительной влажности воздуха самого жаркого месяца  $\phi_{\text{ж}}$  берутся из табл. III Приложения. С помощью  $H$ ,  $d$  диаграммы влажного воздуха по температуре  $t_{\text{ж}}$  и относительной влажности  $\phi_{\text{ж}}$  определяется влагосодержание воздуха  $d_{\text{ж}}$ .

Состояние воздуха для наиболее жарких суток находится по температуре  $t_p$  и полученному значению  $d_{\text{ж}}$ . Для этого состояние воздуха определяется температура мокрого термометра  $t_m$ , которая является теоретическим пределом охлаждения воды в градирне.

Коэффициент эффективности градирни

$$\eta_G = \frac{t_{\text{шт}} - t_{\text{ох}}}{t_{\text{шт}} - t_m}$$

Для вентиляционных градирен  $\eta_G = 0,75 \dots 0,85$ .

Удельная тепловая нагрузка на единицу площади фронтального сечения градирни



$$q_F = q_F' C (t_{in} - t_{ox}),$$

где  $q_F$  — удельная гидравлическая нагрузка, отнесенная к площади фронтального сечения градирни, для вентиляторных градирен

$$q_F = 1,5 \dots 2,8 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}.$$

Тепловой поток, отводимый от воды в градирнях,

$$Q_z = V_z c \rho (t_{in} - t_{ox}).$$

Необходимая суммарная площадь фронтального сечения градирен

$$\Sigma F_\phi = \frac{Q_z}{q_F}.$$

По полученному значению  $\Sigma F$  и табл. IV Приложения выбирается конструкция, марка или количество секций градирни, площадь фронтального сечения  $F_\phi$ , массовый расход воды  $G$ , и рассчитывается число градирен

$$n_z = \frac{\Sigma F_\phi}{F_\phi},$$

Удельная гидравлическая нагрузка выбранных градирен в расчетном режиме

$$q_{FH} = \frac{V_z \cdot \rho}{n_z \cdot F_\phi}.$$

Полученные значения целесообразно сравнить со значением удельной гидравлической нагрузки выбранной градирни в номинальном режиме

$$q_{FH} = \frac{G_z}{F_\phi}.$$

## 2.8. Расчет диаметров трубопроводов и подбор насосов

Задачей расчета является определение диаметров и выбор по сортаменту всех трубопроводов воды, как внутренних, так и внешних, соединяющих теплонасосную установку и градирни с потребителями, а также подбор насосов  $H_1 \dots H_4$  (см. рис. 1) и насосов байпасных линий. При подборе насосов полагается, что длина внутренних трубопроводов пренебрежимо мала по сравнению с длиной внешних трубопроводов, а напор, развиваемый

насосами, определяется снижением напора во внешних трубопроводах и требуемым напором у потребителя.

Исходные данные для расчета:

1. Объемный расход воды по участкам  $V$ .
2. Расстояние до потребителей 1, принимается  $l = 50 \dots 100$  м.
3. Требуемый напор у потребителя  $H_{тр}$ , принимается:  $H_{тр} = 15 \dots 20$  м — для систем низкотемпературного отопления и вентиляции,  $H_{тр} = 1 \dots 15$  м — для систем горячего водоснабжения,  $H_{тр} = 25 \dots 35$  м — для технологических потребителей охлажденной оборотной воды.

При подборе трубопровода вначале задаются значениями скоростей воды: во всасывающем трубопроводе  $\omega_{вс} = 1 \dots 1,5$  м/с, в нагнетательном  $\omega_{нар} = 1,5 \dots 2,5$  м/с. Для каждого участка трубопровода оценивается внутренний диаметр трубопровода.

$$d_* = \sqrt{\frac{4V}{\pi \cdot \omega}}.$$

Полученный внутренний диаметр трубы округляется до ближайшего стандартного размера (табл. V Приложения). По выбранному диаметру трубы уточняется скорость воды.

$$\omega = \frac{4V}{\pi^2 \cdot d_*^2}.$$

Выбранные диаметры труб целесообразно сравнить с диаметрами соответствующих патрубков оборудования (тепловые насосы, теплообменники, насосы и т.д.).

Напор, развиваемый насосом:

$$H = (1,2 \dots 1,3) H_{np} + H_{mp},$$

где  $H_{np}$  — снижение напора на прямых участках трубопровода.

Числовой коэффициент в формуле учитывает снижение напора на местных сопротивлениях.

Снижение напора на прямых участках



$$H_{np} = \lambda \frac{l}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2g},$$

где  $\lambda$  - коэффициент сопротивления трения.

Для турбулентного режима течения

$$\lambda = 0,11 \left( \frac{K_s}{d_e} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25},$$

где  $Re$  - число Рейнольдса;  $K_s$  - абсолютная эквивалентная шероховатость стенки трубопровода.

Для остальных трубопроводов в условиях нормальной эксплуатации (с незначительной или умеренной коррозией)  $K_s = 0,2 \dots 0,4$  мм.

По значениям объемного расхода и напора подбираются центробежные насосы консольного типа (табл. VI Приложения).

Для обеспечения бесперебойной работы системы оборотного водоснабжения и теплонасосной установки в группе насосов Н2 следует предусматривать три - четыре насоса с одинаковой подачей, один из которых является резервным, в остальных случаях - один рабочий и один резервный насос.

Для проверки возможности использования комплектного электродвигателя насоса рассчитывается потребная мощность электродвигателя

$$N_{зд} = \frac{q \cdot \rho \cdot V_n \cdot H}{\eta_n \cdot \eta_{зд}},$$

где  $V_n$  - объемная подача рабочего насоса в расчетном режиме;

$\eta_n$  - КПД насоса (см. табл. VI Приложения);

$\eta_{зд}$  - КПД электродвигателя, равный 0,8...0,9.

## 2.9. Разработка принципиальной схемы системы водоснабжения

Принципиальная (полная) схема энергосберегающей системы технического водоснабжения промпредприятия предназначена для того, чтобы дать полное представление о составе оборудования и его взаимном

соединении. Схема служит основанием для разработки других конструкторских документов, например, компоновки оборудования.

В соответствии с ранее составленной функциональной схемой изображают все элементы при помощи условных графических изображений, отражающих конструктивные особенности элементов. Число обозначений данного вида должно быть равно числу соответствующих подобранных элементов.

Изображения элементов располагают по ходу движения различных потоков воды и других сред, объединяя их в функциональные группы. Изображениям элементов и функциональных групп присваивают позиционные обозначения.

Элементы, подобранные в виде полностью смонтированных на заводе агрегатов, например, тепловые насосы, изображаются в виде функциональной группы элементов, составляющих данный агрегат. Если агрегатов данного вида несколько, то допускается для удобства чтения схемы приводить только одно подробное изображение агрегата, а остальные показывать рядом в виде штрихпунктирного прямоугольника с тем же позиционным обозначением.

На условных обозначениях элементов показывают расположение всех штуцеров (патрубков), манометров и предохранительных клапанов.

Элементы установки соединяют основными и вспомогательными трубопроводами, воспроизводя полностью обвязку всех узлов в соответствии с техническими условиями завода-изготовителя, приведенными в каталогах, регулирующих вентилей как ручных, так и автоматических, а также фильтров, грязевиков и осушителей.

Разрабатываются дополнительные меры, обеспечивающие безопасную и эффективную работу отдельных элементов и системы в целом, а также возможность проведения вспомогательных операций, согласно примерному перечню технических решений (табл. VII Приложения).

Графическая информация, содержащаяся на принципиальной схеме, должна быть дополнена текстом в пояснительной записке. Описание



принципиальной схемы системы водоснабжения может быть составлено в следующей последовательности:

- а) раскрываются общие принципы построения схемы, ее существенные и отличительные признаки с учетом использования вторичных энергетических ресурсов, охраны окружающей среды;
- б) указываются и характеризуются технические решения, обеспечивающие безопасную, надежную и эффективную работу отдельных элементов и системы в целом;
- в) описываются вспомогательные операции, проведение которых предусмотрено схемой.

## 2.10. Компонировка оборудования теплонасосной установки

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

Предварительно определяется строительная площадь машинного отделения

$$F_{\text{стр}} = \sum K_i \cdot f_i,$$

где  $f_i$  – площадь, занимаемая  $i$ -ым элементом оборудования;

$K_i$  – коэффициент, учитывающий дополнительную площадь для обслуживания оборудования, устройства подсобных и бытовых помещений.

Значение коэффициента  $K_i$  принимается в зависимости от площади в плане единицы оборудования: 4 при  $f_i < 2 \text{ м}^2$ ; 3,5 при  $2 < f_i < 4 \text{ м}^2$ ; 3 при  $4 < f_i < 6 \text{ м}^2$ ; 2,5 при  $6 < f_i < 10 \text{ м}^2$ ; 2 при  $f_i > 10 \text{ м}^2$ .

При разработке чертежа общего вида плана машинного отделения уточняются размеры здания с учетом размеров типовых строительных конструкций.

Для машинного отделения предусматривают одноэтажное отдельно стоящее здание или пристройку к производственному зданию. Высота

основных помещений должна быть кратной 0,6 м, но не менее 4,8 м, чтобы можно было смонтировать грузоподъемные средства. Ширина поперечного пролета здания принимается кратной 3 м (6, 12, 15 и т.д.), шаг колонн по длине здания – 6 м.

Конструкция наружных стен: кирпичная кладка 380 мм или сборные бетонные панели 240 или 300 мм (в зависимости от климатических условий). Конструкция внутренних стен: кирпичная кладка 250 мм, сборные бетонные панели 200 мм. Конструкции перегородок: кирпичная кладка 65 мм или 130 мм, сборные бетонные панели 100 мм.

Кроме основных помещений предусматриваются вспомогательные и подсобно-бытовые помещения, необходимые для функционирования машинного отделения и обеспечения санитарно-бытовых условий обслуживающего персонала. Помещения размещают с одной или двух сторон здания. Вход в эти помещения должен быть через отдельный коридор, имеющий вход снаружи и связанный дверью с машинным отделением. Эта часть здания может выполняться в два этажа с высотой помещений 3 м, и должна иметь наименьшую ширину: проход 1 м, дверь 0,8 м, коридора 1,4 м, марша лестницы 1,05 м, лестничной клетки 2,15 м. Примерный состав вспомогательных и подсобно-бытовых помещений машинного отделения приведены в табл. VIII Приложения.

Здание машинного отделения должно иметь не менее двух выходов максимально удаленных друг от друга. Один из выходов должен быть непосредственно наружу. Для зданий средних и северных зон этот выход оборудуется тамбуром. Второй выход делают через коридор подсобно-бытовых помещений. Расстояние от наиболее удаленного рабочего места до ближайшего выхода должно быть не более 100 м. Все двери из помещений должны открываться в сторону выхода. Такое расположение и устройство выходов 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 допускается устанавливать в стене, смежной с машинным залом, окна с остеклением площадью не более 3 м<sup>2</sup>.

Трансформаторная подстанция проектируется отдельным блоком на одну или две камеры для трансформаторов. Двери из этих помещений выходят наружу. К трансформаторной подстанции примыкает помещение электрораспределительных устройств. Трансформаторная подстанция может проектироваться отдельно стоящим зданием.

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.

При расположении теплонасосных агрегатов регламентируются минимальные проходы и отступы:

главный проход между агрегатами не менее 1,5 м, на крупных установках до 2,5 м;

проход между выступающими частями агрегатов не менее 1 м;

отступ между стеной и агрегатом не менее 0,8 м, если требуется обслуживание со стороны стены.

При расположении насосных агрегатов необходимо соблюдать:

проход между агрегатами не менее 1 м;

расстояние между неподвижными частями агрегатов не менее 0,7 м;

расстояние от длинных сторон фундаментных плит агрегатов до стены должно быть не менее 1,25 м.

Секционные подогреватели закрепляют на кронштейнах, заделанных в стене, или на рамной конструкции. Зазор между поверхностью изоляции подогревателя и стеной принимают не менее 0,15 м, а между рядами параллельно установленных секций подогревателя – 0,4...0,5 м.

Для разборки и ремонта оборудования предусматривают свободное место, достаточное для выемки наиболее длинной детали. Предусматриваются монтажные проемы (окна, ворота или двери) в соответствии с габаритами оборудования. Для расширения помещения машинного отделения оставляют свободно площадку территории, примыкающую к одному из торцов здания.

На чертеже плана компоновки машинного отделения показывают трубопроводы оборотной воды, горячей воды, а также воды, идущей на градирни, отопление и вентиляцию.

При нижней разводке в пределах здания машинного отделения водяные трубопроводы допускается прокладывать в траншеях, закрытых съемными металлическими листами. При верхней разводке присоединение трубопроводов к общим магистралям делают сверху. Трубопроводы собирают в пучок и крепят на повесах к балкам и закладным деталям.

## 2.11. Расчет показателей экономичности теплонасосной установки

Эксергетический КПД теплонасосной установки

$$\eta_e = \mathcal{E}_e \cdot \varphi,$$

где  $\mathcal{E}_e$  – удельный расход электроэнергии в идеальном тепловом насосе,

$$\mathcal{E}_e = 1 - \frac{\bar{t}_n + 273}{\bar{t}_k + 273}.$$

Годовая экономия топлива от применения тепловых насосов для утилизации теплоты оборотной воды определяется путем сравнения годового расхода топлива на котельной установке, которую замещает теплонасосная установка, с расходом топлива на конденсационной электростанции, электроэнергия которой используется для привода электродвигателей



компрессоров. Теплопроизводительность теплонасосной и котельной установок полагаются одинаковыми.

Годовой расход условного топлива на конденсационной электростанции

$$B_{гн} = \frac{Q\tau_3 + Q_{гв}\tau_{л}}{Q_H^p \eta_{ст} \eta_{лэп}}$$

где  $\tau_3$  – продолжительность отопительного периода;

$\tau_{л}$  – продолжительность летнего периода;

$Q_H^p$  – удельная низшая теплота сгорания условного топлива;

$\eta_{ст}$  – КПД электростанции;

$\eta_{лэп}$  – КПД линии электропередачи.

При выполнении расчетов принять  $Q_H^p = 29310$  кДж/кг;  $\eta_{ст} = 0,38$ ;  $\eta_{лэп} = 0,9$ .

Значения  $i_3$  приведены в таблице III Приложения.

Годовой расход условного топлива в котельной установке, которую замещает ТНУ:

$$B_k = \frac{Q\tau_3 + Q_{ов}\tau_a}{Q_k^p \eta_k}$$

где  $\eta_k$  – КПД котельной установки, принимается  $\eta_k + 0,8$ .

Годовая экономия условного топлива (в процентах):

$$\Delta B = \frac{B_k - B_{гн}}{B_k} \cdot 100\%$$

### 3. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Графическая часть проекта выполняется на двух листах чертежной бумаги формата А1 (595 x 841) и должна удовлетворять требованиям ЕСКД [2,3].

Чертежи имеют следующие наименования.

1. Система водоснабжения. Схема принципиальная гидравлическая.
2. Отделение машинное. Чертеж общего вида.

Поле листа принципиальной схемы заполняется следующим образом, с левой стороны на большей части листа располагается схема с обозначением

всех элементов, основная надпись размещается в правом нижнем углу, над ней располагается в виде таблицы перечень основных элементов схемы, выше – таблица обозначений трубопроводов. Для изображения элементов схемы используют стандартизированные условные графические обозначения. Над условным изображением трубопровода следует указать наружный диаметр трубы и толщину ее стенки в мм, марку стали, из которой изготовлена труба (например,  $\text{Ø}57 \times 3,5$  – Ст. 3 сп.).

Чертеж общего вида должен содержать следующие сведения:

- а) изображение машинного отделения с необходимыми видами и разрезами, дающими представление о составе, расположении и взаимной связи частей установки;
- б) номера позиций основных частей;
- в) габаритные размеры машинного отделения и составных частей установки;
- г) установочные (координаты расположения) и присоединительные размеры составных частей установки;
- д) спецификацию оборудования;
- е) техническую характеристику системы водоснабжения (гидравлическая производительность системы, расходы воды на градирни и тепловые насосы, температуры теплой и охлажденной оборотной воды, тепловые нагрузки горячего водоснабжения, отопления и вентиляции).

Чертеж общего вида рекомендуется выполнять в масштабе 1:25 или 1:50.



### Библиографический список

1. РНД: Проекты (работы) дипломные и курсовые. Правила оформления: РД40.РСФСР-050-87. – М.: МВ и ССО РСФСР, 1988. – 18 с.
2. ЕСКД. Основные положения, - М.: Изд-во стандартов. 1983. – 352 с.
3. ЕСКД. Общие правила выполнения чертежей. – М.: Изд-во стандартов, 1984. – 239 с.
4. Холодильные машины и аппараты: каталог. Ч.2. – М.: ЦИНТИ-химнефтемаш, 1984. – 98 с.
5. Техника низких температур (атлас) / под. ред. И.П. Усюкина. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 244 с.
6. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / под общ. ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
7. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: справочник. – М.: Агропромиздат, 1985, – 208 с.
8. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / Сост. В.И. Манюк, Я.И. Хиж и др. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с.

### ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица I

Характеристики парокомпрессорных тепловых насосов  
в номинальном режиме

Параметры	Типоразмер	
	НТ-300	НТ-500
Теплопроизводительность, кВт: конденсатора маслоохладителя	300	500
Расход воды, м <sup>3</sup> /ч: через конденсатор через маслоохладитель через испаритель	90 13 120	130 13 150
Температура воды, °С: на выходе из конденсатора на входе в испаритель	60 22	60 22
Перепад давления по воде, кПа: в конденсаторе в маслоохладителе в испарителе	26 5 9	26 5 9
Теоретическая производительность компрессора, м <sup>3</sup> /ч	602	850
Потребляемая мощность, кВт	132	200
Диаметр патрубков, мм: конденсатора испарителя	100 100	150 125
Габаритные размеры, мм	4800x1600x2155	5000x1700x2650
Масса, кг	6050	7700



Таблица II

## Основные размеры водо-водяных секционных подогревателей

Типоразмер	Диаметр корпуса, мм		Длина L, мм	Число трубок $n_t$	Площадь поверхности нагрева $F_c, м^2$	Площадь живого сечения, $м^2$	
	наружный, $D_n$	внутренний, $D_b$				трубок, $f_t$	междуруб., $f_{мг}$
1-57x2000-P	57	50	2268	4	0,37	0,00062	0,00116
2-57x4000-P	57	50	4268	4	0,75	0,00062	0,00116
3-76x2000-P	76	69	2296	7	0,65	0,00108	0,00233
4-76x4000-P	76	69	4296	7	1,31	0,00108	0,00233
5-89x2000-P	89	82	2410	12	1,11	0,00185	0,00287
6-89x4000-P	89	82	4410	12	2,24	0,00185	0,00287
7-114x2000-P	114	106	2420	19	1,76	0,00293	0,005
8-114x4000-P	114	106	4420	19	3,54	0,00293	0,005
9-168x2000-P	168	158	2718	37	3,4	0,0057	0,0122
10-168x4000-P	168	158	4718	37	6,9	0,0057	0,0122
11-219x2000-P	219	207	2930	64	5,89	0,00985	0,02079
12-219x4000-P	219	207	4930	64	12	0,00985	0,02079
13-273x2000-P	273	259	3032	109	10	0,01679	0,03077
14-273x4000-P	273	259	5032	109	20,3	0,01679	0,03077
15-325x2000-P	325	309	3220	151	13,8	0,02325	0,04464
16-325x4000-P	325	309	5220	151	28	0,02325	0,04464

Таблица III

## Параметры атмосферного воздуха

Параметры	Город									
	Волгоград	Тверь	Самара	Санкт-Петербург	Москва	Ростов на Дону	Орск	Вологда	Рязань	Саратов
$t_{ж}, ^\circ C$	24,2	17,2	20,7	17,8	19,3	22,9	21,3	18,0	18,8	22
$t_{max}, ^\circ C$	28,6	21,6	24,2	21,1	21,6	27,4	26,3	22,1	23,0	25
$\varphi, \%$	31	57	48	59	54	41	53	61	49	41
$n_{3,сут}$	182	219	206	219	205	175	204	219	212	198

Таблица IV

## Характеристики вентиляторных градирен

Конструкция	Кол-во секций, марка	Расположение вентилятора	Тепловой поток при $\Delta t_r = 5^\circ C$ , $Q_b, кВт$	Фронтальное сечение $F_{ф}, м^2$	Расход Воды $G_r, кг/с$	Габаритные размеры, м	
						Корпуса в плане	Высота
ГПВ	ГПВ-80	верхнее	93	1,74	4,44	1,58x1,58	2,2
- « -	ГПВ-160	- « -	186	3,92	8,08	2,24x2,2	2,52
- « -	ГПВ-320	- « -	372	6,5	17,76	3,54x2,2	2,485
Секционная	2	нижнее	232	4,0	11,1	2x2	6,5
- « -	4	- « -	464	8,0	22,2	2x4	6,5
- « -	6	- « -	696	12,0	33,3	2x6	6,5
- « -	2	- « -	928	16,0	44,4	4x4	6,8
- « -	3	- « -	1392	24,0	66,6	4x6	6,8
- « -	3	вернее	1950	48,0	93,3	4x12	10,56
- « -	4	- « -	2600	64,0	124,4	4x16	10,56
- « -	5	- « -	3250	80,0	155,6	4x20	10,56
- « -	6	- « -	3900	96,0	186,7	4x24	10,56



Таблица V

## Характеристики стальных бесшовных труб

Условный проход $d_y$ , мм	Наружный диаметр $d_n$ , мм	Толщина стенки $\delta_c$ , мм	Номинальный внутренний диаметр $d_b$ , мм	Площадь сечения по внутреннему диаметру $f$ , м <sup>2</sup>
32	38	4	30	0,000706
40	45	4	37	0,00107
50	57	3,5	50	0,00196
70	76	4	68	0,00367
80	89	4,5	80	0,00502
100	108	4	100	0,00785
125	133	4	125	0,0122
150	159	4,5	150	0,0177
200	219	7	205	0,0329
250	273	7	259	0,0528
300	325	9	307	0,074

Таблица VI

## Характеристики центробежных насосов консольного типа

Типо-размер	Подача $V$ , м <sup>3</sup> /ч	Напор $H$ , м	КПД $\eta_n$ , %	Мощность электродвигателя $N_{эл}$ , кВт	Габаритные размеры, мм		Диаметр патрубков, мм	
					в плане	высота	всасывающего, $d_{вс}$	нагнетательного, $d_{нг}$
K8/18	8	18	53	1,5	768x257	321	40	32
K-50-32-125	12,5	20	55	2,2	792x300	318	50	32
K-65-50-160	25	32	64	5,5	865x340	375	65	50
K-80-65-160	50	32	70	7,5	942x390	428	80	65
K-80-50-200	50	50	65	15	1127x390	485	80	50
K-100-80-160	100	32	77	15	1245x458	485	100	80
K-100-65-200	100	50	72	30	1310x498	540	100	65

Таблица VII

## Дополнительные технические решения, разрабатываемые на принципиальной схеме системы водоснабжения

Цель разработки	Техническое решение
Выполнение требований озонобезопасности по предотвращению эмиссии фреона в атмосферу и воду питьевого качества	Применение агрегатированных тепловых насосов полной заводской готовности, установка разделительного теплообменника
Повышение теплопроизводительности тепловых насосов	Использование теплоты масла тепловых насосов
Снижение затрат на нагрев воды	Установка предварительного теплообменника
Гибкость в работе	Устройство обводных линий с запорными вентилями
Повышение надежности	Предусматриваются: резерв оборудования, обратные клапаны, грязевики, фильтры, обратная подача оборотной воды в бак теплой воды
Пополнение потерь воды	Прокладка трубопроводов подпитки свежей водой к градирне и расширительному баку
Поддержание температуры воды в системе горячего водоснабжения в периоды минимального водозабора	Устройство линии циркуляции с насосом
Облегчение запуска и предотвращение кавитации насоса промежуточного контура	Установка расширительного бака выше уровня установки насоса
Выпуск воздуха из системы	Предусматриваются воздушники на насосах и коллекторах воды



Примерный состав вспомогательных помещений  
машинного отделения теплонасосной установки

Наименование помещений	Ориентировочная площадь, м <sup>2</sup>
Трансформаторная подстанция с двумя камерами	36
Электрораспределительные устройства	18...24
Главный щит автоматизации и пульт управления	18...24
Слесарно-механическая мастерская с участком КИПиА	36...48
Кладовая для запасных частей и вспомогательных материалов	12...16
Комната начальника цеха	16...18
Комната приема пищи	12...16
Гардероб, санузел с умывальником, душ	18...24
Отопительно-вентиляционные пункты	16...18
Коридор	Ширина не менее 1,4 м