

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« \_\_\_\_ »

20 \_\_\_\_ Г

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект реконструкции теплоснабжения пос. Емельяново

тема

Руководитель

подпись, дата

должность, учёная степень

Л.Н. Подборский

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

К.М. Сабитов

инициалы, фамилия

Технический контроль

подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П.В. Шишмарёв

инициалы, фамилия

Красноярск 2021

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

---

институт

Тепловые электрические станции

---

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« \_\_\_\_ »

\_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г

**ЗАДАНИЕ  
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**

**в форме**

**бакалаврской работы**

---

бакалаврской работы, дипломного проекта, дипломной работы, магистерской диссертации

Студенту	Сабитову Кириллу Маратовичу		
	фамилия, имя, отчество		
Группа	ФЭ17-01Б	Направление (специальность)	13.03.01
	номер		код
Теплоэнергетика и теплотехника			
наименование			
Тема выпускной квалификационной работы	Проект реконструкции		
теплоснабжения пос. Емельяново			
Утверждена приказом по университету №	19492/с	от	30.12.2020
Руководитель ВКР	Л.Н. Подборский, доцент, канд. техн. наук, кафедра ТЭС		
	инициалы, фамилия, должность, ученое звание и место работы		
Исходные данные для ВКР	объект реконструкции – схема теплоснабжения		
Район размещения –	Красноярский край, пос. Емельяново, топливо –		
Бородинский бурый уголь			
Перечень разделов ВКР	краткое описание объекта реконструкции,		
технико-экономическое обоснование строительства котельных, расчётная			
часть, общая часть, охрана окружающей среды, экономическая часть			
Перечень графического материала:			
Лист 1. Тепловая схема котельной;			
Лист 2. План котельной;			
Лист 3. Разрез котельной;			
Лист 4. Схема автоматизации ЦТП.			

Руководитель ВКР \_\_\_\_\_ Л.Н. Подборский \_\_\_\_\_  
подпись инициалы и фамилия

Задание принял к исполнению \_\_\_\_\_ К.М. Сабитов \_\_\_\_\_  
подпись, инициалы и фамилия студента

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ г

## РЕФЕРАТ

Данная выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции теплоснабжения пос. Емельяново» содержит 73 страницы, 10 иллюстраций, 13 таблиц, 15 использованных источников, 4 листа графического материала.

РЕКОНСТРУКЦИЯ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ, ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ, ТЕПЛОВАЯ СХЕМА, ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ, АВТОМАТИЗАЦИЯ ЦТП, ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ, ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ, СРОК ОКУПАЕМОСТИ.

Объект реконструкции – система теплоснабжения пос. Емельяново

Цели реконструкции:

- повысить эффективности производства за счёт увеличения единичной мощности водогрейных котлов;
- увеличить надежность теплоснабжения;
- установить средства автоматического управления технологическими процессами и режимом отпуска тепла;
- снизить количество выбросов вредных веществ в атмосферу;
- уменьшить себестоимость тепловой энергии.

В результате технико-экономического анализа и расчётов был определен оптимальный вариант реконструкции теплоснабжения пос. Емельяново. Произведен гидравлический расчёт, расчёт и подбор оборудования. Рассмотрены вопросы автоматизации тепловых процессов. Проведен анализ выбросов вредных веществ до и после реконструкции. Оценена стоимость строительно-монтажных работ по строительству двух котельных и по прокладке тепловых сетей.

Полученные результаты расчётов демонстрируют экономическую привлекательность рассматриваемой реконструкции теплоснабжения пос. Емельяново, поскольку проект имеет простой срок окупаемости 8,5 лет.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 Обоснование необходимости реконструкции системы теплоснабжения посёлка .....	6
1.1 Общие сведения, характеристика района.....	6
1.2 Состав оборудования и режимы работы существующих тепловых сетей и источников теплоснабжения .....	7
1.3 Анализ существующих технических проблем в системах теплоснабжения и источниках тепловой энергии .....	13
1.4 Анализ возможных вариантов и технико-экономическое обоснование .	13
2 Расчетная часть.....	16
2.1 Гидравлический расчет тепловых сетей.....	16
2.2 Расчёт усилий на неподвижные опоры.....	27
2.3 Расчёт и подбор сильфонного компенсатора.....	28
3 Общая часть .....	31
3.1 Тепловая схема котельной .....	31
3.2 Подбор котельных агрегатов .....	32
3.3 Описание системы топливоснабжения котельной .....	36
3.4 Автоматика котельной.....	37
3.5 Подбор насосного оборудования .....	39
3.6 Выбор теплообменного оборудования .....	40
3.7 Выбор тягодутьевого оборудования .....	51
4 Центральные тепловые пункты .....	55
5 Охрана окружающей среды .....	56
6 Экономическая часть .....	62
6.1 Расчёт стоимости строительно-монтажных работ .....	62
6.2 Расчёт эксплуатационных затрат .....	63
6.3 Расчёт технико-экономических показателей .....	66
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	70

## ВВЕДЕНИЕ

Проведение мероприятий, связанных с реконструкцией теплоснабжения, является одной из ключевых задач энергетических организаций. Энергоэффективность и энергосбережение важны как для больших промышленных предприятий, так и для каждого жителя города. Беречь энергию выгодно всем, ведь чем меньше мы расходует, тем меньше платим. Кроме того, бережное и грамотное расходование энергоресурсов помогает заботиться об экологии.

Самым незащищенным элементом систем теплоснабжения являются тепловые сети. Это связано с невысоким качеством конструкций теплопроводов, которые применялись в прошлом, а также их тепловой изоляции, запорной и регулирующей арматуры, низким уровнем автоматического регулирования, передачи и потребления тепловой энергии, и, конечно, со старением трубопроводов и оборудования. Непрерывно увеличивающееся старение вызвано недостатком финансирования работ по их модернизации и реконструкции [1].

На территории России (особенно в тех районах, где нет поступления газа) часто используют для подогрева воды угольные котельные. Экономически выгодно размещение таких котельных в негазифицированных регионах или регионах, соседствующих с угледобывающими, в таком случае затраты на транспортировку топлива минимальны, и угольная котельная работает с высокой эффективностью.

Сжигание органического топлива влечет за собой загрязнение окружающей среды оксидами азота, серой, золой. Большое влияние оказывают тепловые электрические станции, котельные на парниковый эффект из-за выбросов углекислого газа. Для снижения воздействия на окружающую среду необходимо разрабатывать мероприятия по внедрению более эффективных технологий сжигания органического топлива.

Проблемы в теплоснабжении, накопившиеся за многие годы, отрицательно сказываются на нормальном функционировании не только жилищно-коммунального комплекса, но и топливно-энергетическом комплексе страны. Из вышесказанного можно сделать вывод, что данная отрасль требует реконструкции. На переднем плане находятся системы теплоснабжения населения и промышленных зданий.

Таким образом, целью дипломного проекта является оптимизация теплоснабжения с реконструкцией источников теплоснабжения и тепловых сетей ООО «ЕКК».

Для достижения поставленной цели в работе были сформулированы следующие задачи:

- произвести обзор теплоснабжения посёлка Емельяново;
- выбрать оптимальный вариант модернизации/реконструкции в результате сравнительного анализа;
- выполнить гидравлический расчёт тепловых сетей;
- выбрать основное и вспомогательное оборудование;
- рассмотреть вопросы автоматизации тепловых процессов, функциональное назначение;
- произвести оценку стоимости строительно-монтажных работ, рассчитать технико-экономические показатели, себестоимость отпуска единицы тепловой энергии для потребителей;
- провести анализ воздействия реконструкции на окружающую среду.

# **1 Обоснование необходимости реконструкции системы теплоснабжения посёлка**

## **1.1 Общие сведения, характеристика района**

Местоположение объекта – посёлок Емельяново г. Красноярск.

К котельным подключено около 40% жилого фонда поселка. Процесс производства и передачи тепловой энергии от теплоисточников до потребителей осуществляется одним юридическим лицом - ООО «Емельяновский коммунальный комплекс».

Климат рассматриваемой территории – резко континентальный. Согласно данным СП 131.13330.2012 «Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99\*» и СП 20.13330.2011 «Нагрузки и воздействия. Актуализированная редакция СНиП 2.01.07-85\*» для поселка городского типа Емельяново характерны следующие климатические условия:

- климатический район строительства – IV;
- расчетная температура наружного воздуха наиболее холодной пятидневки обеспеченностью 0,92 – минус 40 °С;
- средняя температура наиболее холодного месяца (январь) – от минус 17 °С;
- абсолютно минимальная температура воздуха – минус 53 °С;
- абсолютно максимальная температура воздуха – 36 °С;
- среднегодовая температура воздуха – 0,5 – 0,6 °С;
- продолжительность отопительного периода составляет 234 дня;
- средняя температура за отопительный период – минус 7,1 °С;
- барометрическое давление – 980 гПа;
- зона влажности строительства – сухая.



## **1.2 Состав оборудования и режимы работы существующих тепловых сетей и источников теплоснабжения**

Система теплоснабжения поселка Емельяново децентрализованная, представлена девятью источниками тепловой энергии и распределительными тепловыми сетями. От существующих источников тепла нагретая вода поступает в сети и далее к абонентам. Все котлы - водогрейного типа.

Водяные тепловые сети выполнены двухтрубными, частично четырехтрубными, циркуляционными; прокладка трубопроводов в основном подземная, бесканальная. Теплоноситель – вода с параметрами 60-35 °С, 75-55 °С. Общая протяженность тепловых сетей в двухтрубном исполнении составляет 17384,45 м, в четырехтрубном исполнении - 3368,45 м. К тепловой сети подключено 307 потребителей с общей тепловой нагрузкой 20,106 Гкал/ч.

Трубопроводы выполнены из стали трубной. Компенсация температурных удлинений трубопроводов осуществляется за счет естественных изменений направления трассы, а также применения П-образных компенсаторов.

Грунты в местах прокладки трубопроводов, в основном, супесчаные и суглинистые.

Строительная часть тепловых камер выполнена из бетона. Высота камеры – не менее 1,8 – 2 м, в перекрытиях камер – не менее двух люков. Днище выполнено с уклоном 0,02 в сторону водосборного приемка.

Для системы теплоснабжения принято качественное регулирование отпуска тепловой энергии в сетевой воде потребителям при расчетной температуре наружного воздуха минус 40°С.

Принципиальная схема существующего теплоснабжения поселка представлена на рисунке 1.



Рисунок 1 - Принципиальная схема существующего теплоснабжения поселка Емельяново

Перечень муниципальных котельных пос. Емельяново в порядке убывания мощности:

- котельная «Совхоз»;
- котельная «Центральная»;
- котельная «Аэропорт»;
- котельная «ДРСУ»;
- котельная «ПМК»;
- котельная «ЦРБ»;
- котельная «СПТУ»;
- котельная «Исполком»;
- котельная «Промбаза» - используется на собственные нужды.

Распределение установленной мощности по источникам теплоснабжения представлены на рисунке 2.

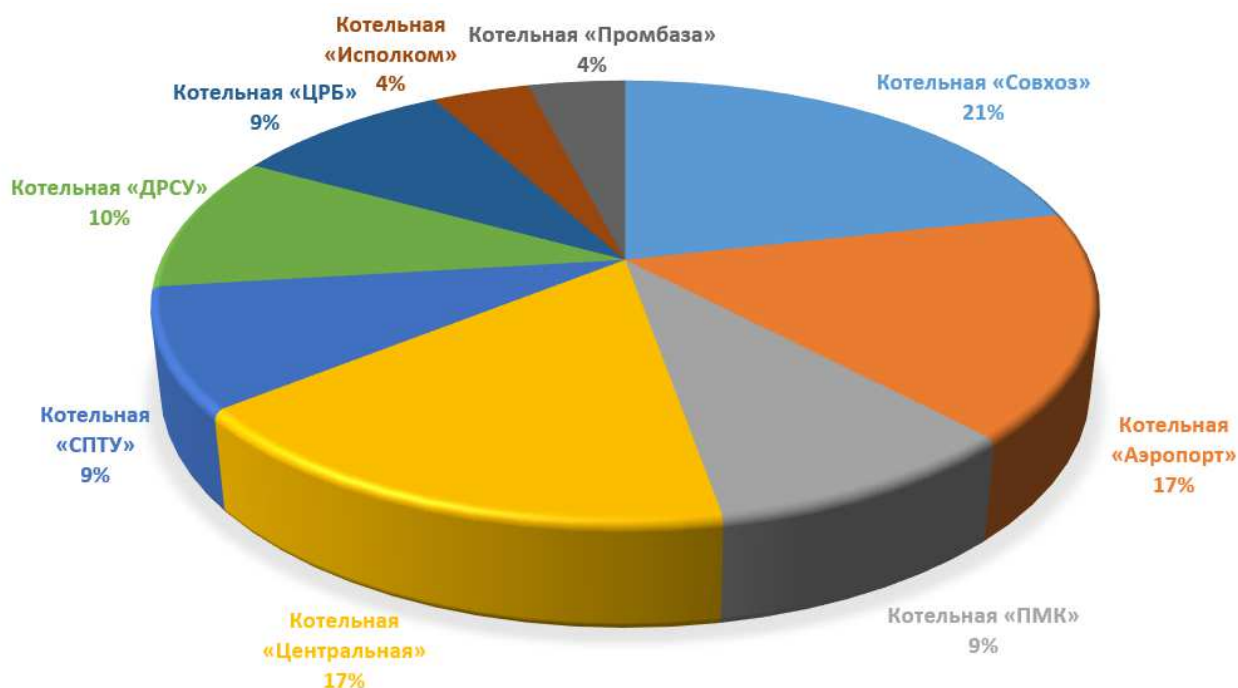


Рисунок 2 - Распределение установленной мощности по источникам

В качестве топлива используется бурый уголь 2БР Ирша-Бородинского разреза с теплотворной способностью  $Q_p^H=3297$  Ккал/кг. Деаэрация подпиточной

воды в котельных отсутствует. Химводоподготовка организована только в котельных «Центральная», «Аэропорт» и «ДРСУ».

Теплоснабжение жилых домов частного сектора старой застройки усадебного типа осуществляется от огневых печей. На расчетный период в перспективных и существующих районах жилой застройки проектирование индивидуальных источников тепла не предполагается.

Основные данные по оборудованию котельных представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Сводные данные по оборудованию котельных ООО «ЕКК»

Наименование котельной	Тип и количество котлов	Производительность котельной, Гкал/ч	Расчетная присоединенная тепловая нагрузка потребителей, Гкал/ч	Завод-изготовитель котлов	Год ввода котельной в эксплуатацию	Вид топлива	Тип ХВО	Тип экономайзера	Температура уходящих газов, °С	КПД брутто или по результатам режимно-наладочных испытаний
Котельная «Промбаза»	Квр 0,93-2 шт	0,8 - 2шт Всего: 1,6	0,156	Ижевский котельный завод	2010	Уголь бурый 2БР	-	-	250	82
Котельная «ДРСУ»	Квр 2-2 шт	2 - 2 шт Всего: 4	0,58	Ижевский котельный завод	2010	Уголь бурый 2БР	ОЭДФ/1 НТфZn	ЭДГ1-20-2 шт	250	82
Котельная «Исполком»	Квр 0,93-2 шт	0,8 - 2шт Всего: 1,6	0,323	Ижевский котельный завод	2009	Уголь бурый 2БР	-	-	250	82
Котельная «Центральная»	Квр 0,93-6 шт Квр 1,16-2 шт	0,8 - 6шт 1-2шт Всего: 6,8	1,819	Ижевский котельный завод	2008-2 шт 2010-6 шт	Уголь бурый 2БР	ОЭДФ/1 НТфZn	ЭДГ1-20-4 шт	250	82
Котельная «ЦРБ»	Квр 0,93- 2шт Квр 1,16- 2шт	0,8 – 2шт 1 – 2шт Всего: 3,6	0,417	Ижевский котельный завод	2011-3шт 2006-1 шт	Уголь бурый 2БР	-	-	250	82
Котельная «Аэропорт»	Квр 1,16 -6шт Квр 0,93- 1шт	0,97 – 6шт 0,8 – 1шт Всего: 6,62	1,59	Ижевский котельный завод	2011	Уголь бурый 2БР	ОЭДФ/1 НТфZn	ЭДГ1-18-7 шт	250	82

Окончание таблицы 1

Котельная «ПМК»	Квр 0,93-1 шт Квр 1,16-3 шт	0,8 – 1шт 0,97 – 3шт Всего: 3,71	0,521	Ижевский котельный завод	2011-2 шт 2010-1шт 2006-1 шт	Уголь бурый	-	-	250	82
Котельная «Совхоз»	Квр 2,5- 4 шт	2,15 – шт Всего: 8,6	1,89	Ижевский котельный завод	2009	Уголь бурый 2БР	-	ЭДГ1- 20-2 шт	250	82
Котельная «СПТУ»	Квр 0,93-2 шт Квр 1,16-2 шт	0,8 – 2шт 0,97 – 2шт Всего: 3,54	0,678	Ижевский котельный завод	2011-2 шт 2010-2 шт	Уголь бурый 2БР	-	-	250	82

### **1.3 Анализ существующих технических проблем в системах теплоснабжения и источниках тепловой энергии**

На данный момент выявлен спектр проблем, связанный с работой систем теплоснабжения и источников тепловой энергии.

Оборудование котельных характеризуется низким уровнем механизации, автоматизации, большой долей ручного труда. Большое количество мелких котельных невысокой мощности влекут за собой высокую себестоимость тепловой энергии.

В котельных отсутствуют приборы учета произведенной и отпущенной тепловой энергии, и теплоносителя, средства автоматического управления технологическими процессами. Все это приводит к низкой экономичности оборудования теплоснабжения.

Тепловые сети имеют большой процент износа, т.е. срок службы трубопроводов более 25 лет.

Существует проблема неудовлетворительного состояния каналов и тепловых камер: затопление водой теплопроводов и проникновение атмосферных осадков, отсутствие надежных антикоррозионных покрытий трубопроводов.

### **1.4 Анализ возможных вариантов и технико-экономическое обоснование**

Исходя из проблем, которые существуют в системах теплоснабжения и источниках тепловой энергии посёлка Емельяново, проектом предложены следующие мероприятия:

1. Строительство двух новых котельных на твердом топливе с суммарной установленной мощностью 20,106 Гкал/час с переключением потребителей и выведением из работы всех малых котельных посёлка. Сюда же включена

прокладка участков тепловой сети с переключением нагрузки к новым котельным.

Данное мероприятие направлено на ликвидацию неэффективно работающих котельных и передачу тепловой нагрузки на более эффективную генерацию, снижение на этой основе затрат топлива на выработку тепла. Это позволит сократить себестоимость поставляемой тепловой энергии, снизить тариф на отпуск тепловой энергии в п. Емельяново и, тем самым, уменьшить нагрузку на бюджет данного муниципального образования. Закрытие малых котельных значительно снизит экологическую нагрузку на поселок.

Строительство новых теплоисточников, с установленным в нем современным основным и вспомогательным оборудованием, позволит стабильно обеспечивать соблюдение гидравлических и температурных режимов. Строительство новых магистральных тепловых сетей позволит с минимальными тепловыми потерями обеспечить транспортировку тепловой энергии каждому потребителю.

2. Прокладка тепловой трассы от ТЭЦ-3 к Емельяново с выведением из работы девяти котельных посёлка.

Теплофикация - выгодный способ производства тепла. И чем больше загружены ТЭЦ, тем лучше. Строительство современных и экономичных котельных оправдано только там, где нет возможности получать тепло от источников когенерации — эффективных ТЭЦ.

При совместном производстве тепла и электричества потери энергии при сжигании топлива снижаются в два раза. Сокращая сжигание газа и угля, мы сокращаем количество вредных выбросов в атмосферу.

Однако стоит учесть, что ближайшая к посёлку ТЭЦ расположена на расстоянии 35 километров. В связи с этим необходимо обратить особое внимание затратам на строительство теплотрассы, поскольку из-за большого расстояния именно эти затраты имеют первостепенное влияние на себестоимость тепловой энергии.



3. Строительство двух новых электродкотельных с суммарной установленной мощностью 20,106 Гкал/час с переключением потребителей и выводением из работы всех малых котельных. Сюда же включена прокладка участков тепловой сети с переключением нагрузки к новым котельным.

Электродкотельные обеспечат уменьшение себестоимости вырабатываемой тепловой энергии за счет сокращения капитальных вложений, высокой энергоэффективности (коэффициент полезного действия электродкотельного оборудования достигает 99%). Также нет необходимости в подвозе, складировании и хранении топлива.

Кроме того, электродкотельное оборудование обеспечивает полную экологическую безопасность, ведь электричество – общепризнанно самый экологически чистый энергоноситель.

В результате проведенного технико-экономического анализа (таблица 2) наиболее экономичным является вариант со строительством двух новых котельных на твердом топливе. Это видно по рассчитанной себестоимости тепловой энергии.

Таблица 2 – Анализ технико-экономических показателей

Наименование	Угольные котельные	Электродкотельные	Теплотрасса от ТЭЦ-3
Тепловая нагрузка потребителей, Гкал/ч	20,106		
Количество источников теплоснабжения	2	2	1
Размер капитальных вложений, млн руб.	626	761	4602
Себестоимость тепловой энергии, руб/Гкал	1090,4	2871,6	1204,5

Высокая себестоимость тепловой энергии при строительстве электродкотельных обусловлена высокими расходами на электроэнергию, которая необходима для работы нагревательных элементов.

Также менее эффективным вариантом по сравнению с угольными котельными является строительство теплотрассы от ТЭЦ-3. Это вызвано значительными потерями энергии в трубопроводах и высокой стоимостью теплотрассы из-за большого расстояния между посёлком Емельяново и ТЭЦ-3. Таким образом, передача тепловой энергии на большие расстояния является экономически неэффективной.

## **2 Расчетная часть**

Проектируемая система теплоснабжения – закрытая двухконтурная. Для каждой котельной предусмотрена своя магистральная кольцевая тепловая сеть, проходящая через центральные тепловые пункты (ЦТП) и далее к потребителям. Схема теплоснабжения посёлка Емельяново представлена на рисунках 3 и 4. Следует отметить, что для надежности теплоснабжения поселка устанавливается перемычка между магистральными сетями.

Сетевой и котловой контуры разделены пластинчатым теплообменником, что обеспечивает безопасность котельного оборудования от негативного воздействия тепловых сетей.

В схеме предусмотрена автоматическая система регулирования температуры нагрева сетевой воды, которая отслеживает колебания температуры наружного воздуха и оптимально выстраивает режим сжигания топлива и гидравлические потоки через контуры, обеспечивая потребителя номинально необходимой тепловой нагрузкой.

### **2.1 Гидравлический расчет тепловых сетей**

Расчет проведен для сетевого контура первой котельной (рисунок 3). Магистраль проходит через четыре ЦТП, которые устанавливаются на месте выведенных из работы котельных.

ЦТП служит посредником между кольцевой тепловой сетью и потребителями. Главной функцией ЦТП является распределение теплоносителя по системам отопления и горячего водоснабжения (ГВС) обслуживаемых зданий, а также функции обеспечения безопасности, управления и учета.

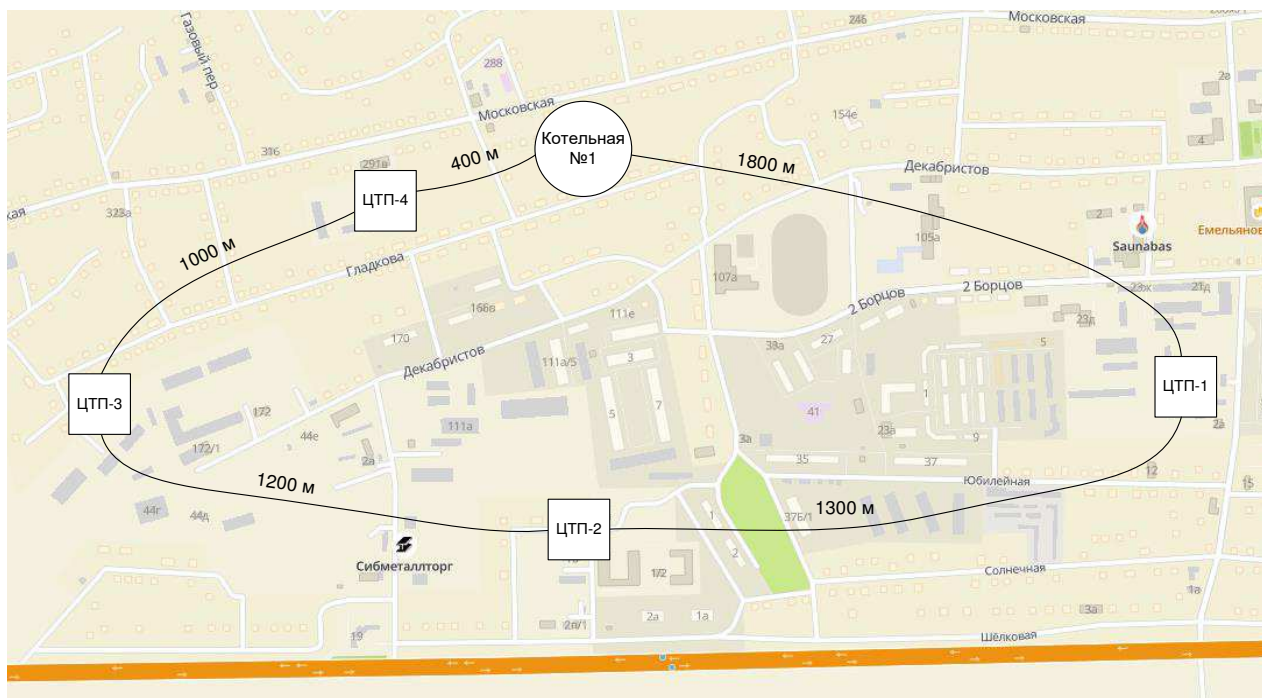


Рисунок 3 – Схема теплоснабжения для первой котельной

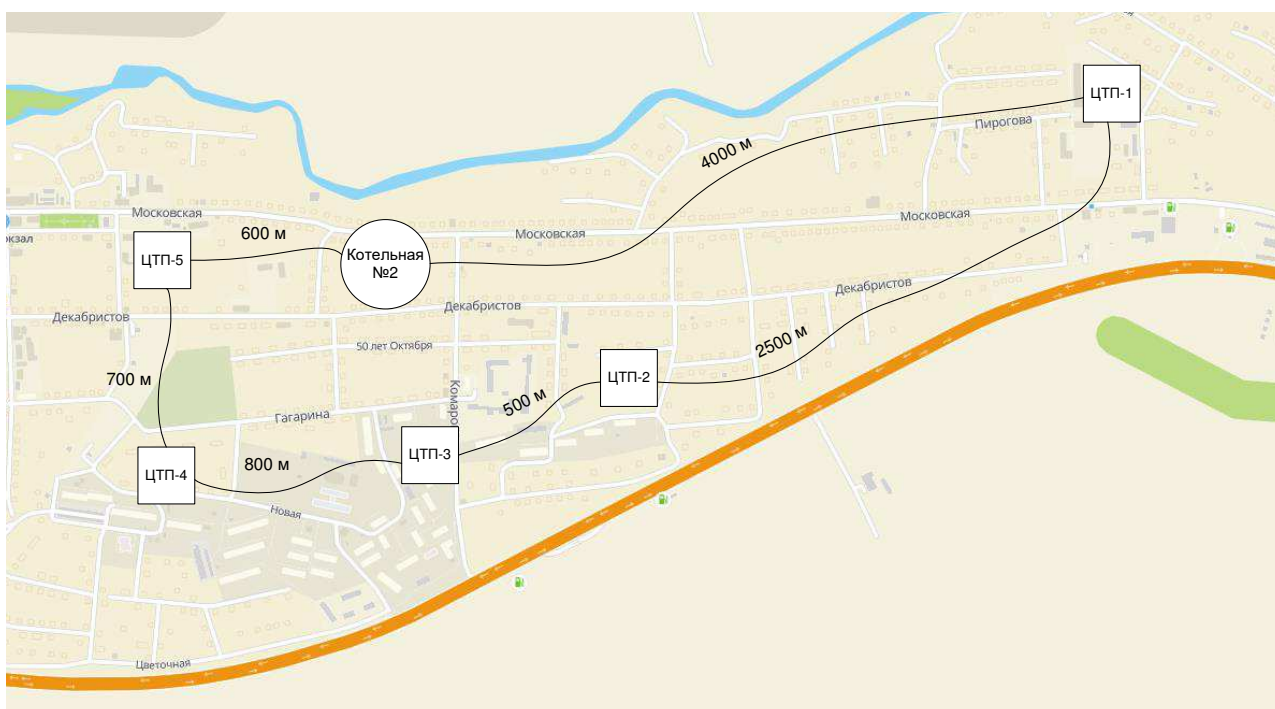


Рисунок 4 – Схема теплоснабжения для второй котельной

Пример расчёта произведен для участка магистральной сети от котельной №1 до ЦТП-1.

Расчетный расход сетевой воды на систему отопления, присоединенную по независимой схеме, т/ч:

$$G_{c.o.} = \frac{Q \cdot 10^3}{C_s \cdot (t_1 - t_2)} \quad (1)$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка теплообменников в котельной, Гкал/ч;

$C_s = 4,19$  – удельная теплоемкость воды, кДж/кг · К;

$t_1 = 95$  – температура теплоносителя в подающей линии сети, °С;

$t_2 = 70$  – температура теплоносителя в обратной линии сети, °С.

$$Q = Q_{nom} + \Delta Q, \quad (2)$$

где  $Q_{nom} = 10,053$  – тепловая нагрузка потребителей котельной, Гкал/ч;

$\Delta Q$  – тепловые потери в трубопроводе.

Для определения тепловых потерь в трубопроводе используется следующая зависимость, Гкал/ч:

$$\Delta Q = \frac{(2\pi \cdot \lambda \cdot l \cdot (t_{вн} - t_{нар}))}{\ln\left(\frac{D}{d_{вн}}\right) \cdot k}, \quad (3)$$

где  $\lambda = 0,05$  – коэффициент теплопроводности для пенополиуретановой (ППУ) изоляции, Вт/м · К;

$l = 1800$  – протяженность трубы, м;

$t_{вн} = 95$  – температура рабочей среды в трубопроводе, °С;

$t_{нар} = -40$  – расчетная зимняя температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С;

$D = d_n + \delta = 0,325 + 0,05 = 0,375$  – наружный диаметр трубопровода с теплоизоляцией, м;

$d_{вн} = 0,311$  – внутренний диаметр трубопровода, м;

$k = 1,3$  – коэффициент запаса мощности.

$$\Delta Q = \frac{(2 \cdot 3,14 \cdot 0,05 \cdot 1800 \cdot (95 - (-40)))}{\ln\left(\frac{0,375}{0,311}\right) \cdot 1,3} = 0,27 \text{ Гкал/ч,}$$

$$Q = 10,053 + 0,854 = 10,323 \text{ Гкал/ч,}$$

$$G_{с.о.} = \frac{10,323 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (95 - 70)} = 114,61 \text{ кг/с} = 412,598 \text{ т/ч.}$$

Далее необходимо уточнить диаметр трубопровода. Для этого находим площадь поперечного сечения канала из уравнения неразрывности, м<sup>2</sup>:

$$F = \frac{G_{с.о.} \cdot \nu}{c}, \quad (4)$$

где  $G_{с.о.} = 114,61$  – скорость сетевой воды, кг/с (см. формулу (1));

$\nu = 0,001$  – удельный объем воды, м<sup>3</sup>/кг;

$c = 1,5$  – скорость теплоносителя, м/с.

$$F = \frac{114,61 \cdot 0,001}{1,5} = 0,076 \text{ м}^2.$$

Расчетный диаметр тепловой сети, м:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}}, \quad (5)$$

где  $F = 0,076$  – площадь поперечного сечения канала,  $\text{м}^2$  (см. формулу (4)).

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,081}{3,14}} = 0,312 \text{ м.}$$

Выбираем стандартное значение наружного диаметра с округлением в большую сторону:  $d_n = 0,325$ . Толщина стенки при этом  $\delta_{ст} = 7$  мм. Тогда внутренний диаметр  $d_{вн} = 0,325 - 7 \cdot 2 = 0,311$  м.

Зная значение внешнего диаметра, определим фактическую скорость теплоносителя, м/с:

$$c_{\phi} = \frac{G_{с.о.}}{0,785 \cdot d_{вн} \cdot \rho}, \quad (6)$$

где  $G_{с.о.} = 114,61$  – то же, что и в формуле (4);

$d_{вн} = 0,311$  – значение внутреннего диаметра, м;

$\rho = 970,902$  – плотность воды,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

$$c_{\phi} = \frac{114,61}{0,785 \cdot 0,325 \cdot 970,902} = 1,555 \text{ м/с.}$$

Значение числа Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{c_{\phi} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (7)$$

где  $c_{\phi} = 1,555$  – фактическая скорость теплоносителя, м/с (см. формулу (6));

$d_{\text{вн}} = 0,311$  – то же, что и в формуле (6);

$\nu = 0,3125 \cdot 10^{-6}$  – коэффициент кинематической вязкости [2], м<sup>2</sup>/с.

$$\text{Re} = \frac{1,555 \cdot 0,311}{0,3125 \cdot 10^{-6}} = 1,635 \cdot 10^6.$$

Предельное значение числа Рейнольдса:

$$\text{Re}_{\text{пр}} = 560 \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{k_{\text{э}}}, \quad (8)$$

где  $d_{\text{вн}}$  – то же, что и в формуле (6);

$k_{\text{э}} = 0,5 \cdot 10^{-3}$  – абсолютная шероховатость внутренней поверхности трубы (для водяных сетей согласно справочнику [3]), м.

$$\text{Re}_{\text{пр}} = 560 \cdot \frac{0,311}{0,5 \cdot 10^{-3}} = 3,483 \cdot 10^5.$$

Так как  $\text{Re} > \text{Re}_{\text{пр}}$ , то коэффициент гидравлического сопротивления  $\lambda$  определяется по формуле Шифринсона:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{k}{d_{\text{вн}}} \right)^{0,25}, \quad (9)$$

где  $d_{\text{вн}}$  – то же, что и в формуле (6);

$k_3$  – то же, что и в формуле (8).

$$\lambda = 0,11 \cdot \left( \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{0,311} \right)^{0,25} = 0,022.$$

Эквивалентная длина определяется по формуле, м:

$$l_{\text{экв}} = \frac{\sum \xi \cdot d_{\text{вн}}}{\lambda}, \quad (10)$$

где  $\sum \xi$  – коэффициент местных сопротивлений трубопровода;

$d_{\text{вн}}$  – то же, что и в формуле (6);

$\lambda = 0,022$  – коэффициент гидравлического сопротивления.

Принимаем две задвижки по концам для одного участка. Далее определим коэффициент местных сопротивлений трубопровода:

$$\sum \xi = 2 \cdot \xi_{\text{зд}} + 6 \cdot \xi_{\text{к}}, \quad (11)$$

где  $\xi_{\text{зд}} = 0,3$  – коэффициент местного сопротивления задвижки;

$\xi_{\text{к}} = 1$  – коэффициент местного сопротивления колена на  $90^\circ$ .

$$\sum \xi = 2 \cdot 0,3 + 6 \cdot 1 = 6,6.$$

$$l_{\text{экв}} = \frac{6,6 \cdot 0,311}{0,022} = 93,188 \text{ м.}$$

Приведенная длина, м:



$$l_{np} = l + l_{экв}, \quad (12)$$

где  $l = 1800$  – протяженность трубы, м (см. формулу (3));

$l_{экв} = 93,188$  – эквивалентная длина, м (см. формулу (11)).

$$l_{np} = 1800 + 93,188 = 1893,1888 \text{ м.}$$

Удельные потери давления, Па/м:

$$R = \lambda \cdot \frac{1}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho \cdot c_{\phi}^2}{2}, \quad (13)$$

где  $\lambda$  – то же, что и в формуле (10);

$d_{вн}$  – то же, что и в формуле (6);

$\rho$  – то же, что и в формуле (6);

$c_{\phi}$  – то же, что и в формуле (7);

$$R = 0,022 \cdot \frac{1}{0,311} \cdot \frac{970,902 \cdot 1,555^2}{2} = 83,109 \text{ Па/м.}$$

Потери на трение, Па:

$$\Delta P_{тр} = R \cdot l, \quad (14)$$

где  $l$  – то же, что и в формуле (12);

$R = 83,109$  – удельные потери давления, Па/м (см. формулу (13)).

$$\Delta P_{mp} = 83,109 \cdot 1800 = 1,496 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Потери на местное сопротивление, Па:

$$\Delta P_{mc} = R \cdot l_{\text{экв}}, \quad (15)$$

где  $l_{\text{экв}}$  – то же, что и в формуле (12);

$R$  – то же, что и в формуле (14).

$$\Delta P_{mc} = 83,109 \cdot 93,188 = 0,774 \cdot 10^4 \text{ Па.}$$

Суммарные потери на всем трубопроводе:

$$\Delta P_{\Sigma} = \Delta P_{mp} + \Delta P_{mc}, \quad (16)$$

где  $\Delta P_{mp} = 1,496 \cdot 10^5$  – потери на трение, Па (см. формулу 14);

$\Delta P_{mc} = 0,774 \cdot 10^4$  – потери на местное сопротивление, Па.

$$\Delta P_{\Sigma} = 1,496 \cdot 10^5 + 0,774 \cdot 10^4 = 1,573 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1,573 \text{ бар.}$$

Перепад давления, м вод. ст.:

$$\Delta H = \frac{\Delta P_{\Sigma}}{\rho \cdot g}, \quad (17)$$

где  $\Delta P_{\Sigma} = 1,573 \cdot 10^5$  – суммарные потери трубопровода, Па (см. формулу (16));

$\rho$  – то же, что и в формуле (6);

$g = 9,8$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

$$\Delta H = \frac{1,573 \cdot 10^5}{970,902 \cdot 9,8} = 16,525 \text{ м вод. ст.}$$

Остальные участки рассчитываются аналогично, результаты сводятся в таблицу 3.

Таблица 3 – Сводная таблица гидравлического расчета для тепловой сети

Участок	Расход воды $G_{c,o}$ , т/ч	Фактическая длина трубопровода $l$ , м	Приведенная длина трубопровода $l_{np}$ , м	Удельные потери давления $R$ , Па/м	Фактическая скорость теплоносителя $c_{ф}$ , м/с	Потери давления $\Delta H$ , Па	Наружный диаметр трубы $d_n$ , мм
Котельная №1 – ЦТП-1	412,598	1800	1893	83,109	1,555	16,525	325
ЦТП-1 – ЦТП-2	220,746	1300	1374	62,165	1,199	8,972	273
ЦТП-2 – ЦТП-3	152,399	1200	1239	101,121	1,322	13,154	219
ЦТП-3 – ЦТП-4	135,612	1000	1039	80,071	1,176	8,734	219
ЦТП-4 – Котельная №1	74,062	400	425,023	147,093	1,284	6,566	159

## 2.2 Расчёт усилий на неподвижные опоры

Осевое усилие, действующее на неразгруженную мертвую опору, обычно определяется по приближенной формуле, Н:

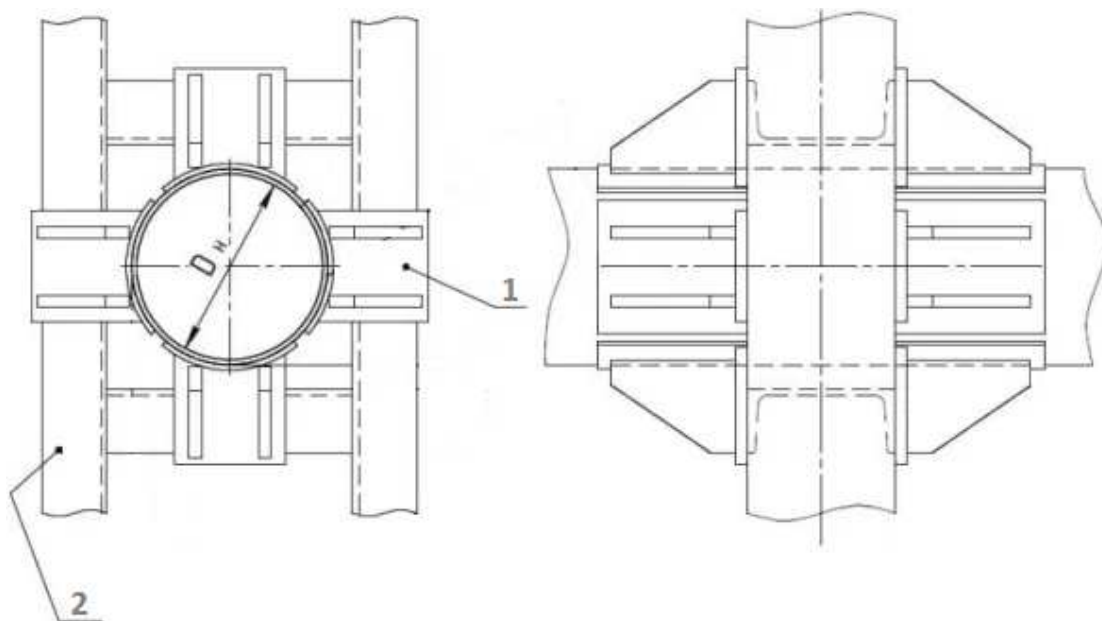
$$N = 1,25 \cdot p \cdot F, \quad (18)$$

где  $p = 1,2 \cdot 10^6$  – внутреннее рабочее давление в трубопроводе, Па;

$F = 0,074$  – площадь внутреннего сечения трубопровода, м<sup>2</sup>.

$$N = 1,25 \cdot 1,2 \cdot 10^6 \cdot 0,074 = 110575 \text{ Н.}$$

Таким образом, принята неподвижная опора лобовая четырехупорная Т5.07 согласно серии 4.903-10, выпуск 4 (технические характеристики представлены в таблице 4). Данная конструкция выполняется с четырьмя упорами, расположенными по вертикали, по горизонтали или под 45-градусным углом (рисунок 5) [4].



1 – упор; 2 – опорная конструкция.

Рисунок 5 – Чертёж неподвижной лобовой четырехупорной опоры

Таблица 4 – Технические характеристики неподвижной опоры Т5-07

Обозначение	Д <sub>н</sub> , мм	Осевая сила, т	Вес, кг
Т5.07	325	22	25,2

### 2.3 Расчёт и подбор сильфонного компенсатора

В рамках дипломного проекта выбирается сильфонный компенсатор, поскольку он имеет ряд преимуществ перед устаревшими продуктами.

Сильфонный компенсатор способен сохранять свою прочность и выдерживать значительные температурные колебания, при поперечных или изгибающихся нагрузках. Основным его предназначением является необходимость компенсировать изменения в трубопроводе, и оставить его целостным. Данный вид компенсатора изготавливается из металла и является целостным, в нем нет резиновых частей и другого вида прокладок, которые со временем могут выходить из строя. При этом после установки не требуется дополнительного технического обслуживания или текущей замены компонентов устройства [6].

Произведем расчет сильфонного компенсатора для участка сети, диаметром 0,325 м и длиной 180 м.

Приняв коэффициент температурного удлинения  $\alpha_{my} = 1,25 \cdot 10^{-2}$  мм / (м · °С), определим максимальную длину участка, на котором может обеспечить компенсацию один сильфонный компенсатор:

$$L_m = \frac{0,9 \cdot 2\lambda_{oc}}{\alpha \cdot (t_1 - t_0)}, \quad (19)$$

где  $\lambda_{oc} = 90$  – амплитуда осевого хода, мм (см. таблицу 5);

$t_1$  – то же, что и в формуле (1);

$t_0 = -40$  – расчетная зимняя температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С.

$$L_m = \frac{0,9 \cdot 2 \cdot 90}{1,25 \cdot 10^{-2} \cdot (95 - (-40))} = 96000 \text{ мм} = 96 \text{ м}.$$

Необходимое количество компенсаторов на расчётном участке составит:

$$n = \frac{l_{расч}}{L_m}, \quad (20)$$

где  $l_{расч} = 180$  – расчетный участок сети, м;

$L_m = 96$  – максимальная длина участка, на котором может обеспечить компенсацию один сильфонный компенсатор, м (см. формулу (19)).

$$n = \frac{180}{96} = 1,875.$$

Округляем в большую сторону - 2 компенсатора на расчетный участок в 180 м (рисунок б).

Примем пролёт между неподвижными опорами  $L_\phi = 90$  м.

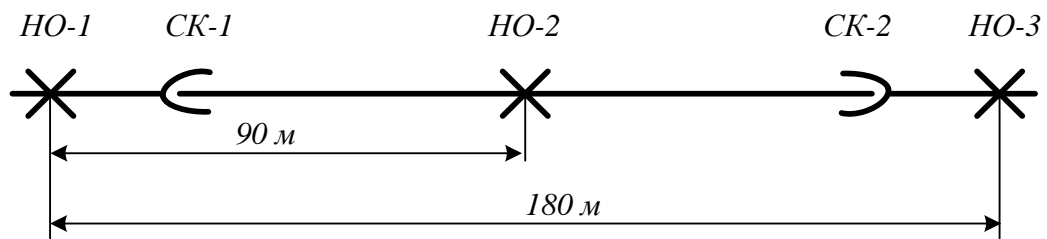
Тогда фактическая амплитуда компенсатора:

$$\lambda_\phi = \frac{\alpha \cdot (t_1 - t_0) \cdot L_\phi}{0,9 \cdot n}, \quad (21)$$

где  $t_1$  – то же, что и в формуле (1);

$t_0$  – то же, что и в формуле (19);

$$\lambda_{\phi} = \frac{1,25 \cdot 10^{-2} \cdot (95 - (-40)) \cdot 90}{0,9 \cdot 2} = 84,375 \text{ мм.}$$



НО – неподвижная опора, СК – сильфонный компенсатор.

Рисунок 6 – Схема расчетного участка

Таким образом, по диаметру трубопровода и максимальной амплитудой осевого хода выбираем сильфонный компенсатор СКО-16.300.180. Проводимая среда - горячая вода при температуре до 150 °С. Технические характеристики представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Технические характеристики компенсатора

Условное обозначение	Диаметр трубы, мм	Амплитуда осевого хода $\lambda_{oc}$ , мм	Жесткость компенсатора, $C_{\lambda}$ , Н/мм	Диаметр сильфона $D_c$ , мм	Эффективная площадь $S_{эф}$ , см <sup>2</sup>
СКО-16.300.180	325x7	90	445	389	1001

Определим реакцию компенсатора, Н:

$$R_{с.к.} = R_{жс} + R_p, \quad (22)$$

где  $R_{жс}$  – осевая реакция, возникающая из-за жесткости осевого хода, Н;

$R_p$  – осевая реакция от внутреннего давления, Н.

$$R_{жс} = C_{\lambda} \cdot \lambda_{\phi}, \quad (23)$$



где  $C_\lambda = 445$  – жесткость компенсатора, Н/мм;

$\lambda_\phi = 84,375$  – фактическая амплитуда компенсатора, мм (см. формулу (19)).

$$R_{жс} = 445 \cdot 84,375 = 37547 \text{ Н.}$$

$$R_p = \varphi \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_c^2 - d_T^2) \cdot P_{изб}, \quad (24)$$

где  $\varphi = 0,5$  – коэффициент, зависящий от геометрических размеров и толщины стенки волны, равный в среднем 0,5–0,6 [7].

$D_c = 0,389$  – диаметр волн сильфона, м (см. таблицу 5);

$d_T = 0,325$  – наружный диаметр трубы, м;

$P_{изб} = 1,2 \cdot 10^6$  – давление воды в теплосети, Па.

$$R_p = 0,5 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,389^2 - 0,325^2) \cdot 1,2 \cdot 10^6 = 21533 \text{ Н,}$$

$$R_{с.к.} = 37547 + 21533 = 59080 \text{ Н.}$$

### **3 Общая часть**

#### **3.1 Тепловая схема котельной**

В котельных применяется двухконтурная система теплоснабжения. Вода подводится к котлам по трубопроводу  $\varnothing 159 \times 6$ . Нагретая в котлах вода до температуры  $95 \text{ }^\circ\text{C}$  отводится на пластинчатые подогреватели. Для предупреждения появления коррозии в котле очень важно, чтобы температуры дымовых газов не опускалась ниже точки росы.

После теплообменников обратная греющая вода насосами котлового контура подается в котлы. Температура обратной воды котла должны быть не ниже 70 °С при работе на угле. Расход греющей воды регулируется насосами греющего контура с частотным приводом, что позволяет регулировать работу котельных агрегатов.

В рамках реконструкции необходимо выполнить следующие мероприятия:

- установить водогрейные котлы;
- Выполнить теплоснабжение потребителей котельных по независимой (закрытой) схеме;
- предусмотреть систему водоподготовки подпиточной воды тепловых сетей и систему химводоочистки для восполнения потерь питательной воды;
- предусмотреть систему топливоснабжения котлов, угольный склад.

Сетевая вода поступает с напора сетевых насосов центральные тепловые пункты по магистрали Ø 325x7, далее по трубопроводам – потребителю. Для обеспечения необходимого давления в трубопроводе прямой сетевой воды устанавливаются регуляторы давления.

Тепловая схема котельной представлена на листе 1 графической части.

### 3.2 Подбор котельных агрегатов

Определяем расчетный расход воды в котловом контуре для нужд отопления и ГВС, т/ч:

$$G_{KK} = \frac{3600 \cdot Q}{C_e \cdot (t_1 - t_2)}, \quad (25)$$

где  $Q = 10,907 + 1,091 = 11,998$  – тепловая нагрузка котельной с учетом собственных нужд (10% от расхода тепла), Гкал/ч;

$C_e$  – то же, что и в формуле (6);

$t_1$  – то же, что и в формуле (6);

$t_2$  – то же, что и в формуле (6).

$$G_{KK} = \frac{3600 \cdot 11,998}{4,19 \cdot (95 - 70)} = 479,561 \text{ т/ч.}$$

Расход воды на подпитку котлового контура, т/ч:

$$G_{подн} = G_{ум}, \quad (26)$$

где  $G_{ум} = 0,5\% \cdot G_{KK}$  – потери воды на утечки в котловом контуре, т/ч.

$$G_{подн} = 0,005 \cdot 479,561 = 2,4 \text{ т/ч.}$$

Суммарный расчетный часовой расход в котловом контуре в обратной магистрали, т/ч:

$$G_o = G_{KK} - G_{подн}, \quad (27)$$

где  $G_{KK} = 479,561$  – расчетный расход воды в подающей магистрали, т/ч (см. формулу (22));

$G_{подн} = 2,4$  – расход воды на подпитку котлового контура, т/ч (см. формулу (23)).

$$G_o = 479,561 - 2,4 = 477,161 \text{ т/ч.}$$

Количество работающих котлов составит:

$$n_k = \frac{Q}{Q_{котла}}, \quad (28)$$

где  $Q = 13,954$  – тепловая нагрузка котельной, МВт;

$Q_{котла} = 3,5$  – тепловая нагрузка котла, МВт.

$$n_k = \frac{13,954}{3,5} = 3,987.$$

Таким образом, в пиковом режиме в работе будут находиться четыре водогрейных котла.

Принимаем к установке котельные агрегаты типа КВм-3,5 (рисунок 7). Основные характеристики представлены в таблице 6.

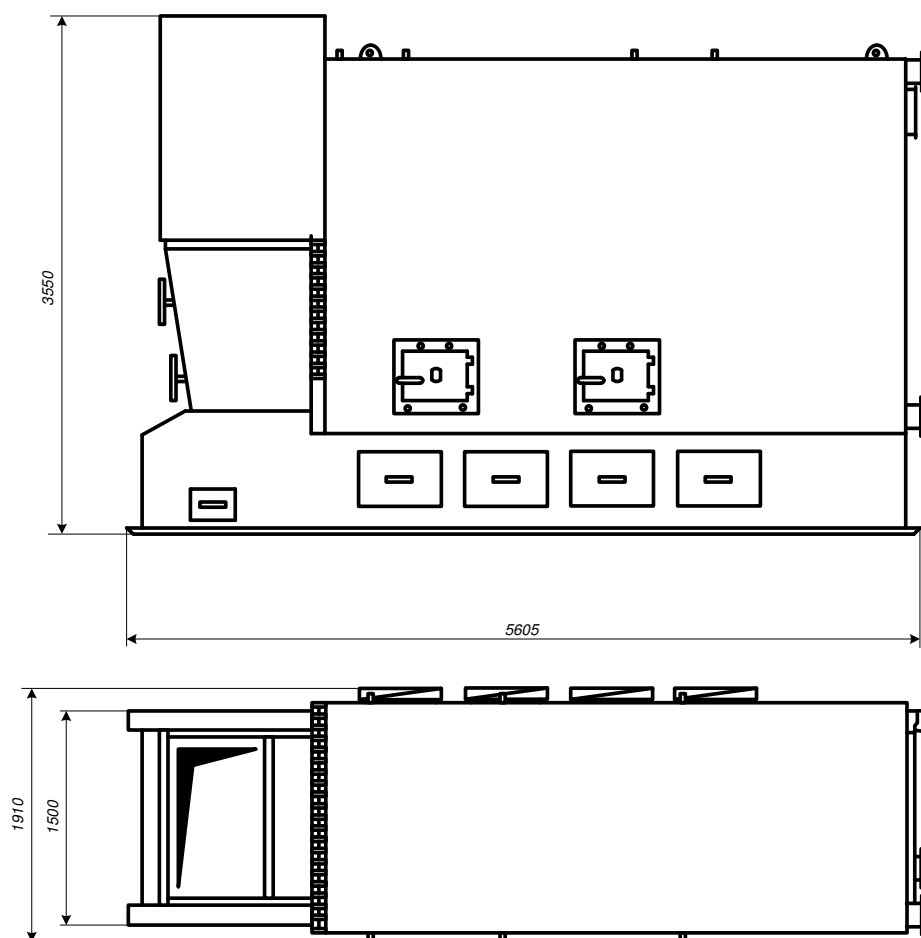


Рисунок 7 – Чертёж котла КВм-3,5

Котёл водогрейный КВм-3,5 ТЛПХ с механической топкой ТЛПХ-1,1/4,25 рабочим давлением до 0,6 МПа предназначен для получения горячей воды с

номинальной температурой на выходе из котла 95°C, используемой в системах централизованного теплоснабжения на нужды отопления, вентиляции и горячего водоснабжения объектов промышленного и бытового назначения, а также для технологических целей предприятий различных отраслей.

Основными элементами котла КВм-3,5-95ТЛПХ являются блок котла и блок механической топки ТЛПХ. Котёл работает с уравновешенной тягой, которую обеспечивают дутьевой вентилятор и дымосос.

Блок котла КВм-3.5-95, собранный на опорной раме, представляет собой сварную конструкцию, состоящую из трубной системы с конвективной поверхностью нагрева. Блок котла КВм-3,5-95 имеет съёмную декоративную обшивку и теплоизоляцию. Конвективная поверхность нагрева (КП) состоит из пакетов, которые при ремонте легко демонтируются даже в ограниченном пространстве. Лаз для очистки от зольных отложений и осмотра труб конвективного пучка устанавливается при монтаже в нижней части блока под конвективной частью справа или слева.

Отвод газов производится через газоход в верхней части задней стенки котла. Для управления работой котла КВм-3,5-95ТЛПХ, обеспечения расчётных режимов работы и безопасных условий эксплуатации котёл оснащается необходимой предохранительной и запорной арматурой, контрольно-измерительными приборами и приборами безопасности, которые устанавливаются согласно схеме расположения арматуры. Запорная арматура служит для отвода воды из котла КВм-3,5-95 в тепловую сеть, подвода обратной воды в котёл, слива воды из котла, для периодической продувки и удаления шлама. Контрольно-измерительные приборы (термометры и манометры) обеспечивают измерение давления и температуры на входе и выходе воды из котла. Приборы безопасности обеспечивают отключение подачи топлива при достижении предельных значений температуры и давления воды в котле.

Таблица 6 – Характеристика котла КВм-3,5

Мощность водогрейного котла, Гкал/ч (МВт)	3,0 (3,5)
---	-----------

Отапливаемая площадь при высоте потолка 3 м, м <sup>2</sup>	30100
Топливо, уголь	бурый
Низшая теплота сгорания	2720
КПД котла, не менее, %	79
Расход топлива, кг/ч	1210
Расход условного топлива, кг/ч	610
Температура уходящих газов, °С	Не более 200
Расход рабочей среды, м <sup>3</sup> /ч	120
Температура воды, °С	70-95
Давление рабочей среды, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	3,0-6,0
Гидравлическое сопротивление котла при перепаде температур 25°С, МПа (кгс/см <sup>2</sup> )	0,07 (0,7)
Аэродинамическое сопротивление, Па (мм.вод.ст.)	не более 400
Площадь зеркала горения, м <sup>2</sup>	5,1
Длина, мм	4300
Ширина, мм	2000
Высота, мм	2900

Тип котельной зависит от ее географического расположения. В районах с расчетной температурой ниже -30 °С используются котельные только закрытого типа. Следовательно, все оборудование котельной располагается внутри здания.

План котельной и её разрез представлены на листах 2 и 3 графической части соответственно.

### **3.3 Описание системы топливоснабжения котельной**

Топка механическая с ленточной колосниковой решёткой прямого хода (ТЛПХ) состоит из угольного ящика, рамы с приводом, ведущим и ведомым валами, передвигающими ленточное колосниковое полотно, состоящее из трех типов колосников: крайних, ведущих и ведомых. Топливо подается транспортёром углеподачи и через угольный ящик самотёком поступает на решётку, где и сжигается в слое 100-200 мм. Определённая толщина слоя топлива на колосниковой решётке поддерживается при помощи регулятора слоя в угольном ящике и производится посредством маховиков через червячные передачи. Под решёткой организованы камеры (зоны), куда подаётся необходимый воздух для горения. Подача воздуха должна быть непрерывна (иначе происходит спекание слоя и пережог колосников) и регулируется

величиной открытия воздушных шиберов. Воздух под колосниковую решётку подаётся от вентилятора ВДН.

Удаление шлака с колосниковой решётки происходит за счет движения, колосникового полотна, которое приводится в движение приводом. Удаление шлака из шлакового канала производится транспортером шлакозолоудаления. Топка имеет собственную раму, независимую от котла.

### **3.4 Автоматика котельной**

Для управления работой котла КВм-3,5, обеспечения расчётных режимов работы и безопасных условий эксплуатации котёл оснащается необходимой предохранительной и запорной арматурой, контрольно-измерительными приборами и приборами безопасности.

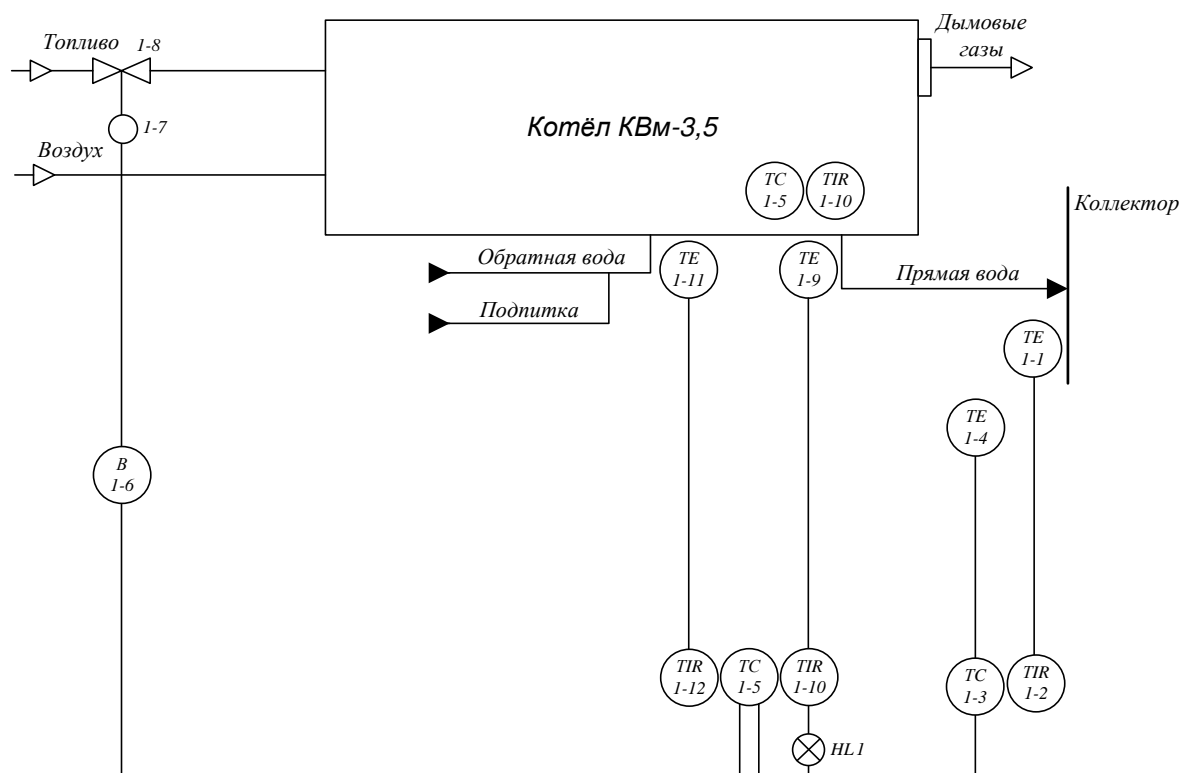
Применение системы автоматического регулирования котлов КВм-3,5 позволяет:

- способствовать работе котла в энергосберегающем режиме;
- регулировать температурный график работы;
- снизить отрицательное влияние человеческого фактора;
- осуществлять дистанционный контроль работы котла;
- узнавать о необходимости подачи топлива, через сигнализирование;
- выводить котёл на номинальную нагрузку в течение короткого промежутка времени

Далее рассмотрена система автоматического контроля и регулирования температуры прямой воды (рисунок 8).

При повышении температуры воды в коллекторе увеличивается сопротивление термопреобразователя сопротивления (поз. 1-1). Это сопротивление измеряется регистрирующим прибором (поз. 1-2), с него унифицированный сигнал постоянного тока подается на регулятор (поз. 1-3). С главного регулятора сигнал идет на регулятор топлива (поз. 1-5) и в нем формируется управляющий сигнал. Далее сигнал усиливается усилителем (поз.

1-6) и подается на электропривод, управляющий поворотной-регулирующей заслонкой, которая уменьшает подачу топлива.



- 1-1 –термопреобразователь сопротивления платиновый ТСП-1088 гр 100П;
- 1-2 – прибор регистрирующий ДИСК-250-1231;
- 1-3 – прибор регулирующий контактный с импульсным выходом РС 29.2.22;
- 1-4 – термопреобразователь сопротивления медный ТСМ-1088 гр 50Н;
- 1-5 – прибор регулирующий контактный с импульсным выходом РС 29.0.12;
- 1-6 – усилитель мощности трехпозиционный У29.3.П;
- 1-7 – механизм исполнительный электрический однооборотный МЭО-40/10-0,25;
- 1-8 – поворотной-регулирующей заслонка ПР3-150;
- 1-9 – термопреобразователь сопротивления платиновый ТСП-1088 гр 100П;
- 1-10 – прибор регистрирующий ДИСК 250-1231;
- 1-11 – термопреобразователь сопротивления медный ТСМ-1088 гр. 50Н.
- 1-12 – прибор регистрирующий ДИСК 250-1231.

Рисунок 8 – Упрощенная система автоматического контроля и регулирования температуры прямой воды

При повышении температуры наружного воздуха увеличивается сопротивление термопреобразователя сопротивления (поз. 1-4). С него сигнал идет на регулятор (поз. 1-3), и далее на главный регулятор (поз 1-5). Этот сигнал усиливается усилителем (поз. 1-6) и подается на электропривод (поз. 1-7),



управляющий поворотной-регулирующей заслонкой, которая уменьшает подачу топлива.

При повышении температуры прямой воды увеличивается сопротивление термопреобразователя сопротивления (поз. 1-9). Оно измеряется регистрирующим прибором (поз. 1-10) и с него сигнал постоянного тока подается на главный регулятор (поз. 1-5). Этот сигнал усиливается усилителем (поз. 1-6) и подается на электропривод (поз. 1-7), управляющий поворотной-регулирующей заслонкой, которая уменьшает подачу топлива.

При повышении температуры обратной воды увеличивается сопротивление термопреобразователя сопротивления (поз. 1-11). Сопротивление измеряется регистрирующим прибором (поз. 1-12) и с него токовый сигнал подается на главный регулятор (поз. 1-5). Этот сигнал усиливается усилителем У29.3М (поз. 1-6) и подается на электропривод (поз. 1-7), управляющий поворотной-регулирующей заслонкой, которая уменьшает подачу топлива. Температура питательной воды сигнализируется [8].

### 3.5 Подбор насосного оборудования

Зная суммарный расход расчетный часовой расход в котловом контуре  $G_0 = 477163$  кг/ч, найдем требуемую производительность системы насосов:

$$Q_{ци} = G_0 \cdot v, \quad (29)$$

где  $v = 0,00104$  – удельный объем воды (при давлении в контуре  $P_{кк} = 6$  бар), м<sup>3</sup>/кг.

$$Q_{ци} = 477163 \cdot 0,00104 = 495,947 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Таким образом, устанавливаем 2 насоса NB 125-200/224 с номинальной производительностью 554 м<sup>3</sup>/ч и напором 52,4 м (1 рабочий, 1 резервный). Производитель – ООО «Grundfos».

В качестве насоса подпитки контура отопления принимается 2 горизонтальных насоса NB 40-250/211 с номинальной производительностью 12 м<sup>3</sup>/ч и напором 45 м (1 рабочий, 1 резервный) ООО. Производитель – ООО «Grundfos».

Суммарный расход сетевой воды при нагрузке отопления и температурном графике теплосети 95/70 °С составляет 452,978 м<sup>3</sup>/ч. Таким образом, в качестве насосной системы сетевого контура принимаем 2 насоса СЭ 500 - 70 - 16 УХЛЗ с номинальной производительностью 500 м<sup>3</sup>/ч и напором 70 м (1 рабочий, 1 резервный).

### **3.6 Выбор теплообменного оборудования**

Теплообменное оборудование – подогреватели водоводяные пластинчатые разборные производства ЗАО «Ридан», работающих на средах «жидкость – жидкость». Их конструкция позволяет быстро произвести ремонт и замену пластин.

Расчет пластинчатого теплообменника выполняется согласно своду правил по проектированию и строительству СП 41-101-95 "Проектирование тепловых пунктов" [9].

Исходные данные:

- тепловая мощность теплообменника: 3 Гкал/ч;
- температура греющей среды на входе/выходе: 95/70 °С;
- температура нагреваемой среды на входе/выходе: 92/65 °С;
- расход воды в котловом/сетевом контуре: 33/30 кг/с.

Определение расходов и скоростей движения греющего и нагреваемого теплоносителей.

Средняя температура теплоносителей, °С:

$$t_{cp}^2 = \frac{t_{вх}^2 + t_{вых}^2}{2}, \quad (30)$$

где  $t_{вх}^2$  – температура греющей среды на входе, °С;

$t_{вых}^2$  – температура греющей среды на выходе, °С.

$$t_{cp}^H = \frac{t_{вх}^H + t_{вых}^H}{2}, \quad (31)$$

где  $t_{вх}^H$  – температура нагреваемой среды на входе, °С;

$t_{вых}^H$  – температура нагреваемой среды на выходе, °С.

По среднеарифметическому значению температур определяются значения физических свойств (плотность, кинематический коэффициент вязкости, коэффициенты теплопроводности и т.д.) греющего и нагреваемого теплоносителей.

Массовые расходы теплоносителей, кг/с:

$$G_2 = \frac{Q}{c_p^2 (t_{вх}^2 - t_{вых}^2)}, \quad (32)$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка теплообменника, кВт;

$c_p^2$  средняя удельная массовая теплоемкость греющего теплоносителя, кДж/кг·К;

$t_{вх}^2$  – температура греющей среды на входе, °С;

$t_{вых}^2$  – температура греющей среды на выходе, °С.

$$G_n = \frac{Q}{c_p^H (t_{\text{вых}}^H - t_{\text{вх}}^H)}, \quad (33)$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка теплообменника, кВт;

$c_p^H$  – средняя удельная массовая теплоемкость нагреваемого теплоносителя, кДж/кг · К;

$t_{\text{вх}}^H$  – температура греющей среды на входе, °С;

$t_{\text{вых}}^H$  – температура греющей среды на выходе, °С.

По максимальной тепловой нагрузке и расходу воды выбирается тип пластин – НН 110. Параметры пластин:

$f_k = 0,00285$  – площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>;

$P = 1,27$  – смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м;

$l = 0,8$  – приведенная длина канала;

$f_{\text{пл}} = 0,5$  – площадь поверхности теплообмена пластины, м<sup>2</sup>;

$\delta_{\text{СТ}} = 0,001$  – толщина стенки пластины, м.

Эквивалентный диаметр сечения канала:

$$d_э = \frac{4 \cdot f_k}{P}, \quad (34)$$

где  $P$  – смачиваемый периметр в поперечном сечении канала, м;

$f_k$  – площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>.

Принимаем скорость греющего теплоносителя (котлового контура)

$w_2 = 0,5$  м/с.

Требуемое число каналов в пакете:

$$m = \frac{G_2}{w_2 \cdot \rho_2 \cdot f_k}, \quad (35)$$

где  $G_2$  – массовый расход греющего теплоносителя, кг/с;

$\rho_2$  – плотность греющего теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$w_2$  – скорость греющего теплоносителя, м/с;

$f_k$  – площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>.

Скорость нагреваемого теплоносителя, м/с:

$$w_n = \frac{G_n}{\rho_n \cdot f_k \cdot (m-1)}, \quad (36)$$

где  $G_n$  – массовый расход нагреваемого теплоносителя, кг/с;

$\rho_n$  – плотность нагреваемого теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$f_k$  – площадь поперечного сечения канала, м<sup>2</sup>.

$m$  – число каналов в пакете.

Для пластинчатого теплообменника принимаем  $\Delta P_{sp} = \Delta P_p = 30$  кПа,  
 $\Delta P_n = \Delta P_6 = 24,5$  кПа.

Подставив значения, получим  $\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{30}{24,5} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 82,5}{1000 - 82,5} = 1,07$ .

Соотношение ходов не превышает 2. Таким образом, для повышения скорости воды и соответственно эффективности теплообмена целесообразна симметричная компоновка.

Далее проводится расчет интенсивности теплообмена при движении теплоносителей между пластинами.

Критерий Рейнольдса и Прандтля для каждого теплоносителя:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_3}{\nu_2}, \quad (37)$$

где  $w_2$  – скорость греющего теплоносителя, м/с;

$d_3$  – эквивалентный диаметр сечения канала, м;

$\nu_2$  – кинематический коэффициент вязкости греющего теплоносителя [5], м<sup>2</sup>/с.

$$\text{Re}_n = \frac{w_n \cdot d_3}{\nu_n}, \quad (38)$$

где  $w_n$  – скорость нагреваемого теплоносителя, м/с;

$d_3$  – эквивалентный диаметр сечения канала, м;

$\nu_n$  – кинематический коэффициент вязкости нагреваемого теплоносителя [5], м<sup>2</sup>/с.

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_p^2 \cdot \nu_2 \cdot \rho_2}{\lambda_2}, \quad (39)$$

где  $c_p^2$  – средняя удельная массовая теплоемкость греющего теплоносителя, кДж/кг·К;

$\nu_2$  – кинематический коэффициент вязкости греющего теплоносителя [5], м<sup>2</sup>/с;

$\rho_2$  – плотность греющего теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda_2$  – теплопроводность греющего теплоносителя, Вт/м·К.

$$\text{Pr}_n = \frac{c_p^H \cdot \nu_n \cdot \rho_n}{\lambda_n}, \quad (40)$$

где  $c_p^H$  – средняя удельная массовая теплоемкость нагреваемого теплоносителя, кДж/кг·К;

$\nu_n$  – кинематический коэффициент вязкости нагреваемого теплоносителя [5], м<sup>2</sup>/с;

$\rho_n$  – плотность нагреваемого теплоносителя, кг/м<sup>3</sup>;

$\lambda_n$  – теплопроводность нагреваемого теплоносителя, Вт/м·К.

Средняя температура стенки определяется по формуле:

$$t_{cm} = \frac{t_{cp}^c + t_{cp}^H}{2}, \quad (41)$$

По средней температуре стенки  $t_{cm}$  определяется критерий Прандтля стенки  $\text{Pr}_{cm}$ . Далее определяется критерий Нуссельта для греющего и нагреваемого теплоносителей:

$$\text{Nu}_2 = 0,18 \cdot \text{Re}_2^{0,73} \cdot \text{Pr}_2^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_2}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (42)$$

где  $\text{Re}_2$  – критерий Рейнольдса греющего теплоносителя;

$\text{Pr}_2$  – критерий Прандтля греющего теплоносителя;

$\text{Pr}_{cm}$  – критерий Прандтля стенки.

$$\text{Nu}_h = 0,18 \cdot \text{Re}_h^{0,73} \cdot \text{Pr}_h^{0,43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_h}{\text{Pr}_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (43)$$

где  $\text{Re}_h$  – критерий Рейнольдса нагреваемого теплоносителя;

$\text{Pr}_h$  – критерий Прандтля нагреваемого теплоносителя;

$\text{Pr}_{cm}$  – критерий Прандтля стенки.

Коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности стенки и от поверхности стенки к нагреваемому теплоносителю соответственно,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ :

$$a_1 = \frac{\lambda_2 \cdot \text{Nu}_2}{d_3}, \quad (44)$$

где  $\lambda_2$  – теплопроводность греющего теплоносителя,  $\text{Вт/м} \cdot \text{К}$ .

$\text{Nu}_2$  – критерий Нуссельта для греющего теплоносителя;

$d_3$  – эквивалентный диаметр сечения канала, м.

$$a_h = \frac{\lambda_h \cdot \text{Nu}_h}{d_3}, \quad (45)$$

где  $\lambda_h$  – теплопроводность нагреваемого теплоносителя,  $\text{Вт/м} \cdot \text{К}$ .

$\text{Nu}_h$  – критерий Нуссельта для нагреваемого теплоносителя;

$d_3$  – эквивалентный диаметр сечения канала, м.

Далее проводится расчет на определение площади поверхности теплообмена.



Принимаются значения термических сопротивлений слоев загрязнений с двух сторон стенки:  $r_3^c = 5,37 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ ,  $r_3^H = 5,37 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ .

В качестве материала для пластин и патрубков принимается сталь 12Х18Н10Т.

По средней температуре стенки определяют коэффициент теплопроводности стенки  $\lambda_{cm}$ .

Суммарное термическое сопротивление,  $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ :

$$\sum R = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + r_3^c + r_3^H, \quad (46)$$

где  $\delta_{cm} = 0,001$  – толщина стенки пластины, м;

$\lambda_{cm}$  – коэффициент теплопроводности стенки,  $\text{Вт/м} \cdot \text{К}$ ;

$r_3^c$  и  $r_3^H$  – значения термических сопротивлений слоев загрязнений с двух сторон стенки,  $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ .

Коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \sum R + \frac{1}{a_2}}, \quad (47)$$

где  $a_1$  и  $a_2$  – коэффициенты теплоотдачи от греющего теплоносителя к поверхности стенки и от поверхности стенки к нагреваемому теплоносителю соответственно,  $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ ;

$R$  – Суммарное термическое сопротивление,  $\text{м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ .

Средний логарифмический температурный напор определяется по формуле, °С:

$$\Delta t_{cp.лог.} = \frac{\Delta t_B - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_B}{\Delta t_M}\right)}, \quad (48)$$

где  $\Delta t_B$  и  $\Delta t_M$  – соответственно наибольший и наименьший температурные напоры между теплоносителями, °С.

Расчетная поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>:

$$F_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp.лог.}}, \quad (49)$$

где  $Q$  – тепловая нагрузка теплообменника, кВт;

$k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/м<sup>2</sup>·К;

$\Delta t_{cp.лог.}$  – средний логарифмический температурный напор, °С.

Фактическая поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>:

$$F_\phi = (2m - 1) \cdot f_{пл}, \quad (50)$$

где  $m$  – число каналов в пакете;

$f_{пл}$  – площадь поверхности теплообмена пластины, м<sup>2</sup>.

По окончании расчета рассчитывается относительный запас площади поверхности теплообмена  $\Delta$ , значение которого не должно превышать 3%:

$$\Delta = \frac{|F_{\phi} - F_p|}{F_{\phi}} \cdot 100\%, \quad (51)$$

где  $F_{\phi}$  – фактическая поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>;

$F_p$  – расчетная поверхность теплообмена, м<sup>2</sup>.

Результат расчета подогревателя и его технические характеристики приведены в таблицах 7 и 8 соответственно.

Таким образом, к установке принимается поверхностный теплообменник Ридан НН №110-0-16/3-122-ТКТММ32 (общий вид и чертеж представлены на рисунках 9 и 10 соответственно). На один котёл устанавливается один теплообменник.

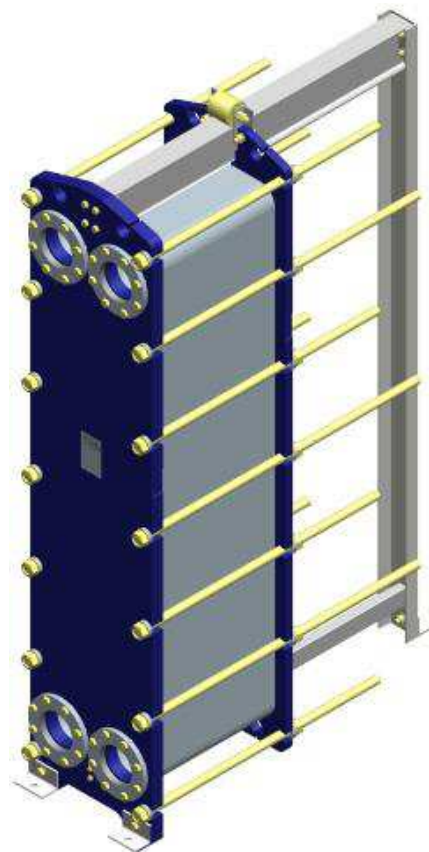


Рисунок 9 – Теплообменник НН №110

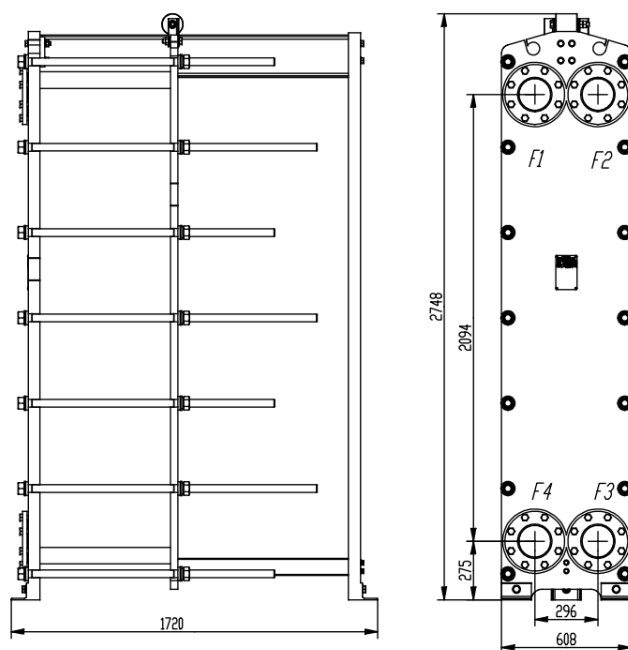


Рисунок 10 – Чертеж теплообменника НН №110

Данный теплообменник стойко выдерживает гидроудары и повышенную вибрацию в помещении и от собственной работы. Он не нуждается в регулярной чистке, так как практически не засоряется различной накипью или осадками от теплоносителя. Мощность работы может регулироваться вручную. Не поддается коррозии и имеет долгий срок работы.

Таблица 7 – Расчетные характеристики теплообменника НН №110

Расчетные характеристики	Значение	
	Греющая среда	Нагреваемая среда
Расход, кг/с	33,23	30,8
Температура, °С	95/70	92/65
Потери давления / в портах, м вод. ст.	3,009/0,204	2,545/0,175
Скорость в портах / в каналах, м/с	1,93/0,5	1,79/0,52
Масса пустой/заполненный, кг	2085	2374
Количество пластин, шт	122	
Коэффициент теплопередачи, ккал/(м <sup>2</sup> · ч · °С)	5860	

Таблица 8 – Технические характеристики теплообменника НН №110

Наименование	Значение
Рабочая температура, °С	От -30 до 200
Максимальное рабочее давление, бар	16
Тип присоединения и диаметр, мм	Фланцевое, ДУ 150
Тип среды	Вода-вода
Площадь теплообмена, м <sup>2</sup>	144
Тип пластин	НН №110 2650x608

### 3.7 Выбор тягодутьевого оборудования

Производительность дутьевого вентилятора определяется по формуле, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{дв} = \beta_1 \cdot B_p \cdot V_в^0 \cdot \alpha_T \cdot \frac{t_{хв} + 273}{273}, \quad (52)$$

где  $\beta_1 = 1,05$  – коэффициент запаса по производительности;

$B_p = 923,42$  – расчетный расход топлива, кг/ч;

$V_в^0$  – расчетный теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг;

$\alpha_T = 1,1$  – коэффициент избытка воздуха в топке;

$t_{хв} = 30$  – температура воздуха, поступающего в вентилятор, °С.

Для твердого топлива расчет теоретических объемов воздуха, м<sup>3</sup>/кг, и продуктов сгорания производят, исходя из состава рабочей массы топлива (см. таблицу 9) [10].

Таблица 9 – Теплотехнические характеристики топлива

Месторождение	Марка	Состав рабочей массы топлива, %							Теплота сгорания, кДж/кг
		W <sup>P</sup>	A <sup>P</sup>	S <sup>P</sup>	C <sup>P</sup>	H <sup>P</sup>	N <sup>P</sup>	O <sup>P</sup>	
Ирша-Бородинское	2Б	33	7,4	0,2	42,6	3	0,6	13,2	15280

Теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>/кг, при сжигании 1 кг топлива находится по следующей формуле:

$$V_g^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P, \quad (53)$$

где  $C^P$  – количество углерода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 9);  
 $O^P$  – количество кислорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 9).  
 $H^P$  – количество водорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 9);  
 $S^P$  – количество серы на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 9);

$$V_g^0 = 0,0889 \cdot (42,6 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 13,2 = 4,149 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$Q_{ог} = 1,05 \cdot 923,42 \cdot 4,149 \cdot 1,1 \cdot \frac{30 + 273}{273} = 4911 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Производительность дымососа определяется по формуле, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{дс} = \beta_1 \cdot B_p \cdot (V_z^0 + \alpha_T \cdot V_g^0) \cdot \frac{t_z + 273}{273}, \quad (54)$$

где  $\beta_1$  – то же, что и в формуле (52);

$B_p$  – то же, что и в формуле (52);

$V_e^0$  – то же, что и в формуле (52);

$\alpha_T$  – то же, что и в формуле (52);

$V_2^0$  – расчетный объем продуктов сгорания топлива, м<sup>3</sup>/кг;

$t_2 = 85$  – температура газов, поступающих в дымосос, °С.

Объем азота, полученного при полном сгорании топлива, м<sup>3</sup>/кг:

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V_e^0 + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100}, \quad (55)$$

где  $V_e^0 = 4,149$  – теоретический объем воздуха, при сжигании 1 кг топлива, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу (53));

$N^p$  – количество азота на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 9).

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot 4,149 + 0,8 \cdot \frac{0,6}{100} = 3,283 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем трехатомных газов, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{RO_2}^o = 1,866 \cdot \frac{C^p + 0,375 \cdot S^p}{100}, \quad (56)$$

где  $S^p$  – количество серы на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 9);

$C^p$  – количество углерода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 9).

$$V_{RO_2}^o = 1,866 \cdot \frac{42,6 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,796 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0,0161 \cdot V_g^o, \quad (57)$$

где  $V_g^o = 4,149$  – теоретический объем воздуха, при сжигании 1 кг топлива, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу (53));

$W^p$  – влажность топлива на рабочую массу, %, (см. таблицу 9).

$H^p$  – количество водорода на рабочую массу топлива, %, (см. таблицу 9);

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,149 = 0,809 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем дымовых газов, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива:

$$V_z^o = V_{RO_2}^o + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o, \quad (58)$$

где  $V_{RO_2}^o = 0,796$  – объём трехатомных газов, полученных при полном сгорании топлива, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу (56));

$V_{N_2}^o = 3,283$  – объем азота, полученного при полном сгорании топлива, м<sup>3</sup>/кг (см. формулу (55));

$V_{H_2O}^o = 0,809$  – объем водяных паров, м<sup>3</sup>/кг, полученный при полном сгорании топлива (см. формулу (57)).

$$V_z^o = 0,84 + 3,56 + 0,74 = 5,14 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

$$Q_{dc} = 1,05 \cdot 923,42 \cdot (4,888 + 1,1 \cdot 4,149) \cdot \frac{85 + 273}{273} = 12590 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Необходимое полное давление вентилятора и дымососа – перепад полных давлений во входном и выходном их патрубках, определяется по формуле, Па:



$$H_p = \beta_2 \cdot \Delta H \quad (59)$$

где  $\beta_2 = 1,1$  – коэффициент запаса по давлению;

$\Delta H$  – перепад полных напоров по воздушному и газовому трактам, Па.

Напор дутьевого вентилятора принимается равным  $H = 750$  Па, тогда его расчётный напор:

$$H_p = 1,1 \cdot 750 = 863 \text{ Па.}$$

Напор дымососа принимается равным  $H = 1500$  Па, тогда его расчётный напор:

$$H_p = 1,1 \cdot 1500 = 1725 \text{ Па.}$$

На основе полученных значений производительности и напора выбираем по одному вентилятору ВДН-8 и дымососу ДН-8 на котёл. Характеристики выбранных тягодутьевых машин представлены в таблице 10.

Таблица 10 – Характеристики тягодутьевых машин

Типоразмер	Производительность, м <sup>3</sup> /с	Полное давление, Па	КПД, %	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт
ВДН-8	21600/7200	1000/580	82%	980/740	5,7/4,8
ДН-8	6000/25000	2850/1000	82%	1500	18,5

#### 4 Центральные тепловые пункты

В проектируемой системе теплоснабжения для первой котельной устанавливаются четыре ЦТП, в которых устанавливаются системы контроля и

учета расхода теплоты, запорная арматура, насосное оборудование, клапаны регуляторы давления и температуры, системы электроснабжения, системы автоматизации и диспетчеризации. Все ЦТП используются для обслуживания определенной группы потребителей. Они располагаются в помещении демонтируемых котельных.

Автоматизация ЦТП – это установка устройств на элементах теплосети, которые позволяют осуществлять сбор информации о состоянии оборудования, обеспечивать регулирование и управление технологическими параметрами работы тепловых пунктов в автоматическом режиме.

Система автоматизации ЦТП позволяет полноценно функционировать объекту в автономном режиме.

Основными задачами автоматизации центрального теплового пункта являются:

- обеспечение его автономной и корректной работы в заданном режиме;
- своевременное предупреждение о возникновении аварийной ситуаций;
- смена режимов работы теплового пункта по заданной программе;
- контроль и управления насосным и регулирующим оборудованием;
- контроль и регулирование параметров теплоносителя;
- управление распределением среды по системам теплопотребления;
- организации учета расходов тепловой энергии.

Схема автоматизации центрального теплового пункта и спецификация оборудования представлены на листе 4 графической части.

## **5 Охрана окружающей среды**

В котельных пос. Емельяново используется уголь Ирша-Бородинского разреза марки 2БР. Далее приведен расчет вредных выбросов веществ в атмосферу от двух котельных.

Данные для расчета:

- расход топлива в год – 64756 т/год;

- продолжительность отопительного сезона – 234 дня (5616 часов);
- тепломеханические характеристики топлива (представлены в таблице 7).

В атмосферу от котельных при сжигании бурых углей с дымовыми газами выбрасываются: зола, оксиды углерода, серы и азота.

Расход летучей золы, выбрасываемой в дымовую трубу, т/год:

$$M_{\text{зол}}^{\text{вых}} = 0,01 \cdot B \cdot (a_{\text{ун}} \cdot A^P + q_4 \cdot \frac{Q_n^P}{32,68}) \cdot (1 - \eta_{3V}), \quad (60)$$

где  $Q_n^P$  – низшая рабочая теплота сгорания топлива, МДж/кг;

$\eta_{3V}$  – КПД золоуловителя (для циклона ЦН-15), %;

$a_{\text{ун}}$  – доля уноса;

$B$  – годовой расход топлива котельных, т/год;

$q_4$  – потеря тепла с механическим недожогом топлива, %.

Суммарное количество оксидов серы, выбрасываемых в атмосферу с дымовыми газами, вычисляют по формуле:

$$M_{\text{SO}_2} = 0,02 \cdot B \cdot S^P \cdot (1 - \eta'_{\text{SO}_2}) \cdot (1 - \eta''_{\text{SO}_2}), \quad (61)$$

где  $\eta'_{\text{SO}_2}$  – доля оксидов серы, связываемых летучей золой в котле;

$\eta''_{\text{SO}_2}$  – доля оксидов серы, улавливаемых в мокром золоуловителе (Доля оксидов серы, улавливаемых в сухих золоуловителях, принимается равной нулю).

Расчет выбросов оксида углерода произведён по формуле, т/год:

$$M_{\text{CO}} = 10^{-3} \cdot B \cdot C_{\text{CO}} \cdot (1 - \frac{q_4}{100}), \quad (62)$$

где  $C_{CO}$  – выход оксида углерода при сжигании топлива, кг/т.

$$C_{CO} = q_3 \cdot R \cdot Q_n^p, \quad (63)$$

где  $q_3$  – потеря теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива [12], %;

$R$  – коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленную наличием в продуктах неполного сгорания оксида углерода.

Расчет выбросов оксидов азота при слоевом сжигании твердого топлива произведён по формуле (согласно [11]), т/год:

$$M_{NO_x} = B \cdot Q_n^p \cdot K_{NO_2} \cdot \beta_2 \cdot k_n, \quad (64)$$

где  $K_{NO_2}$  – удельный выброс оксидов азота при слоевом сжигании твердого топлива, г/МДж;

$\beta_2$  – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции дымовых газов, подаваемых в смеси с дутьевым воздухом под колосниковую решетку, на образование оксидов азота;

$k_n$  – коэффициент пересчета; при определении выбросов в граммах в секунду  $k_n = 1$ ; при определении выбросах в тоннах в год  $k_n = 10^{-3}$ .

Удельный выброс оксидов азота рассчитывается по формуле:

$$K_{NO_2} = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha_m \cdot \left( 1 + 5,46 \frac{100 - R_6}{100} \right) \cdot \sqrt[4]{Q_n^p \cdot q_R}, \quad (65)$$

где  $\alpha_m$  – коэффициент избытка воздуха в топке;

$R_6$  – характеристика гранулометрического состава угля - остаток на сите с размером ячеек 6 мм (принимается по сертификату на топливо), %;

$q_R$  – тепловое напряжение зеркала горения, МВт/м<sup>2</sup>.

Тепловое напряжение зеркала горения:

$$q_R = \frac{Q}{F}, \quad (66)$$

где  $Q$  – мощность водогрейного котла, МВт;

$F$  – зеркало горения (определяется по паспортным данным котельной установки), м<sup>2</sup>.

Изменение расхода топлива влечет за собой изменение массовых выбросов вредных веществ. Далее приведено сравнение выбросов вредных веществ до и после реконструкции. Результаты приведены в таблице 11.

Таблица 11 – Сравнение выбросов вредных веществ до и после реконструкции

Наименование величины	Значение	
	До	После
Суммарный расход натурального топлива, т/год	71730,646	61285,361
Валовый выброс летучей золы в дымовых газах, т/год	467,112	290,247
Валовый выброс оксида углерода, т/год	570,976	515,459
Выбросы оксидов азота, т/год	504,911	189,342
Выбросы оксидов серы, т/год	272,576	232,884

Далее приведен расчёт дымовой трубы.

Минимально допустимая высота дымовых труб (согласно методическому пособию [13]), м:

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m}{C_{нд}}} \cdot \sqrt{\frac{n}{V \cdot \Delta T}}, \quad (67)$$

где  $A = 200$  – коэффициент, учитывающий условия вертикального и горизонтального рассеяния примеси в воздухе, для Центральной Сибири;

$M$  – суммарный выброс золы и сернистого газа, г/с;

$M_z = 2,53$  – выбросы золы, г/с;

$F_{SO_2} = 1$  – безразмерный коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений (для сернистого ангидрида);

$F_{зола} = 2$  – безразмерный коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых загрязнений (для золы);

$m = 1$  – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние скоростей выхода газов из устья трубы (для 15 м/с);

$n = 1$  – число труб одинаковой высоты;

$V = Q_{oc} = 3,15$  – суммарный объём дымовых газов, выбрасываемых из труб, м<sup>3</sup>/с;

$\Delta T = 130$  – разность температур уходящих из трубы газов и окружающего воздуха, °С;

$C_{нд}^{SO_2} = 0,15$  – предельно допустимая концентрация сернистого ангидрида, мг/м<sup>3</sup>;

$C_{нд}^{зола} = 0,15$  – предельно допустимая концентрация золы, мг/м<sup>3</sup>.

$$H_{\text{зола}} = \sqrt{\frac{A \cdot M_3 \cdot F_{\text{зола}} \cdot m}{C_{\text{нд}}^{\text{зола}}} \cdot \sqrt{\frac{n}{V \cdot \Delta T}}} =$$

$$= \sqrt{\frac{200 \cdot 2,43 \cdot 2 \cdot 1}{0,15}} \cdot \sqrt{\frac{1}{3,497 \cdot 130}} = 27,54 \text{ м};$$

$$H_{\text{SO}_2} = \sqrt{\frac{A \cdot M_{\text{SO}_2} \cdot F_{\text{SO}_2} \cdot m}{C_{\text{нд}}^{\text{SO}_2}}} \cdot \sqrt{\frac{n}{V \cdot \Delta T}} =$$

$$= \sqrt{\frac{200 \cdot 7,798 \cdot 1 \cdot 1}{0,15}} \cdot \sqrt{\frac{1}{3,497 \cdot 130}} = 34,885 \text{ м}.$$

Выбираем высоту трубы из стандартных значений – 35 м, диаметр устья – 2,1 м.

Эффективная высота дымовой трубы, м:

$$H_{\text{эф}} = H + \Delta H, \quad (68)$$

где  $\Delta H$  – высота подъёма факела дымовой трубы, м.

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{d_0 \cdot \omega_0}{V \cdot \varphi}, \quad (69)$$

где  $d_0 = 2,1$  – диаметр устья дымовой трубы, м;

$V = 5$  – скорость ветра на высоте 10 м над уровнем земли, м/с;

$\varphi = 1,42$  – коэффициент, учитывающий возрастание скорости ветра с высотой трубы;

$\omega_0 = 15$  – скорость газов в выходном сечении трубы, м/с.

$$\Delta H = 1,9 \cdot \frac{2,1 \cdot 15}{5 \cdot 1,42} = 8,43 \text{ м},$$

$$H_{эф} = 35 + 8,43 = 43,43 \text{ м.}$$

## 6 Экономическая часть

### 6.1 Расчёт стоимости строительного-монтажных работ

Расчёт капиталовложений (согласно учеб.-метод. пособию [14]), тыс. руб:

$$K = \sum_{i=1}^n n_i \cdot C_i + S_{\text{монт}} + S_{\text{пуск}} + S_{\text{тран}}, \quad (70)$$

где  $n_i$  – количество единиц закупаемого оборудования одного вида, шт;

$C_i$  – цена закупаемого оборудования одного вида, руб/шт;

$S_{\text{монт}}$  – издержки на монтаж оборудования, руб;

$S_{\text{пуск}}$  – затраты на пуско-наладочные работы, руб;

$S_{\text{тран}}$  – затраты на транспортировку оборудования, руб.

Издержки на монтаж оборудования (принимается в размере 20% от стоимости основного оборудования), тыс. руб:

$$S_{\text{монт}} = 0,2 \cdot \sum_{i=1}^n n_i \cdot C_i \quad (71)$$

Затраты на пуско-наладочные работы (принимается в размере 5% от стоимости основного оборудования), тыс. руб:

$$S_{\text{пуск}} = 0,05 \cdot \sum_{i=1}^n n_i \cdot C_i \quad (72)$$



Затраты на транспортировку оборудования (принимается в размере 10% от стоимости основного оборудования), тыс. руб:

$$S_{\text{монт}} = 0,1 \cdot \sum_{i=1}^n n_i \cdot C_i \quad (73)$$

Результаты расчёта величины основного капитала (капиталовложений) представлены в таблице 12.

Таблица 12 – Расчёт капиталовложений

Наименование	Значение
Стоимость основного оборудования, тыс. руб	109436
Затраты на прокладку магистральной сети, тыс. руб	488400
Издержки на монтаж оборудования, тыс. руб	21887
Затраты на пуско-наладочные работы, тыс. руб	5472
Затраты на транспортировку оборудования, тыс. руб	10944
Расчёт капиталовложений, тыс. руб	147739

## 6.2 Расчёт эксплуатационных затрат

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции (согласно учеб.-метод. пособию [15]), тыс. руб./год:

$$C_{\text{экспл}} = C_m + C_{\text{э}} + C_{\text{ам}} + C_p + C_{\text{зн}} + C_{\text{пр}}, \quad (74)$$

где  $C_m$  – затраты на топливо, тыс. руб/год;  
 $C_э$  – затраты на электроэнергию для собственных нужд котельной, тыс. руб/год;

$C_{ам}$  – амортизационные отчисления, тыс. руб/год;

$C_p$  – затраты на текущий ремонт котельной, тыс. руб/год;

$C_{зн}$  – затраты на заработную плату, тыс. руб/год;

$C_{пр}$  – прочие расходы, тыс. руб/год.

Затраты на топливо, тыс. руб/год:

$$C_m = B_{год}^H \cdot C_m, \quad (75)$$

где  $B_{год}^H$  – годовой расход топлива, т;

$C_m$  – цена топлива, руб/т.

Затраты на электроэнергию для собственных нужд котельной, тыс. руб/год:

$$C_э^{сн} = \mathcal{E}_{год}^{сн} \cdot C_{э/э}, \quad (76)$$

где  $\mathcal{E}_{год}^{сн}$  – годовой расход электроэнергии на собственные нужды котельной, тыс. кВт·ч;

$C_{э/э}$  – цена (тариф) одного кВт·ч.

Годовые амортизационные отчисления, тыс. руб/год:

$$C_{ам} = \frac{H_A^{сmp}}{100} \cdot K_{сmp} + \frac{H_A^{об}}{100} \cdot K_{об}, \quad (77)$$

где  $H_A^{cmp}$  – средняя норма амортизации на полное восстановление сооружений, зданий, %;

$K_{cmp}$  – стоимость общестроительных работ и зданий, тыс. руб;

$H_A^{ob}$  – норма амортизации на оборудование (с учётом стоимости монтажных работ), %;

$K_{ob}$  – стоимость оборудования, тыс. руб.

Затраты на текущий ремонт котельной, тыс. руб/год:

$$C_p = 0,2 \cdot C_{ам}, \quad (78)$$

где  $C_{ам}$  – годовые амортизационные отчисления, тыс. руб/год.

Годовые затраты на заработную плату, тыс. руб/год:

$$C_{зн} = Ч \cdot ЗП \cdot 12, \quad (79)$$

где  $Ч$  – численность персонала, чел;

$ЗП$  – среднемесячная заработная плата (все суммы выплат за год, поделенные на 12), тыс. руб;

Прочие расходы, тыс. руб/год:

$$C_{пр} = 0,3 \cdot (C_m + C_{ам} + C_{зн}), \quad (80)$$

где  $C_m$  – затраты на топливо, тыс. руб/год;

$C_{ам}$  – амортизационные отчисления, тыс. руб/год;

$C_{зн}$  – затраты на заработную плату, тыс. руб/год.

Результат расчёта эксплуатационных расходов представлен в таблице 13.

Таблица 13 – Расчёт эксплуатационных затрат

Показатель	Обозначение	Сумма, тыс. руб/год	Удельный вес, %
Затраты на топливо, тыс. руб/год	$C_m$	20681	41
Затраты на электроэнергию для собственных нужд котельной, тыс. руб/год	$C_э^{сн}$	2057	4
Годовые амортизационные отчисления, тыс. руб/год	$C_{ам}$	8495	17
Затраты на текущий ремонт котельной, тыс. руб/год	$C_p$	1699	3
Годовые затраты на заработную плату, тыс. руб/год	$C_{зн}$	7148	14
Прочие расходы, тыс. руб/год	$C_{пр}$	10897	21
Эксплуатационные расходы	$C_{эспл}$	50977,879	100

### 6.3 Расчёт технико-экономических показателей

Средний расход теплоты за отопительный период, Гкал/ч:

$$Q_{cp} = Q \cdot \frac{t_{вн} - t_{cp}}{t_{вн} - t_p}, \quad (81)$$

где  $Q = 20,106$  – тепловая нагрузка потребителей котельных, Гкал/ч;

$t_{вн} = 20$  – расчетная температура внутри зданий, °С;

$t_{cp} = -7,1$  – средняя температура за отопительный период (для пос. Емельяново), °С;

$t_p = -40$  – расчетная температура наружного воздуха для проектирования системы отопления, °С.

$$Q_{cp} = 20,106 \cdot \frac{20 - (-7,1)}{20 - (-40)} = 9,081 \text{ Гкал/ч.}$$

Годовой расход теплоты, Гкал:

$$Q_{год} = n_0 \cdot Q_{cp}, \quad (82)$$

где  $n_0 = 5616$  – отопительный период (для пос. Емельяново), ч;

$Q_{cp}$  – Средний расход теплоты за отопительный период, Гкал/ч.

$$Q_{год} = 5616 \cdot 9,081 = 51000,075 \text{ Гкал.}$$

Общий годовой расход теплоты с учетом собственных нужд составит, Гкал:

$$Q_{год}^{общ} = Q_{год} \cdot 1,1, \quad (83)$$

где  $Q_{год}$  – годовой расход теплоты, Гкал.

$$Q_{год}^{общ} = 51000,075 \cdot 1,1 = 56100,083 \text{ Гкал.}$$

Себестоимость тепловой энергии рассчитывается по формуле, руб/Гкал:

$$C = \frac{C_{экл}}{Q_{год}^{общ}}, \quad (84)$$

где  $C_{\text{экл}} = 50977879$  – эксплуатационные расходы, руб;

$Q_{\text{год}}^{\text{общ}} = 56100,083$  – количество тепловой энергии, отпущенной потребителю за год, Гкал.

$$C = \frac{50977879}{56100,083} = 908,695 \text{ руб/Гкал.}$$

Таким образом, в результате себестоимость 1 Гкал тепловой энергии с учётом НДС составит  $C_{\text{НДС}} = 908,695 + 0,2 \cdot 908,695 = 1090,434$  руб/Гкал.

Тариф на тепловую энергию для населения пос. Емельяново (с учётом НДС) составляет 2425,68 руб/Гкал.

Расчетная себестоимость получилась ниже тарифов на тепло для данной местности, значит проект можно считать рентабельным.

Годовая экономия (прибыль) составит, тыс. руб:

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (T_{\text{ЕКК}} - C_{\text{НДС}}) \cdot Q_{\text{год}}^{\text{общ}}, \quad (85)$$

где  $T_{\text{ЕКК}} = 2425,68$  – тариф на тепловую энергию в Емельяново, руб/Гкал;

$C_{\text{НДС}} = 1090,434$  – себестоимость тепловой энергии с учётом НДС, руб/Гкал

$Q_{\text{год}}^{\text{общ}} = 56100,083$  – количество тепловой энергии, отпущенной потребителю за год, Гкал.

$$\mathcal{E}_{\text{год}} = (2425,68 - 1090,434) \cdot 56100,083 = 74907393 \text{ руб} = 74907,393 \text{ тыс.руб}$$

Срок окупаемости, лет:

$$S = \frac{K_{\text{общ}}}{\mathcal{E}_{\text{год}}}, \quad (86)$$

где  $K_{\text{общ}} = 147739 + 488400 = 636139$  – общие затраты на котельную и на прокладку тепловой сети, тыс. руб;

$\mathcal{E}_{\text{год}} = 74907,393$  – годовая экономия (прибыль), тыс. руб.

$$S = \frac{636139}{74907,393} = 8,492 \text{ лет.}$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполнения выпускной квалификационной работы разработан проект реконструкции теплоснабжения посёлка Емельяново, выбраны решения по комплектации систем, рабочее оборудование, системы автоматизации.

В соответствии с поставленной целью были решены следующие задачи:

- проведен обзор теплоснабжения посёлка Емельяново, предложены варианты реконструкции и выбран оптимальный из них;

- выполнен гидравлический расчёт теплопроводов, расчёт усилий на неподвижные опоры и выбран типоразмер компенсатора;

- сформирована тепловая схема котельной, компоновка. Произведен расчет и подбор основного и вспомогательного оборудования;

- проведена оценка сметной стоимости строительно-монтажных работ по строительству двух котельных и прокладке тепловых сетей, определены технико-экономические показатели и себестоимость отпуска единицы тепловой энергии для потребителей;

- проведен сравнительный анализ выбросов вредных веществ до и после реконструкции.

В проекте предусматриваются следующие мероприятия:

- демонтаж всех малых котельных посёлка и переключение их тепловых мощностей на две новые котельные, для которых предусмотрен выбор основного и вспомогательного оборудования;

- прокладка дополнительных участков магистральных тепловых сетей с диаметрами, полученными в ходе гидравлического расчёта;

- установка ЦТП на месте демонтируемых котельных,

Реконструкция системы теплоснабжения позволит:

- повысить эффективности производства за счёт увеличения единичной мощности водогрейных котлов;

- увеличить надежность теплоснабжения;



– установить средства автоматического управления технологическими процессами и режимом отпуска тепла;

– снизить количество выбросов вредных веществ в атмосферу;

– уменьшить себестоимость тепловой энергии.

Таким образом, проект реконструкции теплоснабжения посёлка Емельяново в результате расчёта обретает статус выгодного проекта как с практической точки зрения, так и с экономической. Полученные результаты экономического расчёта демонстрируют экономическую привлекательность рассматриваемой реконструкции теплоснабжения пос. Емельяново, поскольку проект имеет простой срок окупаемости 8,5 лет.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. СП 124.13330.2016 Тепловые сети. Актуализированная редакция СНиП 41-02-2016. – Москва : ФГУП ЦПП, 2004. – 116 с.
2. СП 60.13330.2016 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003. – Москва : ФГУП ЦПП, 2016. – 82 с.
3. СП 89.13330.2016 Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76. – Москва : ФГУП ЦПП, 2016. – 122 с.
4. Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети : учеб. для вузов/ Е.Я. Соколов. – 7-е изд. – Москва : Изд-во МЭИ, 2001. – 472 с.
5. Михеев, М.А. Основы теплопередачи / М.А. Михеев, И.М. Михеева. – 2-е изд. – Москва : Энергия, 1977. – 344 с.
6. Тихомиров, А.К. Теплоснабжение района города. Учебное пособие к курсовому и дипломному проектированию по дисциплине «Теплоснабжение» для студентов специальности ТГВ (290700) дневной и заочной форм обучения / А. К. Тихомиров. – Хабаровск : Изд-во Тихоокеанск. гос. техн. ун-та, 2006. – 126 с.
7. СП 41-110-2005 Проектирование тепловых сетей. – Москва : ФГУП ЦПП, 2005. – 198 с.
8. Ключев, А.С. Проектирование систем автоматизации технологических процессов: Справочное пособие / А.С. Ключев, Б.В. Глазов, А.Х. Дубровский, А.А. Ключев. — Москва : Энергоатомиздат, 1990. – 464 с.
9. СП 41-101-95 Проектирование тепловых пунктов. Актуализированная редакция СНиП 2.04.07-86\* – Москва : ФГУП ЦПП, 1995. – 71 с.
10. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы. Аэродинамический расчёт котельных установок : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
11. Бузников, Е.Ф. Производственные и отопительные котельные. / Е.Ф. Бузников. – Москва : Энергоатомиздат, 1984. – 128 с.

12. Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис. – Москва : Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.

13. Цыганок, А. П. Методическое пособие по проектированию ТЭС : методическое пособие для вузов / А.П. Цыганок. – Красноярск : ИПК СФУ, 2017. – 138 с.

14. Златопольский, А.Н. Экономика, организация и планирование теплового хозяйства промышленных предприятий : учеб.-метод. пособие / А.Н. Златопольский, С.Л. Прузнер – Москва : Энергия, 1979. – 376 с.

15. Зубова М.В. Экономика и управление энергетическими предприятиями. Определение сметной стоимости ремонта и реконструкции энергооборудования: учеб.-метод. пособие / Сиб. Федерал. ун-т ; сост. : И.А. Астраханцева, М.В. Зубова, Л.В. Голованова – 2013. – 18 с.

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой



Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« 26 »

26 20 21 г

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**


13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код-наименование направления

Проект реконструкции теплоснабжения пос. Емельяново

тема

Руководитель

 26.06.21 доцент, К.Т.Н.  
подпись, дата должность, учёная степень

Л.Н. Подборский

инициалы, фамилия

Выпускник

Саитов, 26.06.21  
подпись, дата

К.М. Сабитов

инициалы, фамилия

Технический контроль

 26.06.21  
подпись, дата

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

 26.06.21  
подпись, дата

П.В. Шишмарёв

инициалы, фамилия

Красноярск 2021