

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ  
КАЗАХСТАН**

**Некоммерческое акционерное общество  
АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ  
имени Гумарбека Даукеева**

**Кафедра Промышленной тепло техники**

**«УТВЕРЖДАЮ»**

Директор ИТЭТТ

Кандидат технических наук

Бахтияр Б.Т.

(Ф.И.О., ученая степень, звание)

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.  
(подпись)

**«Допущен к защите»**

Заведующий кафедрой

Доцент, кандидат технических наук

Умбетов Е.С.

(Ф.И.О., ученая степень, звание)

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.  
(подпись)

**ДИПЛОМНАЯ РАБОТА**

На тему: Разработка системы теплоснабжения производственной базы сельскохозяйственного предприятия

Специальность: 5В071700 – Теплоэнергетика

Выполнил: Абулгапаров А.Н. группа ПТЭ-16-4

(ФИО студента, группа)

Научный руководитель: доцент к.т.н. Каленова Ж.А.

(ученая степень, ФИО)

Рецензент: доцент к.т.н. Жайлаубаев Н.М.

(ученая степень, ФИО)

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.  
(подпись)

Нормоконтролер: доцент к.т.н. Джаманкулова Н.О.

(ученая степень, ФИО)

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.  
(подпись)

**Консультанты:**

Экономическая часть: старший преподаватель Айбильдина А.Ш.

(ученая степень, ФИО)

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.  
(подпись)

БЖД: доцент Приходько Н.Г.

(ученая степень, ФИО)

\_\_\_\_\_ « \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.  
(подпись)

**Алматы 2020**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КА-  
ЗАХСТАН**

**Некоммерческое акционерное общество  
«АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ  
имени Гумарбека Даукеева»**

Институт: ИТЭГТ

Специальность: 5В071700 – Теплоэнергетика

Кафедра: Промышленная теплотехнология

**ЗАДАНИЕ**

на выполнение дипломной работы

Студент: Абулгапаров Асет Нурланович  
(ФИО)

Тема работы: Разработка системы теплоснабжения производственной базы  
сельскохозяйственного предприятия

Утверждена приказом ректора №147 от «   »            20    г.

Срок сдачи законченной работы «          »            20    г.

Перечень вопросов подлежащих разработке в дипломной работе или краткое содержание:

В данной работе рассматривается система теплоснабжения производственной базы сельскохозяйственного предприятия. В ней разрабатывается схема теплоснабжения для хозяйственного предприятия на 180 машинных мест. Имеется собственная котельная с 2-мя водогрейными котлами, которые в свою очередь будут отапливать различные помещения данной базы.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

сводный план инженерных коммуникаций, план тепловой сети, тепловая схема котельной

1. [..\Desktop\дипломная работа\Чертежи\план тепловой сети.pdf](#)
2. [..\Desktop\дипломная работа\Чертежи\расстановка оборудования котельной.pdf](#)
3. [..\Desktop\дипломная работа\Чертежи\сводный план инженерных коммуникаций.pdf](#)
4. [..\Desktop\дипломная работа\Чертежи\тепловая схема котельной.pdf](#)

## Рекомендуемая основная литература

1. Трёмбовля В.И. «Теплотехнический испытания котельных установок» «Москва», Энергия, 1977 г.
2. Катков Д.С., Д.В. Источники и системы теплоснабжения предприятий (учебное пособие) [Текст]/Д.В. Катков Д.С., В.В. Володин. Саратов, ИЦ “Наука”, 2011, -212с.
3. Сивицкий, Д.В. Источники и системы теплоснабжения предприятий/ Д.В. Сивицкий, В.В. Володин. – Саратов: Наука, 2011–212с.
4. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети [Текст]: Учебник для ВУЗов/Е.Я Соколов, -7-е. изд., стереот., М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472с., ISBN 5-7046-0703-9.
5. Варфоломеев, Ю.М. Отопление и тепловые сети (учебник) [Текст] / Ю.М. Варфоломеев, О.Я. Кокорин. – Москва: Инфра – М, 2006 480.  
Консультанты по работе с указанием относящихся к ним разделов

Раздел	Консультант	Сроки	Подпись
<b>Основная часть</b>	<b>Каленова Ж.А.</b>		
<b>Безопасность жизнедеятельности</b>	<b>Приходько Н.Г</b>		
<b>Экономическая часть</b>	<b>Абильдина А.Ш.</b>		

## Г Р А Ф И К

подготовки дипломной работы

№ п/п	Наименование разделов, перечень разрабатываемых вопросов	Сроки представления руководителю	Примечание
1	Введение	1.02.2020	
2	Краткое описание базы	27.02.2020	
3	Расчет теплоснабжения базы	15.03.2020	
4	Расчет и подбор оборудования котельной	1.04.2020	
5	Экономическая часть	21.04.2020	
6	БЖД	27.04.2020	
7	Заключение	7.04.2020	

Дата выдачи задания « \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20\_\_ г.

Заведующий кафедрой Умбетов Е.С. \_\_\_\_\_  
(ФИО) (подпись)

Научный руководитель Каленова Ж.А. \_\_\_\_\_  
(ФИО) (подпись)

Задание принял к исполнению  
Абулгапаров А.Н. \_\_\_\_\_  
(ФИО) (подпись)

## **АНДАТПА**

Бұл тезис ауылшаруашылық кәсіпорынның өндірістік базасын жылумен қамтамасыз ету жүйесін дамыту болып табылады.

Сондай-ақ, бұл жұмыста базаның қысқаша сипаттамасы келтірілген, онда барлық 11 бөлек құрылымдар көрсетілген, өндірістік базаны жылумен қамтамасыз етуді есептеу және қазандық жабдықтарын есептеу және таңдау берілген. 2 бөлек есеп: 1) бастапқы капиталды салымдар негізінде осы жүйенің өтелуін есептейтін экономикалық компонент және 2) жұмысшылардың еңбек жағдайларын талдау, қазандықтың акустикалық есебі және желдетуді есептеу.

## **АННОТАЦИЯ**

Данная дипломная работа представляет собой разработку системы теплоснабжения производственной базы сельскохозяйственного предприятия.

Также в этой работе представлены краткая характеристика базы, где указаны все 11 отдельно взятых структур, расчет теплоснабжения производственной базы и расчет и подбор оборудования котельной. И 2 отдельных расчета: 1) экономическая составляющая, которая рассчитывает окупаемость данной системы на основе изначальных капитальных вложений, а также 2) выполнен анализ условий труда сотрудников, акустический расчет котельной и расчет вентиляции.

## **ANNOTATION**

This thesis is the development of a heat supply system for the production base of an agricultural enterprise.

Also in this work, a brief description of the base is presented, where all 11 separately taken structures are indicated, calculation of heat supply to the production base and calculation and selection of boiler room equipment. And 2 separate calculations: 1) the economic component, which calculates the payback of this system based on the initial capital investments, and 2) an analysis of the working conditions of employees, acoustic calculation of the boiler room and calculation of ventilation were performed.

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХ-  
СТАН**

**АЛМАТИНСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ЭНЕРГЕТИКИ И СВЯЗИ**

**Факультет ИТЭиГТ  
Специальность 5В071700 Теплоэнергетика**

**Р Е Ц Е Н З И Я**

На дипломный проект (работу) студента 4 курса специальности «5В071700 – Теплоэнергетика» Абулгапаров Асет Нурланович

Руководитель дипломного проекта: доцент к.т.н. Каленова Жанна Абдразаковна

Тема дипломного проекта  
**«РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ БАЗЫ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРЕДПРИЯТИЯ»**

Представлено к просмотру:

Таблиц – 26,

Рисунков – 6,

Библиографических ссылок – 30,

Пояснительная записка – 69 стр.

Цель работы: является разработка схемы теплоснабжения производственной базы сельскохозяйственного производства на 180 машинных мест и источника централизованного теплоснабжения.

Дипломная работа состоит из введения, 5 глав и заключения. Введение содержит общее описание теплоснабжения, цели работы, основные задачи дипломного проекта, основные задачи теплоснабжения, описание задач по пунктам, краткое описание безопасности жизнедеятельности персонала котельной и экономический фактор данной работы.

Первая глава является ознакомительной, где представлена сама производственная база ее структура, из чего она состоит и из каких объектов. Указаны различные климатологические данные, которые впоследствии повлияют на выполнение дальнейших расчетов. Вторая часть этой главы показывает тепловые нагрузки, такие как: нагрузка отопления здания (административного), вентиляции и его ГВС (горячего водоснабжения). Все эти нагрузки занесены в отдельную таблицу.

Во второй главе проводится расчет непосредственно теплоснабжения базы. Выбираются трассы и способы прокладки тепловых сетей. Определяются расчетные расходы теплоносителей. Гидравлический расчет тепловой сети.

Выбор и расчет гидро-теплоизоляционного слоя. Прочностной расчет тепловой сети. Все эти значения занесены в таблицы в конце каждой части.

Третья глава показывает расчет и подбор оборудования котельной. Здесь определяются тепловые потоки на отопление, вентиляцию и ГВС. Построен годовой график тепловой нагрузки. Регулирование отпуска теплоты в источниках теплоснабжения. Расчет тепловой схемы котельной. Проводился выбор и расчет основного оборудования котельной. Выбор и расчет вспомогательного оборудования котельной.

В четвертой и пятой главах рассмотрен и рассчитан экономический фактор. Были произведены технико-экономические показатели котельной и расчет интегральных показателей. А также немаловажная часть работы – безопасность жизнедеятельности. Здесь был проведен анализ условий труда сельскохозяйственного предприятия. Расчет вентиляции котельной. Теплопоступления и тепловые потери.

Замечание: имеются 2 водогрейных котла КВГМ-1,1 и КВА-0,59, однако нужно разработать генплан дополнительных (вспомогательных) оборудования котельной.

В целом по результатам дипломной работы можно сделать вывод, что цель, поставленная перед дипломником достигнута, автор работы Абулгапаров Асет Нурланович заслуживает отличную оценку и присвоение бакалавр техники и технологий по специальности теплоэнергетика.

Рецензент к.т.н., доцент, руководитель  
Центра по зеленой технологии  
г. Шымкент, Высшая школа Информационной  
технологии и энергетики ЮКГУ им. М. Ауэзова

\_\_\_\_\_ Жайлаубаев Нуралы Мусирұлы

## Содержание

ВВЕДЕНИЕ .....	9
1 КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ БАЗЫ.....	11
1.1 Структура производственной базы.....	11
1.2 Определение тепловых нагрузок .....	13
2 РАСЧЕТ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ БАЗЫ .....	17
2.1 Выбор трассы и способа прокладки тепловых сетей.....	17
2.2 Определение расчётных расходов теплоносителей.....	17
2.3 Гидравлический расчет тепловой сети.....	19
2.4 Выбор и расчёт гидро-теплоизоляционного слоя.....	26
2.5 Выбор и расчет компенсаторов тепловых удлинений .....	29
2.6 Прочностной расчет тепловой сети .....	30
3 РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ.....	37
3.1 Определение тепловых потоков на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение .....	37
3.2 Построение годового графика тепловой нагрузки .....	38
3.3 Регулирование отпуска теплоты в источниках теплоснабжения.....	40
3.4 Расчет тепловой схемы котельной .....	44
3.5 Выбор и расчет основного оборудования котельной .....	56
3.6 Выбор и расчет вспомогательного оборудования котельной.....	60
4. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ.....	63
4.1. Техничко-экономические показатели котельной.....	63
4.2. Расчет интегральных показателей .....	66
Величина.....	69
5. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ .....	71
5.1 Анализ условий труда сельскохозяйственного предприятия. ....	71
5.2 Расчет вентиляции котельной .....	73
5.3 Теплопоступления и тепловые потери в результате разности температур .....	73
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	80
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	81



## ВВЕДЕНИЕ

Для сельскохозяйственного объекта, подлежащего теплоснабжению, предусматривается двухтрубная водяная система теплоснабжения. Источником тепловой энергии, потребляемой предприятием, является собственная котельная установка, вырабатывающая тепло в виде горячей воды. В основном объекты базы потребляют тепловую энергию в виде воды на нужды отопление, ГВС и вентиляции. Во избежание больших тепловых потерь тепловые сети должны быть теплоизолированными.

Выбор метода и систем прокладки трубопроводов обуславливается почти всеми причинами, ведущими из коих считаются: поперечник трубопроводов, запросы эксплуатационной надежности теплопроводов, экономичность систем и метод выполнения постройки.

При размещении трассы тепловых сетей на территории промышленных предприятий обычно принимается надземная прокладка по эстакадам совместно с технологическими трубопроводами.

Целью выпускной квалификационной работы является разработка схемы теплоснабжения производственной базы сельскохозяйственного производства на 180 машинных мест и источника централизованного теплоснабжения. Объект теплоснабжения включает в себя группу зданий, снабженных системами отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, состоящих из производственных и административных зданий.

Задачей дипломного проекта является создание и поддержание стабильно действующей системы по надежному снабжению потребителей теплом и горячей водой вне зависимости от погоды или любых других внешних факторов.

Для выполнения задачи в дипломном проекте будут приведены:

- Тепловой расчет системы теплоснабжения  
определение тепловых нагрузок (отопление, вентиляция здания, ГВС, годовое потребление) для эффективного и более экономичного выбора диаметра тепловых сетей.

- Гидравлический расчет системы теплоснабжения- определение часовых расходов теплоносителей; - определение потерь давления на участках тепловой сети;

Обоснование решений при разработке схемы теплоснабжения осуществляется на основе технико-экономического сопоставления вариантов развития системы теплоснабжения в целом и отдельных ее частей (локальных зон теплоснабжения) путем оценки их сравнительной эффективности по критерию минимума суммарных дисконтированных затрат.

- Расчет и подбор оборудования котельной. - определение тепловых потоков; - построение годового графика тепловой нагрузки, - регулирование

отпуска теплоты в источнике, - расчет тепловой схемы котельной, - выбор основного и вспомогательного оборудования;

- Правила безопасности жизнедеятельности согласно СНиП, ПБ при проектировании, монтаже и дальнейшей эксплуатации тепловых сетей и котельной.

- Экономический фактор.

Самый главный фактор при строительстве систем теплоснабжения включает в себя:

- надежность, долговечность и бесперебойность всех потребителей теплом и горячей водой с минимальным перерывом для производства ремонтных работ в летний период;

- поддержание на вводах потребителей необходимых параметров теплоносителя, соблюдение такого режима регулирования и обслуживания, при котором бы достигалась максимальная экономия тепла и других производственных расходов во всей системе теплоснабжения.

# 1 КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ БАЗЫ

## 1.1 Структура производственной базы

Согласно Государственной программы развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2013 - 2020 годы спланировано строительство производственной базы сельскохозяйственного предприятия. Площадь производственной базы рассчитана на 180 машинных мест. Основные направления деятельности компании для зерноуборочных комбайнов, тракторов:

- Техническое и сервисное обслуживание.
- Плановый и аварийный ремонт.
- Диагностика электрической системы, гидравлической.
- Диагностика по кодам.
- Ремонт и обслуживание кондиционера.
- Настройки, калибровки навески, КПП.
- Реставрация узлов и механизмов.
- Перевозка крупногабаритного груза собственным автотранспортом.
- Поставка запасных частей, комплектующих, узлов и агрегатов, а также продажа широкого ассортимента расходных материалов (шланги, ремни, фильтры, масла) для импортной сельхозтехники.

Потребители тепловой энергии на территории производственной базы представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристика потребителей

№ п/п	Наименование	Объем, м <sup>3</sup> (площадь, м <sup>2</sup> )	Персонал	Водопотребители
1	Проходная	500 м <sup>3</sup>	1	раковина 1 шт
2	Склад ГСМ	3500 м <sup>3</sup>	1	раковина 1 шт
3	Административное здание	2000 м <sup>3</sup>	12	раковина 4 шт
4	Машинно-тракторная мастерская	7000 м <sup>3</sup>	8	раковина 4 шт
5	Гараж	4000 м <sup>3</sup>	1	раковина 4 шт
6	Склад запчастей	5000 м <sup>3</sup>	1	раковина 1 шт
7	Пункт ремонта электрооборудования	4500 м <sup>3</sup>	4	раковина 2 шт
8	Столовая	4000 м <sup>3</sup>	10 (число посадочных мест) персонал 4	мойка для посуды 4 шт раковина 6 шт

9	Площадка для сельхозтехники	не отапливается	-	-
10	ЗАВ-20	не отапливается	-	-
11	Котельная	не отапливается	-	-

Климатические параметры для расчета системы отопления и вентиляции для производственной базы сельскохозяйственного предприятия на 180 машинных мест приняты согласно таблицы 2.

Таблица 2 - Климатологические данные

Температура отопительного периода		Продолжительность отопительного периода	Число часов за отопительный период со среднесуточной температурой (и ниже) °С										
Расчетная	Вентиляции		-40	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	8
-35	-30	5372	6	98	276	591	1049	1634	2352	3080	3826	4674	5372

Максимальная скорость ветра 12,5 м/с.

Средняя температура наружного воздуха за отопительный период минус 4,6 °С.

Источником теплоснабжения производственной базы является собственная котельная, теплоноситель – вода.

План производственной базы представлен на рисунке 1.

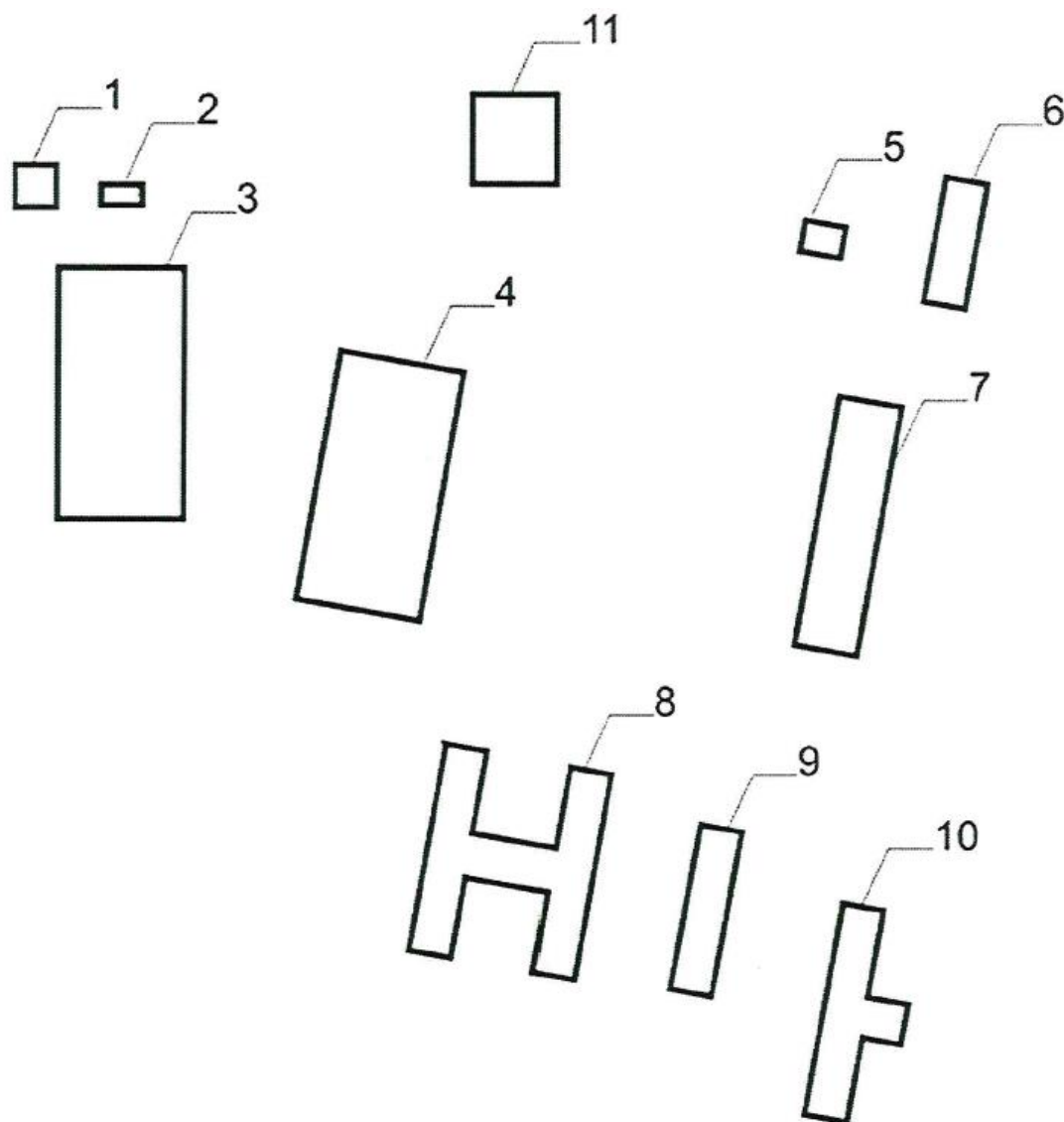


Рисунок 1 - Производственная база

## 1.2 Определение тепловых нагрузок

В соответствии с действующими нормами и правилами СП «Тепловые сети» определены расчетные нагрузки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение.

Расчет нагрузки осуществляется по укрупнённым показателям.

Для определения максимальных часовых расходов тепла на отопление по укрупненным показателям применяют усредненные удельные отопительные характеристики зданий, представляющие собой удельный расход тепла на  $1 \text{ м}^3$  здания по наружному обмеру на один градус разности температур между усредненной температурой, которую необходимо рассчитать внутри и снаружи отапливаемых помещений.

Для примера расчета необходимых параметров выберем здание №3 (Административное здание).

Расчётная нагрузка отопления здания, Вт [3]:

$$Q_o^p = q_o V (t_B - t_{HO}) , \quad (1.1)$$

где  $q_o$  – укрупнённый показатель макс. теплового потока на отопление 1 м<sup>3</sup> помещений равен 0,50 Вт/м<sup>3</sup>;

$V$  – объём здания по параметрам снаружи, 2000 м<sup>3</sup>;

$t_B$  – температура внутри, +20 °С;

$t_{HO}$  – температура воздуха снаружи, -35 °С.

$$Q_o^p = 0,5 \cdot 2000 \cdot (20 - (-35)) = 55000 \text{ Вт.}$$

Нагрузка вентиляции помещения, Вт [3]:

$$Q_{BH}^p = q_{BH} V (t_{BH} - t_{HB}), \quad (1.2)$$

где  $q_B$  – показатель расхода тепла на вентиляцию здания.

$$q_B = 0,105 \text{ Вт/ м}^3;$$

$t_{HB}$  – температура воздуха снаружи для вентиляции -30 °С ;

Тогда:

$$Q_B^p = 0,105 \cdot 2000 \cdot (20 - (-30)) = 10500 \text{ Вт.}$$

ГВС имеет весьма неравномерный характер, как в течение суток, так и в течение недели. Нагрузка ГВС имеет пики в утренние и вечерние часы и провалы в дневные и ночные часы. Это связано с тем, что в эти часы происходит окончание смен. Расчетный расход теплоты на горячее водоснабжение равен среднечасовому расходу теплоты за сутки наибольшего водопотребления.

Используя данные о количестве смен, числе работающих, количестве водоразборных приборов и душевых сеток, были проведены расчеты тепловых нагрузок ГВС по отдельным потребителям.

Определяется вероятность работы совокупности водопотребителей в одно и то же время[8]:

$$P = \frac{q_{MP} \cdot U}{3600 \cdot q_r \cdot N} \quad (1.3)$$

где  $q_{MP}$  – расход горячей воды одним прибором в час наибольшего водопотребления, л/ч;

$q_r$  – секундный расход горячей воды одним прибором;

$N$  – количество однотипных приборов;

$U$  – количество одновременно находящихся людей в помещении в час наибольшего водопотребления (численность персонала помещения), а для объектов питания число реализуемых блюд в час,  $U = 2,2 \cdot m_n \cdot n$ , где  $n$  – число посадочных мест,  $m_n$  – количество посадок в час за одно место, для столовых предприятий принимается равным 3.

Подставив, получим:

$$P = \frac{2 \cdot 12}{3600 \cdot 0,1 \cdot 4} = 0,017$$

Теперь найдём количество приборов данной группы, работающих одновременно, шт:

$$N_{Pi} = P_i \cdot N_i \quad (1.4)$$

$$N_{Pi} = 0,017 \cdot 4 = 0,068 .$$

Полученное значение округляем до ближайшего большего значения числа  $N_{Pi} = 1$ .

Расход горячей воды данной группой однотипных приборов, кг/с:

$$G_{Gi} = \frac{q_{Gi} \times N_{PФ}}{0,001\rho}, \quad (1.5)$$

где  $\rho$  – плотность горячей воды, принимается при температуре 60 °С - 983,2 кг/м<sup>3</sup>.

Тогда:

$$G_{Г} = \frac{0,1 \cdot 1}{0,001 \cdot 983,2} = 0,101.$$

Расчетная нагрузка на горячее водоснабжение, Вт [3]:

$$Q_{Г}^P = \sum G_{Gi} \times c(t_{ГВ} - t_{ХВ}), \quad (1.6)$$

где  $t_{ГВ}$  – температура горячей воды, принимается для СТО = 60 °С,

$t_{ХВ}$  – температура холодной воды, для отопительного периода принимается +5 °С, для неотапительного +15 °С.

Для примера рассчитаем расчётную нагрузку на горячее водоснабжение для административного здания  $\sum G_{Gi} = 0,101$  кг/с.

в летний период:

$$Q_{Лето}^P = 0,101 \cdot 4185(60 - 15) = 19020,8 \text{ Вт},$$

в зимний период:

$$Q_{Зима}^P = 0,101 \cdot 4185(60 - 5) = 23247,7 \text{ Вт}.$$

Максимальная тепловая нагрузка здания, Вт:

$$Q_{max}^P = Q_0^P + Q_B^P + Q_{Г}^P + Q_T^P, \quad (1.7)$$

Для административного здания:

$$Q_{max}^P = 55000,0 + 10500,0 + 21758,5 + 0 = 87258,5 \text{ Вт}.$$

Дальнейшие расчеты других зданий сведём в таблицу 3.

Таблица 3 – Тепловые нагрузки

Наименование потребителей	Нагрузка, Вт							Максимальная по зданию
	Отопление	Вентиляция	ГВС		Технологическая		Неот. периода	
			Отопительного периода	Неотапительного периода	От. периода			
					средняя	Максимальная		
П1	13750,0	2625,0	23247,7	19020,8	-	-	-	39622,7
П2	123200,0	140000,0	23247,7	19020,8	-	-	-	286447,7
П3	55000,0	10500,0	23247,7	19020,8	-	-	-	88747,7

П4	223300,0	266000,0	23247,7	19020,8	-	-	-	512547,7
П5	140800,0	160000,0	23247,7	19020,8	-	-	-	324047,7
П6	159500,0	190000,0	23247,7	19020,8	-	-	-	372747,7
П7	158400,0	180000,0	23247,7	19020,8	-	-	-	361647,7
П8	90200,0	162000,0	71563,5	87466,5	-	-	-	323763,5
Итого:	964150	1111125	234297,4	220612,1	-	-	-	2309572,4



## **2 РАСЧЕТ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ БАЗЫ**

Выбор метода регулирования определяется типом преобладающей нагрузки, схемами присоединения потребителей к тепловым сетям, затратами на топливо в источнике теплоснабжения и т. д. Для удобства регулирования тепловой нагрузкой в небольших сетях необходимо соблюсти условие равенства потерь от источника до любого из потребителей. В этом случае нет необходимости осуществлять местные подрегулирования тепловой нагрузки каждого абонента.

### **2.1 Выбор трассы и способа прокладки тепловых сетей**

Основной принцип выбора схемы тепловой сети - надёжность и экономичность (необходимо стремиться к получению наиболее простых решений и наименьшей длины трубопроводов).

По способу прокладки тепловые сети делятся на надземные и подземные. Тип прокладки зависит от особенностей данного района, места расположения трассы тепловой сети, назначения и диаметра магистралей, видов потребителей тепловой энергии, характеристики грунта, уровня грунтовых вод, эстетических требований, наличия сложных пересечений с подземными сооружениями и коммуникациями. Во всех случаях прокладка теплопроводов при наименьших капитальных вложениях должна обеспечивать высокую надёжность теплоснабжения, индустриальность монтажа, удобство эксплуатации, ремонта и реконструкции тепловых сетей.

Надземную прокладку теплопроводов (на отдельно стоящих мачтах или эстакадах, на кронштейнах, заделываемых в стены здания) применяют на территориях промышленных предприятий, при сооружении тепловых сетей вне черты города, при пересечении оврагов, при высоком стоянии грунтовых вод, а также при строительстве в районах вечной мерзлоты.

К подземным способам относятся прокладки в непроходных, полупроходных каналах, в проходных каналах и общих коллекторах совместно с другими инженерными коммуникациями, а также бесканальные прокладки. Каналы сооружаются в основном из железобетонных элементов, что позволяет ускорить строительство и снизить стоимость тепловых сетей. Наиболее надёжным, но и наиболее дорогим по начальным затратам, является теплопровод, проложенный в проходном канале.

В проекте выбрана для производственной базы сельскохозяйственного производства на 180 машинных мест надземная прокладка тепловой сети по эстакаде. Что предусматривает экономичность и надёжность монтажа и обслуживания в период эксплуатации и ремонта трубопроводов.

### **2.2 Определение расчётных расходов теплоносителей**

Ведем все расчеты для здания № 5 (Гараж) и определяем расчетные расходы сетевой воды, кг/с:

- на отопление:

$$G_o^P = \frac{Q_o^P(1 + \mu)}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} \quad (2.1)$$

где  $\mu$  - доля тепловых потерь в тепловых сетях, примем 0,05, [3].

Тогда для здания выполним следующий расчёт:

$$G_o^P = \frac{140800 \cdot (1 + 0,05)}{4190 \cdot (115 - 70)} = 0,784 \text{ кг/с}$$

- на вентиляцию:

$$G_B^P = \frac{Q_B^P(1 + \mu)}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} \quad (2.2)$$

Тогда:

$$G_B^P = \frac{160000 \cdot (1 + 0,05)}{4190 \cdot (115 - 70)} = 0,891 \text{ кг/с}$$

- на горячее водоснабжение в СТО:

$$G_r^P = \frac{Q_r^P(1 + \mu)}{c \cdot (t_{ГВ} - t_{ХВ})} \quad (2.3)$$

Тогда:

$$G_r^P = \frac{23247,7 \cdot (1 + 0,05)}{4185 \cdot (60 - 5)} = 0,106 \text{ кг/с}$$

- суммарный для подающего трубопровода:

$$G_\Sigma^P = G_o^P + G_B^P + k_3 \cdot (G_r^P + G_T^P) \quad (2.4)$$

где  $k_3$  - коэффициент, учитывающий долю среднего расхода воды на ГВС и технологическую нагрузку при регулировании смешанной нагрузки по нагрузке отопления, принимаем равной 0,8 для СТО [5].

Тогда:

$$G_\Sigma^P = 0,784 + 0,891 + 0,8 \cdot (0,106 + 0) = 1,760 \text{ кг/с}$$

- суммарный для обратного трубопровода:

$$G_\Sigma^P = G_o^P + G_B^P + k_3 \cdot (G_r^P + G_T^P) \quad (2.5)$$

где  $k_3$  - коэффициент, учитывающий долю среднего расхода воды на ГВС и технологическую нагрузку при регулировании смешанной нагрузки по нагрузке отопления, принимаем равной 0 для СТО [5].

Тогда:

$$G_\Sigma^P = 0,784 + 0,891 = 1,675 \text{ кг/с}$$

Аналогичный расчет проводим для остальных зданий и результат сводим в таблицу 4.

Таблица 4 - Расход теплоносителя

Потребители	$G_o^P$ , кг/с	$G_B^P$ , кг/с	$G_T^P$ , кг/с	$G_{\Sigma\Pi}^P$ , кг/с	$G_{\Sigma o}^P$ , кг/с
1. Проходная (П1)	0,077	0,015	0,106	0,176	0,091
2. Склад ГСМ (П2)	0,686	0,780	0,106	1,551	1,466
3. Административное здание (П3)	0,306	0,058	0,106	0,450	0,365
4. Машинно-тракторная мастерская (П4)	1,244	1,481	0,106	2,810	2,725
5. Гараж (П5)	0,784	0,891	0,106	1,760	1,675
6. Склад запчастей (П6)	0,888	1,058	0,106	2,031	1,946
7. Пункт ремонта электрооборудования (П7)	0,882	1,002	0,106	1,969	1,884
8. Столовая (П8)	0,502	0,902	0,326	1,666	1,404

### 2.3 Гидравлический расчет тепловой сети

Основной задачей гидравлического расчета является оптимальный выбор диаметров трубопроводов и определение потерь давления в тепловых сетях. По полученным параметрам давлений рассчитываются напоры, которые должны развивать насосы системы. Параметры трубопроводов при гидравлическом расчете определяются для максимального (расчетного) расхода воды.

Вначале рассчитывается основная магистраль - теплотрасса от котельной до наиболее удаленного и нагруженного потребителя. Магистраль разбивается на участки из условия постоянства расхода на каждом участке.

Расчетные расходы воды у потребителей и на участках сети определяются по данным о тепловых нагрузках и температуре воды, полученным из предыдущих этапов расчета. В соответствии с генпланом и исходными данными составляется расчетная схема тепловых сетей, за концевые точки которой условно принимаются центры потребителей.

На модели теплосети указываются так же длины и номера участков (начиная от котельной), а также расход воды.

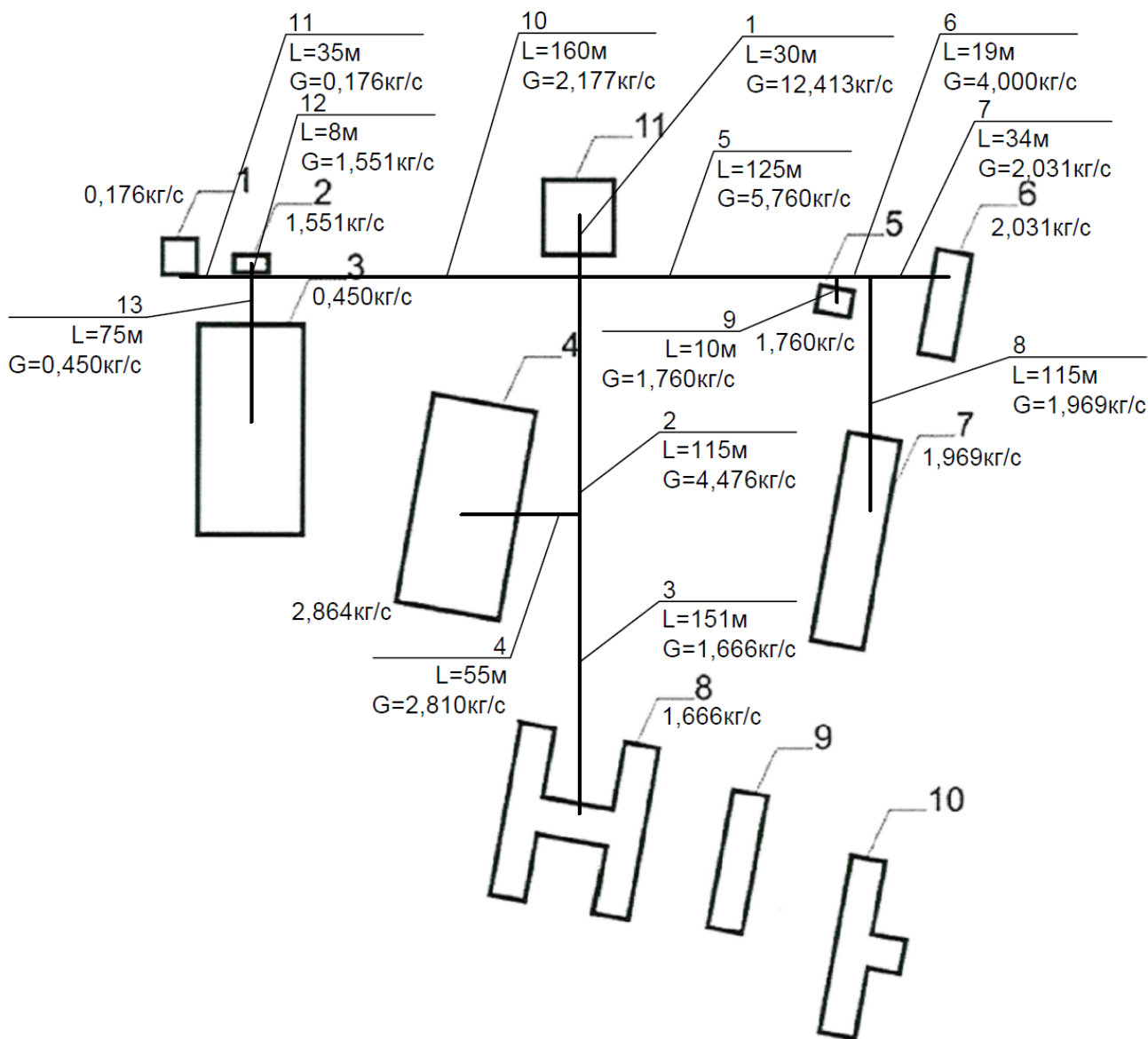


Рисунок 2 – Модель тепловой сети

Участки 1-5-6-8 расчётная магистраль.

Расчетный расход теплоносителя для каждого участка теплосети определяется по первому закону Кирхгофа. Для нахождения расхода на промежуточных (уч.6) участках, складываем расходы последующих за ним участков и получаем расход на данном участке.

Пример для подающего трубопровода:

$$G_6^{yc} = G_7^{yc} + G_8^{yc} = 2,031 + 1,969 = 4,000 \text{ кг/с.}$$

По такому принципу находим расходы на всех участках сети.

Дальнейший расчет ведется по каждому участкам отдельно. Выполним расчет для участка №1.

Расчет ведем сначала для расчетной магистрали (от источника), в следующем порядке:

Определяем диаметр трубопровода на данном участке, м:

$$d = 0,63 \cdot \left( \frac{k_3^{0,25} \cdot G^2}{\rho \cdot R} \right)^{0,19} \quad (2.6)$$

где  $k_3$  – эквивалентная шероховатость трубопроводов, для систем теплоснабжения принимаем равную 0,0005 м, [3];

$G$  - расход теплоносителя на данном участке, кг/с;

$R$  - удельные линейные потери, для расчетной магистрали принимаем равными 80 Па/м.

Подставив, получим:

$$d = 0,63 \cdot \left( \frac{0,0005^{0,25} \cdot 12,413^2}{960 \cdot 80} \right)^{0,19} = 0,135 \text{ м}$$

Для дальнейшего расчета выбираем ближайший больший диаметр  $d_y = 0,150$  м.[3]

Удельное линейное падение давления, Па/м:

$$R_y = \frac{0,0894 \cdot k_3^{0,25} \cdot G^2}{\rho \cdot d_y^{5,25}} \quad (2.7)$$

Тогда для подающего трубопровода:

$$R_y = \frac{0,0894 \cdot 0,0005^{0,25} \cdot 12,413^2}{960 \cdot 0,150^{5,25}} = 45,403$$

Для обратного трубопровода:

$$R_y = \frac{0,0894 \cdot 0,0005^{0,25} \cdot 11,557^2}{978 \cdot 0,150^{5,25}} = 38,631$$

Рассчитываем эквивалентную длину местных сопротивлений на расчетном участке, предварительно приняв установку компенсаторов через каждые 100 метров, м:

$$l_3 = \frac{9,1 \cdot d_y^{1,25} \cdot \sum \xi}{k_3^{0,25}} \quad (2.8)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления, для участка №1  $\xi$  равно 1,5, т.е. сумма сопротивлений задвижки и компенсатора [8]

Тогда:

$$l_3 = \frac{9,1 \cdot 0,150^{1,25} \cdot (0,5 + 2 \cdot 0,5)}{0,0005^{0,25}} = 8,521 \text{ м}$$

Уточняем потери давления на расчетном участке, Па:

$$\delta p_y = R_y(L + l_3), \quad (2.9)$$

где  $L$  - длина данного участка, м.

Подставив, получим:

-подающий трубопровод

$$\delta p_y = 45,54(30 + 8,50) = 1748,976 \text{ Па}$$

-обратный трубопровод

$$\delta p_y = 38,631(30 + 8,50) = 1488,125 \text{ Па}$$

Определяем потери напора на данном участке магистрали, м:

$$\Delta H = \frac{\delta p_y}{\gamma}, \quad (2.10)$$

где  $\gamma$  - удельный вес теплоносителя, принимаем  $9550 \text{ Н/м}^3$ .

Тогда:

- подающий трубопровод

$$\Delta H = \frac{1753,29}{9550} = 0,183 \text{ м}$$

- обратный трубопровод

$$\Delta H = \frac{1488,125}{9550} = 0,156 \text{ м}$$

Остальные участки расчетной магистрали рассчитываем аналогичным образом.

Расчет ответвлений ведут в следующем порядке:

Расчет ведется аналогично, что и для магистрали. Удельные линейные потери давления на трение на ответвлениях допускаются до  $300 \text{ Па/м}$ .

Определяем удельное линейное падение давления на расчетном ответвлении для каждого участка.

$$R = \frac{\gamma \cdot \Delta H}{l_{\text{общ}}}, \quad (2.11)$$

где  $\Delta H$  - необходимые потери давления для ответвления, м;

$l_{\text{общ}}$  - протяженность расчетного ответвления, м.

Если  $R > 300$ , то принимают  $R = 300 \text{ Па/м}$ .

Расчет проведен на примере участка 2.

Расчёт проведем на примере участка №8:

$$R_2 = \frac{\gamma \cdot (\Delta H_5 + \Delta H_6 + \Delta H_8)}{l_2 + l_3}.$$

Отсюда:

- подающий трубопровод

$$R_2 = \frac{9550 \cdot (0,351 + 0,100 + 0,386)}{115 + 151} = 30,055 \text{ Па/м.}$$

- обратный трубопровод

$$R_2 = \frac{9550 \cdot (0,315 + 0,090 + 0,347)}{115 + 151} = 26,999 \text{ Па/м.}$$

Тогда по формулам (2.6), (2.7), (2.8), (2.9), (2.10):

$$d_2 = 0,63 \cdot \left( \frac{0,0005^{0,25} \cdot 4,476^2}{978 \cdot 30,055} \right)^{0,19} = 0,110 \text{ м.}$$

Отсюда принимаем  $d_{\text{вн}} = 0,125 \text{ м}$ .

-подающий трубопровод

$$R_{y2} = \frac{0,0894 \cdot 0,0005^{0,25} \cdot 4,476^2}{960 \cdot 0,125^{5,25}} = 15,375 \text{ Па/м;}$$

-обратный трубопровод

$$R_{y2} = \frac{0,0894 \cdot 0,0005^{0,25} \cdot 4,129^2}{978 \cdot 0,125^{5,25}} = 12,844 \text{ Па/м};$$

$$l_{\text{э2}} = \frac{(9,1 \cdot 0,125^{1,25} \cdot 1,5)}{0,0005^{0,25}} = 6,785 \text{ м};$$

-подающий трубопровод

$$\delta p_{y2} = 15,375 \cdot (115 + 6,785) = 1872,423 \text{ Па};$$

-обратный трубопровод

$$\delta p_{y2} = 12,844 \cdot (115 + 6,785) = 1564,242 \text{ Па};$$

-подающий трубопровод

$$\Delta H_2 = \frac{1872,423}{9550} = 0,196 \text{ м.}$$

-обратный трубопровод

$$\Delta H_2 = \frac{1564,242}{9550} = 0,164 \text{ м.}$$

Аналогичным образом рассчитываем все остальные ответвления.  
Запишем формулы нахождения параметра R для всех участков:

$$R_3 = \frac{\gamma \cdot (\Delta H_5 + \Delta H_6 + \Delta H_8)}{l_2 + l_3};$$

$$R_4 = \frac{\gamma \cdot (\Delta H_5 + \Delta H_6 + \Delta H_8 - \Delta H_2)}{l_4};$$

$$R_{10} = \frac{\gamma \cdot (\Delta H_5 + \Delta H_6 + \Delta H_8)}{l_{10} + l_{12}};$$

$$R_{12} = \frac{\gamma \cdot (\Delta H_5 + \Delta H_6 + \Delta H_8)}{l_{10} + l_{12}};$$

$$R_{13} = \frac{\gamma \cdot (\Delta H_5 + \Delta H_6 + \Delta H_8 - \Delta H_{10})}{l_{13}};$$

$$R_{11} = \frac{\gamma \cdot (\Delta H_5 + \Delta H_6 + \Delta H_8 - \Delta H_{10})}{l_{11}};$$

$$R_9 = \frac{\gamma \cdot (\Delta H_6 + \Delta H_8)}{l_9};$$

$$R_7 = \frac{\gamma \cdot \Delta H_8}{l_7};$$

Тогда:

$$R_3 = \frac{9550 \cdot (0,351 + 0,100 + 0,386)}{115 + 151} = 30,055 \text{ Па/м.}$$

$$R_4 = \frac{9550 \cdot (0,351 + 0,100 + 0,386 - 0,196)}{55} = 111,311 \text{ Па/м.}$$

$$R_{10} = \frac{9550 \cdot (0,351 + 0,100 + 0,386)}{160 + 8} = 47,587 \text{ Па/м.}$$

$$R_{12} = \frac{9550 \cdot (0,351 + 0,100 + 0,386)}{160 + 8} = 47,587 \text{ Па/м.}$$

$$R_{13} = \frac{9550 \cdot (0,351 + 0,100 + 0,386 - 0,650)}{75} = 23,842 \text{ Па/м.}$$

$$R_{11} = \frac{9550 \cdot (0,351 + 0,100 + 0,386 - 0,650)}{35} = 51,090 \text{ Па/м.}$$

$$R_9 = \frac{9550 \cdot (0,351 + 0,100)}{10} = 463,918 \text{ Па/м. Принимаем } 300 \text{ Па/м.}$$

$$R_7 = \frac{9550 \cdot 0,386}{34} = 108,323 \text{ Па/м.}$$

Аналогичным образом рассчитываем все остальные ответвления. Результаты сведены в таблицу 5 для подающего трубопровода и в таблицу 6 - для обратного.

Таблица 5 - Гидравлический расчет тепловой сети подающего трубопровода

№ участка	Расход воды, кг/с	Длина участка, м	Диаметр трубы, ду, м	Удельное падение давления, Па	Эквивалентная длина, м	Потери давления, Па	Потер и напора, м
<b>Магистраль</b>							
1	12,413	30,000	0,150	45,403	8,521	1748,976	0,183
5	5,760	125,000	0,125	25,461	6,785	3355,375	0,351
6	4,000	19,000	0,100	39,621	5,133	956,190	0,100
8	1,969	115,000	0,080	30,980	3,884	3682,988	0,386
<b>Ответвления</b>							
2	4,476	115,000	0,125	15,375	6,785	1872,423	0,196
3	1,666	151,000	0,080	22,179	3,884	3435,123	0,360
4	2,810	55,000	0,080	63,096	3,884	3715,306	0,389
9	1,760	10,000	0,050	291,905	2,158	3549,056	0,372
7	2,031	34,000	0,065	98,047	2,996	3627,333	0,380



10	2,177	160,000	0,080	37,871	3,884	6206,391	0,650
12	1,551	8,000	0,050	226,694	2,158	2302,814	0,241
13	0,450	75,000	0,050	19,083	2,158	1472,393	0,154
11	0,176	35,000	0,032	30,395	1,235	1101,363	0,115

Таблица 6 - Гидравлический расчет тепловой сети обратного трубопровода

№ участка	Расход воды, кг/с	Длина участка, м	Диаметр трубы, ду, м	Удельное падение давления, Па	Эквивалентная длина, м	Потери давления, Па	Потери напора, м
<b>Магистраль</b>							
1	11,557	30,000	0,150	0,150	38,631	8,521	1488,125
5	5,506	125,000	0,125	0,125	22,836	6,785	3009,422
6	3,831	19,000	0,100	0,100	35,671	5,133	860,860
8	1,884	115,000	0,080	0,080	27,855	3,884	3311,521
<b>Ответвления</b>							
2	4,129	115,000	0,125	12,844	6,785	1564,242	0,164
3	1,404	151,000	0,080	15,472	3,884	2396,295	0,251
4	2,725	55,000	0,080	58,236	3,884	3429,180	0,359
9	1,675	10,000	0,050	259,555	2,158	3155,739	0,330
7	1,946	34,000	0,065	88,382	2,996	3269,790	0,342
10	1,922	160,000	0,080	28,965	3,884	4746,868	0,497
12	1,466	8,000	0,050	198,722	2,158	2018,669	0,211
13	0,365	75,000	0,050	12,307	2,158	949,597	0,099
11	0,091	35,000	0,032	8,009	1,235	290,219	0,030

Далее определяем потери давления от источника до каждого из потребителей путем суммирования потерь на участках, соединяющих источник с данным потребителем, и сводим полученный результат в таблицу 7.

Таблица 7 - Суммарные потери напора от источника до потребителей

Потребитель	Участки от источника до потребителя	Суммарные потери напора, м	Разбалансировка, м
П1	1 – 10 – 11	0,948	0,126
П2	1 – 10 – 12	1,074	0
П3	1 – 10 – 13	0,987	0,087
П4	1 – 2 – 4	0,923	0,151
П5	1 – 5 – 9	0,906	0,168
П6	1 – 5 – 6 – 7	1,014	0,060
П7	1 – 5 – 6 – 8	1,020	0,054
П8	1 – 2 – 3	0,739	0,335

Так как перепад напоров между потребителем с самым большим напором и потребителем не превышает 2 м, то это говорит о том, что нет необходимости установки на входе у потребителя дроссельной шайбы.

#### 2.4 Выбор и расчёт гидро-теплоизоляционного слоя

Тепловая изоляция накладывается на трубопроводы для снижения потерь теплоты при транспортировке теплоносителя. Тепловая изоляция должна обладать достаточной механической прочностью, долговечностью, стойкостью против увлажнения (гидрофобностью), не создавать условий для возникновения коррозии и при всем этом быть дешёвой. Тепловая изоляция труб представлена следующими конструкциями: сегментной, оберточной, набивочной, литой и мастичной. Тепловая изоляция состоит в основном из трёх слоёв: теплоизоляционного, покровного и отделочного. Покровный слой предназначен для защиты изоляции от механических повреждений и попадания влаги, т. е. для сохранения теплотехнических свойств. Для устройства покровного слоя используют материалы, обладающие необходимой прочностью и влагонепроницаемостью: толь, пергамин, стеклоткань, листовую сталь и дюралюминий.

Толщина слоя тепловой изоляции определяется на основе технико-экономических расчётов или по действующим нормам. В качестве расчётной температуры теплоносителя принимают максимальную, если она не изменяется в течение рабочего периода сети, и среднюю за год, если

температура теплоносителя изменяется. Долговечность теплоизоляционной конструкции зависит от режима работы теплопроводов.

Принимаем в качестве изоляционного материала пенополиуретан с тонкостенной оцинкованной сталью плотностью 40 кг/м<sup>3</sup>.

Линейное термическое сопротивление теплоотдаче наружной изоляции, для примера будем задаваться данными для участка № 1:

$$R_H^L = \frac{1}{2\pi(d_H + 2\delta)\alpha_H}, \quad (2.12)$$

где  $\alpha_H$  - коэффициент теплоотдачи наружной поверхности изоляции трубопроводов при расположении на открытом воздухе при скорости ветра 12,5 м/с, принимается равным 30,5 Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

Для индустриальной теплоизоляции из ППУ в оболочке из полиэтилена  $d_H + 2\delta = D_H$  и определяется по [3]. В данном случае при  $d_H = 0,159$  м., определяем, что диаметр оболочки  $D_H = 0,250$  м.

Тогда:

$$R_H^L = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,250 \cdot 30,5} = 0,021 \text{ (м}^\circ\text{С)/Вт.}$$

Термическое сопротивление теплоотдаче теплоизоляции (м°С)/Вт:

$$R^L = \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{d_H + 2\delta}{d_H}, \quad (2.13)$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности теплоизоляции, определяется как  $\lambda = 0,030 + 0,00015t_m$ , при  $t_m = \frac{75 + 40}{2}$ , получим для прямого трубопровода  $\lambda_1 = 0,039$  Вт/(м°С), аналогично определим для обратного трубопровода и получим  $\lambda_2 = 0,037$  Вт/(м°С).

Тогда:

$$R_1^L = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,039} \ln \frac{0,250}{0,159} = 1,848 \text{ (м}^\circ\text{С)/Вт-для прямого трубопровода.}$$

Следовательно:

$$R_2^L = \frac{1}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,037} \ln \frac{0,250}{0,159} = 1,948 \text{ (м}^\circ\text{С)/Вт-для обратного}$$

трубопровода.

Определяем суммарные потери прямым и обратным трубопроводами, Вт/м:

$$q = \frac{(t_g - t_n) \cdot K}{R_1^L + R_2^L + R_H^L} \quad (2.14)$$

где  $K$  – коэффициент дополнительных потерь, учитывающий теплотери через теплопроводные включения в теплоизоляционных конструкциях, обусловленные наличием в них крепёжных деталей и опор,  $K=1,2$  при

диаметре трубопровода до 0,15 м включительно, в противном случае  $K=1,15$  м.

За расчетную температуру окружающей среды при расчетах по нормированной плотности теплового потока следует принимать для изолируемых поверхностей, расположенных на открытом воздухе:

- для технологического оборудования и трубопроводов - среднюю за год;
- для трубопроводов тепловых сетей при круглогодичной работе - среднюю за год;
- для трубопроводов тепловых сетей, работающих только в отопительный период, - среднюю за период со среднесуточной температурой наружного воздуха  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$  и ниже.

Отсюда:

$$q = \frac{(95 - (-0,1)) \cdot 1,2}{1,848 + 1,948 + 0,021} = 29,9 \quad \text{Вт/м.}$$

Расчет для остальных диаметров производится аналогичным способом. Полученные значения теплового потока сравнивают с предельным по приложению 14.

Полученные значения для остальных диаметров сводим в таблицу 8.

Таблица 8 – Расчёт теплоизоляции трубопроводов

№ участка	Диаметр условного прохода, мм	Материал изоляции		Толщина изоляции, мм	Предельный тепловой поток, Вт/м	Фактический тепловой поток, Вт/м
		Тепло-изоляция	Гидро-Изоляция			
1	0,150	Теплоизоляционные изделия из пенопелуретана	Тонкостенная оцинкованная сталь	0,0455	45,2	29,9
2	0,125			0,046	41,8	25,7
3	0,080			0,0455	33,4	19,2
4	0,080			0,0455	33,4	19,2
5	0,125			0,046	41,8	25,7
9	0,050			0,0415	27	15,7
6	0,100			0,046	36,4	22,0
7	0,065			0,042	31,4	18,2
8	0,080			0,0455	33,4	19,2
10	0,080			0,0455	33,4	19,2
11	0,032			0,0465	22	11,4

13	0,050		0,0415	27	15,7
12	0,050		0,0415	27	15,7

## 2.5 Выбор и расчет компенсаторов тепловых удлинений

Компенсация температурных деформаций трубопроводов, возникает вследствие изменения температуры трубопровода при монтаже и при работе, необходима для напряжений в материале трубопровода для обеспечения его долговечности.

Для выбора компенсаторов необходимо разбить тепловую сеть на участки, для которых будут подбираться компенсаторы. Таковыми являются прямые участки с одинаковым диаметром труб между ответвлениями к потребителям. Для этого воспользуемся схемой, предоставленной на рисунке 3.

Максимальное расстояние между двумя компенсаторами, при использовании сильфонных компенсаторов [8]:

$$l_{\max} = \frac{c_k \cdot \Delta_K}{\varepsilon \cdot \alpha \cdot \Delta t}, \quad (2.15)$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного удлинения,  $\alpha$  для труб из материала Сталь 20 принимаем  $11,6 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ ;

$\Delta_K$  – расчётное тепловое удлинение компенсатора, 0,075 м. для участка 1.

$\Delta t$  – разность температур окружающей среды и максимальной рабочей температуры,  $\Delta t = 115 - t_{\text{н}} = 115 - (-35) = 150 \text{ }^\circ\text{C}$  для участка №1.

$\varepsilon$  – коэффициент, удлиняющий релаксацию напряжений и предварительную растяжку компенсатора, равную 50 % полного теплового удлинения при температуре теплоносителя ( $\varepsilon = 0,5$  в холодном состоянии и рабочем состоянии при температуре теплоносителя до  $250 \text{ }^\circ\text{C}$ );

$c_k$  – коэффициент, учитывающий тип прокладки (на открытом воздухе  $c_k = 1$ ).

В качестве примера произведём расчёт участка с диаметром трубопровода 159 мм:

$$l_{\max} = \frac{1 \cdot 0,075}{0,5 \cdot 11,6 \cdot 10^{-6} \cdot (115 - (-35))} = 86,2 \text{ м.}$$

Количество компенсаторов, необходимых для компенсации температурного удлинения на расчётном участке:

$$n = \frac{L}{l_{\max}}, \quad (2.16)$$

где  $L$  – длина участка, м.

Для примера проведем расчет для 1 участка:

$$n = \frac{30}{86,2} = 0,348.$$

Следовательно, на этом участке необходимо расположить один сильфонный компенсатор. Аналогично производим расчет для остальных участков. Полученные данные сводим в таблицу 9.

Таблица 9 - Результаты расчета компенсаторов в ППУ-изоляции температурных удлинений

№ участка	Диаметр участка Ду, м	Длина участка L, м	Компенсирующая способность, мм	$n_k$
1	0,150	30	75	1
2	0,125	115	65	1
3	0,080	151	45	2
4	0,080	55	45	1
5	0,125	125	65	1
9	0,050	10	20	1
6	0,100	19	60	1
7	0,065	34	40	1
8	0,080	115	45	1
10	0,080	160	45	2
11	0,032	8	20	1
13	0,050	35	20	1
12	0,050	75	20	1

## 2.6 Прочностной расчет тепловой сети

Теплопроводы укладывают на подвижные или неподвижные опоры. Подвижные опоры служат для передачи собственного веса теплопроводов на несущие конструкции. Кроме того, они обеспечивают перемещение труб, происходящее вследствие изменения их длины при изменении температуры теплоносителя. Подвижные опоры бывают скользящие, роликовые, подвесные и катковые. Скользящие опоры используют в тех случаях, когда основание под опоры может быть сделано достаточно прочным для восприятия больших горизонтальных нагрузок. В противном случае устанавливают катковые опоры, создающие меньшие горизонтальные нагрузки. Подвижные опоры устанавливаются при канальной, подвальной и надземной прокладке, а также в местах углов поворотов и размещения П - образных компенсаторов.

Неподвижные опоры служат для распределения термических удлинений теплопровода между компенсаторами и для обеспечения равномерной работы последних. В камерах подземных каналов и при надземных прокладках неподвижные опоры выполняют в виде металлических конструкций, сваренных или соединённых на болтах с трубами. Эти конструкции заделывают в фундаменты, стены и перекрытия каналов. Неподвижные опоры бывают хомутовые, упорные, на кронштейнах, пружинные, лобовые. Они устанавливаются согласно проекту при всех видах прокладки трубопроводов в местах ответвления, расположения задвижек, сальниковых компенсаторов и между компенсаторами.

Максимальные расстояния между подвижными опорами в проходных каналах определяются по диаметру трубопроводов и по длине участка [3].

Минимальное количество опор на участке тепловой сети при канальной прокладке определяется по формуле:

$$n_{оп} = \frac{L}{l_{оп}}, \quad (2.17)$$

где L- длина участка, м.

$l_{оп}$  - максимальное расстояние между подвижными опорами при канальной прокладке водяных тепловых сетей, м.

Тогда на примере участка №1:

$$n_{оп} = \frac{30}{5,0} = 6 - \text{принимаем минимум 6 опор марки ТС-624.000 для первого}$$

участка сети.

Аналогично проводим расчет для всех участков сети. Результаты приведем в таблице 10.

Таблица 10 – Расстояние между опорами при канальной прокладке

№ участка	Диаметр трубопровода $d_n$ , мм		Максимальное расстояние между двумя опорами, м	Минимальное количество опор на участке, шт	Марка подвижной опоры
1	0,150	30	5,0	6	ТС-623.000
2	0,125	115	4,5	26	ТС-623.000
3	0,080	151	3,5	44	ТС-623.000
4	0,080	55	3,5	16	ТС-623.000
5	0,125	125	4,5	28	ТС-623.000
9	0,050	10	3,0	4	ТС-623.000
6	0,100	19	4,0	5	ТС-623.000
7	0,065	34	3,0	12	ТС-623.000
8	0,080	115	3,5	33	ТС-623.000
10	0,080	160	3,5	46	ТС-623.000

11	0,032	8	3,0	3	ТС-623.000
13	0,050	35	3,0	12	ТС-623.000
12	0,050	75	3,0	25	ТС-623.000

Для правильного расчета величин сил действующих на неподвижные опоры, необходимо составить схему тепловой сети с нанесенными неподвижными опорами с присвоением каждой неподвижной опоре своего номера.

На плане тепловой сети расположим по мере удаления от котельной неподвижные опоры и сильфонные компенсаторы, пронумеруем их соответственно. Также покажем расположение задвижек. Далее выполняем прочностной расчет данного плана.

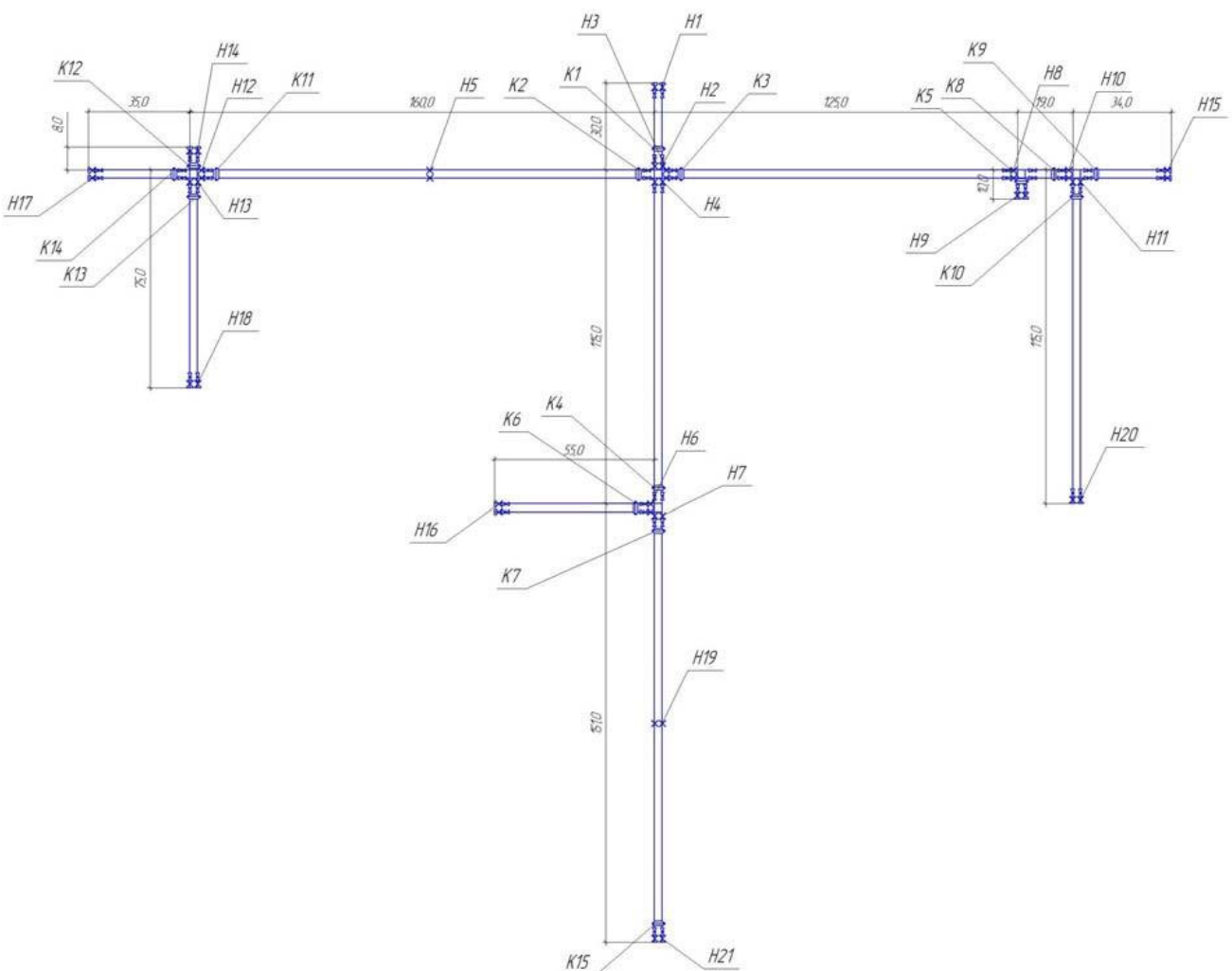


Рисунок 3 – Расположение элементов тепловой сети



На неподвижные опоры могут действовать силы:

Максимальная вертикальная нагрузка, Н/м:

$$J_B = J_{TP} + J_{TH} + J_{ИЗ}. \quad (2.18)$$

Сила тяжести теплоизоляции, Н/м:

$$J_{ИЗ} = 0,25 \cdot \pi \cdot g \left( (d_H + 2\delta)^2 - d_H^2 \right) \rho_{из}, \quad (2.19)$$

где  $\rho_{из}$  - плотность материала теплоизоляции [4].

Сила трения в подвижной опоре, Н:

При прокладке на открытом воздухе:

$$F_{TP}^K = \mu J_B l_{HP}, \quad (2.20)$$

где  $l_{HP}$  - расстояние между двумя смежными неподвижными опорами, принимается равной меньшему из максимального расстояния между компенсаторами  $l_{max}$ ;

$\mu$  - коэффициент трения подвижных опор, для скользящих 0,3.

Осевая сила, создаваемая сифонным компенсатором, Н:

$$F_{СК} = F_{жс} + F_D, \quad (2.21)$$

где  $F_{жс} = 0,5 \cdot \Delta_k \cdot R$  - сила от осевой деформации сифонного компенсатора, Н;

$R$  - жесткость компенсатора при сжатии на 1 мм, Н/м [3];

$F_D = P_p \cdot A_s$  - распорное усилие от внутреннего давления, Н;

где  $P_p$  - рабочее давление теплоносителя, Па;

$A_s$  - эффективная площадь сечения поперечного сечения компенсатора, м<sup>2</sup>.

Сила внутреннего давления теплоносителя при изменении диаметра или наличии дроссельной шайбы, Н:

$$F_{ВД} = p \cdot 0,25 \cdot \pi (d_б^2 - d_м^2), \quad (2.22)$$

где  $p$  - действительное давление теплоносителя, Па;

$d_б$  - диаметр большего трубопровода, м;

$d_м$  - диаметр меньшего трубопровода, м.

Горизонтальная осевая нагрузка на неподвижную опору определяется как геометрическая сумма действующих на нее сил.

По величине расчетной нагрузки выбирают соответствующий тип неподвижной опоры.

В качестве примера произведем расчёт 1 опоры:

Определим горизонтальную осевую нагрузку:

$$F_1^P = F_{ВД} - F_{TP}^{1k} - F_K^{1k};$$

$$F_{ВД} = 23,449 \cdot 9550 \cdot 0,25 \cdot 3,14 \cdot (0,159^2 - 0) = 3955,304 \text{ Н};$$

$$F_{СК}^{1k} = 0,5 \cdot 75 \cdot 17 + 53000 \cdot 0,033 = 2386,5 \text{ Н};$$

$$J_B = 209,7 + 254,33 + 0,25 \cdot 3,14 \cdot 9,81 \cdot (0,250^2 - 0,159^2) \cdot 40 =$$

$$= 482,6 \text{ Н / м};$$

$$F_{TP}^{1k} = 0,3 \cdot 482,6 \cdot 30 = 4343,4H ;$$

$$F_1^P = 4343,4 + 2386,5 - 3955,304 = 2774,6H ;$$

Подберем неподвижную опору согласно полученной нагрузки. Неподвижная хомутовая опора (с корпусом) типа ТС-670.00.00 (типовая серия 5.903-13) для данного диаметра трубы 0,159 м. ТС-670.00.00-06. Аналогично производим расчеты остальных неподвижных опор. Результаты приведем в таблице 11.

Таблица 11 – Силы, действующие на неподвижные опоры

№ опоры	$F_{TP}^K$ , Н	$F_{Ж}$ , Н	$F_{Д}$ , Н	$F_{СК}$ , Н	$F_{ВД}$ , Н
H1	4343,4	637,5	1749	2386,5	3955,304
H2	4343,4	637,5	1749	2386,5	3955,304
H3	16012,5	600	875,16	1475,16	2746,739
H4	14734,2	300	390	690	1757,913
H5	15235,5	112,5	197,58	310,08	1182,021
H6	5237,1	37,5	36,96	74,46	439,478
H7	14378,2	93,75	82,8	176,55	861,377
H8	16012,5	600	875,16	1475,16	2746,739
H9	636,0	93,75	82,8	176,55	836,942
H10	2094,3	112,5	197,58	310,08	1182,021
H11	10950,3	93,75	82,8	176,55	861,377
H12	15235,5	112,5	197,58	310,08	1182,021
H13	4770,0	37,5	36,96	74,46	439,478
H14	2226,0	37,5	36,96	74,46	439,478
H15	2621,9	37,5	36,96	74,46	439,478
H16	5237,1	37,5	36,96	74,46	439,478
H17	1471,0	37,5	36,96	74,46	439,478
H18	4770,0	37,5	36,96	74,46	439,478
H19	14378,2	93,75	82,8	176,55	836,942
H20	10950,3	93,75	82,8	176,55	836,942
H21	14378,2	93,75	82,8	176,55	836,942

Результирующая нагрузка на неподвижную опору определяется как геометрическая сумма действующих на нее сил.

Определяем результирующие силы на неподвижные опоры, которые определяются как геометрическая сумма действующих на них сил. Результаты расчетов сводим в таблицу 12.

Таблица 12- Направление действия сил на опору

Номер опоры	Направление сил, действующих на опору					Марка опоры
	$F_{\text{тр}}^{K1}$ ТР1	$F_{\text{тр}}^{K2}$ ТР2	$F_{\text{СК1}}$	$F_{\text{СК2}}$	$F_{\text{ВД}}$	
Н1		↑		↑	↓	ТС-670.00.00
Н2	↓	↑	↓	↑	↓	ТС-670.00.00
Н3	←	→	→	←	→	ТС-670.00.00
Н4	↓	↑	↓	↑	↓	ТС-670.00.00
Н5	→	←	←	→	→	ТС-670.00.00
Н6		→		→	←	ТС-670.00.00
Н7	↓	↑	↓	↑	↓	ТС-670.00.00
Н8	→	←	→	←	→	ТС-670.00.00
Н9			↓		↓	ТС-670.00.00
Н10	→	←	→	←	→	ТС-670.00.00
Н11		↑		↑	↓	ТС-670.00.00
Н12	→	←	→	←	→	ТС-670.00.00
Н13	↓	↑	↓	↑	↓	ТС-670.00.00
Н14		↑		↑	↑	ТС-670.00.00
Н15	→		→		→	ТС-670.00.00
Н16	←		←		←	ТС-670.00.00
Н17	←		←		←	ТС-670.00.00
Н18	↓		↓		↓	ТС-670.00.00

H19	↓	↑	↓	↑	↓	TC-670.00.00
H20	↓		↓		↓	TC-670.00.00
H21	↓		↓		↓	TC-670.00.00

## 3 РАСЧЕТ И ПОДБОР ОБОРУДОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ

### 3.1 Определение тепловых потоков на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение

Максимальные тепловые потоки на отопление  $Q_{o\max}$ , вентиляцию  $Q_{v\max}$  и горячее водоснабжение  $Q_{h\max}$  административных и производственных зданий принимаем по соответствующим проектным данным. Для производственного объекта суммарные тепловые потоки на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение составляют, МВт:

Максимальный тепловой поток на отопление

$$Q_{o\max} = 0,964 \text{ МВт.}$$

Максимальный тепловой поток на вентиляцию

$$Q_{v\max} = 1,111 \text{ МВт.}$$

Максимальный тепловой поток на горячее водоснабжение

$$Q_{h\max} = 0,234 \text{ МВт.}$$

Суммарный тепловой поток  $Q_{\Sigma}$ , определяем суммированием расчётных тепловых потоков на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, МВт

$$Q_{\Sigma} = Q_{o\max} + Q_{v\max} + Q_{hm} \quad (3.1)$$

Отсюда:

$$Q_{\Sigma} = 0,964 + 1,111 + 0,234 = 2,310 \text{ МВт.}$$

Среднечасовой тепловой поток за отопительный период на отопление:

$$Q_o^{om} = Q_{o\max} \cdot \left( \frac{t_e - t_H}{t_e - t_{нрo}} \right), \quad \dots \quad (3.2)$$

на вентиляцию:

$$Q_v^{om} = Q_{v\max} \cdot \left( \frac{t_e - t_H}{t_e - t_{нрv}} \right), \quad (3.3)$$

на горячее водоснабжение в неотапительный период:

$$Q_{hm}^s = \delta \cdot Q_{hm} \cdot \left( \frac{55 - t_c^s}{55 - t_c} \right), \quad (3.4)$$

где  $t_e$  - средняя температура внутреннего воздуха отапливаемых зданий +18 °С;

$t_n$  - средняя температура наружного воздуха за период со среднесуточной температурой воздуха  $-4,6$  °С и менее (отопительный период), °С;

$t_{нро}$ , - расчетная температура наружного воздуха для отопления  $-35$  °С;

$t_{нрв}$ , - расчетная температура наружного воздуха для вентиляции  $-30$  °С;

$t_c$  - температура холодной (водопроводной) воды в отопительный период (при отсутствии данных принимается равной  $5$  °С);

$t_c^s$  - температура холодной (водопроводной) воды в неотопительный период (при отсутствии данных принимается равной  $15$  °С);

$\delta$  - коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в неотопительный период для предприятий -  $1,0$ .

Получим:

$$Q_o^{om} = 0,964 \cdot \left( \frac{18 - (-4,6)}{18 - (-35)} \right) = 0,411 \text{ МВт.}$$

$$Q_v^{om} = 1,111 \cdot \left( \frac{18 - (-4,6)}{18 - (-30)} \right) = 0,474 \text{ МВт.}$$

$$Q_{hm}^s = 1 \cdot 0,234 \cdot \left( \frac{60 - 15}{60 - 5} \right) = 0,191 \text{ МВт.}$$

### 3.2 Построение годового графика тепловой нагрузки

Для построения часовых графиков расходов теплоты на отопление и вентиляцию используют два значения тепловых потоков: максимальные  $Q_{омах}$  и  $Q_{vмах}$ , определенные при температурах наружного воздуха  $t_{нро}$ ,  $t_{нрв}$ .

Для построения годового графика по месяцам, используя среднемесячные температуры наружного воздуха определяют по формулам (3.2) и (3.3) тепловые потоки на отопление и вентиляцию для каждого месяца отопительного периода.

В нашем случае используем температуры по заданию к ВКР.

Получим для температуры минус  $10$  °С:

$$Q_o^{от} = 0,964 \cdot \left( \frac{18 - (-10)}{18 - (-35)} \right) = 0,509 \text{ МВт.}$$

$$Q_v^{от} = 1,111 \cdot \left( \frac{18 - (-10)}{18 - (-30)} \right) = 0,648 \text{ МВт.}$$

Среднечасовой расход на горячее водоснабжение рассчитывается для двух случаев – для отопительного и неотопительного периодов. График среднечасового расхода теплоты на горячее водоснабжение не зависит от температуры наружного воздуха, и будет представлять собой прямую, параллельную оси абсцисс с ординатой  $Q_{hm}$  для отопительного периода и с ординатой  $Q_{hm}^s$  для неотопительного периода.

Суммируя ординаты часовых графиков по отдельным видам теплопотребления, строят суммарный часовой график расходов теплоты  $Q_{\Sigma}$ .

Суммарный тепловой поток для каждого месяца отопительного периода определяется как сумма тепловых потоков на отопление, вентиляцию и среднечасового теплового потока для данного периода на горячее водоснабжение.

Получим для температуры минус 10 °С:

$$Q_{\Sigma} = 0,509 + 0,648 + 0,234 = 2,309 \text{ МВт.}$$

Для неотапительного периода (при  $t_{\text{н}} \geq +8^{\circ}\text{C}$ ), суммарный тепловой поток будет равен среднечасовому тепловому потоку на горячее водоснабжение в данный период,  $Q_{hm}^s = 0,191 \text{ МВт.}$

Задавшись долей тепловых потерь в тепловых сетях ( $q = 0,05$ ), определим тепловой поток теплоты отпускаемой котельной  $Q_{\Sigma 1+q}$ .

Получим для температуры минус 10 °С:

$$Q_{\Sigma 1+q} = (1 + 0,05) * 2,309 = 2,424 \text{ МВт.}$$

Расчёты среднечасовых расходов теплоты сводим в таблицу 13.

Используя полученные данные, строят годовой график теплового потребления (см. рисунок 4)

Таблица 13 - Среднечасовые расходы теплоты

Среднечасовые расходы теплоты, МВт	Температуры наружного воздуха, °С											
	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10	15	20
$Q_0$	0,964	0,873	0,782	0,691	0,600	0,509	0,418	0,327	0,236	0,000	0,000	0,000
$Q_v$	1,111	1,111	0,995	0,880	0,764	0,648	0,532	0,417	0,301	0,000	0,000	0,000
$Q_{hm} (Q_{hm}^s)$	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,191	0,191	0,191
$Q_{\Sigma}$	2,309	2,218	2,011	1,805	1,598	1,391	1,185	0,978	0,771	0,191	0,191	0,191
$Q_{\Sigma 1+q}$	2,424	2,329	2,112	1,895	1,678	1,461	1,244	1,027	0,810	0,201	0,201	0,201

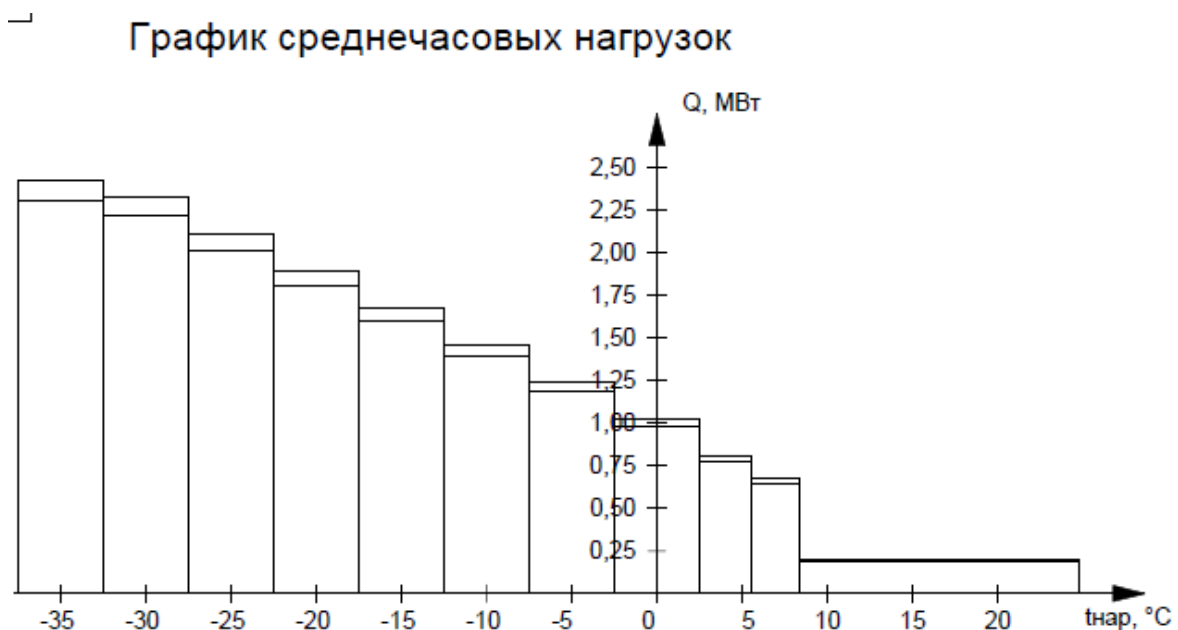


Рисунок 4 - Годовой график загрузки котельной по месяцам

### 3.3 Регулирование отпуска теплоты в источниках теплоснабжения

Центральное регулирование ведётся по типовой тепловой нагрузке, характерной для большинства абонентов. Такой нагрузкой может быть, как один вид нагрузки, например, отопление, так и два разных вида при определенном их количественном соотношении, например, отопление и горячее водоснабжение при определенном количественном отношении расчетных значений этих нагрузок, определенном по формуле

$$\mu = \frac{Q_{\text{hm}}}{Q_{\text{o,max}} + Q_{\text{v,max}}} \quad (3.5)$$

Отсюда:

$$\mu = \frac{0,234}{0,964 + 1,111} = 0,11$$

Центральное качественное регулирование по нагрузке отопления целесообразно в случае, если тепловая нагрузка на горячее водоснабжение составляет менее 15 % от суммарной максимальной нагрузки на отопление при отношении ( $\mu < 0,15$ ).

Центральное качественное регулирование по нагрузке отопления

При таком способе регулирования, для зависимых схем присоединения элеваторных систем отопления (в закрытых и открытых системах) температуру воды в подающей  $\tau_{01}$  и обратной  $\tau_{02}$  магистральных, а так же после элеватора  $\tau_{03}$  в течение отопительного периода определяют по следующим выражениям



$$\tau_{01} = t_g + \Delta t \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + (\Delta \tau - 0,5\Theta) \cdot \bar{Q}_o, \quad (3.6)$$

$$\tau_{02} = t_g + \Delta t \cdot \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5\Theta \cdot \bar{Q}_o, \quad (3.7)$$

$$\tau_{03} = t_g + \Delta t \cdot \bar{Q}_o^{0,8} + 0,5\Theta \cdot \bar{Q}_o, \quad (3.8)$$

где  $\Delta t$  - расчетный температурный напор нагревательного прибора,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta \tau$  - расчетный перепад температур сетевой воды в тепловой сети,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Theta$  - расчетный перепад температур сетевой воды в местной системе отопления,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\bar{Q}_o$  - относительный расход теплоты на отопление.

Относительный расход теплоты на отопление, при температуре наружного воздуха  $t_n$  определяется по формуле

$$\bar{Q}_o = \frac{Q_o^{omt_n}}{Q_o^{max}}; \quad (3.9)$$

Расчетный температурный напор нагревательного прибора,  $^{\circ}\text{C}$ , определяется по формуле

$$\Delta t = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2} - t_g, \quad (3.10)$$

где  $\tau_3$  и  $\tau_2$  - расчетные температуры воды соответственно после элеватора и в обратной магистрали тепловой сети определенные при  $t_{про}$ . Температуру теплоносителя для систем внутреннего теплоснабжения (в соответствии с [3]) следует принимать, как правило, не более  $95^{\circ}\text{C}$  (как правило,  $\tau_3 = 95^{\circ}\text{C}$ ;  $\tau_2 = 70^{\circ}\text{C}$ );

Расчетный перепад температур сетевой воды в тепловой сети,  $^{\circ}\text{C}$ , определяется по формуле

$$\Delta \tau = \tau_1 - \tau_2, \quad (3.11)$$

где  $\tau_1$  - расчетная температура воды в подающей магистрали тепловой сети определенные при  $t_{про}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ .

Расчетный перепад температур сетевой воды в местной системе отопления,  $^{\circ}\text{C}$ , определяется по формуле

$$\Theta = \tau_3 - \tau_2. \quad (3.12)$$

Расчёт начнем с формулы (3.9) для периода с  $t_n \geq +8^{\circ}\text{C}$ :

$$\bar{Q}_o = \frac{0,182}{0,964} = 0,189 \text{ МВт.}$$

Подставим значения в формулу (3.4):

$$\Delta t = \frac{\tau_3 + \tau_2}{2} - t_g = \frac{(95 + 70)}{2} - 18 = 64,5^{\circ}\text{C}.$$

Далее в формулу (3.11):

$$\Delta \tau = 115 - 70 = 45^{\circ}\text{C}.$$

Формула (3.12):

$$\Theta = \tau_3 - \tau_2 = 95 - 70 = 25^{\circ}\text{C}.$$

Используя полученные результаты посчитаем формулы (3.6), (3.7) и (3.8):

$$\tau_{01} = 18 + 64,5 \cdot 0,189^{0,8} + (45 - 0,5 \cdot 25) \cdot 0,189 = 41,2 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\tau_{02} = 18 + 64,5 \cdot 0,189^{0,8} - 0,5 \cdot 25 \cdot 0,189 = 32,6 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

$$\tau_{03} = 18 + 64,5 \cdot 0,189^{0,8} + 0,5 \cdot 25 \cdot 0,189 = 37,4 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Задаваясь различными значениями температур наружного воздуха  $t_n$  ( $t_n = +8; -4,6; -10; -22; -30^\circ\text{C}$ ) определяют  $\tau_{01}; \tau_{02}; \tau_{03}$  и строят отопительный график температур воды (см. рисунок 5).

Для корректного построения температурных графиков центрального регулирования для системы теплоснабжения в осях  $t_n$  и  $\tau$  все расчеты этого раздела сведем в таблицу 14.

Таблица 14 - Расчет графика качественного регулирования тепловой нагрузки для зависимых схем присоединения систем отопления

$t_n$	$\tau_{01}$	$\tau_{02}$	$\tau_{03}$	$\bar{Q}_o$	$Q_o^{'H}$
+8	41,2	32,6	37,4	0,189	0,182
-4,6	63,03	44,5	54,8	0,426	0,411
-10	72,1	49,2	62,0	0,528	0,509
-30	104,2	65,0	86,8	0,906	0,873
-35	115	70	95	1	0,964

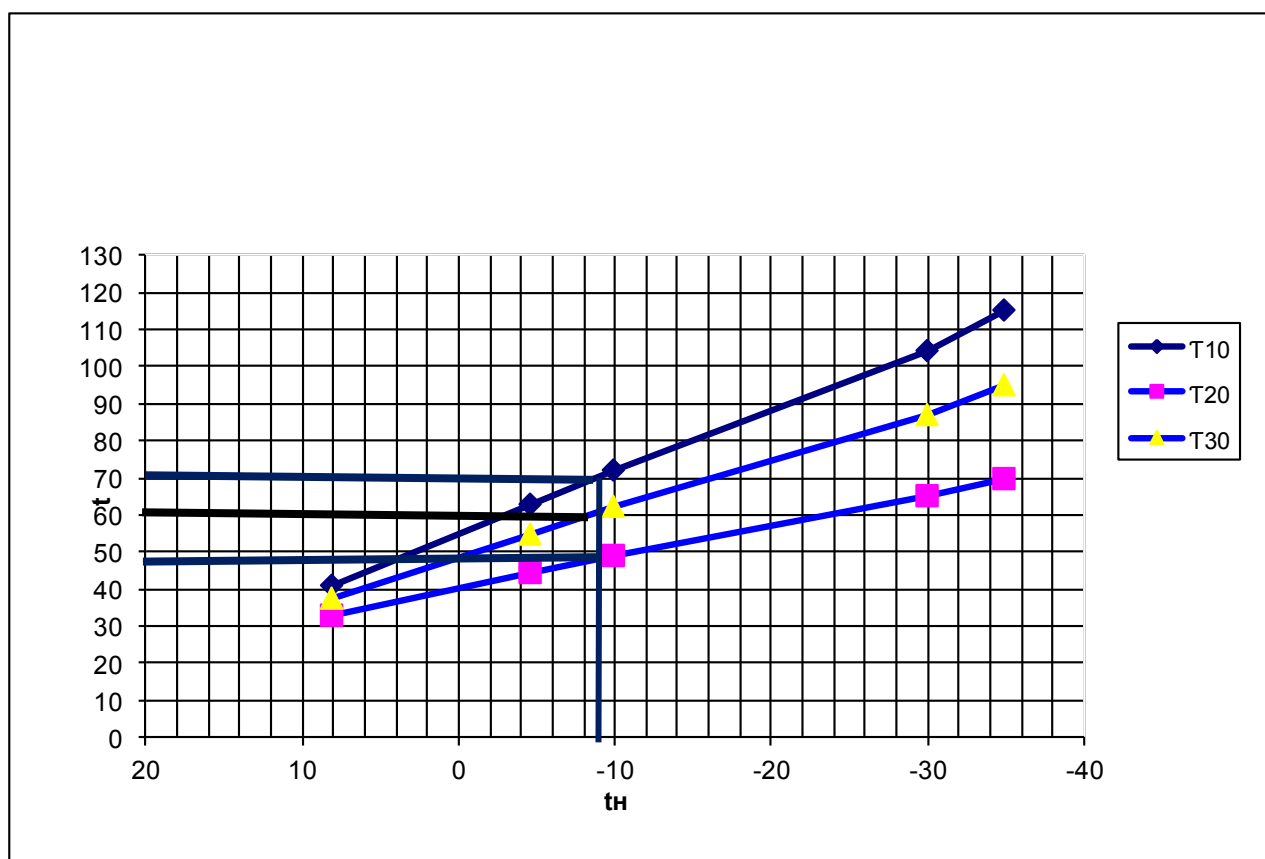


Рисунок 5 – График качественного регулирования

## Определение условий подрезки температурного графика

В соответствии со СП 30.13330.2010 температура горячей воды в местах водоразбора должна быть не ниже  $60^{\circ}\text{C}$  при открытой и  $50^{\circ}\text{C}$  при закрытой системах теплоснабжения.

Для удовлетворения нагрузки горячего водоснабжения с учетом снижения температуры воды в местных коммуникациях горячего водоснабжения и перепада температур между греющей и нагреваемой водой в подогревателях горячего водоснабжения температура воды в подающей магистрали  $\tau_{01}$  равной или выше  $65^{\circ}\text{C}$  как в открытых, так и закрытых системах теплоснабжения. Для этого отопительный график спрямляется на уровне указанных температур.

Температура наружного воздуха, соответствующая точке излома графиков температур воды  $t_n$ , делит отопительный период на диапазоны с различными режимами регулирования:

- в диапазоне I с интервалом температур наружного воздуха от  $+8^{\circ}\text{C}$  до  $t_n$  осуществляется групповое или местное регулирование, задачей которого является недопущение "перегрева" систем отопления и бесполезных потерь теплоты;

- в диапазонах II и III с интервалом температур наружного воздуха от  $t_n$  до  $t_{\text{нрo}}$  осуществляется центральное качественное регулирование.

По результатам расчета и построения графика, с учетом определения условий подрезки, формируется фактический график качественного регулирования тепловой нагрузки, данные которого заносим в таблицу 15.

Таблица 15 – Параметры графика качественного регулирования тепловой нагрузки для открытой системы теплоснабжения.

№ п/п	Характерный режим работы	$t_n$	$\tau_1$	$\tau_2$	$\tau_3$	$\bar{Q}_o$	$Q_o$	$Q_v$	$Q_{\text{hm}}$	$Q\Sigma$
1	Максимально-зимний	-35	115	70	95	1	0,964	1,111	0,234	2,310
2	Наиболее холодного месяца	-30	104,2	65,0	86,8	0,906	0,873	1,111	0,234	2,218
3	В точке излома	-9	70	48,3	60,5	0,509	0,491	0,566	0,234	1,291

	температурно го графика									
4	Начало отопительного периода	+8	70	48,3	60,5	0,189	0,182	0,209	0,234	0,625
5	Летний	+18	70	48,3	-	0	0	0	0,191	0,191

### 3.4 Расчет тепловой схемы котельной

#### Исходные данные для расчета тепловой схемы

На рисунке 6 показана принципиальная схема отопительной котельной с водогрейными котлами. Вода из обратной линии тепловых сетей с небольшим напором (20 - 40 м вод. ст.) поступает к сетевым насосам 2. Туда же от подпиточных насосов 5 подводится вода, компенсирующая утечки теплоносителей в тепловых сетях. К насосам подается и горячая сетевая вода, теплота которой частично использована в теплообменниках для подогрева химически очищенной 8 и сырой воды 7.

Для обеспечения температуры воды перед котлами, заданной по условиям предупреждения коррозии, в трубопровод за сетевым насосом 2 подают необходимое количество горячей воды, вышедшей из водогрейных котлов 1. Линию, по которой подают горячую воду, называют рециркуляционной. Вода подается рециркуляционным насосом 3, перекачивающим нагретую воду. При всех режимах работы тепловой сети, кроме максимального зимнего, часть воды из обратной линии после сетевых насосов 2, минуя котлы, подают в количестве  $G_{пер}$  по линии перепуска в подающую магистраль. Здесь обратная вода, смешиваясь с горячей водой из котлов, обеспечивает заданную расчетную температуру в подающей магистрали тепловых сетей. Добавляемая в трубы химически очищенная вода подогревается в теплообменниках 8, 9, 11 и освобождается от растворенных газов в деаэраторе 10. Для подпитки тепловых сетей из бака 6 подпиточный насос 5 подает воду в обратную линию теплотрассы.

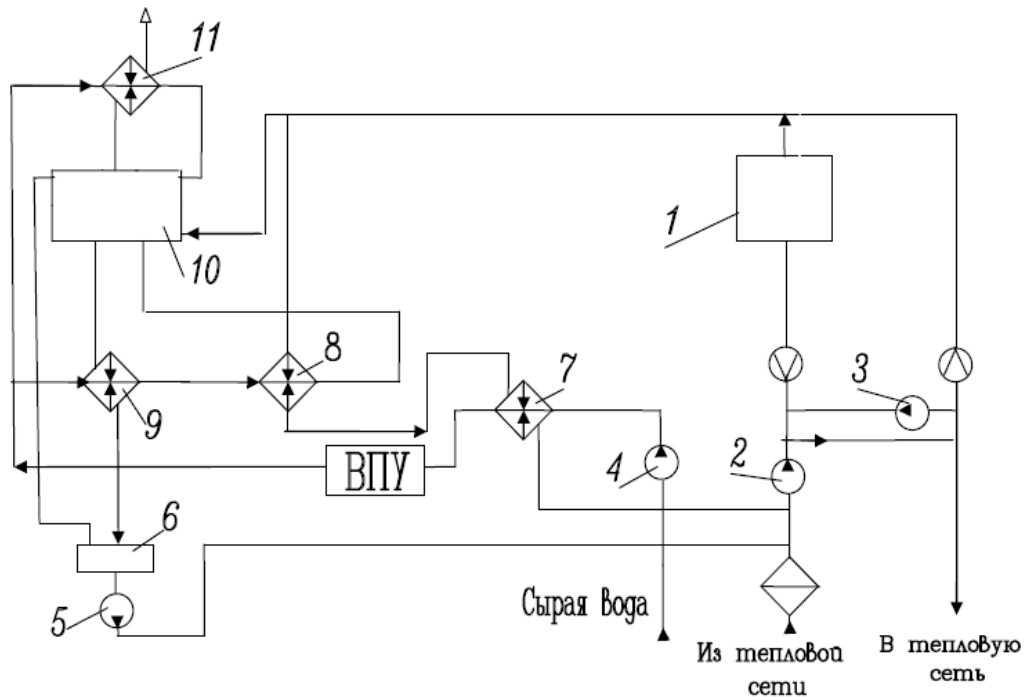


Рисунок 6 – Принципиальная тепловая схема котельной с водогрейными котлами:

1 - котел водогрейный; 2 - насос сетевой воды; 3 - насос рециркуляционный; 4 - насос сырой воды; 5 - насос подпиточной воды; 6 - бак подпиточной воды; 7 - подогреватель сырой воды; 8 - подогреватель химически очищенной воды; 9 - охладитель подпиточной воды; 10 - деаэрактор; 11- охладитель выпара.

Для уменьшения наружной коррозии труб водогрейных котлов необходимо поддерживать температуру воды на входе в котлы выше температуры точки росы дымовых газов. принимаем температуру воды на входе в котлы: 70 °С;

В связи с тем, что температура воды в обратной линии тепловых сетей почти всегда ниже 70 °С, в тепловой схеме водогрейных котельных предусматривают линии рециркуляции с рециркуляционными насосами.

Для сокращения расхода воды на рециркуляцию ее температура на выходе из котлов поддерживается, как правило, выше температуры воды в подающей линии тепловых сетей. Для обеспечения требуемой расчетной температуры воды в тепловых сетях к выходящей из котлов воде подмешивается вода из обратного трубопровода по линии перепуска воды.

Наличие подмешивания и рециркуляции воды обуславливает отличие режимов работы стальных водогрейных котлов от режима тепловых сетей.

При работе водогрейных котлов на природном газе принимаем температуру воды на входе в котел постоянной  $\tau_2 = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ , на выходе из котлов в соответствии с температурным графиком, но не ниже  $\tau_1 = 115 \text{ }^\circ\text{C}$ . Основной расчет ведется на максимальный зимний режим.

Деаэрация осуществляется при температуре 103-105 °С в атмосферном деаэраторе при давлении 0,12 МПа.

### Определение расходов сетевой воды

Расчетный расход сетевой воды на выходе из источника теплоснабжения, кг/ч, в водяных тепловых сетях при качественном регулировании отпуска теплоты следует определять отдельно для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения по формулам:

на отопление

$$G_{o\max} = \frac{3,6 \cdot Q_o^{th} (1+q)}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} \quad (3.13)$$

на вентиляцию

$$G_{v\max} = \frac{3,6 \cdot Q_v^{th} (1+q)}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} ; \quad (3.14)$$

на горячее водоснабжение в открытых системах теплоснабжения (СТО):

$$G_{2hm} = \frac{3,6 \cdot Q_{hm} (1+q)}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} ; \quad (3.15)$$

где  $c$  – теплоёмкость сетевой воды, принимается равной  $4,187 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;

$q$  – коэффициент, учитывающий долю тепловых потерь в тепловых сетях, принимаем равным 0,05.

В формулах (3.13-3.15) расчетные тепловые потоки приводятся в Вт.

$$G_{o\max} = \frac{3,6 \cdot Q_o^{th} (1+q)}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} = \frac{3,6 \cdot 0,964 \cdot (1+0,05) \cdot 10^6}{4,187 \cdot (115 - 70)} = 19326 \text{ кг/ч.}$$

$$G_{v\max} = \frac{3,6 \cdot Q_v^{th} (1+q)}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} = \frac{3,6 \cdot 1,111 \cdot (1+0,05) \cdot 10^6}{4,187 \cdot (115 - 70)} = 22289 \text{ кг/ч.}$$

$$G_{2hm} = \frac{3,6 \cdot Q_{hm} (1+q)}{c \cdot (\tau_{zg} - \tau_{xg})} = \frac{3,6 \cdot 0,234 \cdot (1+0,05) \cdot 10^6}{4,187 \cdot (60 - 5)} = 3841 \text{ кг/ч.}$$

Суммарные расчетные расходы сетевой воды, кг/ч, в двухтрубных тепловых сетях в открытых и закрытых системах теплоснабжения при качественном регулировании отпуска теплоты определяют по формуле

$$G_d = G_{o\max} + G_{v\max} + k_3 \cdot G_{hm} , \quad (3.16)$$

где  $k_3$  – коэффициент, учитывающий долю среднечасового расхода воды на горячее водоснабжение при регулировании.

Следует принимать равным для открытых систем  $k_3 = 0,8$ .

Отсюда:

$$G_d = G_{o\max} + G_{v\max} + k_3 \cdot G_{hm} = 19326 + 22289 + 0,8 \cdot 3841 = 44688 \text{ кг/ч.}$$

Расчетный расход воды, кг/ч, в двухтрубных водяных тепловых сетях в неотапительный период,  $G_d^s$ , следует определять по формуле

$$G_d^s = \beta \cdot G_{h\max} \quad (3.17)$$

где  $\beta$  - коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в неотапительный период по отношению к отопительному периоду, для предприятий = 1,2.

Отсюда:

$$G_d^s = 1,2 \cdot 3841 = 4609 \text{ кг/ч.}$$

Для расчета тепловой схемы необходимо принять параметры, характеризующие расход воды и тепловой энергии на собственные нужды котельной. Так расход исходной воды, принимается с учетом затрат исходной (сырой) воды на нужды установки ХВО. Расход химически очищенной воды  $G_{хов}$ , принимается с учетом затрат на собственные нужды, в том числе с учетом потерь на выпар.

Расход воды на подпитку в открытых тепловых сетях с учетом потерь в тепловых сетях:

$$G_{nut} = 0,02 \cdot (G_{o\max} + G_{v\max}) + G_{hm} \quad (3.18)$$

Тогда:

$$G_{nut} = 0,02 \cdot 41615 + 3841 = 4673 \text{ кг/ч для отопительного периода.}$$

$$G_{nut}^n = 3841 \text{ кг/ч для неотапительного периода.}$$

Расход сырой воды на химводоочистку при собственных нуждах последней 25% производительности, кг/ч

$$G_{c.с.} = 1,25 \cdot G_{nut} \quad (3.19)$$

Отсюда:

$$G_{c.с.} = 1,25 \cdot 4673 = 5841 \text{ кг/ч для отопительного периода.}$$

$$G_{c.с.}^n = 1,25 \cdot G_{nut}^n = 1,25 \cdot 3841 = 4801 \text{ кг/ч для неотапительного периода.}$$

Температура греющей воды, поступающей в деаэратор и в подогреватель химически очищенной воды, принимается равной температуре на выходе из котельного агрегата  $t_1^{BK}$ . Температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды  $t''_{гр}$ , принимается исходя из принятой компоновки тепловой схемы, в соответствии с которой теплообменники 7 и 8 (рисунок 6) включены последовательно. Так при температурном графике 115/70 температура греющего теплоносителя после теплообменника 8 может быть принята в диапазоне 95-100 °С, чтобы получить температуру воды, поступающую в деаэратор в диапазоне 65-100 °С, по условиям работы атмосферного деаэратора.

В соответствии с этим принимается расход греющего теплоносителя – расход греющей воды  $G_{гр}^{подп}$  поступающей в теплообменник 8 на подогрев химически очищенной воды. Расход греющего теплоносителя должен

обеспечивать нагрев исходной воды в теплообменнике 7 от 5 °С (в отопительный период) до не менее чем 20 °С.

Приняв предварительно указанные величины, можно выполнить первое приближение расчета тепловой схемы. При отличии расчетных величин от ранее принятых более трех процентов нужно повторить расчет, принимая в качестве исходных полученные значения. Как правило, второе приближение, обеспечивает необходимую сходимость вычислений.

Основные исходные и принятые для расчета данные сведем в таблицу 16.

Таблица 16 – Исходные данные для расчета тепловой схемы котельной

Наименование показателя	Обозначение	Значение величины при характерных режимах работы котельной				
		-35	-30	-9	+8	+18
Максимальные расходы теплоты, МВт: на отопление	$Q_o^{om}$	0,964	0,873	0,485	0,182	0
на вентиляцию	$Q_v^{om}$	1,111	1,111	0,566	0,209	0
на горячее водоснабжение	$Q_{hm}$	0,234	0,234	0,234	0,234	0,191
Суммарный расчетный расход сетевой воды, кг/ч	$G_d$	44688	44688	44688	44688	4609
Температура сырой воды, °С	$t_c$	5	5	5	5	15
Температура сырой воды перед водоочисткой, °С	$t'_{хов}$	20,7	20,7	20,7	20,7	20,0
Принятый расход химически очищенной воды, кг/ч	$G'_{хов}$	4700	4700	4700	4700	3950
Принятый расход воды на подогрев химически очищенной воды, кг/ч	$G_{ГР}^{ПОДП}$	3750	3750	3750	3750	2450
Температура греющей воды после подогревателя химически очищенной воды, °С	$t''_{ГР}$	95	95	95	95	80
КПД подогревателей.	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98	0,98



Приняв предварительно указанные величины, можно выполнить первое приближение расчета тепловой схемы. При отличии расчетных величин от ранее принятых более трех процентов нужно повторить расчет, принимая в качестве исходных полученные значения. Как правило, второе приближение, обеспечивает необходимую сходимость вычислений.

### Расчет тепловой схемы

Подогрев сырой воды перед химводоочисткой  $t'_{хов}$  принимаем до 20 °С, от 5 °С зимой и 15 °С летом. (отопительный период и неотопительный период)

Если температура воды на выходе из деаэратора превышает принятую температуру воды на входе в котел, предусматриваем в схеме теплообменника-охладителя подпиточной воды.

Температура химически очищенной воды после теплообменника-охладителя подпиточной воды, установленного после деаэратора

$$t''_{хов} = \frac{G_{пит}}{G'_{хов}} (t'_{подп} - t''_{подп}) \eta_{под} + t'_{хов}, \quad (3.20)$$

где  $G'_{хов}$  - предварительно принятый расход химически очищенной воды, кг/ч;  
 $t'_{подп}$ ;  $t''_{подп}$  - температура подпиточной воды на выходе из деаэратора и после теплообменника-охладителя подпиточной воды, 100 и 70 °С;

$\eta_{под}$  - КПД подогревателя.

Отсюда:

$$t''_{хов} = \frac{4673}{4700} \cdot (100 - 70) \cdot 0,98 + 20,1 = 49,3 \text{ °С-для отопительного периода.}$$

$$t''_{хов} = \frac{3841}{3950} \cdot (100 - 70) \cdot 0,98 + 20,1 = 47,6 \text{ °С-для неотопительного периода.}$$

Задаваясь расходом греющей воды  $G_{гр}^{подп}$ , кг/ч и температурой на выходе из подогревателя следующей ступени подогрева химической очищенной воды  $t''_{гр}$ , °С, определяем температуру воды, поступающую в деаэратор

$$t^D_{хов} = \frac{G_{гр}^{подп}}{G'_{хов}} (t_1^{вк} - t''_{гр}) \eta_{под} + t''_{хов}, \quad (3.21)$$

Химически очищенная вода поступающая в деаэратор, где её температура повышается до величины, требующейся для вскипания в вакуумном деаэраторе, то есть до 65...90 °С, подачей греющей воды из котельного агрегата  $t_1^{вк}$ .

Отсюда:

$$t^D_{хов} = \frac{3750}{4700} \cdot (115 - 95) \cdot 0,98 + 49,3 = 65 \text{ °С-для отопительного периода.}$$

$$t^D_{хов} = \frac{2450}{3950} \cdot (115 - 80) \cdot 0,98 + 47,6 = 68,6 \text{ °С-для неотопительного периода.}$$

С учетом подсчитанных величин температура сырой воды перед химводоочисткой равна

$$t'_{\text{ХОВ}} = \frac{G_{\text{ГР}}^{\text{ПОДП}}}{G_{\text{СВ}}} (t''_{\text{ГР}} - t_{\text{ПОДП}}^{\text{ТС}}) \eta_{\text{ПОД}} + t'_{\text{СВ}} \quad (3.22)$$

Отсюда:

$$t'_{\text{ХОВ}} = \frac{3750}{5841} \cdot (95 - 70) \cdot 0,98 + 5 = 20,7 \text{ } ^\circ\text{C} \text{-для отопительного периода.}$$

$$t'_{\text{ХОВ}} = \frac{2450}{4801} \cdot (80 - 70) \cdot 0,98 + 15 = 20,0 \text{ } ^\circ\text{C} \text{-для неотапительного периода.}$$

Необходимая температура достигнута, расчет выполнен верно.

Расход греющей воды на деаэрактор, кг/ч:

$$G_{\text{ГР}}^{\text{Д}} = \frac{G_{\text{ПИТ}} \cdot t''_{\text{ГР}} - G'_{\text{ХОВ}} t_{\text{ХОВ}}^{\text{Д}}}{t_1^{\text{ВК}}} \quad (3.23)$$

При составлении баланса количество воды в котельной установке величину  $G_{\text{ГР}}^{\text{Д}}$  следует учитывать при определении расхода воды на подпитку тепловых сетей.

Отсюда:

$$G_{\text{ГР}}^{\text{Д}} = \frac{4673 \cdot 95 - 4700 \cdot 65}{115} = 1204 \text{ кг/ч-для отопительного периода.}$$

$$G_{\text{ГР}}^{\text{Д}} = \frac{3841 \cdot 80 - 3950 \cdot 68,6}{115} = 816 \text{ кг/ч-для неотапительного периода.}$$

Расход химически очищенной воды на подпитку составит, кг/ч:

$$G_{\text{ХОВ}} = G_{\text{ПИТ}} - G_{\text{ГР}}^{\text{Д}} \quad (3.24)$$

Отсюда:

$$G_{\text{ХОВ}} = 4673 - 1204 = 3469 \text{ кг/ч-для отопительного периода.}$$

$$G_{\text{ХОВ}} = 3841 - 816 = 3025 \text{ кг/ч-для неотапительного периода.}$$

Расход теплоты на подогрев сырой воды для максимально-зимнего и летнего режима, Вт:

$$Q_{\text{С.В}} = 1,16 \frac{G_{\text{С.В}}}{\eta_{\text{ПОД}}} (t'_{\text{ХОВ}} - t'_{\text{С.В}}); \quad (3.25)$$

Отсюда:

$$Q_{\text{С.В.}} = 1,16 \cdot \frac{5841}{0,98} \cdot (20,1 - 5) = 104399 \text{ Вт.-для отопительного периода.}$$

$$Q_{\text{С.В.}} = 1,16 \cdot \frac{4801}{0,98} \cdot (20,1 - 15) = 28982 \text{ Вт.-для неотапительного периода.}$$

Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды для максимально-зимнего и летнего режима, Вт:

$$Q_{\text{ХОВ}} = 1,16 \frac{G_{\text{С.В}}}{\eta_{\text{ПОД}}} (t_{\text{ХОВ}}^{\text{Д}} - t''_{\text{ХОВ}}) \quad (3.26)$$

Отсюда:

$$Q_{хов} = 1,16 \cdot \frac{5841}{0,98} \cdot (65 - 49,3) = 108547 \text{ Вт. - для отопительного периода.}$$

$$Q_{хов} = 1,16 \cdot \frac{4801}{0,98} \cdot (68,6 - 46,6) = 125022 \text{ Вт. - для неотапительного периода.}$$

Расход теплоты на деаэрацию химически очищенной воды для максимально-зимнего и летнего режима, Вт:

$$Q_d = 1,16 \frac{G_{ГР}^d}{\eta_{под}} (t_1^{ВК} - t''_{подп}); \quad (3.27)$$

Отсюда:

$$Q_d = 1,16 \cdot \frac{1204}{0,98} \cdot (115 - 70) = 64131 \text{ Вт. - для отопительного периода.}$$

$$Q_d = 1,16 \cdot \frac{816}{0,98} \cdot (115 - 70) = 43464 \text{ Вт. - для неотапительного периода.}$$

Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэрированной воды, Вт.

для максимально-зимнего и летнего режима

$$Q_{охл} = 1,16 \frac{G_{хво}}{\eta_{под}} (t''_{хов} - t'_{хов}) \quad (3.28)$$

Отсюда:

$$Q_{охл} = 1,16 \cdot \frac{3469}{0,98} \cdot (49,3 - 20,1) = 119900 \text{ Вт. - для отопительного периода.}$$

$$Q_{охл} = 1,16 \cdot \frac{3025}{0,98} \cdot (47,6 - 20,1) = 98467 \text{ Вт. - для неотапительного периода.}$$

Суммарный расход теплоты, необходимый в водогрейных котлах, Вт

$$\sum Q = (1 + q)(Q_o^{om} + Q_v^{om} + Q_{им}) + Q_{св} + Q_{хов} + Q_d - Q_{охл}, \quad (3.29)$$

Отсюда:

$$\sum Q = (1 + 0,05)(0,964 + 1,111 + 0,234) \cdot 10^6 + 104399 + 108547 + 64131 - 119900 = 2582228$$

- для максимально-зимнего режима.

$$\sum Q = (1 + 0,05)(0,191) \cdot 10^6 + 28982 + 125002 + 43464 - 98467 = 299531 \text{ Вт.}$$

- для летнего режима.

Расход воды через водогрейные котлы

для максимально-зимнего и летнего режима

$$G_k = \frac{3,6 \sum Q}{c(t_1^{В.К} - t_2^{В.К})} \quad (3.30)$$

Отсюда:

$$G_k = \frac{3,6 \cdot 2582228}{4,187(115 - 70)} = 49338 \text{ кг/ч. - для максимально-зимнего режима.}$$

$$G_k = \frac{3,6 \cdot 299531}{4,187(115 - 70)} = 5723 \text{ кг/ч. - для летнего периода.}$$

Расход воды на рециркуляцию

$$G_{\text{рец}} = \frac{G_{\text{к}}(t_2^{\text{В.К}} - t_{02}^{\text{ТС}})}{t_1^{\text{В.К}} - t_{02}^{\text{ТС}}}. \quad (3.31)$$

Отсюда:

$$G_{\text{рец}} = \frac{49338 \cdot (70 - 70)}{115 - 70} = 0 \text{ кг/ч. - для максимально-зимнего режима.}$$

$$G_{\text{рец}} = \frac{5723 \cdot (70 - 48,3)}{115 - 48,3} = 1862 \text{ кг/ч. для летнего режима.}$$

Расход воды по перепускной линии

$$G_{\text{пер}} = \frac{G_d (t_1^{\text{В.К}} - t_{01}^{\text{ТС}})}{t_1^{\text{В.К}} - t_{02}^{\text{ТС}}}. \quad (3.32)$$

Отсюда:

$$G_{\text{пер}} = \frac{44688 \cdot (115 - 115)}{115 - 70} = 0 \text{ кг/ч. - для максимально-зимнего режима.}$$

$$G_{\text{пер}} = \frac{4609 \cdot (115 - 70)}{115 - 48,3} = 3109 \text{ кг/ч для летнего режима.}$$

Расход сетевой воды от внешних потребителей через обратную линию

$$G_{\text{обр}} = G_d - G_{\text{пит}} \quad (3.33)$$

Отсюда:

$$G_{\text{обр}} = 44688 - 4673 = 40015 \text{ кг/ч. - для максимально-зимнего режима.}$$

$$G_{\text{обр}} = 4609 - 3841 = 768 \text{ кг/ч для летнего режима.}$$

Расчетный расход воды через котлы:

$$G'_{\text{к}} = G_d + G_{\text{гр}}^{\text{ПОДП}} + G_{\text{рец}} - G_{\text{пер}}. \quad (3.34)$$

Отсюда:

$$G'_{\text{к}} = 44688 + 3750 + 0 + 0 = 48438 \text{ кг/ч. - для максимально-зимнего режима.}$$

$$G'_{\text{к}} = 4609 + 2450 + 1862 - 3109 = 5812 \text{ кг/ч для летнего режима.}$$

Расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии:

$$G'_d = G'_{\text{к}} - G_{\text{гр}}^{\text{Д}} - G_{\text{рец}} + G_{\text{пер}}. \quad (3.35)$$

Получим:

$$G'_d = 48438 - 1204 - 0 + 0 = 47234 \text{ кг/ч для максимально-зимнего режима.}$$

$G'_d = 5812 - 1816 - 1862 + 3109 = 5243$  кг/ч для летнего режима.

Разница между найденным ранее и уточненным расходом воды:  
- внешними потребителями

$$\frac{G_d - G'_d}{G_d} \cdot 100; \quad (3.36)$$

Отсюда:

$$\frac{44688 - 47234}{44688} \cdot 100 = -5,7\% \text{ -для максимально-зимнего режима.}$$

$$\frac{4609 - 5243}{5243} \cdot 100 = -12\% \text{ -для летнего режима.}$$

Разница между найденным ранее и уточненным расходами воды внешними потребителями незначительна ( $\leq 15\%$ ), выполненный расчет принципиальной тепловой схемы считаем законченным.

Для других режимов работы котельной расчет тепловой схемы производится аналогично, полученные результаты сводим в таблицу 17.

Таблица 17 – Расчет тепловой схемы водогрейной котельной

Наименование параметра	Расчетные режимы				
	Максимально-зимний	Средний наиболее холодного месяца	В точке излома температурного графика	Начало отопительного периода	Летний режим
1	2	3	4	5	6
Температура наружного воздуха $t_n$ , °С	-35	-30	-9	+8	+18
Температура прямой сетевой воды на выходе из котельной $t_{01}^{TC}$ , °С	115	104,2	70	70	70
Температура обратной сетевой воды после системы теплоснабжения	70	65	48,3	48,3	48,3

$t_{02}^{TC}, ^\circ C$					
Расход сетевой воды на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение $G_d, \text{ кг/ч.}$	44688	44688	44688	44688	4609
Расход воды на подпитку при потерях 2% в тепловых сетях + ГВС $G_{\text{ПИТ}}, \text{ кг/ч.}$	4673	4673	4673	4673	3841
Расход сырой воды на химводоочистку при собственных нуждах последней 25% $G_{\text{С.В.}}, \text{ кг/ч.}$	5841	5841	5841	5841	4801
Температура химически очищенной воды после теплообменника-охладителя подпиточной воды, установленного после деаэратора $t''_{\text{ХОВ}}, ^\circ C.$	49,3	49,3	49,3	49,3	47,6
Температура воды, поступающая в деаэратор $t^D_{\text{ХОВ}}, ^\circ C.$	65	65	65	65	68,6

Продолжение таблицы 17

1	2	3	4	5	6
Температура сырой воды перед химводоочисткой $t'_{\text{ХОВ}}, ^\circ C.$	20,7	20,7	20,7	20,7	20,0
Расход греющей воды на деаэратор $G^D_{\text{ГР}}, \text{ кг/ч.}$	1204	1204	1204	1204	816
Расход химически очищенной воды на подпитку $G_{\text{ХОВ}}, \text{ кг/ч.}$	3469	3469	3469	3469	3025
Расход теплоты на подогрев сырой воды $Q_{\text{С.В.}}, \text{ Вт}$	104399	104399	104399	104399	28982

Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды $Q_{\text{хов.}}$ , Вт	108547	108547	108547	108547	125022
Расход теплоты на деаэрацию, $Q_{\text{д.}}$ , Вт при $k t_1^{\text{в.к}} = 115 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$	64131	64131	64131	64131	43464
Расход теплоты на подогрев химически очищенной воды в охладителе деаэрированной воды, $Q_{\text{охл.}}$ , Вт	119900	119900	119900	119900	98467
Общая теплопроизводительность котельной (с учетом потерь), $\sum Q$ , Вт	2582228	2486077	1553677	771333	299531
Расход воды через водогрейные котлы $G_{\text{к}}$ , кг/ч.	49338	41123,9	31684,4	16817,8	5723
Расход воды на рециркуляцию $G_{\text{рец}}$ , кг/ч. при $k t_2^{\text{в.к}} = 70 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$	0	5101	7937	4213	1862
Расход воды по перепускной линии $G_{\text{пер}}$ , кг/ч. при $k t_2^{\text{в.к}} = 70 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$	0	13150	13150	13150	3109

Продолжение таблицы 17

1	2	3	4	5	6
Расход сетевой воды от внешних потребителей через обратную линию $G_{\text{обр}}$ , кг/ч.	40015	40015	40015	40015	768
Расчетный расход воды через котлы $G'_{\text{к}}$ , кг/ч.	48438	40568	24253	20529	5812
Расход воды, поступающей к внешним потребителям по прямой линии $G'_{\text{д}}$ , кг/ч.	47234	47234	47234	47234	5243
Температуры воды на входе в котел, $^\circ\text{C}$ ,	100	100	100	100	100

при $t_1^{B.K.} = 115 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$					
Температуры воды на выходе из котла, $^\circ\text{C}$ , при $t_2^{B.K.} = 70 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$	115	115	115	115	115
Разница между найденным ранее и уточненным расходом воды внешними потребителями %	-5,7	-5,7	-5,7	-5,7	-12

По результатам расчета и на основании типовой схемы составляется тепловая схема проектируемой котельной, с нанесением расчетных температур теплоносителя и расхода теплоносителя на участках тепловой схемы.

### 3.5 Выбор и расчет основного оборудования котельной

Расчет и выбор теплоэнергетического оборудования котельных выполняют для пяти характерных режимов:

- максимального зимнего – при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодную пятидневку;

- зимнего или наиболее холодного месяца – при средней температуре наружного воздуха в наиболее холодный месяц;

- в точке излома температурного графика – при температуре наружного воздуха определяющего переход отопительного графика ниже  $t_h$ ;

- начала отопительного периода – при температуре наружного воздуха;

- летнего – при температуре наружного воздуха, равной расчетной внутренней температуре помещений.

Расчет установленной мощности и подбор котлов

Расчетную тепловую мощность котельной принимают по тепловой нагрузке при максимально-зимнем режиме с температурой  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ :

$$Q_{уст} = Q_{omn} + Q_{сн} = (1 + \lambda) Q_{\Sigma} \quad (3.37)$$

где  $Q_{уст}$  – суммарная тепловая мощность всех котлов, установленных в котельной, Вт;

$Q_{omn}$  – количество тепловой энергии, отпускаемое в тепловую сеть, Вт;

$Q_{сн}$  – количество тепла, расходуемое на собственные нужды котельной, Вт;

$\lambda$  – коэффициент, учитывающий дополнительные тепловые потери при транспорте тепла и собственные нужды котельной,  $\lambda = 0,15-0,2$ .

Количество отпущенной теплоты определяется с учетом дополнительных тепловых затрат, обусловленных потерями в тепловых сетях при



транспортировании теплоносителя от источника до потребителей. Расход тепла на собственные нужды котельной, определяется расчетным или опытным путем исходя из потребностей конкретного теплоисточника, как сумма расходов теплоты (пара) на отдельные элементы затрат: расход теплоты на технологические процессы подготовки воды; потери теплоты на нагрев воды; расход теплоты на отопление помещений котельной и вспомогательных зданий. Следует учитывать и другие статьи (выпар из деаэраторов, отбор проб, утечки через неплотности, горячее водоснабжение на бытовые нужды персонала котельной), которые условно оцениваются в размере 0,2 % установленной теплопроизводительности котлов.

При отсутствии всех необходимых сведений рядом величин можно предварительно задаваться на основе опыта проектирования. Долю тепловых потерь в тепловых сетях принимают от 4 до 8 %.

Для определения затрат теплоты на собственные нужды котельной следующие величины расходов теплоты:

- на деаэрацию питательной воды и подогрев сырой и химически очищенной воды при закрытой системе теплоснабжения от 1 до 10 % суммарного отпуска тепловой энергии внешним потребителям;
- на потери теплоты внутри котельной 2 - 3 % той же величины;

Предварительно дополнительные тепловые потери при транспорте тепла и собственные нужды котельной обычно принимаются в размере 15 - 20 % общего расхода тепла.

Отсюда по формуле (3.37):

$$Q_{уст} = (1 + 0,2) \cdot 2,310 = 2,77 \text{ МВт.}$$

После расчета тепловой нагрузки и расходов теплоносителя необходимо выбрать число устанавливаемых котлов.

В котельной должно быть не менее двух и не более четырех (стальных) или шести (чугунных) котлов, причем котлы однотипные по теплоносителю должны иметь одинаковую площадь поверхности нагрева. Но следует учесть, что для нужд отопления и вентиляции требуется как минимум два котла, один из которых будет работать в среднеотопительный период, когда тепловая нагрузка значительно снижается, или в случае аварии может служить резервным.

Количество и теплопроизводительность котлоагрегатов выбираются по максимальному расходу тепла с тем, чтобы при выходе из строя одного из котлоагрегатов оставшиеся обеспечивали максимальный отпуск тепла на технологические нужды, средний за наиболее холодный месяц отпуск тепла на отопление и вентиляцию и среднечасовой отпуск тепла на горячее водоснабжение с учетом расхода тепла на собственные нужды котельной.

Выбирать котлы следует такой тепловой мощности, чтобы она была кратной летней тепловой нагрузке. Это делается для того, чтобы более рационально использовать котлы, работающие в летний период на горячее водоснабжение и технологические нужды.

Для принятых к установке водогрейных котлов соответствующей марки и тепловой производительности приводятся технические характеристики.

Подбор котлов ведется по основным параметрам:

- Номинальная теплопроизводительность (мощность), МВт;
- КПД котла, % не менее;
- Вид потребляемого топлива (газообразное, жидкое, твердое);
- Рабочее давление воды в котле, МПа;
- Расход теплоносителя, т/ч;
- Максимальная температура воды на выходе, °С;

Характеристики котельных агрегатов заносятся в таблицу 18.

Таблица 18.1 - Характеристики котельного агрегата в зимний период

№ п/п	Показатель	Ед.изм.	
1	Производитель / марка	-	КВГМ-1,1
2	Мощность котла	МВт	1,1
3	КПД котла	%	93
4	Максимальная температура воды на выходе	°С	115
5	Расход топлива (природный газ)	м <sup>3</sup> /ч	116
6	Соппротивление газового тракта	Па	70
7	Соппротивление водяного тракта	кПа	130
8	Водяная емкость котла	м <sup>3</sup>	0,47
9	Рабочее давление воды в котле	МПа	0,6
10	Расход теплоносителя	т/ч	21

Таблица 18.2-Характеристики котельного агрегата в летний период

№ п/п	Показатель	Ед.изм.	
1	Производитель / марка	-	КВА-0,59
2	Мощность котла	МВт	0,59
3	КПД котла	%	91
4	Максимальная температура воды на выходе	°С	115
5	Расход топлива (природный газ)	м <sup>3</sup> /ч	79
6	Соппротивление водяного тракта	кПа	130
7	Водяная емкость котла	м <sup>3</sup>	0,3
8	Рабочее давление воды в котле	МПа	0,6
9	Расход теплоносителя	т/ч	17

Определяются режимы работы котлов.

Для этого рассчитывается процент загрузки  $Z_k$ . Для наименее нагруженного периода он должен быть не ниже 30 %, в противном случае следует заново подобрать котлоагрегаты.

$$Z_k = \frac{Q_{CT}^{om}}{Q_k \cdot N_k} \cdot 100\% , \quad (3.38)$$

где  $Q_{CT}^{om}$  – фактическая тепловая нагрузка системы теплоснабжения, МВт;

$Q_k$  – мощность котла, МВт;

$N_k$  – количество котлов, шт.

Фактическая тепловая нагрузка системы теплоснабжения с учетом принятых потерь определится по формуле

$$Q_{CT}^{om} = (1 + \lambda)(Q_o^{om} + Q_v^{om} + Q_{hm}) \quad (3.39)$$

Отсюда для самого холодного периода с температурой  $-35$  °С формула:

$$Q_{CT}^{om} = (1 + 0,2)(0,964 + 1,111 + 0,234) = 2,77 \text{ МВт.}$$

Формула (3.38) при условии работы 3 котельных агрегатов мощностью 1,1 МВт:

$$Z_k = \frac{2,77}{1,1 \cdot 3} \cdot 100\% = 84\%.$$

Температура, при которой процент загрузки каждого из котлов равен 50%, является температурой изменения количества работающих котлов. Как только процент загрузки станет равным  $(100/N_k)$  %, следует дальше расчет вести для одного котла.

Результаты расчета заносим в таблицу и строим график загрузки котлоагрегатов, где по оси абсцисс откладывается температура наружного воздуха, а по оси ординат – тепловая нагрузка для соответствующих температур (по форме).

Таблица 19 – Загрузка котельных агрегатов

$t_{нв}, ^\circ\text{C};$	$Q_{CT}^{om}, \text{ МВт}$	$Q_k, \text{ МВт}$	$N_k, \text{ шт}$	$Z_k, \%$
-35	2,77	1,1	3	84,0
-30	2,66	1,1	3	80,6
-25	2,30	1,1	3	69,7
-20	2,07	1,1	2	94,1
-15	1,83	1,1	2	83,2
-10	1,60	1,1	2	72,7
-5	1,36	1,1	2	61,8
0	1,09	1,1	1	99,1
5	0,89	1,1	1	80,9
8	0,75	1,1	1	68,2

+18	0,23	0,59	1	39,0
-----	------	------	---	------

Итоговую таблицу заполняем для пяти характерных режимов работы котельной.

Таблица 20 – Количество котельных агрегатов в работе

№ п/п	Характерный режим работы	Нагрузка, МВт	Кол-во работающих котлов	Процент загрузки
1	Максимально-зимний	2,77	3	84,0
2	Наиболее холодного месяца	2,66	3	80,6
3	В точке излома температурного графика	1,55	2	70,4
4	Начало отопительного периода	0,75	1	68,2
5	Летний	0,24	1	39

### 3.6 Выбор и расчет вспомогательного оборудования котельной

#### Подбор деаэратора

Для обеспечения надежности работы котельных с водогрейными котлами необходимо удаление из воды растворенных в ней коррозионно-активных газов – кислорода и свободной углекислоты.

Для водогрейных котлов с температурой воды более 100 °С деаэрация осуществляется преимущественно в атмосферном деаэраторе серии ДА при атмосферном давлении.

Деаэратор подбирают с номинальной производительностью по расходу воды на подпитку  $G_{пит} = 4,6$  т/ч.

Характеристики принятого деаэратора приводим в виде таблицы 21.

Таблица 21 – Характеристика деаэратора

Наименование	Марка деаэратора
	ДА-5
Номинальная производительность, т/ч	5
Рабочее давление, МПа	0,12
Температура деаэрированной воды, °С	104,2
Размеры колонки, мм: диаметр корпуса высота	530 1897
Комплектация:	Охладитель выпара ОВА 2

Бак деаэрированной воды размещают на нулевой отметке.

Для работы вакуумного деаэратора предусматривается водоструйный эжектор и бак охладитель выпара, который необходимо подобрать по марке деаэратора.

#### Подбор циркуляционных насосов

Для циркуляции воды в тепловых сетях в котельной устанавливают не менее двух сетевых насосов, один из которых резервный. Подача сетевого насоса, равна максимальному часовому расходу сетевой воды через обратную линию, и определяется по формуле, м<sup>3</sup>/ч

$$G_{\text{сет.н.}} = \frac{G_{\text{обр.}}}{n \cdot \rho_2}, \quad (3.39)$$

где  $n$  – количество одновременно работающих насосов, шт;

$\rho_2$  – плотность воды, принимаем по максимальной температуре теплоносителя в обратном трубопроводе, т/м<sup>3</sup>.

Получим:

$$\frac{G_{\text{обр.}}^3}{G_{\text{обр.}}^n} = \frac{45370}{4694} \approx 10 - \text{принимаем } 5 \text{ сетевых насосов на зимний режим, в}$$

летний период будет работать один из этих насосов на 50 % мощности.

Тогда:

$$G_{\text{сет.н.}} = 2 \frac{45370}{5 \cdot 980} = 18,5 \text{ м}^3/\text{ч.} - \text{подходящий насос марки 1КМ 65-50-160.}$$

Напор, создаваемый сетевым насосом, зависит от общего сопротивления тепловой сети, и равен сумме потерь напора в котельном агрегате, в подающем и обратном трубопроводах расчетной магистрали и теплопотребляющих системах.

На линии рециркуляции котла устанавливаем рециркуляционный насос с подачей:

$$G_{\text{рец.н.}} = \frac{G_{\text{рец.}}}{\rho_1}, \quad (3.40)$$

где  $\rho_1$  – плотность воды, принимаем по максимальной температуре теплоносителя на выходе из котла, т/м<sup>3</sup>.

Производительность рециркуляционного насоса определяется по режиму с максимальным значением рециркуляции через котлы, с учетом количества одновременно работающих котлов. Количество насосов принимается в зависимости от принятой конфигурации тепловой схемы.

Тогда:

Для расчета принимаем режим с максимальным значением  $G_{\text{рец.}} = 1862$ , при температуре  $-5^\circ\text{C}$ , учитывая количество котельных агрегатов работающих в данный период:

$$G_{\text{рец.н.}} = \frac{5101}{948} = 5,4 \text{ м}^3/\text{ч} - \text{подходящий насос марки К8/18, установим на}$$

каждый котельный агрегат для зимнего периода (3шт.).

Выберем насос для летнего режима:

$$G_{\text{рец.н.}} = \frac{1862}{948} = 1,9 \text{ м}^3/\text{ч-подходящий насос марки К8/18.}$$

Для компенсации водоразбора и утечек сетевой воды в тепловой сети и тепловой схеме, предназначены подпиточные насосы. В котельной должно быть не менее двух подпиточных насосов, один из которых резервный. Устанавливают их перед сетевыми, подводя в систему химически очищенную воду из деаэратора.

Подача подпиточной воды подпиточным насосом, м<sup>3</sup>/ч:

$$G_{\text{пт.н.}} = \frac{G_{\text{пит.}}}{\rho_2}. \quad (3.41)$$

Для подачи воды в систему предусматриваются два насоса исходной воды, один из которых резервный.

Получим:

$$G_{\text{пт.н.}} = \frac{4673}{980} = 4,7 \text{ м}^3/\text{ч-насос марки ВК (С, О) 2/26.}$$

Подача сырой воды насосом исходной воды и один резервный, м<sup>3</sup>/ч:

$$G_{\text{исх.н.}} = \frac{G_{\text{с.в.}}}{\rho_0}, \quad (3.42)$$

где  $\rho_0$  – плотность сырой водопроводной воды, т/м<sup>3</sup>.

Получим:

$$G_{\text{исх.н.}} = \frac{5841}{999,5} = 5,8 \text{ м}^3/\text{ч-насос марки ВК (С, О) 2/26.}$$

Результаты подбора всех насосов сводят в итоговую таблицу 22.

Таблица 22 – Итоговая таблица подбора насосов

Назначение насоса	Кол-во, шт	Марка насоса	Производительность, м <sup>3</sup> /ч	Напор, м	Мощность, кВт
Сетевой насос	5	1КМ 65-50-160	25	32	4,3
Рециркуляционный насос	4	К8/18	8	18	1,5
Подпиточный насос	2	ВК(С,О)2/26	7,2	26	4,6
Насос исходной воды	2	ВК(С,О)2/26	7,2	26	4,6

Все насосы комплектуются запорной арматурой до и после, по ходу движения теплоносителя.

## 4. ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОТЕЛЬНОЙ

### 4.1. Техничко-экономические показатели котельной

Целью выпускной квалификационной работы является разработка схемы теплоснабжения производственной базы сельскохозяйственного производства на 180 машинных мест и источника централизованного теплоснабжения. Оценка качества принятого варианта строительства котельной производят на основании анализа ее технико-экономических показателей, к которым относится ее технологические (энергетические), экономические и режимные показатели.

Самый главный экономический фактор при строительстве систем теплоснабжения включает в себя:

- надежность, долговечность и бесперебойность всех потребителей теплом и горячей водой с минимальным перерывом для производства ремонтных работ в летний период;

- поддержание на вводах потребителей необходимых параметров теплоносителя, соблюдение такого режима регулирования и обслуживания, при котором бы достигалась максимальная экономия тепла и других производственных расходов во всей системе теплоснабжения.

Главной задачей технико-экономического обоснования является оценка затрат на инвестиционный проект и его результатов, анализ срока окупаемости.

Техничко-экономические показатели делят на качественные и количественные. К основным количественным показателям котельной относятся: выработка теплоты, отпуск теплоты потребителям, расход топлива, расход электроэнергии на собственные нужды, расход теплоты на собственные нужды, количество обслуживающего персонала.

К основным качественным показателям котельной относятся: число часов использования установленной мощности, коэффициент полезного действия, удельный расход условного топлива, штатный коэффициент.

Одним из основных экономических показателей котельной является себестоимость отпущенной теплоты. Величина себестоимости является важнейшим итоговым показателем, комплексно отражающим технический уровень состояния и эксплуатации оборудования.

Себестоимость отпущенной теплоты определяется по формуле:

$$S = \frac{\sum I}{Q_{\text{отп.}}^{\text{год}}}, \quad (4.1)$$

где  $\sum I$  - суммарные эксплуатационные расходы, тг/год;

$Q_{\text{отп.}}^{\text{год}}$  - годовой отпуск теплоты котельной.

Вычислим каждую величину. Исходные данные для расчета:

Установленная производительность котельной:  $Q_{уст} = 2,77$  МВт

Годовое число часов использования установленной мощности котельной:  $\tau_{и} = 5372$ ч

Доля расхода теплоты на собственные нужды:  $q_{сн} = 15\%$

Годовая выработка теплоты котельной:

$$Q_{выр}^{год} = 3,6Q_{уст}\tau_{и} = 3,6 * 2,77 * 5372 = 53569 \text{ ГДж/год}$$

Тогда годовой расход теплоты на собственные нужды и утечки:

$$Q_{год}^{сн} = \frac{53569 * 15}{100} = 8035 \frac{\text{ГДж}}{\text{год}}$$

Годовой отпуск теплоты:

$$Q_{отп}^{год} = Q_{выр}^{год} - Q_{год}^{сн} = 53569 - 8035 = 45534 \text{ ГДж/год}$$

Годовой расход натурального топлива (природного газа):

$$B_{н}^{год} = \frac{(1+K_{пт})Q_{выр}^{год} * 10^3}{Q_{н(н)}^p * \eta_k}, \text{ Т. Н. Т/год} \quad (4.2)$$

где  $Q_{н(н)}^p$  - теплотворная способность натурального топлива,

$Q_{н(н)}^p = 35000 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  для природного газа;

$K_{пт}$  - коэффициент потерь топлива при транспортировке, на растопку и неустановленные режимы,  $K_{пт} = 0,03$

$\eta_k$  - КПД котлоагрегата. При сжигании газа  $\eta_k = 92\%$

$$B_{н}^{год} = \frac{(1 + 0,03) * 53569 * 10^3}{35000 * 0,92} = 49,9, \quad \text{Т. Н. Т/год}$$

Годовой расход условного топлива:

$$B_{у}^{год} = \frac{B_{н}^{год} Q_{н(н)}^p}{Q_{н(у)}^p}, \text{ Т. Н. Т/год} \quad (4.3)$$

где  $Q_{н(у)}^p$  - теплотворная способность условного топлива,

$$Q_{н(у)}^p = 29300 \text{ кДж/кг}$$

Тогда

$$B_{у}^{год} = \frac{49,9 * 35000}{29300} = 59,6, \quad \text{Т. Н. Т/год}$$

Установленная мощность токоприемников  $N_{уст}$  определяют по укрупненным показателям:

$$N_{уст} = Q_{уст} * N_{сн}, \text{ кВт} \quad (4.4)$$

где  $N_{сн}$  - удельный расход электрической мощности на собственные нужды котельной, принимается табличное значение  $N_{сн} = 37$  кВт/МВт.

$$N_{уст} = 2,77 * 37 = 102,49, \quad \text{кВт}$$

Годовой расход электроэнергии:

$$\mathcal{E}_{год} = N_{уст} \tau_{и} \eta_c, \text{ кВт} * \frac{\text{ч}}{\text{год}} \quad (4.5)$$

где  $\eta_c$  - коэффициент спроса,  $\eta_c = 0,7$

$$\mathcal{E}_{год} = 102,49 * 5372 * 0,7 = 385403,4, \quad \text{кВт} * \frac{\text{ч}}{\text{год}}$$



Годовой расход воды:

$$D_{\text{СВ}}^{\text{Год}} = D_{\text{СН}} \tau_{\text{Н}} * 3,6, \frac{\text{Т}}{\text{год}} \quad (4.6)$$

где  $D_{\text{СН}}$  – расход сырой воды, кг/с

$$D_{\text{СВ}}^{\text{Год}} = 1,6 * 5372 * 3,6 = 30942,7, \frac{\text{Т}}{\text{год}}$$

Количество обслуживающего персонала:

$$П = 4 \text{ чел} \quad (4.7)$$

Сметная стоимость котельной (с котлами данной мощности):

$$К = 206 \text{ тыс/тг}$$

Капитальные вложения в строительную часть  $K_{\text{Стр}}$ , оборудования и монтажа  $K_{\text{Об.м.}}$ :

$$K_{\text{Стр}} = \frac{K \eta_{\text{зд}}}{100}, \text{ тыс/тг} \quad (4.8)$$

$$K_{\text{Об.м.}} = \frac{K(\eta_{\text{об}} + \eta_{\text{м.}})}{100}, \text{ тыс/тг} \quad (4.9)$$

где  $\eta_{\text{зд}}, \eta_{\text{об}}, \eta_{\text{м.}}$  - относительная стоимость строительных работ, оборудования и монтажа в суммарных капиталовложениях котельных, принимаются табличные значения:  $\eta_{\text{зд}} = 35\%, \eta_{\text{об}} = 45\%, \eta_{\text{м.}} = 20\%$

$$K_{\text{Стр}} = \frac{206000 * 35}{100} = 72229 \text{ тыс/тг}$$

$$K_{\text{Об.м.}} = \frac{206000(45 + 20)}{100} = 134106, \text{ тыс/тг}$$

Рассчитаем эксплуатационные затраты.

Топливная составляющая эксплуатационных затрат:

$$I_{\text{Топ}} = C_{\text{Т}} V_{\text{Н}}^{\text{Год}}, \text{ тыс. тг/год} \quad (4.10)$$

где  $C_{\text{Т}}$  – тариф на природный газ,

$$C_{\text{Т}} = 30,6 \text{ тг./м}^3,$$

$$I_{\text{Топ}} = 30,6 * 49,9 = 1526,94 \text{ тыс. тг/год}$$

Амортизационные отчисления рассчитываются по формуле:

$$I_{\text{ам}} = \frac{\alpha_{\text{зд}} K_{\text{Стр}} + \alpha_{\text{об}} K_{\text{Об.м.}}}{100}, \text{ тыс. тг./год} \quad (4.11)$$

где  $\alpha_{\text{зд}}, \alpha_{\text{об}}$  – нормы амортизационных отчислений для зданий и оборудования. Для зданий принимаются 3,5%, для котельной установленной мощности 6,8%.

$$I_{\text{ам}} = \frac{3,5 * 72229 + 6,8 * 134106}{100} = 11649,6 \text{ тыс. тг./год}$$

Годовой фонд заработной платы представляет собой сумму средств в денежной форме, распределяемую между работниками организации в соответствии с количеством и качеством их труда за год.

Затраты на заработную плату обслуживающего персонала котельной определяются по формуле:

$$I_{\text{Зп}} = n_{\text{соц}} m n_{\text{ч}} F_{\text{Зп}}, \text{ тыс. тг./год} \quad (4.12)$$

где  $n_{\text{соц}}$  - отчисления на социальное страхование работников,  $n_{\text{соц}} = 1,3$ ;

$m$  – число месяцев работы за год;

$n_{\text{ч}}$  – численность обслуживающего персонала котельной;  
 $F_{\text{зп}}$  – заработная плата одного работника, тг/чел.год.

$$I_{\text{зп}} = 1,3 * 12 * 4 * 174300 = 10876, \text{ тыс. тг./год}$$

Стоимость производства текущих ремонтов оборудования:

$$I_{\text{тр}} = 0,2I_{\text{ам}} = 0,2 * 11649 = 2329,8 \text{ тыс. тг./год}$$

Затраты на электроэнергию, потребляемую котельной:

$$I_{\text{эл}} = C_{\text{э}} \Delta_{\text{год}} * 10^{-2}, \text{ тыс. тг./год} \quad (4.13)$$

где  $C_{\text{э}} = 20,62 \text{ тг./кВт} \cdot \text{ч}$

$$I_{\text{эл}} = 20,62 * 385403,4 * 10^{-3} = 7948,08 \text{ тыс. тг./год}$$

Стоимость потребления воды:

$$I_{\text{в}} = D_{\text{св}}^{\text{год}} C_{\text{в}}, \text{ тыс. тг./год} \quad (4.14)$$

где  $C_{\text{в}} = 145,8 \text{ тг./ м}^3$

$$I_{\text{в}} = 30942,7 * 145,8 * 10^{-3} = 4512,6 \text{ тыс. тг./год}$$

Стоимость вспомогательных материалов:

$$I_{\text{вм}} = 0,1 * I_{\text{тр}}, \text{ тыс. тг./год} \quad (4.15)$$

$$I_{\text{вм}} = 0,1 * 2329,8 = 233 \text{ тыс. тг./год}$$

Суммарные эксплуатационные затраты:

$$\sum I = I_{\text{топ}} + I_{\text{ам}} + I_{\text{тр}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{эл}} + I_{\text{в}} + I_{\text{вм}}, \text{ тыс. тг./год} \quad (4.16)$$

Тогда

$$\sum I = 1834 + 11649 + 2329,8 + 10876 + 7948 + 4512,67 + 233$$

$$= 39078, \text{ тыс. тг./год}$$

Возвращаемся к расчету себестоимости отпущенной теплоты:

$$S = \frac{\sum I}{Q_{\text{отп.}}^{\text{год}}} = \frac{39078000}{45534} = 858,137 \text{ тг./ГДж}$$

Выручка от реализации отпуска тепловой энергии по тарифу на 1 полугодие 2020 года  $T_{\text{э}} = 2650,5 \text{ тг.}$

$$BP = T_{\text{э}} * Q_{\text{год.отп}}, \text{ тг./год} \quad (4.17)$$

$$BP = 456,2 * 45534 = 120689 \text{ тыс. тг./год}$$

Прибыль от реализации отпуска тепловой энергии:

$$П = BP - \sum I = 120689 - 39078 = 81610,6 \text{ тыс. тг./год}$$

Срок окупаемости капитальных вложений в котельную:

$$T_{\text{ок}} \frac{K}{П} = \frac{206371,2}{81610,6} = 2,5, \text{ года}$$

## 4.2. Расчет интегральных показателей

В настоящее время при оценке эффективности инновационных проектов общепризнанным является метод дисконтирования, т.е. приведение разновременных доходов и расходов, осуществляемых в рамках инвестиционного проекта к единому (базовому) моменту времени.

Чистый дисконтированный доход определяется как сумма текущих эффектов за весь расчетный период, приведенная к начальному шагу, или как превышение интегральных доходов над интегральными расходами. Полученный ЧДД проекта строительства показывает, является ли он эффективным при заданной норме дисконта.

Чистый дисконтированный доход определяется по формуле:  $D_{др}$ , тыс.тг:

$$D_{др} = \sum_{H=0}^T (D_H - Z_H) a_n - K, \quad (4.18)$$

где  $D_n$ , – результат (доход), достигаемый на «n» - м шаге расчета, тг;  $Z_n$  – затраты (кроме капитальных вложений), осуществляемые на «n»-м шаге расчета, тг,  $K$  – капитальные вложения, тг,  $a_n$  - коэффициент дисконтирования (дисконтный множитель),  $T$  – продолжительность расчетного периода, лет.

Коэффициент дисконтирования определяется по формуле  $a_n$ :

$$a_n = 1/(1+N_d)^n, \quad (4.19)$$

где  $N_d$  – норматив дисконтирования (процентная ставка, выраженная десятичной дробью),  $N_d = 15\%$ ; «n» - номер шага расчета (год).

Индекс доходности определяется следующим образом  $I_d$  тг./тг.:

$$I_d = \sum (D_n - Z_n) a_n / K \quad (4.20)$$

Результаты расчетов интегральных показателей сведены в таблицу 23.

Таблица 23 - Расчет интегральных показателей строительства котельной при горизонте расчета 15 лет и нормативе дисконтирования 15 %

Показатели	Годы					
	0	1	2	3	4	5
<b>Приток</b>						
Выручка от реализации отпуска тепловой энергии, тыс.тг./год		120688	120688	120688	120688	120688
<b>Отток</b>						
Капиталовложения, тыс. тг	206371,2					
Суммарные эксплуатационные расходы, тыс. тг/тг		39078	39078	39078	3907	39078
<b>Результаты</b>						

Текущая разность, тыс.тг./год	-206371	81607	81607	81607	81607	81607
Коэффициент дисконтирования	1	0,870	0,756	0,658	0,572	0,497
Приведенная разность тыс.тг./год	-206371	-135370	-73672	-19972	26708	40559
Чистый доход с дисконтированием, тыс.тг	-143181 за 5 лет					
Индекс доходности, тг./тг.	0,33 за 5 лет					

Продолжение таблицы 23

Показатели	Годы				
	6	7	8	9	10
Приток					
Выручка от реализации отпуска тепловой энергии, тыс.тг./год	120685	120685	120685	120685	120685
Отток					
Капиталовложения, тыс. тг					
Суммарные эксплуатационные расходы, тыс. тг/год	39078	39078	39078	39078	39078
Результаты					
Текущая разность, тыс.тг./год	81607	81607	81607	81607	81607
Коэффициент дисконтирования	0,432	0,376	0,327	0,285	0,247
Приведенная разность тыс.тг./год	35255	30682	26685	23259	20154
Чистый доход с дисконтированием, тыс.тг	-3056 за 10 лет				
Индекс доходности, тг./тг.	0,99				

## Продолжение таблицы 23

Показатели	Годы				
	11	12	13	14	15
Приток					
Выручка от реализации отпуска тепловой энергии, тыс. тг./год	120688	120688	120688	120688	120688
Отток					
Капиталовложения, тыс. тг					
Суммарные эксплуатационные расходы, тыс. тг/год	39078	39078	39078	39078	39078
Результаты					
Текущая разность, тыс. тг./год	81610	81610	81610	81610	81610
Коэффициент дисконтирования	0,215	0,187	0,162	0,141	0,123
Приведенная разность тыс. тг./год	17546	15261	13217	11507	10037,9
Чистый доход с дисконтированием, тыс. тг	64516,5 за 15 лет				
Индекс доходности, тг./тг.	1,31				

Индекс доходности за 15 лет более нормативного значения равного 1. Проект экономически эффективен.

Технико-экономические показатели работы котельной сведены в таблицу 24.

Таблица 24 - Технико-экономические показатели котельной

Показатель	Величина
Производительность котельной, МВт	2,77
Число часов использования установленной мощности в год, ч/год	5372
Капитальные вложения на строительство котельной, тыс. тг.	206371,2
Годовая выработка теплоты котельной, ГДж/год	53569

Отпуск теплоты потребителям, ГДж/год	45534
Численность обслуживающего персонала котельной, чел.	4
Суммарные годовые эксплуатационные расходы, тыс. тг/год	39078
Себестоимость отпущенной теплоты, тг/ГДж	854,07
Прибыль от реализации отпуска тепловой энергии, тыс. тг./год	81607
Срок окупаемости котельной, лет	2,53
Чистый дисконтированный доход за 15 лет, тыс. тг	64516
Индекс доходности за 15 лет, тг/тг.	1,32

## 5. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

### 5.1 Анализ условий труда сельскохозяйственного предприятия.

Здесь рассмотрим систему теплоснабжения производственной базы сельскохозяйственного предприятия.

В этом предприятии имеются 11 отдельных структур:

- Проходная
- Склад ГСМ
- Административное здание
- Машинно-тракторная мастерская
- Гараж
- Склад запчастей
- Пункт ремонта электрооборудования
- Столовая
- Площадка для с.х. техники;
- ЗАВ-20;
- Котельная

**В котельной** установлены котлы двух видов – зимние водогрейные котлы марки КВГМ-1,1 с номинальной теплопроизводительностью 1,1 МВт с максимальной температурой воды 115 °С в количестве 3 штук, а также летний котел КВА – 0,59 МВт с такой максимальной температурой на выходе в количестве 1 шт.

Помимо котлов в котельной подобраны дополнительные оборудования:

- Деаэратор
- Насосы
- Химводоподготовка
- Подогреватели
- Охладители пара
- Эжекторы
- Баки питательной и рабочей воды.

Одну из самых важных частей в производстве занимает ОТ (охрана труда). Дабы уменьшить количество производственных травм необходимо профессионально подходить к данной теме. Учитывая вышесказанное в той же котельной также имеются свои небезопасные факторы, которые негативно могут воздействовать на здоровье и даже жизнь человека. И чтобы не подвергнуться опасности нужно придерживаться так называемой – ТБ (техника безопасности).

Микроклимат производственной базы играет немаловажную роль в трудовой деятельности персонала.

Нам известно, что в котельной достаточно большая температура воздуха, это в свою очередь негативно влияет на здоровье человека, могут

проявиться различные симптомы хронических заболеваний, таких как – нарушение потоотделения, ухудшение нервной и сердечно-сосудистой системы и т.д., вследствие могут проявиться – понижение зрения и переизбыток солей в организме.

Наибольшее тепловыделение в котельной это:

- тепловыделения от людей;
- тепловыделения от поверхностей нагрева;
- тепловыделения от излучения солнца через стекло;
- тепловыделения из-за разности температур снаружи и внутри здания;

Для создания благоприятных условий труда работникам данной котельной необходимо произвести систему мероприятий с целью предоставления на постоянных рабочих местах таких метеоусловий, которые будут соответствовать санитарным нормам. Другими словами, необходимо рассчитать объем воздуха, который должен подаваться внутрь помещения.

В качестве этих мероприятий может служить естественная вентиляция помещения через дверные проемы и окна, а также искусственная вентиляция (приточно-вытяжная), создаваемая вентиляторами, воздуходувками и вытяжками.

Для персонала котельной категория работы II а. К данной группе принадлежит такая деятельность, связанная с движением и перемещением малых предметов в положении стоя или сидя, а также вызывающие определенные физические усилия. Оптимальные значения микроклимата для данной категории труда: температура в помещении 19-22 °С, относительная влажность воздуха 60-40%, скорость движения воздуха 0,2 м/с в соответствии с санитарными нормами микроклимата в производственных помещениях СНиП РК 4.02-42-2006 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

Расчет вентиляции котельной покажет какое количество воздуха необходимо подавать для поддержания данных оптимальных норм.

Как известно, котельной образовывается еще один, не менее вредный фактор, оказывающий плохое воздействие на здоровье рабочего персонала – шум. Каждое оборудование, будучи источником энергии или ее преобразователем, является источником звуковых колебаний. В ней имеется огромное количество оснащений, работа которых связана с существенным шумовыделением, такие как: генераторы, котлы, размольные устройства и т.п.

За пределами главного корпуса находятся вентиляционные конструкции, трансформаторы. Все вышеперечисленные источники шума проявляют шумовое воздействие, как на работающий персонал предприятия, так и на район, расположенный за пределами предприятия.

Установлены допустимые уровни шума по СНиП РК 2.04-03-2011 «Защита от шума», в постоянных рабочих местах и рабочих зонах в производственных помещениях и на территориях предприятий, которые не должны превышать отметку в 80-95 дБ.



Акустический расчет, выполненный в работе, покажет насколько уровень звукового давления в котельной производственной базы соответствует СНиП РК.

Работу по технике безопасности организуют в соответствии с требованиями СНиП III—4—80 «Техника безопасности в строительстве», ВСН 329—74 «Инструктивные указания по технике безопасности при монтаже и наладке приборов и средств автоматизации», Правил технической эксплуатации электроустановок потребителей, Правил техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей, а также норм и правил по безопасному выполнению специальных видов работ.

Соблюдение администрацией предприятий трудового законодательства, а также норм, правил и инструкций по охране труда контролируют вышестоящие административные органы, государственные инспекции, прокуратура (которая расследует случаи травматизма с тяжелым или смертельным исходом), а также общественность под руководством профсоюзных организаций.

## **5.2 Расчет вентиляции котельной**

Главными вредоносными выделениями, которые попадают внутрь помещения, считаются чрезмерная теплота, влажность и вредные вещества.

Избыток явной теплоты- теплота, которая остается сверх положенного (без учета тепловых потерь), которое поступает в здание при расчетных параметрах наружного воздуха после реализации абсолютно всех мероприятий по их сокращению (например, тепловая изоляции различного рода агрегатов, оборудования и т.п.). Помещения с избытием явной теплоты ( $23 \text{ Вт/м}^2$  и больше) называют помещениями со значительными избытками явной теплоты и причисляют к группе горячих цехов. Избыток теплоты обуславливается как совокупность тепловых поступлений от людей, искусственного освещения, нагретого оборудования, остывающих материалов, через массивные ограждающие конструкции и т.д. Тепловое поступления от людей определяются в зависимости выделяемой людьми энергии при выполнении работ и температуры окружающей среды в помещении.

## **5.3 Теплопоступления и тепловые потери в результате разности температур**

Посчитать тепловое поступление через внешние ограждения в летний период года усложняется значительными колебаниями температуры окружающего воздуха на протяжении дня и ещё большими колебаниями теплового потока на внешних поверхностях ограждений из-за солнечного излучения. Существенное воздействие на теплообмен оказывает и массивность этих ограждений, вследствие чего колебания температуры на их внутренней поверхности снижаются [27].

$$Q_{огр} = V_{пом} X_o (t_{Нрасч} - t_{Врасч}), \text{ Вт}, \quad (7.1)$$

где  $V_{\text{пом}}$  – объем помещения,  $\text{м}^3$ .  $V_{\text{пом}}=2000 \text{ м}^3$ ;

$X_0$  – удельная тепловая характеристик,  $\text{Вт}/\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ .  $X_0 = 0,42 \text{ Вт}/\text{м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$ ;

Для теплого периода г. Нур-Султан;

$t_{\text{Нрасч}} = 23,1 \text{ } ^\circ\text{C}$  – средняя температура самого жаркого месяца для теплого периода по СН и П РК 2.04-21-2004 «Энергопотребление и тепловая защита гражданских зданий» [28].

$t_{\text{Врасч}} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$  – внутренняя температура с учетом комфортных условий, предъявляемых к производственным процессам.

$Q_{\text{огр}} = 2000 * 0,42 * |23,1 - 20| = 2604 \text{ Вт}$ .

### Теплопоступления от солнечного излучения через остекление

Теплота от солнечного излучения способно существенно повышать поступление тепла в помещение. В здание поступает вплоть до 90% солнечного тепла, и только незначительная доля отражается стеклами. В летний период года, поступление тепловых излучений наибольшее. Наибольшая тепловая нагрузка достигается при максимальном уровне излучения, которое имеет прямую и рассеянную составляющие. Интенсивность излучения зависит от ширины местности, времени года и времени суток [27].

Теплопоступление от солнечной радиации следует рассчитывать по формуле:

$$Q_{\text{с.р}} = (q^{\text{I}} \cdot F^{\text{I}}_0 + q^{\text{II}} \cdot F^{\text{II}}_0) \cdot \beta_{\text{сз}} \quad (7.2)$$

где  $q^{\text{I}}$ ,  $q^{\text{II}}$  – тепловые потоки от прямой и рассеянной солнечной радиации,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

$F^{\text{I}}_0$ ,  $F^{\text{II}}_0$  – площади светового проема, облучаемые и необлучаемые прямой солнечной радиацией,  $\text{м}^2$ ;

$\beta_{\text{сз}}$  – коэффициент теплопропускания, определяемый по табл.4 [27],  $\beta_{\text{сз}} = 1$ , так как нет солнцезащитных устройств.

Для периода облучения остекления солнцем, когда его лучи попадают через окно в помещение [27]:

$$Q_{\text{с.р}} = ((F_0 \cdot n_{\text{с}} \cdot (q_{\text{вп}} + q_{\text{вр}}) + F_0 \cdot n_{\text{ю}} \cdot (q_{\text{вп}} + q_{\text{вр}})) \cdot \beta_{\text{сз}} \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (7.3)$$

где  $q_{\text{вп}}$ ;  $q_{\text{вр}}$  – тепловые потоки от прямой рассеянной радиации,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ , по табл. 5 [27] для широты в  $44^\circ$  СШ при расположении С:  $q_{\text{вп}} = 0$ ;  $q_{\text{вр}} = 64 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ; при расположении Ю:  $q_{\text{вп}} = 162$ ;  $q_{\text{вр}} = 81 \text{ Вт}/\text{м}^2$ ;

$F_0 = 420 \text{ м}^2$  – площадь светового проема;

$K_1$  – коэффициент затемнения остекления переплетами ( $K_1^{\text{С}}$  – для облученных проемов), по таблице 6 [27] для остекления в металлических переплетах  $K_1^{\text{С}} = 0,8$ ;

$K_2$  – коэффициент загрязнения остекления, по таблице 7 [27]  $K_2 = 0,9$ .

Тогда общее теплоступление солнечного излучения с окон обеих сторон равно:  $Q_{c.p} = ((420 \cdot (0+64) + 420 \cdot (162+81)) \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 92,8$  кВт

### 1. Теплоступления от людей

Данные теплоступления в первую очередь зависят от количества людей в цехе, сложностью работы, которую они выполняют и конечно же от параметров окружающей среды. Помимо очевидного тепла, которое организм передает окружающей среде, учитывают также и скрытое тепло (испарение влаги с поверхности кожи и из легких).

По таблице 8 [27] при  $t_{вн.ср} = 23,1$  °С с помощью интерполяции находим, что человек выделяет  $q_{я} = 78$  Вт явного тепла. В котельной в одной смене работают 10 человек. Тогда выделение явного тепла людьми составит:

$$Q_{л}^{я} = 10 \cdot 78 = 0,78 \text{ кВт}$$

### 2. Теплоступление от осветительных приборов

Теплоступление от ламп определяется по формуле [27]:

$$Q_{осв} = F_{пол} \cdot N_{осв} \cdot \eta \quad (7.4)$$

где  $N_{осв}$  – установленная мощность ламп ( $N = 80$  Вт/м<sup>2</sup>);

$\eta$  – коэффициент перевода электрической энергии в тепловую. В котельной используют люминесцентные лампы, тогда  $\eta = 0,55$ .

$$Q_{осв} = 2000 \cdot 34 \cdot 0,55 = 37,4 \text{ кВт}$$

### 3. Теплоступление от оборудования

В котельной находится 4 котла, деаэратор и несколько насосов с мощностью  $N_{уст} = 40$  МВт

Тепло, выделяемое нагретыми поверхностями котлов и генераторов, определяется по формуле [27]:

$$Q_{об.} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot N_{уст} \quad (7.5)$$

где  $\eta_1 = 0,92$ .  $\eta_2 = 0,98 \Rightarrow$

$$Q_{об.} = 0,92 \cdot 0,98 \cdot 40 \cdot 10^3 = 36 \text{ кВт}$$

### 4. Избыточное количество тепла, поступающего в котельное отделение, рассчитываем по формуле:

$$Q_{изб} = Q_{c.p} + Q_{об.} + Q_{oy} + Q_{л} - Q_{огр} \quad (7.6)$$

Тогда:

$$Q_{изб} = 92,8 + 36 + 37,4 + 0,78 - 2 = 200 \text{ кВт}$$

### 5. Определение объема воздуха для воздухообмена для удаления излишков тепла.

Необходимо определить теплонапряженность воздуха:

$$Q_H = \frac{Q_{изб}}{V} = \frac{200}{2000} = 0.1 \quad (7.7)$$

$$Q_H < 20, \Delta t = 6$$

⇒ Расчет потребного воздухообмена для удаления избыточного тепла производится по формуле:

$$L = \frac{860 * Q_{изб}}{\gamma_B * c_B * \Delta t} \frac{м^3}{ч} \quad (7.8)$$

где: L, м<sup>3</sup>/ч - потребный воздухообмен;

Q<sub>изб</sub>, Вт - избыточное тепло;

γ<sub>в</sub> = 1,206 кг/м<sup>3</sup> - удельная масса приточного воздуха;

c<sub>в</sub> = 0,24 ккал/кг\*°C = 1005 Дж/кг\*°C - теплоемкость воздуха;

$$L = \frac{860 * 130985,3}{1,206 * 1,005 * 6} = 15490 \frac{м^3}{ч}$$

Для обеспечения требуемых параметров микроклимата исходя из полученных данных следует установить осевой вентилятор типа В 2.3-130-6.3 с производительностью до 16000 м<sup>3</sup>/ч [29].

### 7.3 Акустический расчет котельной

В котельной производственной базы основными источниками шума на нулевой отметке являются котлы. Так как источники расположены на полу, то фактор направленности источника шума равен единице (Ф=1). Расчетная точка установлена между оборудованием на 1,5 метра от пола.

В общей сложности на предприятии расположены 4 котла и 2 электрогенератора. Общее количество источников шума - 6 шт. Расстояние от центра источников до расчетной точки: r<sub>1,5</sub> = 8,2 м, r<sub>2,6</sub> = 25,6 м, r<sub>3</sub> = 5 м, r<sub>4</sub> = 18 м.

Усредненные длины источников шума не превышают 1,9 м.

Объем помещения равен:

$$V = 2000 \text{ м}^3. \text{ (по схематическим данным).} \quad (7.9)$$

Необходимо определить октавные уровни звукового давления в расчетной точке. Данные расчета сравнить с нормируемыми уровнями звукового давления. Определить требуемое снижение звукового давления и выбрать мероприятия для обеспечения этой цели, если звуковое давление не соответствует нормам.

Звуковое давление от всех источников определяется следующим образом [30]:

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

(7.10)

Где  $\Delta_i = 10^{0,1 \cdot L_{pi}}$ , где  $L_{pi}$  – октавный уровень звуковой мощности дБ, создаваемый  $i$ -тым источником шума;

$m$  – количество источников шума, ближайших к расчетной точке (т.е. источников, для которых  $r_i < 5 r_{min}$ );

$n$  – общее количество источников шума в помещении;

$\Phi$  – фактор направленности источника шума ( $\Phi = 1$ );

$S_i$  – площадь воображаемой поверхности правильной геометрической формы, окружающей источник и проходящей через расчетную точку,  $m^2$ ;

$\chi_i$  – коэффициент, учитывающий влияния ближнего акустического поля и принимаемых в зависимости от отношения расстояния  $r$ , между акустическим центром источника и расчетной точкой к максимальным габаритным размерам  $l_{max}$ , определяемое по графику.

В котельной, объёмом  $2000m^3$  равномерно размещены шесть единиц оборудования двух различных типов. Таблица 3.3 [30].

Уровень звуковой мощности источников шума, дБ	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Котлы $L_{p1}$	103	105	94	95	93	90	88	85
Генератор $L_{p2}$	105	105	98	97	98	92	90	92

Произведем расчет звукового давления при частоте 250 Гц.

Найдем кратчайшее расстояние от центра источников до расчётной точки:  
 $r_{min}=5$  м,  $5 \cdot r_{min}=25$  м.

Общее количество принимаемых в расчет источников шума для которых  $r_{min}=5$  м,  $5 \cdot r_{min}=25$  м равно  $m=4$ .

Так как  $r_{2,6} > r_{min}$ , то данные точки в расчете не участвуют. Учитываем источники, расположенные на расстояниях  $r_1 = r_5 = 8,2$  м,  $r_3=5$  м,  $r_4=9$  м.

Наибольший габаритный размер рассматриваемых источников шума не превышает  $l_{max}=1,9$  м. Тогда коэффициенты, учитывающие влияние ближайшего акустического поля равны:

$$r_{1,5}/l_{max} = 8,2/1,9 = 4,32 > 1,5;$$

$$r_3/l_{max} = 5/1,9 = 2,63 \text{ тогда } > 1,5;$$

$$r_4/l_{max} = 9/1,9 = 4,73 > 1,5;$$

$$\text{тогда } X_1 = X_3 = X_4 = X_5 = 1.$$

По таблице 3.9 [30] частотный множитель на среднегеометрической частоте 63 Гц равен  $\mu=0,5$ .

Объем	Частотный множитель $\mu$
-------	---------------------------

помещения, м <sup>3</sup>	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Для V>1000	0,5	0,5	0,55	0,7	1,0	1,6	3,0	6

Тогда постоянная помещения равна:

$$B = B_{1000} \cdot \mu = V \cdot \mu / 20 = 2000 \cdot 0,5 / 20 = 50$$

(7.11)

При  $B/S_{\text{огр}}=50/2000=0,025$  коэффициент, учитывающий геометрические параметры ИШ, равен  $\psi=1$ .

При частоте 250 Гц уровни звукового давления котлов и генераторов соответственно равны  $L_p^T=94$  дБ и  $L_p^G=98$  дБ. Согласно таблице 3.10 [30] значение добавки в зависимости от уровней шума двух источников равно:  $\Delta L=1,5$  дБ. Для получения необходимого суммарного уровня добавку следует прибавить к более высокому уровню:  $L_{p\Sigma} = 98 + 1,5 = 99,5$  дБ.

Рассчитаем площади, окружающие источники по формуле  $S = 2\pi r^2$ :

$$S_{1,5} = 2 \cdot \pi \cdot r_1^2 = 2 \cdot 3,1415 \cdot 8,2^2 = 422,5 \text{ м}^2;$$

(7.12)

$$S_3 = 2 \cdot \pi \cdot r_1^2 = 2 \cdot 3,1415 \cdot 6^2 = 226 \text{ м}^2;$$

(7.13)

$$S_4 = 2 \cdot \pi \cdot r_1^2 = 2 \cdot 3,1415 \cdot 18^2 = 508,68 \text{ м}^2;$$

(7.14)

Далее рассчитываем величину  $\Delta_i$ :

$$\Delta_1 = 10^{0,1 \cdot L_p} = 10^{0,1 \cdot 99,5} = 8,9 \cdot 10^9$$

(7.15)

Теперь по формуле  $\frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi}{S_i}$  рассчитаем значения для каждой площади:

$$\frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi}{S_1} = \frac{8,9 \cdot 10^9 \cdot 1 \cdot 1}{422,5} = 2,11 \cdot 10^7$$

(7.16)

$$\frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi}{S_5} = \frac{8,9 \cdot 10^9 \cdot 1 \cdot 1}{422,5} = 2,11 \cdot 10^7$$

(7.17)

$$\frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi}{S_3} = \frac{8,9 \cdot 10^9 \cdot 1 \cdot 1}{226} = 3,94 \cdot 10^7$$

(7.18)

$$\frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi}{S_4} = \frac{8,9 \cdot 10^9 \cdot 1 \cdot 1}{226} = 0,32 \cdot 10^7$$

(7.19)

Тогда общая сумма составит:

$$\sum_{i=1} \frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi}{S_i} = 2 * (2,11 \cdot 10^7) + 3,94 \cdot 10^7 + 0,32 \cdot 10^7 = 8,48 \cdot 10^7$$

(7.20)

$$L_{\text{общ}} = 10 \cdot \lg\left(\sum_{i=1}^m \frac{\Delta_i \cdot \chi_i \cdot \Phi}{S_i} + \frac{4\Psi}{B} \sum_{i=1}^n \Delta_i\right) = 10 \cdot \lg(8,48 \cdot 10^7 + \frac{4 \cdot 0,825 \cdot 6 \cdot 8,9 \cdot 10^9}{1156,68}) = 81,83 \text{ дБ}$$

Далее, используя известные значения  $L_{\text{доп}}$ , указанные в табл. X, определяем требуемое снижение шума:

$$\Delta L_{\text{тр}} = L_{\text{общ}} - L_{\text{доп}},$$

(7.21)

$$\Delta L_{\text{тр}} = 81,03 - 99 = -4,97 \text{ дБ.}$$

Таким же образом рассчитываю уровни звукового давления для частот 63, 125, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц. Данные занесу в общую таблицу [30].

*Таблица 7.1-Уровни звукового давления*

Обозначение	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Lp, дБ	107	108	99,5	99	99,2	94	92	92,8
$\Delta i$	5,01E+10	6,31E+10	8,91E+09	7,94E+09	8,32E+09	2,51E+09	1,58E+09	1,91E+09
S1	422,5	422,5	422,5	422,5	422,5	422,5	422,5	422,5
S5	422,5	422,5	422,5	422,5	422,5	422,5	422,5	422,5
S3	226	226	226	226	226	226	226	226
S4	2769	2769	2769	2769	2769	2769	2769	2769
$\Psi$	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825	0,825
$\mu$	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3	6
B	4200	4200	4200	4200	4200	4200	4200	4200
Lдоп	99	92	86	83	80	78	76	74
$\frac{4 \cdot \Psi}{B} \cdot \sum_{i=1}^n \Delta i$	2,36E+08	2,97E+08	4,20E+07	3,74E+07	3,92E+07	1,18E+07	7,47E+06	8,98E+06
$\chi_1$	1	1	1	1	1	1	1	1
$\chi_5$	1	1	1	1	1	1	1	1
$\chi_3$	1	1	1	1	1	1	1	1
$\chi_4$	1	1	1	1	1	1	1	1
$\frac{\Delta i \cdot \chi_1 \cdot \Phi}{S_1}$	1,19E+08	1,49E+08	2,11E+07	1,88E+07	1,97E+07	5,95E+06	3,75E+06	4,51E+06
$\frac{\Delta i \cdot \chi_5 \cdot \Phi}{S_5}$	1,19E+08	1,49E+08	2,11E+07	1,88E+07	1,97E+07	5,95E+06	3,75E+06	4,51E+06
$\frac{\Delta i \cdot \chi_3 \cdot \Phi}{S_3}$	2,22E+08	2,79E+08	3,94E+07	3,51E+07	3,68E+07	1,11E+07	7,01E+06	8,43E+06
$\frac{\Delta i \cdot \chi_4 \cdot \Phi}{S_4}$	1,81E+07	2,28E+07	3,22E+06	2,87E+06	3,00E+06	9,07E+05	5,72E+05	6,88E+05
$\sum_{i=1}^m \frac{\Delta i \cdot \chi_i \cdot \Phi}{S_i}$	4,77E+08	6,01E+08	8,48E+07	7,56E+07	7,92E+07	2,39E+07	1,51E+07	1,81E+07
Лобщ	85,50	86,50	78,00	77,50	77,70	72,50	70,50	71,30
Лгр	-13,50	-5,50	-8,00	-5,50	-2,30	-5,50	-5,50	-2,70

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе расчёта данного выпускной квалификационной работы была рассчитана и спроектирована система централизованного теплоснабжения производственной базы сельскохозяйственного предприятия.

Выполнены расчётные тепловые нагрузки потребителей, гидравлический расчет, в ходе которого были составлена расчётная схема тепловых сетей, определены диаметры трубопроводов и потери давления в сетях.

В тепловом расчете выбрана теплоизоляция из пенополиуретана плотностью 40 кг/м<sup>3</sup> тонкостенной оцинкованной сталью 0,2 мм.



Прочностной расчетом определены осевые нагрузки на неподвижные опоры, в том числе сила трения в подвижной опоре, осевая сила, создаваемая сильфонным компенсатором, сила внутреннего давления при изменении диаметра. В конечном итоге была рассчитана результирующая сила для всех неподвижных опор. Также выбраны типы и марки подвижных и неподвижных опор.

Продолжительность отопительного периода составляет 5372 ч.

Построен график качественного регулирования тепловой нагрузки, запроектированный на температурный график тепловой сети 115/70 °С.

Рассчитано и выбрано основное и вспомогательное оборудование котельной, определены режимы отпуска теплоты котельной.

Для покрытия заданных тепловых нагрузок подобраны зимние водогрейные котлы марки КВГМ - 1,1 с номинальной теплопроизводительностью 1,1 МВт с максимальной температурой воды на выходе 115 °С в количестве - 3 шт. и летний водогрейный котел КВА - 0,59 МВт с максимальной температурой воды на выходе 115 °С в количестве - 1 шт.

Произведен расчет тепловой схемы котельной, для пяти характерных режимов её работы, выполнен расчет регулирования тепловых нагрузок на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение для 5 расчетных режимов: максимально зимнего режима, среднего наиболее холодного месяца, в точке излома температурного графика, начало отопительного периода, летнего режима. По результатам расчетов были построены: годовой график теплового потребления по месяцам и график качественного регулирования.

По результатам расчетов выбрано вспомогательное оборудование котельной. Подобран деаэратор марки ДА - 5 с номинальной производительностью 5 т/ч, для которого предусмотрен охладитель выпара ОВА - 2.

Также был произведен подбор циркуляционных насосов. Были выбраны: сетевой насос – 1КМ 65-50-160 в количестве - 5 штук; рециркуляционный насос К8/18 в количестве - 4 шт.; подпиточный насос ВК (С, О) 2/26 в количестве - 2 шт.; насос исходной воды ВК (С,О) 2/26 в количестве - 2 шт.

Произведен анализ энергоэффективных и энергосберегающих мероприятий для внедрения в систему теплоснабжения

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. СП 56.1330.2011 Актуализированная редакция СНиП 31-03-2001 «Производственные здания». Москва, 2011.
2. СП.131.13330.2012 «Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99».
3. СП 124.13330.2012 Тепловые сети. Актуализированная редакция СНиП 41-02-2003

4. СП 61.13330.2012 Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов. Актуализированная редакция СНиП 41-03-2003 (с Изменением N 1)
5. СП 89.13330.2012 Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76
6. Катков Д.С., Д.В. Источники и системы теплоснабжения предприятий (учебное пособие) [Текст]/Д.В. Катков Д.С., В.В. Володин. Саратов, ИЦ “Наука”, 2011, -212с.
7. Сивицкий, Д.В. Источники и системы теплоснабжения предприятий/ Д.В. Сивицкий, В.В. Володин. – Саратов: Наука, 2011–212с.
8. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети [Текст]: Учебник для ВУЗов/Е.Я Соколов, -7-е. изд., стереот., М.: Издательство МЭИ, 2001. – 472с., ISBN 5-7046-0703-9.
9. Варфоломеев, Ю.М. Отопление и тепловые сети (учебник) [Текст] / Ю.М. Варфоломеев, О.Я. Кокорин. – Москва: Инфра – М, 2006 480.
10. Теплоснабжение. Учебное пособие / О.В. Наумова, Б.П. Чесноков, Е.В. Спиридонова. Саратов. ФГБОУ ВПО «Саратовский ГАУ», 2011.
11. Ионин, А.А Теплоснабжение/А.А. Ионин, Б.М. Хлыбов. - М.: Эколит, 2011-336с. ISBN5-283-01019-8.
12. Повышение энергоэффективности инженерных систем отопления, вентиляции теплоснабжения. Основы проектирования и расчета. /О.В. Наумова, Е.В. Спиридонова, А.И. Кирюшатов, Б.П. Чесноков. Саратов. 2015Хрусталеv, Б.М. Теплоснабжение и вентиляция / Б.М. Хрусталеv. -М.: Ассоциация строительных вузов, 2010 -784с.ISBN5-93093-394-4.18
13. Кудинов, А.А. Основы централизованного теплоснабжения: Учебное пособие / А.А.Кудинов, С.К.Зиганшина. – Самара, 2011 -215с. Сотникова, О.А. Теплоснабжение /О.А. Сотникова, В.Н. Мелькумов. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2010. –296с..
14. Яковлев, Б.В. Повышение эффективности систем теплофикации и теплоснабжения / Б.В. Яковлев. – М.: Новости теплоснабжения, 2010-320с.
15. Шарاپов, В.И. Регулирование нагрузки систем теплоснабжения/ В.И.Шарапов, П.В.Ротов. – М.: Новости теплоснабжения, 2010 -168с..
16. Котельные установки и их эксплуатация [Текст]: учебник / Б. А. Соколов. - М.: Академия, 2005. - 429 с.: ил. ISBN 5-7695-2032-9
17. Фокин В.М. Расчет и эксплуатация теплоэнергетического оборудования котельных [Текст]: учебное пособие / В.М. Фокин. – Волгоград: ВолгГАСУ, 2004. – 228 с. ISBN 5-98276-048-х.
18. Липов Ю.М. Котельные установки и парогенераторы [Текст]. / Ю.М. Липов, Ю.М. Третьяков – Москва-Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2003. – 592 с.
19. Бузников Е.Ф. Производственные и отопительные котельные [Текст]. / Е.Ф. Бузников, К.Ф. Роддатис, Э. Я. Берзиньш. - М.: Энергоатомиздат, 1984. – 248 с.

20. Роддатис К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности [Текст]: справочник / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий. – М.: Энергоатомиздат, 1989. - 488 с.: ил. - ISBN 5-283-00018-4.