

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет)
Политехнический институт
Энергетический факультет
Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»
Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

ВЫПУСКНАЯ
КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ПРОВЕРЕНА

Рецензент,
Главный инженер проекта
ООО НПФ «Восток–Запад»
_____ А.Н. Новиков
« ____ » _____ 2019 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой
«Промышленная теплоэнергетика»
к.т.н., доцент
_____ К.В. Осинцев
« ____ » _____ 2019 г.

**Разработка блочно-модульной отопительной котельной
п. Билимбай Свердловской области**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ–13.03.01.2019.010.12.ПЗ ВКР

Консультант по разделу
«Безопасность жизнедеятельности»,
к.т.н., доцент
_____ И.П. Палатинская
« ____ » _____ 2019 г.

Консультант по разделу
«Экономика и управление»,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
« ____ » _____ 2019 г.

Руководитель работы
к.т.н., доцент
_____ А.И. Грибанов
« ____ » _____ 2019 г.

Автор работы,
студент группы П–480
_____ В.С. Педан
« ____ » _____ 2019 г.

Нормоконтролер,
старший преподаватель
_____ Р.А. Алабугина
« ____ » _____ 2019 г.

Челябинск 2019

АННОТАЦИЯ

Педан В.С. Разработка блочно-модульной отопительной котельной п. Билимбай Свердловской области – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, Э; 2019, 93 с., 7 ил., библиогр. список – 56 наим., 4 прил., 5 листов чертежей ф.А1, 2 демонстрационных листа ф.А1

В связи с нехваткой установленной мощности старой, твердотопливной котельной для покрытия нагрузок на теплоснабжение. Было принято решение, о строительстве новой, газовой, блочно-модульной отопительной котельной п. Билимбай Свердловской области.

Целью выпускной квалификационной работы (ВКР) является разработка блочно-модульной отопительной котельной п. Билимбай Свердловской области.

Выпускная квалификационная работа состоит из введения, 8-и глав, заключения, библиографического списка и приложения.

Во введении рассмотрены преимущества блочно-модульной котельной (БМК), а также, приняты решения по технической стороне работы.

Первая глава посвящена обоснованию необходимости разработки блочно-модульной отопительной котельной п. Билимбай Свердловской области.

Во второй главе, по расчету теплопотребителей и расчету тепловой схемы котельной произведен выбор основного оборудования котельной.

В третьей главе, проведено сравнение зарубежных и отечественных аналогов котельного оборудования, и произведен расчет одного из выбранных котлов.

Четвертая глава посвящена энергосбережению на блочно-модульной отопительной котельной и предложенному техническому решению.

В пятой главе, разобраны решения по автоматизации котельной.

Шестая глава посвящена безопасности жизнедеятельности на блочно-модульной отопительной котельной.

В седьмой главе, затронуты вопросы экологии.

Восьмая глава просвещена экономическим и управленческим решениям.

Графическая часть выполнена с применением AutoCAD – системы автоматизированного проектирования на 7 листах формата А1.

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	8
1 ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РАЗРАБОТКИ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ П. БИЛИМБАЙ СВЕРДЛОВСКОЙ ОБЛАСТИ	9
2 РАЗРАБОТКА БЛОЧНО-МОДУЛЬНОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ.....	10
2.1 Расчет теплопотребителей	10
2.1.1 Расчет тепловой мощности на отопление	10
2.1.2 Расчет среднесуточной тепловой мощности на ГВС	13
2.1.3 Суммарное теплопотребление и потери в тепловых сетях	19
2.1.4 Расчет и построение графика годового теплопотребления.....	20
2.1.5 Годовой расход натурального топлива.....	23
2.2 Расчет тепловой схемы котельной	23
2.2.1 Расчет тепловой мощность котельной.....	24
2.2.2 Расчет и построение температурного графика регулирования.....	25
2.3 Выбор основного оборудования котельной	28
3 СРАВНЕНИЕ ЗАРУБЕЖНЫХ И ОТЕЧЕСТВЕННЫХ АНАЛОГОВ.....	30
3.1 Тепловой расчет отопительного котла REX-100	31
3.1.1 Исходные данные для котла REX-100.....	32
3.1.2 Расчет топлива, воздуха и продуктов сгорания.....	33
3.1.3 Расчет теплового баланса котла	36
3.1.4 Расчет топочной камеры	37
3.1.5 Расчет конвективных поверхностей	41
3.1.6 Поверочный расчет теплового баланса котла.....	51
4 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ И ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ	53
5 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И АВТОМАТИКА	63
5.1 Решение по автоматизации котельной.....	63
5.2 Функциональная схема автоматизации котельной.....	66
6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ	69
6.1 Пожаровзрывобезопасность.....	69
6.2 Электробезопасность и молниезащита	71
7 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ	72
7.1 Расчет выбросов окислов азота	74
7.2 Расчет минимальной высоты трубы.....	75
8 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ	80
8.1 Смета капитальных затрат	80
8.2 Смета текущих затрат.....	83
8.3 Сравнение вариантов проектных решений	87
8.4 SWOT-анализ проектных решений отопительной котельной	88
8.5 Дерево целей проекта	90
8.6 Оценка движущих и сдерживающих сил	90
8.7 Планирование мероприятий по реализации проекта	91

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	92
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	93
ПРИЛОЖЕНИЯ	
ПРИЛОЖЕНИЕ А.	94
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.	95
ПРИЛОЖЕНИЕ В. График Ганта.....	96
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Спецификация КИПиА.....	97

					<i>13.03.01.2019.010.12 ПЗ</i>	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

ВВЕДЕНИЕ

Настоящая работа посвящена разработке блочной-модульной котельной поселка Билимбай Первоуральского района Свердловской области.

Необходимо обеспечить надежное теплоснабжение жилых домов, детского сада, медпункта, узла связи и административно-бытового корпуса.

На основе вышеизложенного было принято решение о строительстве полностью автоматизированной водогрейной котельной.

Основное топливо котельной – природный газ.

Режим работы котельной – круглосуточный, круглогодичный.

Режим потребления теплоты:

отопление – круглосуточно в течение отопительного периода 233 дня в году;

горячее водоснабжение – круглосуточно, круглогодично;

Котельная относится ко 2 категории по надежности отпуска тепловой энергии.

Предусмотрена закрытая независимая схема теплоснабжения, с централизованным приготовлением горячей воды в котельной.

Уровень исполнения автоматики должен обеспечивать работу оборудования в автоматическом режиме без постоянного обслуживающего персонала.

Блочно-модульные котельные (БМК) – это котельные готовые к установке по месту требования, в полной заводской готовности. Сфера применения блочно-модульной котельной достаточно широка. Современная автоматизированная котельная может с одинаковым успехом использоваться как для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения (ГВС) объектов производственного, жилищного и социального назначения.

Блочно-модульная котельная может иметь вид отдельного транспортабельного модуля или блока модулей. В обоих случаях автоматизированные блочно-модульные котельные имеют в стартовой комплектации все необходимые элементы конструкции, позволяющие осуществить монтаж и пробный запуск.

Чтобы осуществить монтаж котельной, необходимо найти любую ровную площадку и подвести транспортные коммуникации (трубы). Блочно-модульную котельную можно внедрить в уже существующую систему отопления.

Блочно-модульная котельная включит в себя основное и вспомогательное оборудование.

К основному оборудованию котельной относятся: котельные агрегаты, горелки.

К вспомогательному оборудованию котельной относятся: система топливоподачи, дутьевые вентиляторы, дымососы, насосы, водоподготовительные устройства, дымовые трубы, теплообменники, приборы теплового контроля и средства автоматизации.

1 ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РАЗРАБОТКИ БЛОЧНО-МОДУЛЬНОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ П. БИЛИМБАЙ СВЕРДЛОВСКОЙ ОБЛАСТИ

В поселке Билимбай, Первоуральского районная, Свердловской области, функционировала твердотопливная котельная. Котельная была спроектирована на основании нагрузок на теплоснабжение, которые существовали на момент ее сооружения. Поскольку в настоящее время нагрузки на отопление и горячее водоснабжение поселка значительно изменились, установленной мощности котельной не хватает для их покрытия.

Железнодорожного сообщения в поселке нет, поэтому транспортировка твердого топлива до котельной осуществлялась грузовым автотранспортом, что приводило к высоким транспортным расходам.

Оборудование твердотопливной котельной в значительной степени устарело, делать ее реконструкцию с целью увеличения мощности экономически нецелесообразно.

В связи с Федеральным законом от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ "Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации" [1] и согласно муниципальной программе газификации поселков Первоуральского района, было принято решение о строительстве новой газовой котельной на основе современного оборудования. Газовая котельная имеет более высокий КПД по сравнению с твердотопливной, к тому же газ – более экологичное и дешевое топливо. Не требуется устройства топливохранилища и утилизации шлака.

Таким образом, для поселка Билимбай, Первоуральского районная, Свердловской области, согласно ФЗ № 261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» [1], компанией ООО «НПФ Восток-Запад» проводится разработка блочно-модульной котельной.

Газовая котельная разрабатывается полностью автоматизированная, без постоянного обслуживающего персонала. Обслуживается специальной сервисной службой.

Существующая твердотопливная котельная принята в качестве резервной.

Расчет нагрузок на отопление и горячее водоснабжение для проектирования новой газовой котельной произведен в разделе «Разработка блочно-модульной отопительной котельной».

					<i>13.03.01.2019.010.12 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		9

2 РАЗРАБОТКА БЛОЧНО-МОДУЛЬНОЙ ОТОПИТЕЛЬНОЙ КОТЕЛЬНОЙ

2.1 Расчет теплопотребителей

Для расчета необходимой мощности теплопотребителей и соответственно, выбора требуемого оборудования нужно произвести расчет мощности на ГВС и отопления. Необходимо произвести расчет нагрузок только для системы ГВС и отопления, в связи с тем, что нагрузки на вентиляцию у данных потребителей отсутствуют.

2.1.1 Расчет тепловой мощности на отопление

Расчет производится на основе методики расчета нагрузок по [2].

Максимальный расход теплоты на отопление зданий, определяется по формуле (2.1):

$$Q_o^{\max} = 10^{-3} \cdot (1 + \mu) \cdot q_o \cdot V \cdot \beta_t \cdot (t_e - t'_n) \cdot (1 - q_{em}), \quad (2.1)$$

где Q_o^{\max} – максимальный расход теплоты на отопление зданий, кВт;

V – объем здания по наружному обмеру, м³

q_o – отопительная характеристика здания, Вт/(м³·К) [3];

q_{em} – относительные внутренние тепловыделения, Вт/(м³·К) [3];

β_t – поправочный коэффициент, определяется по формуле (2.2):

$$\beta_t = 0,54 + \frac{22}{t_e - t'_n}, \quad (2.2)$$

t_e – внутренняя расчетная температура воздуха в здании, °С;

t'_n – расчетная температура наружного воздуха, для Екатеринбурга, °С [4];

μ – коэффициент инфильтрации.

Для жилых зданий μ пренебрегают, для промышленных зданий, определяется по формуле (2.3):

$$\mu = b \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H \cdot \left(1 - \frac{273 + t'_n}{273 + t_e}\right) + (w_e)^2}, \quad (2.3)$$

где b – коэффициент для здания из железобетона [3];

H , – высота административного здания, м;

w_e – скорость ветра для Екатеринбурга, м/с [4];

g – ускорение свободного падения, м/с² [3].

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

Жилые дома: $t_{\text{ж.д.}} = 20^{\circ}\text{C}$ [5].

Поправочный коэффициент находим по формуле (2.2):

$$\beta_t = 0,54 + \frac{22}{20 + 35} = 0,94$$

Пример расчета для определения максимального расход теплоты на отопление для абонента – Совхозная, 1, находим по формуле (2.1):

$$Q_o^{\max} = 10^{-3} \cdot (1 + 0) \cdot 0,66 \cdot 1600 \cdot 0,94 \cdot (20 - (-35)) \cdot (1 - 0) = 54,6 \text{ кВт}$$

Результаты расчета тепловой мощности на отопление для жилых домов сведены в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Тепловая мощность на отопление жилых домов

Абонент	Объем здания по наружному обмеру, $V, \text{ м}^3$	Отопительная характеристика здания, $q_o, \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$	Максимальный расход теплоты на отопление, $Q_o^{\max}, \text{ кВт}$
Совхозная, 1	1600	0,66	54,60
Совхозная, 2	1600	0,66	54,60
Совхозная, 3	4000	0,56	115,80
Совхозная, 4	4000	0,56	115,80
Совхозная, 5	4000	0,56	115,80
Совхозная, 6	4000	0,56	115,80
Совхозная, 8	5000	0,45	139,60
Совхозная, 9	5000	0,45	139,60
Совхозная, 10	6000	0,52	161,30
Совхозная, 11	6000	0,52	161,30
Совхозная, 17	6000	0,52	161,30
Суммарная тепловая нагрузка по жилым домам, кВт			1493,40

Детский сад: $V=8000 \text{ м}^3$; $q_o=0,40 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $t_{\text{г}} = 22^{\circ}\text{C}$ [6].

Поправочный коэффициент находим по формуле (2.2) [8]:

$$\beta_t = 0,54 + \frac{22}{22 + 35} = 0,926$$

Пример расчета для определения максимального расход теплоты на отопление детского сада, находим по формуле (2.1):

$$Q_o^{\max} = 10^{-3} \cdot (1 + 0) \cdot 0.40 \cdot 8000 \cdot 0,926 \cdot (22 - (-35)) \cdot (1 - 0) = 168,9 \text{ кВт}$$

Библиотека: $V=1000 \text{ м}^3$; $q_o = 0,45 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $t_e = 18^\circ\text{С}$ [6].

Поправочный коэффициент находим по формуле (2.2):

$$\beta_t = 0,54 + \frac{22}{18 + 35} = 0,955$$

Пример расчета для определения максимального расход теплоты на отопление библиотеки, находим по формуле (2.1):

$$Q_o^{\max} = 10^{-3} \cdot (1 + 0) \cdot 0.45 \cdot 1000 \cdot 0,955 \cdot (18 - (-35)) \cdot (1 - 0) = 22,8 \text{ кВт}$$

Медпункт: $V=1000 \text{ м}^3$; $q_o = 0,46 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $t_e = 20^\circ\text{С}$ [6].

Поправочный коэффициент находим по формуле (2.2):

$$\beta_t = 0,54 + \frac{22}{20 + 35} = 0,94$$

Пример расчета для определения максимального расход теплоты на отопление медпункта, находим по формуле (2.1):

$$Q_o^{\max} = 10^{-3} \cdot (1 + 0) \cdot 0.46 \cdot 1000 \cdot 0,94 \cdot (20 - (-35)) \cdot (1 - 0) = 23,8 \text{ кВт}$$

Узел связи: $V=120 \text{ м}^3$; $q_o = 0,5 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $t_e = 18^\circ\text{С}$ [7].

Поправочный коэффициент находим по формуле (2.2):

$$\beta_t = 0,54 + \frac{22}{18 + 35} = 0,955$$

Пример расчета для определения максимального расход теплоты на отопление узла связи, находим по формуле (2.1):

$$Q_o^{\max} = 10^{-3} \cdot (1 + 0) \cdot 0,5 \cdot 120 \cdot 0,955 \cdot (18 - (-35)) \cdot (1 - 0) = 3,1 \text{ кВт}$$

Административное здание: $H=9 \text{ м}$; $V=10000 \text{ м}^3$; $q_o = 0,44 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$; $t_e = 18^\circ\text{С}$ [7].

										Лист
										12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

Поправочный коэффициент находим по формуле (2.2):

$$\beta_i = 0,54 + \frac{22}{22 + 35} = 0,955$$

Пример расчета для определения коэффициента инфильтрации для административного здания, находим по формуле (2.3):

$$\mu = 40 \cdot 10^{-3} \sqrt{2 \cdot 9,8 \cdot 9 \cdot \left(1 - \frac{273 - 35}{273 + 20}\right) + (5,2)^2} = 0,3$$

Пример расчета для определения максимального расход теплоты на отопление административного здания, находим по формуле (2.1):

$$Q_o^{\max} = 10^{-3} \cdot (1 + 0,3) \cdot 0,44 \cdot 10000 \cdot 0,94 \cdot (18 - (-35)) \cdot (1 - 0) = 295,8 \text{ кВт}$$

Суммарная тепловая мощность на отопление, кВт (2.5):

$$Q_o^{\Sigma \max} = \Sigma Q_o^{\max}, \quad (2.5)$$

где ΣQ_o^{\max} – сумма максимального расхода на отопление всех зданий, кВт.

$$Q_o^{\Sigma \max} = 1493,4 + 168,9 + 22,8 + 23,8 + 3,1 + 295,8 = 2007,8 \text{ кВт}$$

Суммарный расход теплоносителя на отопление, кг/с (2.6):

$$G_o^{\Sigma} = \frac{Q_o^{\Sigma}}{c \cdot (\tau'_1 - \tau'_2)}, \quad (2.6)$$

где c – теплоёмкость воды, кДж/(кг·К) [3];

τ'_1 – температура теплоносителя в подающей линии, °С [2];

τ'_2 – температура теплоносителя в обратной линии, °С [2].

$$G_o^{\Sigma} = \frac{2007,8}{4,19 \cdot (95 - 70)} = 19,16 \text{ кг/с}$$

2.1.2 Расчет среднесуточной тепловой мощности на ГВС

За расчетную нагрузку принимаем средний расход тепла на ГВС в сутки наибольшего водопотребления.

Среднесуточная тепловая мощность на ГВС бытовых потребителей (2.7) [8]:

										Лист
										13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

$$Q_{\text{звс}}^{\text{ср}} = \frac{1,2 \cdot m \cdot g' \cdot c}{m_c \cdot 3600} \cdot (t_z - t_x), \quad (2.7)$$

где $Q_{\text{звс}}^{\text{ср}}$ – среднесуточная тепловая мощность на ГВС бытовых потребителей, кВт;

m – число жителей, чел;

g' – норма расхода горячей воды на человека, кг/(сут. чел) [8];

m_c – длительность подачи воды на ГВС, ч/сут [8];

t_z – температура воды на ГВС, °С;

t_x – температура воды на ХВС, °С.

Пример расчета для определения среднесуточной тепловой мощности на горячее водоснабжение для абонента – Совхозная, 1, находим по формуле (2.7):

$$Q_{\text{звс}}^{\text{ср}} = \frac{1,2 \cdot 24 \cdot 120 \cdot 4,19}{24 \cdot 3600} \cdot (55 - 5) = 8,38 \text{ кВт}$$

Результаты расчета тепловой мощности на горячее водоснабжение жилых домов сведены в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Среднесуточная тепловая мощность на ГВС жилых домов

Абонент	Число жителей, м, чел.	Норма расхода горячей воды на человека, g' кг/(сут.чел)	Расчетная длительность подачи воды на ГВС, м _с , ч/сут	Среднесуточная тепловая мощность на ГВС, кВт
Совхозная, 1	24	120	24	8,38
Совхозная, 2	20	120	24	6,98
Совхозная, 3	54	120	24	18,85
Совхозная, 4	54	120	24	18,85
Совхозная, 5	54	120	24	18,85
Совхозная, 6	54	120	24	18,85
Совхозная, 8	48	120	24	16,76
Совхозная, 9	72	120	24	25,14
Совхозная, 10	72	120	24	25,14
Совхозная, 11	72	120	24	25,14
Совхозная, 17	72	120	24	25,14
Суммарная среднесуточная тепловая мощность на ГВС жилых домов, кВт				208,08

Детский сад: $g' = 35$ кг/(сут. чел), $m = 25$ чел.

Расчет для определения среднесуточной тепловой мощнось на ГВС для детского сада, находим по формуле (2.7):

$$Q_{гвс}^{cp} = \frac{1,2 \cdot 15 \cdot 35 \cdot 4,19}{24 \cdot 3600} \cdot (55 - 5) = 1,53 \text{ кВт}$$

Библиотека: $g' = 10$ кг/сут.

Расчет для определения среднесуточной тепловой мощнось на ГВС для библиотеки, находим по формуле (2.7):

$$Q_{гвс}^{cp} = \frac{1,2 \cdot 10 \cdot 4,19}{8 \cdot 3600} \cdot (55 - 5) = 0,1 \text{ кВт}$$

Медпункт: $g' = 6$ кг/(больного в сутки), $m = 10$ больных в сутки.

Расчет для определения среднесуточной тепловой мощнось на ГВС для библиотеки, находим по формуле (2.7):

$$Q_{гвс}^{cp} = \frac{1,2 \cdot 6 \cdot 10 \cdot 4,19}{8 \cdot 3600} \cdot (55 - 5) = 0,55 \text{ кВт}$$

Административный корпус.

В административно-бытовом корпусе в максимальную рабочую смену работают 15 человек административного персонала и 30 человек работающих по цехам, пользуются бытовыми помещениями корпуса. В корпусе размещается столовая на 20 посадочных мест, работающая 2 часа в смену. В административно-бытовом корпусе установлены следующие приборы с горячей водой: 8 раковин, 3 ванны и 4 душевых кабин. Предприятие работает в одну смену. Так как в основе системы – проточный пластинчатый водоподогреватель ГВС, то за расчетную принимаем максимальную часовую нагрузку

Расчетные данные сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3 – Расход горячей воды

Расход горячей воды	Нормы расхода воды			
	Администрации, на 1 чел/смену	Цеха, на 1 чел/смену	Столовой, на 1 блюдо	Душевой, на 1 душевую кабину
Через прибор, q_o , л/с	0,1	0,1	0,2	0,14
Через прибор, q_{ohr} , л/ч	60	40	200	270
Через прибор в час наибольшего потребления, $q_{гн}$	2	4,4	12,7	270

Максимальный часовой расход из раковин и ножных ванн, м³/ч (2.8):

$$q_{hr} = 0,005 \cdot \frac{[q_{ohr}^u \cdot U_u + q_{ohr}^a \cdot U_a]}{(U_u + U_a)} \cdot \alpha, \quad (2.8)$$

где q_{ohr}^u – расход горячей воды в час, через прибор для персонала цеха, л/ч;

q_{ohr}^a – расход горячей воды в час, через прибор для персонала администрации, л/ч;

U_u – персонал цеха;

U_a – персонал администрации;

α_{hr} – поправочный коэффициент [7].

Для определения поправочного коэффициента необходимо вычислить произведение (2.9):

$$\alpha = N \cdot P_{hr}, \quad (2.9)$$

где N – количество приборов;

P_{hr} – вероятность использования приборов.

Вероятность использования приборов находим по формуле (2.10):

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot P \cdot q_o \cdot (U_u + U_a)}{q_{ohr}^u \cdot U_u + q_{ohr}^a \cdot U_a}, \quad (2.10)$$

где P – вероятность действия приборов.

Вероятность действия приборов находим по формуле (2.11):

$$P = \frac{q_{ru} \cdot U}{3600 \cdot q_o \cdot N}, \quad (2.11)$$

$$P = \frac{2 \cdot 15 + 4,4 \cdot 30}{3600 \cdot 0,1 \cdot (8 + 3)} = 0,041$$

Вероятность использования приборов находим по формуле (2.10):

$$P_{hr} = \frac{3600 \cdot 0,041 \cdot 0,1 \cdot (15 + 30)}{60 \cdot 15 + 40 \cdot 30} = 0,316$$

Поправочного коэффициента находим по формуле (2.9):

$$\alpha = (8 + 3) \cdot 0,316 = 3,48$$

									Лист
									16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

Используя полученное значение, определяем поправочный коэффициент:
 $\alpha_{hr} = 2,029$ [7].

Максимальный часовой расход из раковин и ножных ванн, м³/ч (2.8):

$$q_{hr} = 0,005 \cdot \frac{(40 \cdot 30 + 60 \cdot 15)}{(30 + 15)} \cdot 2,029 = 0,47 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчет максимального часового расхода горячей воды через душевые сетки, находится по формуле (2.11).

Пользование душевыми сетками на промышленном предприятии учитываем при 100% ($P_{hr} = 1$) одновременно работающих душевых сеток в течении часа после окончания смены.

$$q_{hr} = 0,005 \cdot q_{ohr} \cdot \alpha_{hr}, \quad (2.11)$$

Для определения поправочного коэффициента вычисляем произведение (2.9):

$$\alpha = 4 \cdot 1 = 4$$

Используя полученное значение, определяем поправочный коэффициент:
 $\alpha_{hr} = 2,21$ [7].

Максимальный часовой расход на пользование душевыми сетками находим по формуле (2.11):

$$q_{hr} = 0,005 \cdot 270 \cdot 2,21 = 2,98 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Расчет максимального возможного расхода горячей воды в столовой.

Число потребляемых блюд, блюд/час (2.12):

$$U = n_1 \cdot N_1 \cdot 2,2, \quad (2.12)$$

где n_1 – число посадок в час;

N_1 – число посадочных мест.

$$U = 1 \cdot 20 \cdot 2,2 = 44 \text{ блюд/час}$$

Для определения поправочного коэффициента вычисляем произведение числа посадочных мест на вероятность действия приборов (2.13):

$$NP = \frac{q_{ru} \cdot U}{3600 \cdot q_o}, \quad (2.13)$$

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		17

$$NP = \frac{12,7 \cdot 44}{3600 \cdot 0,2} = 0,776$$

Для определения поправочного коэффициента вычисляем произведение числа посадочных мест на вероятность использования приборов (2.14):

$$N \cdot P_{hr} = \frac{3600 \cdot NP \cdot q_o}{q_{ohr}}, \quad (2.14)$$

По формуле (2.14) определяем число посадочных мест на вероятность использования приборов:

$$N \cdot P_{hr} = \frac{3600 \cdot 0,776 \cdot 0,2}{200} = 2,79$$

Используя полученное значение, определяем поправочный коэффициент: $\alpha_{hr} = 0,47$ [7].

Рассчитываем максимально возможный расхода горячей воды в столовой, по формуле 2.11:

$$q_{hr} = 0,005 \cdot 200 \cdot 0,47 = 0,47 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Общий расход горячей воды на здание (2.15):

$$G_{hr} = \sum q_{hr}, \quad (2.15)$$

где G_{hr} – общий расход горячей воды на здание, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$\sum q_{hr}$ – сумма максимально возможного расхода воды на здание, $\text{м}^3/\text{ч}$.

$$G_{hr} = 0,47 + 2,98 + 0,47 = 3,92 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Тепловой поток на ГВС, кВт (2.16):

$$Q_{hr} = 1,16 \cdot G_{hr} \cdot (t_z - t_x), \quad (2.16)$$

$$Q_{hr} = 1,16 \cdot 3,92 \cdot (55 - 5) = 210,2 \text{ кВт}$$

Средний расход тепла на ГВС в сутки наибольшего водопотребления (2.17):

$$Q_{звс}^{cp} = \frac{Q_{hr}}{\chi_{ч}}, \quad (2.17)$$

									Лист
									18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

где χ_v – часовой коэффициент неравномерности расхода воды [7].

$$Q_{zbc}^{cp} = \frac{210,2}{1} = 210,2 \text{ кВт}$$

Суммарная тепловая мощность на ГВС (2.18):

$$Q_{zbc}^{\Sigma} = Q_{zbc}^{cp} + Q_{hr}, \quad (2.18)$$

где Q_{zbc}^{Σ} – суммарная тепловая мощность на ГВС, кВт.

$$Q_{zbc}^{\Sigma} = 210,2 + 210,2 = 437,7 \text{ кВт}$$

Суммарный расход теплоносителя на ГВС (2.19):

$$G_{zbc}^{\Sigma} = \frac{Q_{zbc}^{\Sigma}}{c \cdot (t_2 - t_x)}, \quad (2.19)$$

где G_{zbc}^{Σ} – суммарная тепловая мощность на ГВС, кг/с.

$$G_{zbc}^{\Sigma} = \frac{437,7}{4,19 \cdot (55 - 5)} = 2,1 \text{ кг/с}$$

2.1.3 Суммарное теплотребление и потери в тепловых сетях

Суммарное теплотребление (2.20):

$$Q_{\Sigma} = Q_{zbc}^{\Sigma} + Q_o^{\Sigma}, \quad (4.20)$$

где Q_{Σ} – суммарная тепловая мощность на ГВС, кВт.

$$Q_{\Sigma} = Q_{zbc}^{\Sigma} + Q_o^{\Sigma} = 437,7 + 2007,8 = 2445,5 \text{ кВт}$$

Теплопотери в тепловых сетях принимаем в размере 5% от суммарного теплотребления (2.21):

$$Q_{nom} = \frac{5 \cdot Q_{\Sigma}}{100}, \quad (2.21)$$

где Q_{nom} – теплопотери в тепловых сетях, кВт.

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

$$Q_{\text{ном}} = \frac{5 \cdot 2445,5}{100} = 122,3 \text{ кВт}$$

Теплопотери на собственные нужды котельной принимаем в размере 3% от суммарного теплопотребления, кВт (2.21):

$$Q_{\text{сн}} = \frac{3 \cdot Q_{\Sigma}}{100}, \quad (2.21)$$

$$Q_{\text{сн}} = \frac{3 \cdot 2445,5}{100} = 73,36 \text{ кВт.}$$

2.1.4 Расчет и построение графика годового теплопотребления

Графика годового теплопотребления основан на расчете минимальных мощностей на отопление при $t_n = +8^\circ\text{C}$ для Екатеринбург [4]:

$$Q_o^{\text{min}} = \frac{t_g - t_n}{t_g - t'_n} \cdot Q_o^{\text{max}}, \quad (2.22)$$

где Q_o^{min} – минимальна мощность на отопление, кВт.

t_n – температур наружного воздуха для минимальных мощностей, $^\circ\text{C}$.

Жилые дома:

$$Q_o^{\text{min}} = \frac{20 - 8}{20 + 35} \cdot 1496,8 = 326,6 \text{ кВт}$$

Детский сад:

$$Q_o^{\text{min}} = \frac{20 - 8}{20 + 35} \cdot 165,5 = 36,11 \text{ кВт}$$

Детский сад:

$$Q_o^{\text{min}} = \frac{18 - 8}{18 + 35} \cdot 22,8 = 4,3 \text{ кВт}$$

Медпункт:

$$Q_o^{\text{min}} = \frac{20 - 8}{20 + 35} \cdot 23,8 = 5,19 \text{ кВт}$$

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Узел связи:

$$Q_o^{\min} = \frac{18-8}{18+35} \cdot 3,1 = 0,58 \text{ кВт}$$

Административное здание:

$$Q_o^{\min} = \frac{20-8}{20+35} \cdot 295,8 = 64,54, \text{ кВт}$$

Суммарная минимальная нагрузка на отопление, кВт (2.23):

$$Q_o^{\Sigma \min} = \sum Q_o^{\min}, \quad (2.23)$$

$$Q_o^{\Sigma \min} = 326,6 + 36,11 + 4,3 + 5,19 + 0,58 + 64,54 = 437,32 \text{ кВт}$$

Расчет годового отпуска теплоты на отопление, ГДж/год (2.24):

$$N_{год}^o = \sum_{i=1}^k (Q_i \cdot n_i) \cdot 3600 \cdot 10^{-6}, \quad (2.24)$$

где n_i – число часов в течении года при температуре наружного воздуха t_n .

$$N_{год}^o = 4882540,928 \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 17577,147 \text{ ГДж/год}$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Отпуск теплоты в год

$t_n, ^\circ\text{C}$	$n_i, \text{ч}$	$Q_{oi}, \text{кВт}$	$Q_{oi} n_i, \text{кВт}\cdot\text{ч}$
8	1512,00	437,32	661197,600
0	1058,40	729,49	772092,216
-5	1039,20	912,10	947854,320
-10	912,00	1094,72	998384,640
-15	578,40	1277,34	738813,456
-20	292,30	1459,95	426743,385
-25	144,00	1642,56	236528,640
-30	43,68	1825,19	79724,300
-35	10,56	2007,80	21202,368
$\sum Q_{oi}, \text{кВт}\cdot\text{ч}$			4882540,928

Годового отпуска теплоты на горячее водоснабжение, ГДж/год (2.25):

$$N_{год}^{звс} = Q_{звс}^{\Sigma} \cdot (8760 - \tau_p) \cdot 3600 \cdot 10^{-6}, \quad (2.25)$$

где τ_p – ремонт и опрессовку тепловых сетей, часов [7].

$$N_{год}^{звс} = 437,7 \cdot (8760 - 100) \cdot 3600 \cdot 10^{-6} = 13645,735 \text{ ГДж/год}$$

Суммарный отпуск теплоты в год для потребителей, ГДж/год (2.26):

$$N_{год} = \sum_1^k N_{год}^i = N_{год}^o + N_{год}^{звс}, \quad (2.26)$$

$$N_{год} = 17577,147 + 13645,735 = 31222,882 \text{ ГДж/год.}$$

Суммарная выработка тепла котельной в год, ГДж/год (2.27):

$$N_{год}^{\Sigma} = (N_{год}^o + N_{год}^{звс}) \cdot 1,05 \cdot 1,03 \quad (2.27)$$

$$N_{год}^{\Sigma} = (17577,147 + 13645,735) \cdot 1,05 \cdot 1,03 = 33767,547 \text{ ГДж/год}$$

На рисунке 2.1 изображён график годового теплотребления.

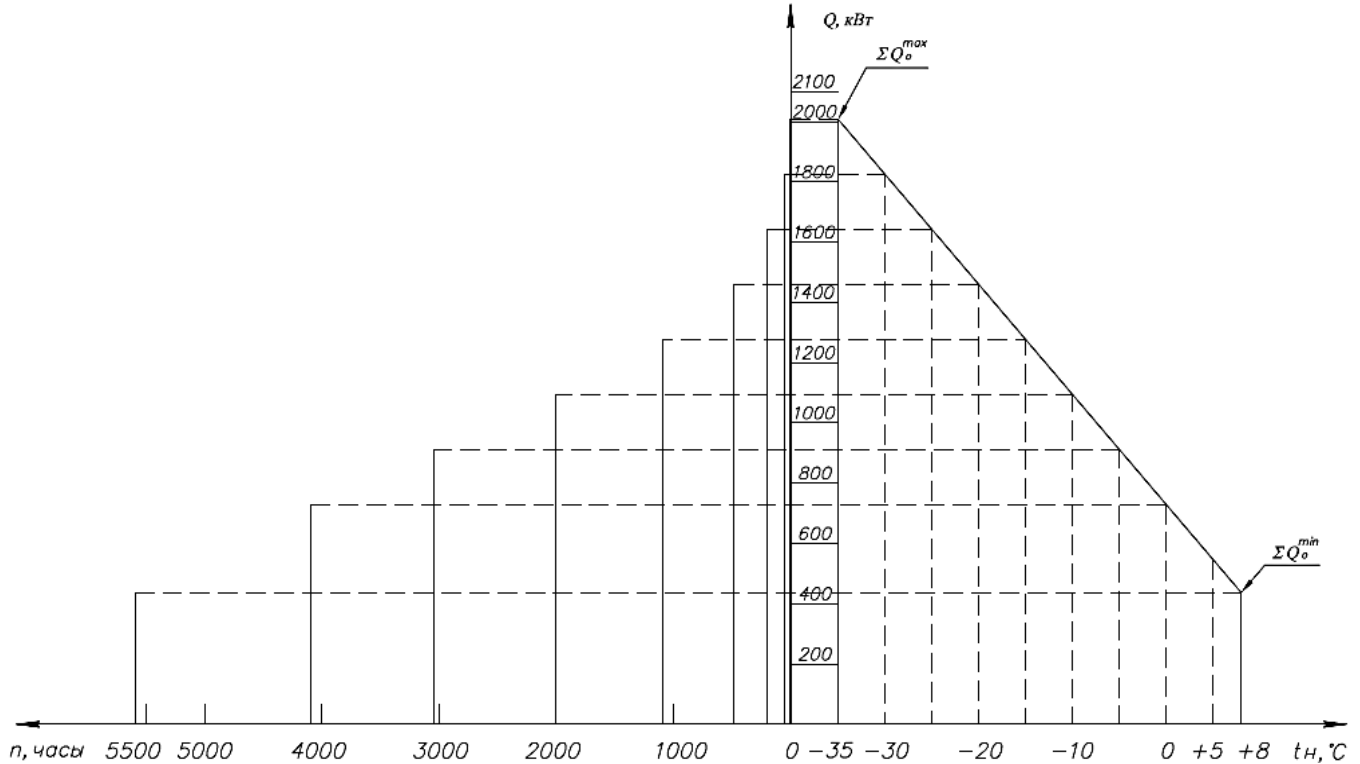


Рисунок 2.1 – График годового теплотребления:
 n – количество дней; t_n – температура наружного воздуха

2.1.5 Годовой расход натурального топлива

Котельная работает на природном газе: Бухара-Урал.

Годовой расход топлива на отопление, тыс. м³/год (2.28):

$$B_{год}^o = \frac{N_{год}^o}{Q_p^H \cdot \eta_k \cdot \eta_{тр}}, \quad (2.28)$$

где Q_p^H – низшая удельная теплота сгорания, МДж/м³.

η_k – коэффициент полезного действия котельной;

$\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия транспорта теплоты.

$$B_{год}^o = \frac{17577,147}{36,170 \cdot 0,92 \cdot 0,93} = 567,975 \text{ тыс. м}^3/\text{год}$$

Годовой расход топлива на ГВС, тыс. м³/год (2.29):

$$B_{год}^{гвс} = \frac{N_{год}^{гвс}}{Q_p^H \cdot \eta_k \cdot \eta_{тр}}, \quad (2.29)$$

$$B_{год}^{гвс} = \frac{13645,735}{36,17 \cdot 0,92 \cdot 0,93} = 440,94 \text{ тыс. м}^3/\text{год.}$$

Суммарный годовой расход топлива, тыс. м³/год (2.30):

$$B_{год}^{\Sigma} = \frac{N_{год}^{\Sigma}}{Q_p^H \cdot \eta_k \cdot \eta_{тр}}, \quad (2.30)$$

$$B_{год}^{\Sigma} = \frac{33767,547}{36,17 \cdot 0,92 \cdot 0,93} = 1091,14 \text{ тыс. м}^3/\text{год}$$

2.2 Расчет тепловой схемы котельной

Тепловая схема котельной это – изображение, на котором с помощью условных обозначений и соединённых линий показывают основное и вспомогательное оборудование, а также трубопроводы для транспортировки теплоносителя.

Котельная работает по двухконтурной схеме.

Система отопления закрытая, двухтрубная, состоящая из подающего и обратного трубопровода.

Схема присоединения системы отопления к котельному контуру – независимая, с установкой разделительного теплообменника в котельной.

										Лист
										23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

Q_{Σ}^{Σ} – суммарная тепловая мощность на ГВС, кВт (2.18);

Q_{nom} – теплопотери в тепловых сетях, кВт (2.21);

$Q_{сн}$ – собственные нужды котельной, кВт (2.22).

$$Q_{\kappa} = 2007,8 + 437,7 + 122,3 + 73,36 = 2641,1 \text{ кВт.}$$

Максимальный расход воды через 3 котла, кг/с (2.32):

$$G_p = \frac{Q_{\kappa}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (2.32)$$

$$G_p = \frac{2641,1}{4,19 \cdot (105 - 85)} = 31,52 \text{ кг/с}$$

Котельный контур работает при постоянной температуре на выходе из котла 105°C , расчетная температура обратного теплоносителя составляет 85°C . Снижения температуры в обратном трубопроводе ниже 50°C в нормальном режиме работы котельной не предусматривается.

2.2.2 Расчет и построение температурного графика регулирования

Температура обратной сетевой воды $\tau_{2,1}$, $^{\circ}\text{C}$ (2.33):

$$\tau_{2,1} = 20 + 64 \cdot \left(\frac{20 - t_n}{20 - t'_n} \right)^{0,8} - \frac{25}{2} \cdot \frac{20 - t_n}{20 - t'_n}, \quad (2.33)$$

Пример расчет температуры обратной сетевой воды при $t_n = +8^{\circ}\text{C}$:

$$\tau_{2,1} = 20 + 64 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - (-35)} \right)^{0,8} - \frac{25}{2} \cdot \frac{20 - 8}{20 - (-35)} = 36,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температура сетевой воды на выходе из теплообменника на отопление $\tau_{1,1}$, $^{\circ}\text{C}$ (2.34):

$$\tau_{1,1} = 18 + 64 \cdot \left(\frac{20 - t_n}{20 - t'_n} \right)^{0,8} + \left[(\tau'_1 - \tau'_2) - \frac{25}{2} \right] \cdot \frac{20 - t_n}{20 - t'_n}, \quad (2.34)$$

Пример расчет температуры сетевой воды на выходе из теплообменника на отопление при $t_n = +8^{\circ}\text{C}$:

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$\tau_{1.1} = 20 + 64 \cdot \left(\frac{20 - 8}{20 - (-35)} \right)^{0.8} + \left[(105 - 85) - \frac{25}{2} \right] \cdot \frac{20 - 8}{20 - (-35)} = 41,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Расход теплоносителя в котельном контуре в зависимости от температуры наружного воздуха (2.35):

$$G_k = \left(\frac{Q_{\text{отс}}^{\Sigma}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)} + \frac{G_o^{\Sigma} \cdot (\tau_{1.1} - \tau_{1.2})}{(\tau_1 - \tau_2)} \right) \cdot 1,05 \cdot 1,03, \quad (2.35)$$

где G_k – расход теплоносителя в котельном контуре в зависимости от температуры наружного воздуха, кг/с;

c – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·град)

G_o^{Σ} – расход теплоносителя на отопление, кг/с (2.6);

Пример расчет расхода теплоносителя в котельном контуре при $t_n = +8 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$G_k = \left(\frac{437,7}{4,19 \cdot (105 - 85)} + \frac{19,16 \cdot (41,7 - 36,2)}{(105 - 85)} \right) \cdot 1,05 \cdot 1,03 = 11,3 \text{ кг/с}$$

Результаты расчета сведены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Регулирование температур и расхода

$t_n, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\tau_{1.1}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$\tau_{2.1}, \text{ } ^\circ\text{C}$	$G_k, \text{ кг/с}$
8	41,7	36,2	11,30
0	53,0	43,9	15,14
-5	59,7	48,4	17,41
-10	66,2	52,6	19,79
-15	72,5	56,6	22,16
-20	79,8	60,5	25,63
-25	84,7	64,3	26,82
-30	90,6	67,9	29,20
-35	95,0	70,0	31,52

На основании $\tau_{1.1}$ и $\tau_{2.1}$ строим температурный график регулирования, график приведен на рисунке 2.3.

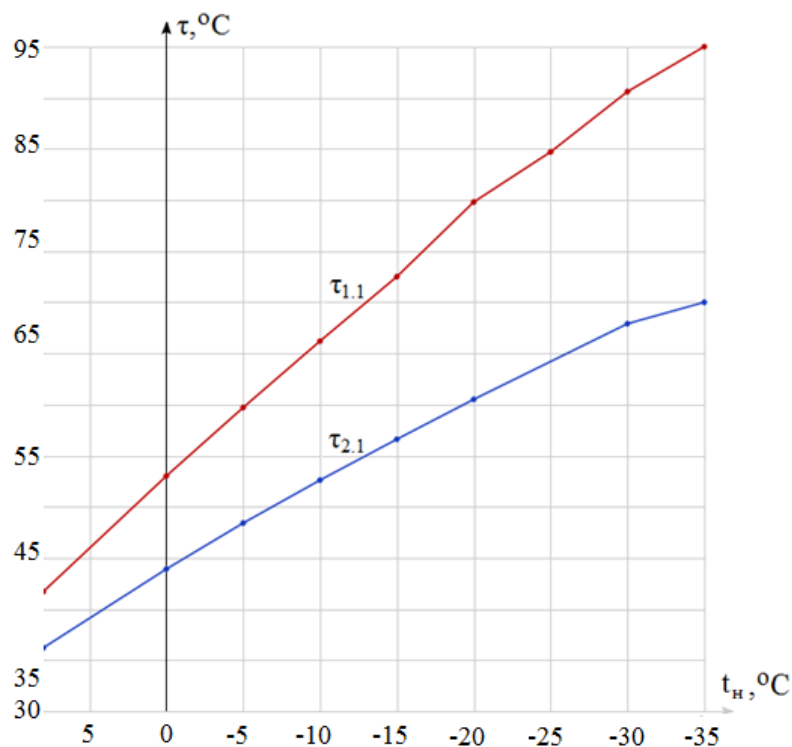


Рисунок 2.3 – Температурный график регулирования

На основании G_k строим график регулирования расхода, график приведен на рисунке 2.3.

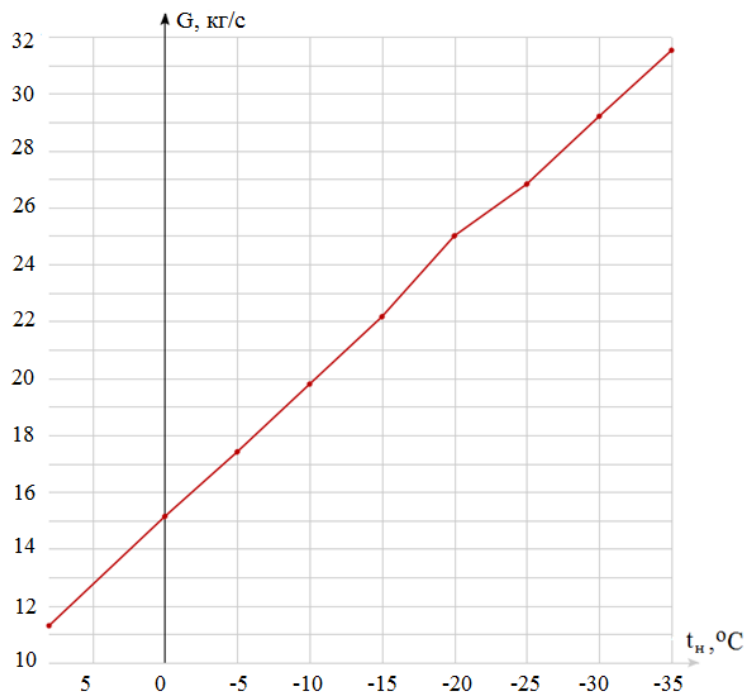


Рисунок 2.3 – График регулирования расхода теплоносителя

Так как приготовление теплоносителя на ГВС осуществляется централизованно в котельной, теплообменник на ГВС подключен к котельному контуру с постоянной температурой, то срезка по температуре прямой сетевой воды на отметке 70°С не предусматривается.

2.3 Выбор основного оборудования котельной

Потребители блочно-модульной котельной относятся ко 2 категории по надежности теплоснабжения. Поэтому, согласно СНиП II-35-76 «Котельные установки» [6], принимаем количество котлов не менее двух без установки резервного котла.

Тепловые нагрузки для расчета и выбора основного оборудования определены для трех характерных режимов согласно СНиП II-35-76 с изм.1.

Данные по расходу тепла приведены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Расход тепла

Расчетный режим	Отпуск теплоты, кВт (Гкал/ч)		
	на отопление	на ГВС	общий
Максимально-зимний	2007,8 (1.726)	437,7 (0.376)	2445,5 (2.103)
Наиболее холодного месяца	1305,0 (1.122)	437,7 (0.376)	1742,7 (1.499)
Летний	-	437,7 (0.376)	437,7 (0.376)

Отпуск теплоты в систему ГВС в летний период с учетом потерь, кВт (2.36):

$$Q_{гвс.л}^{\Sigma} = Q_{гвс}^{\Sigma} \cdot 1,05 \quad (2.6)$$

где $Q_{гвс}^{\Sigma}$ – суммарная тепловая мощность на ГВС, кВт (2.18).

$$Q_{гвс.л}^{\Sigma} = 437,7 \cdot 1,05 = 459,6 \text{ кВт}$$

Для работы котельной в летний период с расчетными параметрами $Q_{гвс.л}^{\Sigma} = 459,6$ кВт принимаем к установке котел марки «REX-62» производства «ICI Caldaie», Италия, с теплопроизводительностью при работе на газовом топливе $Q_{REX-62}' = 620$ кВт.

В режим наиболее холодного месяца для обеспечения нагрузки на отопление и ГВС будет работать один котел «REX-100» и котел «REX-62», в максимально-зимний режим для обеспечения нагрузки на отопление и ГВС будет работать два котла «REX-100» и котел «REX-62».

В котельной необходимо установить три водогрейных котла фирмы «ICI Caldaie», 2 котла марки «REX-100» и один котел марки «REX-62».

Установленная мощность котельной (2.37):

$$Q_{\text{уcm}} = 2 \cdot Q'_{\text{REX-100}} + Q'_{\text{REX-62}}, \quad (2.37)$$

где $Q_{\text{уcm}}$ – установленная мощность котельной, кВт;

$Q'_{\text{REX-100}}$ – теплопроизводительность одного котла «REX-100» при работе на газовом топливе;

$Q'_{\text{REX-62}}$ – теплопроизводительность одного котла «REX-162» при работе на газовом топливе.

$$Q_{\text{уcm}} = 2 \cdot 1020 + 620 = 2660 \text{ кВт}$$

Расход воды через один водогрейный котел марки «REX-100»:

$$G_{\text{REX-100}} = \frac{Q'_{\text{REX-100}}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (2.38)$$

где $G_{\text{REX-100}}$ – расход воды через один водогрейный котел марки «REX-100», кг/с.

$$G_{\text{REX-100}} = \frac{1020}{4,19 \cdot (105 - 85)} = 12,17 \text{ кг/с}$$

Расход воды через водогрейный котел марки «REX-62»:

$$G_{\text{REX-62}} = \frac{Q'_{\text{REX-62}}}{c \cdot (\tau_1 - \tau_2)}, \quad (2.38)$$

где $G_{\text{REX-62}}$ – расход воды через один водогрейный котел марки «REX-62», кг/с.

$$G_{\text{REX-62}} = \frac{620}{4,19 \cdot (105 - 85)} = 7,4 \text{ кг/с}$$

3 СРАВНЕНИЕ ЗАРУБЕЖНЫХ И ОТЕЧЕСТВЕННЫХ АНАЛОГОВ

Главными характеристиками котельной являются ее надежность и эффективность. В первую очередь нужно обратить внимание на выбор основного оборудования котельной, то есть газовых котлов. Они должны отвечать всем заявленным требованиям и быть экономичными, безопасными и безаварийности работы.

На сегодняшний день рынок котельного оборудования предлагает огромный ассортимент как зарубежных, так и отечественных агрегатов. И те и другие отвечают всем заявленным требованиям – надежности, эффективности, безопасности и безаварийности работы.

По рассчитанным ранее нагрузкам, было принято для повышения надежности и экономичности работы котельной, установить два водогрейных котла марки «REX-100» и один водогрейный котел марки «REX-62», производства «ICI Caldaie», Италия. Установленная мощность котельной 2,66 МВт.

Для более точного решения, проведем сравнение выбранных котлов фирмы «ICI Caldaie», с отечественными аналогами.

Сравним отечественный котел «Энтророс» марки «ТТ100» мощностью 1000 кВт [11] и котел «ICI Caldaie» марки «REX-100» мощностью 1020 кВт [9].

Оба котла имеют 3-х ходовую систему газового тракта, позволяющую значительно снизить вредные выбросы, что благоприятно влияет на окружающую среду. Так же оба котла оснащены современной системой шумоизоляции, что позволяет устанавливать их вблизи жилых зданий.

Основные параметры котельных агрегатов представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Основные параметры котельных агрегатов

Основные параметры	ТТ100	REX-100
Номинальная тепло-производительность, кВт	1000	1020
Допустимое рабочее давление, бар	6	5
Максимальная температура воды, °С	115	110
Минимальная температура воды на входе в котел, °С	60	60
Температура уходящих газов, °С	165	186
КПД, %*	91,35 – 92,75	91,90 – 92,22
Срок эксплуатации	до 20 лет	до 30 лет
Габаритные размеры LxВxН, м	3036x1540x1768	2447x1440x1660
Масса сухого котла, кг	3340	1843
Вид используемого топлива	природный газ, дизельное топливо	природный газ, дизельное топливо
Стоимость, руб.	653 040.00	558 900.00

* в зависимости от режимов работы.

Котел «REX-100» фирмы «ICI Caldaie», по своим характеристикам несколько превосходит котел «ТТ100» фирмы «Энтророс», а именно, в стоимости, номинальной теплопроизводительности, сроке службы, габаритном размере и в массе.

Сравним отечественный котел «Энтророс» марки «ТТ50» мощностью 660 кВт [27] и котел «ICI Caldaie» марки «REX-62» мощностью 620 кВт [10].

Оба котла имеют 3-х ходовую систему газового тракта, позволяющую значительно снизить вредные выбросы, что благоприятно влияет на окружающую среду. Так же оба котла оснащены современной системой шумоизоляции, что позволяет устанавливать их вблизи жилых зданий.

Основные параметры котельных агрегатов представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Основные параметры котельных агрегатов

Основные параметры	ТТ50	REX-62
Номинальная тепло-производительность, кВт	660	620
Допустимое рабочее давление, бар	6	5
Максимальная температура воды, °С	115	110
Минимальная температура воды на входе в котел, °С	60	60
Температура уходящих газов, °С	194	185
КПД, %	91,8	92,26
Срок эксплуатации	до 20 лет	до 30 лет
Габаритные размеры LxVxH, м	2513x1210x1481	2235x1166x1380
Масса сухого котла, кг	1583	963
Вид используемого топлива	природный газ, дизельное топливо	природный газ, дизельное топливо
Стоимость, руб.	294 570.00	392 810.00

Котел «REX-62» фирмы «ICI Caldaie», по своим характеристикам несколько превосходит котел «ТТ50» фирмы «Энтророс», а именно, температуре уходящих газов, КПД, сроке службы, габаритных размерах и массе.

Так же, котлы фирмы «ICI Caldaie» показали себя на российском рынке как высококачественные, очень надежные и простые в обслуживании аппараты.

Таким образом, не смотря на небольшую разность в стоимости котла REX-62, по сравнению с котлом ТТ50, для рассматриваемой котельной останавливаемся на котлах REX-100 и REX-62 производства фирмы «ICI Caldaie», Италия.

3.1 Тепловой расчет отопительного котла REX-100

Котлы фирмы «ICI Caldaie» марки «REX» – стальные котлы имеют 3х ходовую систему газового тракта, с топкой цилиндрической формы.

На рисунке 3.1 представлен чертеж котла REX-100.

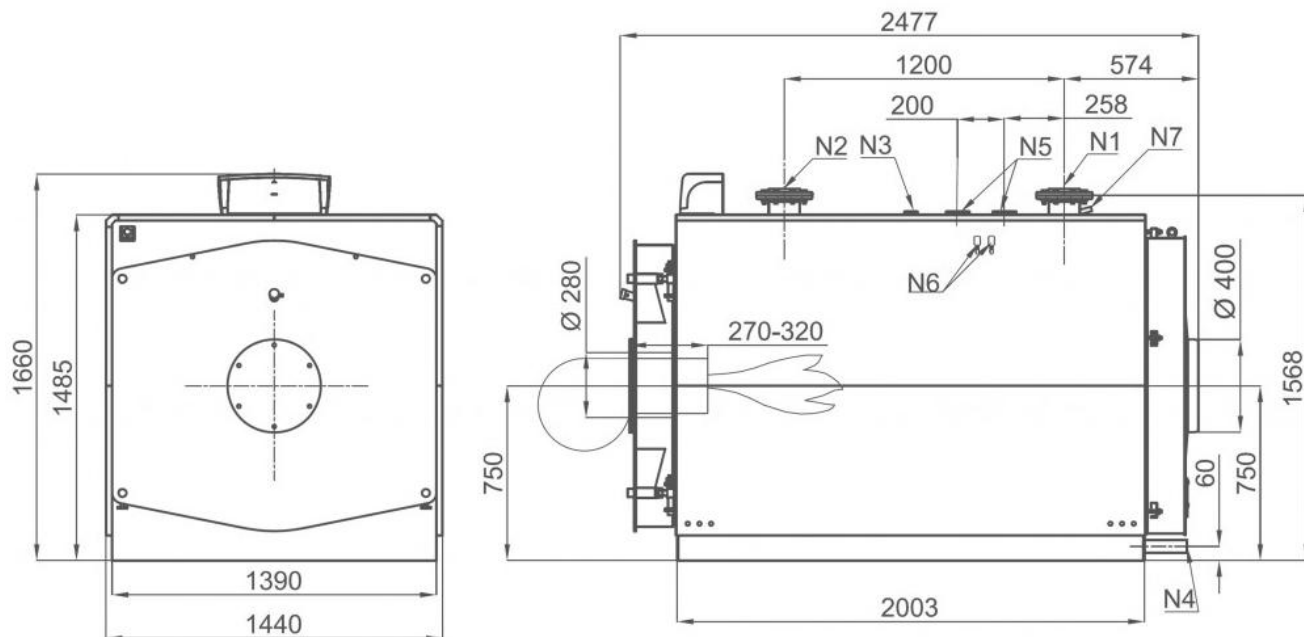


Рисунок 3.1 – Чертеж котла REX-100:

- N1 – присоединение прямого потока; N2 – присоединение обратного потока;
 N3 – штуцер для приборов; N4 – соединение дренажа;
 N5 – присоединение предохранительных клапанов; N6 – гильзы под термостаты;
 N7 – присоединение термометра

Котел марки «REX» предназначен для работы с наддувными горелками на жидком или газообразном топливе [9].

Корпус водогрейного котла выполнен из высококачественной стали. Образованной передней трубной решеткой, развальцованной по направлению к топке RSB способом.

Топка цилиндрической формы, в задней части соединена с пучком дымогарных труб, поддерживаемая омываемой трубной опорой. Пламя развивается до центральной части топки, горячие дымовые газы частично омываемую часть топки и далее поступают в пучки дымогарных труб. Дымогарные трубы типа ELS приварены к трубным пластинам и имеют спиральные турбулизаторы.

Задняя дымовая камера изготовлена из стального листа, теплоизолирована, закреплена стальными болтами, оснащена соединением с дымоходом и люком для чистки. Изолирована матрасами из стекловаты повышенной плотности, защищенными легко демонтируемыми стальными, окрашенными панелями.

Передняя дверца выполнена из стального листа с реверсируемым открытием, теплоизолирована фибро-керамикой и закреплена на петлях [9].

3.1.1 Исходные данные для котла REX-100

Котельный агрегат имеет следующие параметры:

- производительность: $Q_k = 1020$ кВт;
- температуру уходящих газов: $t_2 = 186^\circ\text{C}$;

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

Лист

32

– температуры теплоносителя: $t_1 = 105^\circ\text{C}$, $t_2 = 85^\circ\text{C}$;
 Расход теплоносителя через котельный агрегат: $G_{\text{REX-100}} = 12,17$ кг/с – берется из расчета расхода воды через один водогрейный котел (см. пункт 2.3);
 Используемое топливо – природный газ;
 Марка используемого топлива – Бухара-Урал;
 В таблице 3.3 приведен состав газа по объему.

Таблица 3.3 – Состав газа по объему

Состав газа по объему, %					
Метан	Этан	Пропан	Изобутан	Пентан	Азот
CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	N_2
94,2	2,5	0,4	0,2	0,1	2,6

Низшая теплота сгорания топлива: $Q_n^p = 36170$ кДж/м³;

Коэффициент избытка воздуха: $\alpha = 1,07$.

В таблице 3.4 указаны основные размеры топочной камеры, необходимые для расчета котла REX-100.

Таблица 3.4 – Размеры топочной камеры котла REX-100

Наименование	Значение	Наименование	Значение
L_1 , мм	1976	D_1 , мм	776
L_2 , мм	1890	D_2 , мм	633

3.1.2 Расчет топлива, воздуха и продуктов сгорания

Теоретическое количество воздуха при сжигании 1 м³ сухого газообразного топлива определяется по формуле (3.1) [29]:

$$V^0 = 0,0476 \cdot (0,5 \cdot \text{CO} + 0,5 \cdot \text{H}_2 + 1,5 \cdot \text{H}_2\text{S} + \sum (m + 0,25 \cdot n) \cdot \text{C}_m\text{H}_n - \text{O}_2), \quad (3.1)$$

где V^0 – теоретическое количество воздуха при сжигании 1 м³ сухого газообразного топлива, м³/м³.

$$V^0 = 0,0476 \cdot (2 \cdot 94,2 + 3,5 \cdot 2,5 + 5 \cdot 0,4 + 6,5 \cdot 0,2 + 8 \cdot 0,1) = 9,58 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объем трехатомных газов по формуле (3.25) [29]:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot (\text{CO}_2 + \text{CO} + \text{H}_2\text{S} + \sum m \cdot \text{C}_m \cdot \text{H}_n), \quad (3.2)$$

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot (94,2 + 2 \cdot 2,5 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,1) = 1,017 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

По формуле (3.3) [29] находится теоретический объём водяных паров, образующихся в дымовых газах (при $\alpha = 1$):

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot (H_2S + H_2 + \sum(0,5 \cdot n + C_m H_n)) + 0,0161 \cdot V^0, \quad (3.3)$$

$$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot (2 \cdot 94,2 + 3 \cdot 2,5 + 4 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,2 + 6 \cdot 0,1) + 0,0161 \cdot 9,58 = 2,145 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Действительный объём водяных паров, образующихся в дымовых газах (при $\alpha > 1$), можно найти как (3.4) [29]:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (3.4)$$

$$V_{H_2O} = 2,145 + 0,0161(1,07 - 1) \cdot 9,58 = 2,156 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теоретический объём азота, образующийся в дымовых газах, определяется по формуле (3.5) [29]:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^0 + 0,01 \cdot N_2, \quad (3.5)$$

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 9,58 + 0,01 \cdot 2,6 = 7,594 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

По формуле (3.6) [29] находится действительный объём азота:

$$V_{N_2} = V_{N_2}^0 + (\alpha - 1) \cdot V^0, \quad (3.6)$$

$$V_{N_2} = 7,594 + (1,07 - 1) \cdot 9,58 = 8,264 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Рассчитываем объём дымовых газов при н.у. по формуле (3.7) [29]:

$$V_r = V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}, \quad (3.7)$$

$$V_r = 1,017 + 8,264 + 2,156 = 11,437 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Объёмные доли трехатомных газов находим по формулам (3.8 – 3.9) [29]:

$$r_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_r}, \quad (3.9)$$

$$r_{CO_2} = \frac{1,017}{11,437} = 0,089$$

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}, \quad (3.9)$$

$$r_{CO_2} = \frac{2,156}{11,437} = 0,189$$

Суммарный объем трехатомных газов рассчитывается по формуле (3.10) [29]:

$$r_n = r_{CO_2} + r_{H_2O}, \quad (3.10)$$

$$r_n = 0,089 + 0,189 = 0,277$$

По формулам (3.11) и (3.12) [29] находятся энтальпии теоретического объема воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1$ при температуре ϑ [29, с. 14]:

$$I_{\epsilon} = (ct)_{\epsilon} \cdot V^0, \quad (3.11)$$

$$I_{\Gamma}^0 = V_{CO_2} \cdot (ct)_{CO_2} + V_{N_2} \cdot (ct)_{N_2} + V_{H_2O} \cdot (ct)_{H_2O}, \quad (3.12)$$

где $(ct)_{CO_2}$, $(ct)_{N_2}$, $(ct)_{H_2O}$ – удельные энтальпии углекислого газа, азота и водяных паров соответственно, берутся из [29, с. 14] при различных значениях температуры ϑ .

Энтальпию продуктов сгорания на 1 м^3 сжигаемого топлива при $\alpha > 1$ определим по формуле (3.13) [29]:

$$I_{\Gamma} = I_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot I_{\epsilon}, \text{ кДж/м}^3 \quad (3.13)$$

Все рассчитанные энтальпии – воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1$ и продуктов сгорания при $\alpha > 1$, при различных значениях температуры ϑ сведены в таблицу 3.4.

Таблица 3.5 – Энтальпии воздуха и продуктов сгорания

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I_{\epsilon}, \text{ кДж/м}^3$	$I_{\Gamma}^0, \text{ кДж/м}^3$	α
			1,07
			$I_{\Gamma}, \text{ кДж/м}^3$
1	2	3	4
30	373,62	0	26,15
100	1264,56	1482,99	1571,51

Продолжение таблицы 3.5

					<i>13.03.01.2019.010.12 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

1	2	3	4
200	2548,28	2989,59	3167,97
300	3860,74	4538,49	4808,74
400	5192,36	6129,93	6493,40
500	6552,72	7758,48	8217,17
600	7951,40	9422,57	9979,16
700	9378,82	11130,08	11786,59
800	10825,40	12896,79	13654,56
900	12271,98	14692,49	15551,53
1000	13756,88	16525,60	17488,58
1100	15280,10	18362,77	19432,38
1200	16803,32	20206,01	21382,25
1400	19888,08	24038,34	25430,50
1600	23020,74	27909,05	29520,50
1800	26143,82	31856,91	33686,98
2000	29353,12	35855,22	37909,94
2200	32562,42	39898,69	42178,06

3.1.3 Расчет теплового баланса котла

Энтальпии уходящих газов и холодного воздуха:

$$I_g = 3136,1 \text{ кДж/м}^3 \text{ (при } t_g = 186^\circ\text{C);}$$

$$I_e = 186,8 \text{ кДж/м}^3 \text{ (при } t_e = 15^\circ\text{C)}$$

По формуле (3.14) [17] найдем потери тепла с уходящими газами:

$$q_2 = 100 \cdot \frac{I_g - \alpha \cdot I_e}{Q_p}, \quad (3.14)$$

$$q_2 = 100 \cdot \frac{3136,1 - 1,07 \cdot 186,8}{36170} = 8,118 \%$$

Принимаем:

Потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива $q_3 = 0,1 \%$;

Потери теплоты от механической неполноты сгорания $q_4 = 0 \%$ (т.к. используемое топливом природный газ);

Потери теплоты элементами котла в окружающую среду $q_5 = 0,5 \%$;

Потери физической теплоты шлака $q_6 = 0 \%$ (т.к. используемое топливом природный газ, шлак отсутствует).

Коэффициент полезного действия котла (брутто) рассчитывается по формуле (3.15) [17]:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (3.15)$$

$$\eta = 100 - (8,118 + 0,1 + 0,5 + 0) = 91,3 \%$$

Коэффициент сохранения тепла, учитывающий потерю тепла в окружающую среду, определим по формуле (3.16) [30]:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}, \quad (3.16)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{91,3 + 0,5} = 0,995$$

По формуле (3.17) [17] найдем расход газа:

$$B = G_{REX-100} \cdot c \cdot \frac{(t_1 - t_2)}{Q_n^p \cdot \eta}, \quad (3.17)$$

$$B = 12,17 \cdot 4,19 \cdot \frac{(105 - 85)}{36170 \cdot 0,913} = 0,032 \text{ м}^3/\text{с}$$

3.1.4 Расчет топочной камеры

В начале расчета определяются геометрические размеры топки.

Объем топочной можно рассчитать по формулам (3.18) по данным габаритным размерам топочной камеры (см. таблицу 3.4):

$$V_T = L_2 \cdot \pi \cdot \frac{D_2^2}{4} + \frac{1,5}{2} \cdot \pi \cdot \frac{D_1^2}{4} \cdot (L_1 - L_2), \quad (3.18)$$

$$V_T = 1,890 \cdot 3,14 \cdot \frac{0,633^2}{4} + \frac{1,5}{2} \cdot 3,14 \cdot \frac{0,776^2}{4} \cdot (1,976 - 1,890) = 0,62 \text{ м}^3.$$

Площадь поверхности стен можно рассчитать по формулам (3.19) по данным габаритным размерам топочной камеры (см. таблицу 3.3):

$$F_{cm} = D_2 \cdot L_2 \cdot \pi + 0,75 \cdot D_1 \cdot (L_1 - L_2) + \pi \cdot \frac{D_1^2}{4}, \quad (3.19)$$

$$F_{cm} = 0,633 \cdot 1,89 \cdot 3,14 + 0,75 \cdot 0,766 \cdot (1,976 - 1,89) + 3,14 \cdot \frac{0,776^2}{4} = 4,28 \text{ м}^2.$$

Полезное тепловыделение в топке рассчитывается по формуле (3.20) [17]:

$$Q_T = \frac{Q_n^p \cdot (100 - q_3)}{100}, \quad (3.20)$$

$$Q_T = \frac{36170 \cdot (100 - 0,1)}{100} = 36130 \text{ кДж/м}^3.$$

По найденному тепловыделению определяем адиабатическую температуру (см. таблицу 3.5): $\vartheta_a = 1915,7 \text{ }^\circ\text{C}$

Задаем температуру на выходе из топки и определяем ее энтальпию (см. таблицу 3.4):

$$\vartheta_T'' = 1300 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$I_T'' = 23406,4 \text{ кДж/м}^3.$$

Среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания определим по формуле (3.21) [17]:

$$(VC)_{cp} = \frac{Q_T - I_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''}, \quad (3.21)$$

$$(VC)_{cp} = \frac{36130 - 23406,4}{1915,7 - 1300} = 20,671 \text{ кДж/м}^3.$$

Параметр M для камерных топок рассчитывается как (3.22) [17]:

$$M = M_0 \cdot (1 - 0,4 \cdot x_T), \quad (3.22)$$

где x_T – положение горелки [17];

M_0 – коэффициент, принимаемый по нормативному методу [17].

$$M = 0,4 \cdot (1 - 0,4 \cdot 0,5) = 0,32$$

Находим эффективную толщину излучающего слоя, по формуле (3.23) [17]:

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{cm}}, \quad (3.23)$$

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{0,62}{4,28} = 0,53 \text{ м.}$$

По формуле (3.24) [17] определяем коэффициент поглощения газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_T'') \cdot r_n, \quad (3.24)$$

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,189}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,277 \cdot 0,692}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot 1573) \cdot 0,277 = 2,747 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

По формуле (3.25) [17] находим коэффициент поглощения лучей частицами сажи:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + \alpha^2} \cdot \left(\frac{C^r}{H^r} \right)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot T_T'' - 0,5), \quad (3.25)$$

где $\frac{C^r}{H^r}$ – соотношение углерода и водорода в рабочей массе топлива.

Это соотношение определяется по формуле (3.26) [17]:

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot \sum \frac{m}{n} \cdot C_m H_m, \quad (3.25)$$

$$\frac{C^r}{H^r} = 0,12 \cdot (0,25 \cdot 94,2 + 0,33 \cdot 2,5 + 0,375 \cdot 0,4 + 0,4 \cdot 0,2 + 0,417 \cdot 0,1) = 2,861$$

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,07^2} \cdot (2,861)^{0,4} \cdot (1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1573 - 0,5) = 1,718 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

Определяем коэффициент поглощения топочной среды по формуле (3.26) [17]:

$$k = k_r + m \cdot k_c, \quad (3.26)$$

где m – коэффициент, характеризующий относительное заполнение топочной камеры светящимся пламенем [17].

$$k = 2,747 + 0,3 \cdot 1,718 = 3,262 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

											Лист
											39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

Критерий поглощательной способности (критерий Бугера), определяется по формуле (3.27) [18]:

$$Bu = k \cdot p \cdot s_T, \quad (2.27)$$

$$Bu = 3,262 \cdot 0,1 \cdot 0,692 = 0,226$$

Эффективное значения критерия Бугера, определяется по формуле (3.28) [18]:

$$Bu_3 = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right), \quad (3.28)$$

$$Bu_3 = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot 0,266^2 + 0,266 + 2}{1,4 \cdot 0,266^2 - 0,266 + 2} \right) = 0,35$$

Принимаем для камерных топок среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов $\psi = 0,65$ [17].

По формуле (3.29) [17] находится расчетная температура на выходе из топки:

$$g_T'' = \frac{T_a}{1 + M \cdot Bu_3^{0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi_{cp} \cdot F_{cm} \cdot T_a^3}{\varphi \cdot B \cdot (VC)_{cp}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (3.29)$$

$$g_T'' = \frac{2188,7}{1 + 0,32 \cdot 0,35^{0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,65 \cdot 4,28 \cdot 2188,7^3}{0,995 \cdot 0,032 \cdot 20,671} \right]^{0,6}} - 273 = 1313 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Т.к. разница между заданной и рассчитанной температурой меньше 100°C , то расчет считается окончанным.

Для полученной температуры уточняем энтальпию (см. таблицу 3.5):

$$I_{Tp}'' = 23669,5 \text{ кДж/м}^3.$$

По формуле (3.30) [17] определяется удельное тепловое напряжение топочного объема:

$$q_v = \frac{B \cdot Q_n^p}{V_T}, \quad (3.30)$$

$$q_v = \frac{0,032 \cdot 36170}{0,62} = 1866,8 \text{ кВт/м}^3.$$

По формуле (3.31) [17] определяется тепловосприятие топки:

$$Q_{\text{л}} = \varphi \cdot (Q_T - I_{\text{Tp}}''), \quad (3.31)$$

$$Q_{\text{л}} = 0,995 \cdot (36130 - 23669,5) = 12400 \text{ кДж/м}^3$$

По формуле (3.32) [17] рассчитывается среднее удельное тепловое напряжение поверхности нагрева экранов:

$$q_{\text{л}} = \frac{B \cdot Q_{\text{л}}}{F_{\text{см}}}, \quad (3.32)$$

$$q_{\text{л}} = \frac{0,032 \cdot 12400}{4,28} = 92,7 \text{ кВт/м}^3.$$

3.1.5 Расчет конвективных поверхностей

Рассчитаем второй ход движения дымовых газов.

Температура и энтальпия газов на входе:

$$\vartheta_2' = \vartheta_{\text{Tp}}'' = 1313 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$I_2' = I_{\text{Tp}}'' = 23669,5 \text{ кДж/м}^3;$$

Диаметр труб: $d_2 = 0,06 \text{ м};$

Длина труб: $l_2 = 1,89 \text{ м};$

Количество труб: $n_2 = 63 \text{ шт};$

Задаемся температурой на выходе из второго хода и определяем энтальпию для заданной температуры:

$$\vartheta_2'' = 510^\circ\text{C};$$

$$I_2'' = 8393,4 \text{ кДж/м}^3.$$

По формуле (3.33) [17] найдем количество тепла, отдаваемое дымовыми газами конвективным поверхностям второго хода:

$$Q_{\sigma 2} = \phi \cdot (I_2' - I_2''), \quad (3.33)$$

$$Q_{\sigma 2} = 0,995 \cdot (23669,5 - 8393,5) = 15190 \text{ кДж/м}^3.$$

По формуле (3.34) найдем среднее значение температуры газов во втором ходе:

$$\vartheta_{\text{ср}2} = \frac{\vartheta_2' + \vartheta_2''}{2}, \quad (3.34)$$

$$g_{cp2} = \frac{1313 + 510}{2} = 911,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При полученной температуре, находим физические свойства дымовых газов по [31, табл. 16]:

$$\lambda_{22} = 10,108 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\nu_{22} = 155,116 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{Pr}_2 = 0,5888.$$

Площадь всей поверхности нагрева 2-го хода определим по формулам (3.35):

$$H_2 = \pi \cdot n_2 \cdot d_2 \cdot l_2, \quad (3.35)$$

$$H_2 = 3,14 \cdot 63 \cdot 0,06 \cdot 1,89 = 22,43 \text{ м}^2$$

Площадь проходного сечения второго хода определим по формулам (3.36):

$$F_2 = \pi \cdot n_2 \cdot \frac{d_2^2}{4}, \quad (3.36)$$

$$F_2 = 3,14 \cdot 63 \cdot \frac{0,06^2}{4} = 0,178 \text{ м}^2$$

По формуле (3.37) найдем скорость газов:

$$\omega_2 = \frac{B \cdot V_T \cdot (g_{cp2} + 273)}{273 \cdot F_2}, \quad (3.37)$$

$$\omega_2 = \frac{0,032 \cdot 11,437 \cdot (911,5 + 273)}{273 \cdot 0,178} = 8,92 \text{ м/с}$$

При этой скорости, найдем значение числа Рейнольдса для второго хода движения дымовых газов по формуле (3.38):

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu_{22}}, \quad (3.38)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{8,92 \cdot 0,06}{155,116 \cdot 10^{-6}} = 3450,32$$

По формуле (3.39) найдем число Нуссельта, для турбулентного режима при постоянном тепловом потоке:

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$$Nu_2 = 0,021 \cdot Re_2^{0,8} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \varepsilon_{l_2}, \quad (3.39)$$

где ε_{l_2} – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы, зависит от соотношения l_2 / d_2 .

Т.к. $l_2 / d_2 = 47,5$, то $\varepsilon_{l_2} = 1,15$ [7].

$$Nu_2 = 0,021 \cdot 3450,32^{0,8} \cdot 0,5888^{0,43} \cdot 1,15 = 14$$

Тогда коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенке рассчитывается по формуле (3.40):

$$\alpha_{k2} = \frac{Nu_2 \cdot d_2}{\lambda_{22}}, \quad (3.40)$$

$$\alpha_{k2} = \frac{14 \cdot 0,06}{10,108 \cdot 10^{-2}} = 8,31 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Далее необходимо определяем коэффициент теплоотдачи излучением. Площадь поверхности стен определяются по формулам (3.41):

$$F_{cm2} = \pi \cdot d_2 \cdot l_2, \quad (3.41)$$

$$F_{cm2} = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 1,89 = 0,36 \text{ м}^2$$

Внутренний объем одной трубы определяются по формулам (3.42):

$$V_{mp2} = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot l_2}{4}, \quad (3.42)$$

$$V_{mp2} = \frac{3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 1,89}{4} = 0,0053 \text{ м}^3$$

По формуле (3.43) используя полученные значения, находим эффективную толщину излучающего слоя:

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{V_{mp2}}{F_{cm2}}, \quad (3.43)$$

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{0,0053}{0,36} = 0,053 \text{ м}$$

По формуле (3.44) определяем коэффициент поглощения газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot s_2}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_2) \cdot r_n, \quad (3.44)$$

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,189}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,277 \cdot 0,053}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot 783) \cdot 0,277 = 17,216 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

Критерий поглощательной способности (критерий Бугера), определяется по формуле (3.45):

$$Bu_2 = k_r \cdot p \cdot s_2, \quad (3.45)$$

$$Bu_2 = 17,216 \cdot 0,1 \cdot 0,053 = 0,093$$

По формуле (3.46) используя полученные значения, находим степень черноты:

$$a_2 = 1 - e^{-Bu_2}, \quad (3.46)$$

$$a_2 = 1 - e^{-0,093} = 0,089$$

По формуле (3.47) определяем коэффициент теплоотдачи излучением от дымовых газов к стенке:

$$\alpha_{л2} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot T_{cp2}^3 \cdot a_3 \cdot \frac{(a_3 + 1) \cdot \left[1 - \left(\frac{T_{cm2}}{T_{cp2}} \right)^{3,6} \right]}{2 \cdot \left(1 - \frac{T_{cm2}}{T_{cp2}} \right)}, \quad (3.47)$$

где a_3 – степень черноты загрязненных стенок, конвективной поверхности второго хода [30];

T_{cm2} – абсолютная температура загрязненных стенок конвективной поверхности второго хода движения дымовых газов в котле, К, которая определяется по формуле (3.48) [30]:

$$T_{cm2} = T_{cp2} + \Delta t_{cm}, \quad (3.48)$$

где Δt_{cm} – поправка на загрязнение, К;

При сжигании природного газа $\Delta t_{cm} = 25 \text{ К}$ [30].

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$T_{cm2} = (911,5 + 273) + 25 = 1209,5 \text{ K.}$$

$$\alpha_{.12} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 1184,5^3 \cdot 0,8 \cdot \frac{(0,8 + 1) \cdot \left[1 - \left(\frac{1209,5}{1184,5} \right)^{3,6} \right]}{2 \cdot \left(1 - \frac{1209,5}{1184,5} \right)} = 21,11 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

По формуле (3.49) рассчитаем коэффициент теплопередачи:

$$k_{2x} = \xi \cdot \psi_2 \cdot (\alpha_{k2} + \alpha_{.12}), \quad (3.49)$$

где ξ – коэффициент использования поверхности нагрева [18];

ψ_2 – коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева [18].

$$k_{2x} = 1 \cdot 1 \cdot (8,31 + 21,11) = 29,42 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Далее необходимо выполнить расчет температурного напора.

Температуры воды во втором ходе, на входе и выходе соответственно:

$$t'_{62} = 95 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t''_{62} = 110 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тогда больший и меньший теплоперепады между теплоносителями определяются по формулам (3.50) и (3.51):

$$\Delta t_{62} = g'_2 - t''_{62}, \quad (3.50)$$

$$\Delta t_{62} = 1313 - 110 = 1203 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{.m2} = g''_2 - t'_{62}, \quad (3.51)$$

$$\Delta t_{.m2} = 510 - 95 = 415 \text{ }^\circ\text{C}$$

Т.к. отношение большего теплоперепада к меньшему $\Delta t_{62} / \Delta t_{.m2} > 1,7$, то температурный напор рассчитывается по логарифмической зависимости (3.52):

$$\Delta t_2 = \frac{\Delta t_{62} - \Delta t_{.m2}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{62}}{\Delta t_{.m2}} \right)}, \quad (3.52)$$

$$\Delta t_2 = \frac{1203 - 415}{\ln\left(\frac{1203}{415}\right)} = 740,364 \text{ }^\circ\text{C}$$

Найдем количество тепла, переданное конвективным поверхностям второго хода дымовыми газами, по формуле (3.53):

$$Q_{m2} = \frac{k_{2x} \cdot \Delta t_2 \cdot H_2}{B \cdot 10^3}, \quad (3.53)$$

$$Q_{m2} = \frac{39,42 \cdot 740,364 \cdot 22,43}{0,032 \cdot 10^3} = 15259,97 \text{ кДж/м}^3$$

По формуле (3.54) определим погрешность расчета второго хода:

$$\delta_2 = \left| \frac{Q_{\sigma 3} - Q_{m2}}{Q_{\sigma 3}} \right| \cdot 100\%, \quad (3.54)$$

$$\delta_2 = \left| \frac{15190 - 15259,97}{15190} \right| \cdot 100\% = 0,46\%$$

Погрешность расчета составила меньше 2 %, расчет второго хода завершен.

Рассчитаем третий ход движения дымовых газов.

Температура и энтальпия газов на входе:

$$g_3' = g_2'' = 510 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$I_3' = I_2'' = 8393,4 \text{ кДж/м}^3;$$

Диаметр труб: $d_3 = 0,06 \text{ м};$

Длина труб: $l_3 = 1,89 \text{ м};$

Количество труб: $n_3 = 63 \text{ шт};$

Задаемся температурой на выходе из третьего хода и определяем энтальпию для заданной температуры:

$$g_3'' = 198 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$I_3'' = 3136,1 \text{ кДж/м}^3.$$

По формуле (3.55) найдем количество тепла, отдаваемое дымовыми газами конвективным поверхностям третьего хода:

$$Q_{\sigma 3} = \phi \cdot (I_3' - I_3''), \quad (3.55)$$

$$Q_{\sigma 3} = 0,995 \cdot (8393,4 - 3136,1) = 5229 \text{ кДж/м}^3$$

По формуле (3.56) найдем среднее значение температуры газов в третьем ходе:

$$\vartheta_{cp3} = \frac{\vartheta_3' + \vartheta_3''}{2}, \quad (3.56)$$

$$\vartheta_{cp3} = \frac{510 + 198}{2} = 354 \text{ } ^\circ\text{C}$$

При полученной температуре, находим физические свойства дымовых газов по [31, табл. 16]:

$$\lambda_{23} = 5,304 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$\nu_{23} = 53,678 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{Pr}_3 = 0,645.$$

Площадь всей поверхности нагрева 3-го хода определим по формулам (3.57):

$$H_3 = \pi \cdot n_3 \cdot d_3 \cdot l_3, \quad (3.57)$$

$$H_3 = 3,14 \cdot 63 \cdot 0,06 \cdot 1,89 = 22,43 \text{ м}^2$$

Площадь проходного сечения третьего хода определим по формулам (3.58):

$$F_3 = \pi \cdot n_3 \cdot \frac{d_3^2}{4}, \quad (3.58)$$

$$F_3 = 3,14 \cdot 63 \cdot \frac{0,06^2}{4} = 0,178 \text{ м}^2$$

По формуле (3.59) найдем скорость газов:

$$\omega_3 = \frac{B \cdot V_{\Gamma} \cdot (\vartheta_{cp3} + 273)}{273 \cdot F_3}, \quad (3.59)$$

$$\omega_3 = \frac{0,032 \cdot 11,437 \cdot (354 + 273)}{273 \cdot 0,178} = 4,72 \text{ м/с}$$

При этой скорости, найдем значение числа Рейнольдса для третьего хода движения дымовых газов по формуле (3.60) [8]:

$$\text{Re}_3 = \frac{\omega_3 \cdot d_3}{\nu_{23}}, \quad (3.60)$$

$$Re_3 = \frac{4,72 \cdot 0,06}{53,678 \cdot 10^{-6}} = 5275,9$$

По формуле (3.61) найдем число Нуссельта, для турбулентного режима при постоянном тепловом потоке:

$$Nu_3 = 0,021 \cdot Re_3^{0,8} \cdot Pr_3^{0,43} \cdot \varepsilon_{l_3}, \quad (3.61)$$

где ε_{l_3} – коэффициент, учитывающий изменение среднего коэффициента теплоотдачи по длине трубы, зависит от соотношения l_3 / d_3 .

Т.к. $l_3 / d_3 = 47,5$, то $\varepsilon_{l_3} = 1,15$ [7].

$$Nu_3 = 0,021 \cdot 5275,9^{0,8} \cdot 0,645^{0,43} \cdot 1,15 = 19$$

Тогда коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к стенке рассчитывается по формуле (3.62):

$$\alpha_{k3} = \frac{Nu_3 \cdot d_3}{\lambda_{23}}, \quad (3.62)$$

$$\alpha_{k3} = \frac{19 \cdot 0,06}{5,304 \cdot 10^{-2}} = 21,49 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Далее необходимо определяем коэффициент теплоотдачи излучением. Площадь поверхности стен определяются по формулам (3.63):

$$F_{cm3} = \pi \cdot d_3 \cdot l_3, \quad (3.63)$$

$$F_{cm3} = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 1,89 = 0,36 \text{ м}^2$$

Внутренний объем одной трубы определяются по формулам (3.64):

$$V_{mp3} = \frac{\pi \cdot d_3^2 \cdot l_3}{4}, \quad (3.64)$$

$$V_{mp3} = \frac{3,14 \cdot 0,06^2 \cdot 1,89}{4} = 0,0053 \text{ м}^3$$

По формуле (3.65) используя полученные значения, находим эффективную толщину излучающего слоя:

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{V_{mp3}}{F_{cm3}}, \quad (3.65)$$

$$s_T = 3,6 \cdot \frac{0,0053}{0,36} = 0,053 \text{ м}$$

По формуле (3.66) определяем коэффициент поглощения газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{10 \cdot p \cdot r_n \cdot s_3}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_3^n) \cdot r_n, \quad (3.66)$$

$$k_r = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,189}{\sqrt{10 \cdot 0,1 \cdot 0,277 \cdot 0,053}} - 1 \right) \cdot (1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot 471) \cdot 0,277 = 20,014 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}.$$

Критерий поглощательной способности (критерий Бугера), определяется по формуле (3.67):

$$Bu_3 = k_r \cdot p \cdot s_3, \quad (3.67)$$

$$Bu_3 = 20,014 \cdot 0,1 \cdot 0,053 = 0,108$$

По формуле (3.68) используя полученные значения, находим степень черноты:

$$a_3 = 1 - e^{-Bu_3}, \quad (3.68)$$

$$a_3 = 1 - e^{-0,108} = 0,102$$

По формуле (3.69) определяем коэффициент теплоотдачи излучением от дымовых газов к стенке:

$$\alpha_{л3} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot T_{cp3}^3 \cdot a_3 \cdot \frac{(a_3 + 1) \cdot \left[1 - \left(\frac{T_{cm3}}{T_{cp3}} \right)^{3,6} \right]}{2 \cdot \left(1 - \frac{T_{cm3}}{T_{cp3}} \right)}, \quad (3.69)$$

где a_3 – степень черноты загрязненных стенок, конвективной поверхности третьего хода [30];

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

T_{cm3} – абсолютная температура загрязненных стенок конвективной поверхности третьего хода движения дымовых газов в котле, К.
 Определяется по формуле (3.70):

$$T_{cm3} = T_{cp3} + \Delta t_{cm}, \quad (3.70)$$

где Δt_{cm} – поправка на загрязнение, К.

При сжигании природного газа $\Delta t_{cm} = 25$ К [30].

$$T_{cm3} = (354 + 273) + 25 = 629 \text{ К}$$

$$\alpha_{n3} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot 627^3 \cdot 0,8 \cdot \frac{(0,8 + 1) \cdot \left[1 - \left(\frac{629}{627} \right)^{3,6} \right]}{2 \cdot \left(1 - \frac{629}{627} \right)} = 9,52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

По формуле (3.71) рассчитаем коэффициент теплопередачи:

$$k_{3x} = \xi \cdot \psi_3 \cdot (\alpha_{k3} + \alpha_{n3}), \quad (3.71)$$

где ξ – коэффициент использования поверхности нагрева [18];

ψ_3 – коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева [18].

$$k_{3x} = 1 \cdot 1 \cdot (21,49 + 9,52) = 31,01 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Далее необходимо выполнить расчет температурного напора.

Температуры воды в третьем ходе, на входе и выходе соответственно:

$$t'_{e3} = 80 \text{ }^\circ\text{С};$$

$$t''_{e3} = 95 \text{ }^\circ\text{С}.$$

Тогда больший и меньший теплоперепад между теплоносителями определяются по формулам (3.72) и (3.73):

$$\Delta t_{e3} = g'_3 - t''_{e3}, \quad (3.72)$$

$$\Delta t_{e3} = 510 - 95 = 415 \text{ }^\circ\text{С}$$

$$\Delta t_{m3} = g''_3 - t'_{e3}, \quad (3.73)$$

$$\Delta t_{m3} = 198 - 80 = 118 \text{ }^\circ\text{С}$$

Т.к. отношение большего теплоперепада к меньшему $\Delta t_{\delta 3} / \Delta t_{m3} > 1,7$, то температурный напор рассчитывается по логарифмической зависимости (3.74):

$$\Delta t_3 = \frac{\Delta t_{\delta 3} - \Delta t_{m3}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta 3}}{\Delta t_{m3}}\right)}, \quad (3.74)$$

$$\Delta t_3 = \frac{415 - 118}{\ln\left(\frac{415}{118}\right)} = 236,165 \text{ }^\circ\text{C}$$

Найдем количество тепла, переданное конвективным поверхностям третьего хода дымовыми газами, по формуле (3.75):

$$Q_{m3} = \frac{k_{3x} \cdot \Delta t_3 \cdot H_3}{B \cdot 10^3}, \quad (3.75)$$

$$Q_{m3} = \frac{31,01 \cdot 236,165 \cdot 22,43}{0,032 \cdot 10^3} = 5133,3 \text{ кДж/м}^3$$

По формуле (3.76) определим погрешность расчета третьего хода:

$$\delta_3 = \left| \frac{Q_{\delta 3} - Q_{m3}}{Q_{\delta 3}} \right| \cdot 100\%, \quad (3.76)$$

$$\delta_3 = \left| \frac{5229 - 5133,3}{5229} \right| \cdot 100\% = 1,8\%$$

Погрешность расчета составила меньше 2 %, расчет третьего хода завершен.

3.1.6 Поверочный расчет теплового баланса котла

По формуле (3.77) определяем невязку теплового баланса котельного агрегата:

$$\frac{Q_n^p \cdot \eta}{100} = Q_l + Q_{m2} + Q_{m3}, \quad (3.77)$$

Рассчитаем левую и правую части отдельно по формулам (3.78) и (3.79) соответственно:

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\bar{b}_1 = \frac{Q_n^p \cdot \eta}{100}, \quad (3.78)$$

$$\bar{b}_1 = \frac{36170 \cdot 91,3}{100} = 33020 \text{ кДж/м}^3$$

$$\bar{b}_2 = Q_n + Q_{m2} + Q_{m3}, \quad (3.79)$$

$$\bar{b}_2 = 12400 + 15259,97 + 5133,3 = 32793,27 \text{ кДж/м}^3$$

По формуле (3.80) определим невязку теплового баланса между двумя уравнениями:

$$\Delta b = \left| \frac{\bar{b}_1 - \bar{b}_2}{\bar{b}_1} \right| \cdot 100\%, \quad (3.80)$$

$$\Delta b = \left| \frac{33020 - 32793}{33020} \right| \cdot 100\% = 0,69\%.$$

Поскольку невязка теплового баланса не превышает 0,5 %, то тепловой расчет котла можно считать верным.

Таким образом, при работе котла фирмы «ICI Caldaie», марки «REX-100» по требуемой тепловой нагрузке 1,02 МВт, температура уходящих дымовых газов будет равна 186 °С в соответствии с паспортом котла.

4 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ И ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ

На данный момент в Российской Федерации одним из главных вопросов в сфере энергетики, стоит вопрос рационального использования топливных и энергетических ресурсов и согласно Энергетической стратегии Российской Федерации на период до 2030 года: «Стратегической целью государственной энергетической политики в сфере повышения энергетической эффективности экономики является максимально рациональное использование энергетических ресурсов на основе обеспечения заинтересованности их потребителей в энергосбережении, повышении собственной энергетической эффективности и инвестировании в эту сферу» [36].

Одним из методов для рационального использования энергетических ресурсов, являются переход с устаревшего оборудования на новое и перевод отопительной котельной на двухконтурный режим работы, которые и осуществляются в разрабатываемой блочно-модульной отопительной котельной.

Но также, для повышения эффективности использования энергетических ресурсов на котельной проводятся следующие мероприятия, перечень энергосберегающих мероприятий приведен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Перечень основных мероприятий по энергосбережению

Мероприятия	Эффективность
Применение частотного преобразователя для регулирования насосов, вентиляторов и дымососов	до 30 % (от потребляемой ими электроэнергии)
Применение современных водогрейных котлов на газовом топливе	КПД 92 %
Полное автоматизированное управление котельной	до 30 %
Установка систем учета расходов	до 20 %
Использование в качестве топлива: природного газа	в 2-3 раза снижается стоимость 1 Гкал
Теплоизоляция наружных и внутренних поверхностей котлов и теплопроводов, уплотнение клапанов, и тракта котлов	до 10 %
Забора теплого воздуха из верхней зоны котельного зала для всасывающей линии дутьевого вентилятора	1 – 2 %
Своевременная очистка наружных и внутренних поверхностей нагрева котла	до 10 %
Поддержание оптимального значения коэффициента избытка воздуха	1 – 3 %
Составление руководств и режимных карт работы котельных агрегатов	5 – 10 % (от потребляемого топлива)

Предлагаемым техническим решением в данной работе, является применение закрытой трехконтурной системы. Первый контур, от котельных агрегатов до теплообменных аппаратов внутри котельной. Второй контур, от теплообменных аппаратов в котельной до теплообменных аппаратов в здании потребителя. Третий контур, от теплообменных аппаратов в здании потребителей до отопительных приборов.

Достоинства данного технического решения:

- устойчивый гидравлически режим тепловых сетей;
- отсутствие загрязнений во втором контуре системы отопления и ГВС.

Важнейшим мероприятием для применения трехконтурной системы, является – выбор эффективного теплообменного аппарата.

Для выбора более эффективного теплообменного аппарата, произведем сравнение кожухотрубного и пластинчатого теплообменника.

Применение кожухотрубных теплообменников довольно распространенное решение в теплообменных и теплохимических процессах. Данные теплообменники довольно надежны в работе, работают в широком диапазоне давлений и нагреваемых сред, но они довольно громоздки и металлоемки по сравнению с пластинчатыми теплообменными аппаратами [37].

По значениям эффективной работы, рассматриваемые аппараты близки друг к другу. Но, тем не менее, коэффициент теплопередачи пластинчатого теплообменного аппарата в 1,3 – 1,5 раза больше, чем у кожухотрубного теплообменного аппарата, связано это с разницей в скоростях движения теплоносителей в теплообменных аппаратах. Также экономичность в пластинчатых теплообменниках определяется тем, что гидравлическое сопротивление в них меньше, чем в кожухотрубных теплообменниках [38].

Пример технического решения, применения трёхконтурной системы для административного здания.

Произведем расчет требуемого напряжения для привода насосов перекачивающих теплоносители в системе отопления для каждого аппарата при заданных условиях работы.

Гидравлические потери в кожухотрубном теплообменнике:

со стороны греющего теплоносителя $\Delta p_1^k = 45 \text{ кПа}$;

со стороны нагреваемого теплоносителя $\Delta p_2^k = 60 \text{ кПа}$.

Гидравлические потери в пластинчатом теплообменнике:

со стороны греющего теплоносителя $\Delta p_1^n = 30 \text{ кПа}$;

со стороны нагреваемого теплоносителя $\Delta p_2^n = 40 \text{ кПа}$.

КПД со стороны греющего теплоносителя $\eta_1 = 0,54$;

КПД со стороны нагреваемого теплоносителя $\eta_2 = 0,45$;

Плотность греющего теплоносителя $\rho_1 = 961,85 \text{ кг/м}^3$;

Плотность нагреваемого теплоносителя $\rho_2 = 970,18 \text{ кг/м}^3$;

Суммарный расход теплоносителя в системе отопления $G_1 = 19,16 \text{ кг/с}$;

Расход теплоносителя на отопления административного здания $G_2 = 2,82 \text{ кг/с}$.

По формуле (4.1) [39] определяется мощность на привод насоса, для обеспечения перекачки теплоносителя через теплообменник системы отопления:

$$N_i = \frac{G_i \cdot \Delta p_i}{\rho_i \cdot \eta_i}, \quad (4.1)$$

Кожухотрубный теплообменник, со стороны греющего теплоносителя:

$$N_z^k = \frac{19,16 \cdot 45}{961,85 \cdot 0,54} = 1,66 \text{ кВт.}$$

со стороны нагреваемого теплоносителя:

$$N_n^k = \frac{2,82 \cdot 70}{970,18 \cdot 0,45} = 0,45 \text{ кВт.}$$

Пластинчатый теплообменник, со стороны греющего теплоносителя:

$$N_z^n = \frac{19,16 \cdot 30}{961,85 \cdot 0,54} = 1,1 \text{ кВт.}$$

со стороны нагреваемого теплоносителя:

$$N_n^n = \frac{2,82 \cdot 40}{970,18 \cdot 0,45} = 0,25 \text{ кВт.}$$

По формуле (4.2) [38] определяется годовая экономия:

$$N_{\text{год}} = \left[(N_z^k - N_z^n) + (N_n^k - N_n^n) \right] \cdot 24 \cdot 218, \quad (4.2)$$

$$N_{\text{год}} = \left[(1,66 - 1,1) + (0,45 - 0,25) \right] \cdot 24 \cdot 218 = 3976,32 \text{ (кВт} \cdot \text{ч)/год.}$$

Таким образом, экономия от использования пластинчатого теплообменника только для системы отопления составит примерно 20 тыс. руб в год.

Из всего вышесказанного следует, что для предложенного технического решения наиболее выгодно и эффективно будет установить пластинчатые теплообменные аппараты.

Для обеспечения потребителей требуемым количеством тепла при рассматриваемом техническом решении в трёхконтурной системе работы котельной, необходимо рассчитать площадь поверхности теплообмена для выбора теплообменного аппаратов системы отопления для административного здания при данных условиях работы.

Параметры греющего теплоносителя:

Суммарный расход теплоносителя в системе отопления $G_1 = 19,16$ кг/с;

Температура на входе $t_1' = 95$ °С;

Температура на выходе $t_1'' = 70$ °С;

Гидравлические потери $\Delta p_1 = 30$ кПа;

Теплофизические свойства при средней температуре греющего теплоносителя $t_{cp1} = 82,5$ °С [31]:

$$\rho_1 = 961,85 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{p1} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\nu_1 = 0,3105 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_1 = 68,15 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

Параметры нагреваемого теплоносителя:

Расход теплоносителя на отопления административного здания $G_2 = 2,82$ кг/с

Температура на входе $t_2' = 60$ °С;

Температура на выходе $t_2'' = 80$ °С;

Гидравлические потери $\Delta p_2 = 40$ кПа;

Теплофизические свойства при средней температуре нагреваемого теплоносителя $t_{cp2} = 70$ °С [31]:

$$\rho_2 = 970,18 \text{ кг/м}^3;$$

$$c_{p2} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)};$$

$$\nu_2 = 0,3455 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\lambda_2 = 67,7 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

Толщина одной пластины $\delta_{cm} = 0,0005$ м;

Коэффициент теплопроводности материала пластин $\lambda_m = 15,6$ Вт/(м · К) [32];

Эквивалентный диаметр межпластинного канала $d_{эк} = 0,008$ м.

По формуле (4.3) [6] определим количество тепла, передаваемое в единицу времени, МВт:

$$Q = G_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_1' - t_1''), \quad (4.3)$$

$$Q = 19,16 \cdot 4,19 \cdot (95 - 70) = 2 \text{ МВт}$$

Определяем температурный напор между теплоносителями при противотоке.

По формулам (4.4) и (4.5) [6] определяем больший и меньший теплоперепад между теплоносителям, °С:

$$\Delta t_{\theta} = t_1' - t_2'', \quad (4.4)$$

									Лист
									56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

$$\Delta t_o = 95 - 80 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2', \quad (4.5)$$

$$\Delta t_m = 70 - 60 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$$

График изменения температур вдоль поверхности теплообмена представлен на рисунке 4.1.

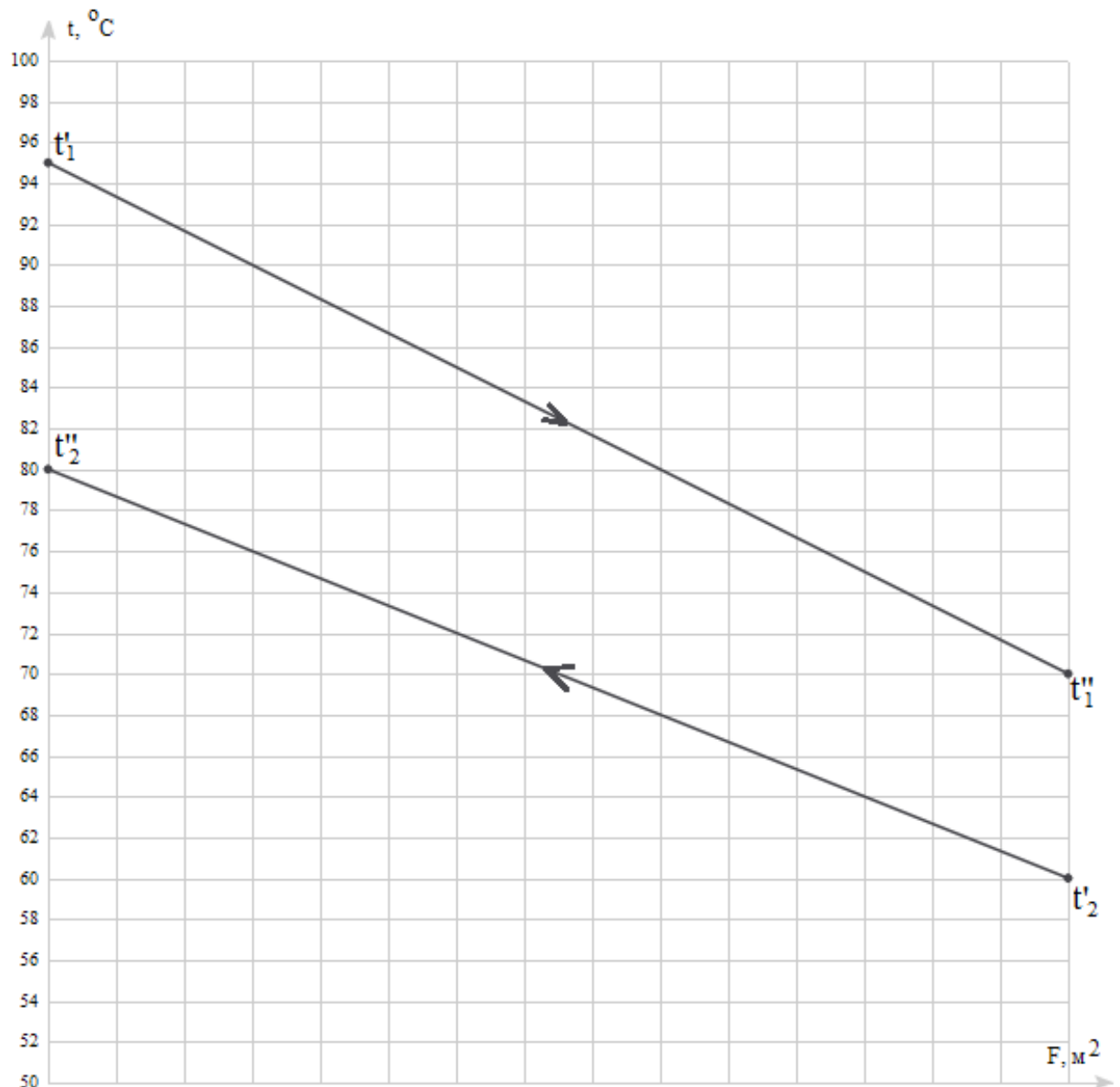


Рисунок 4.1 – График изменения температур вдоль поверхности теплообмена

Т.к. отношение большего теплоперепада к меньшему $\Delta t_o / \Delta t_m < 1,7$, то температурный напор можно рассчитать по формуле (4.6) [19], как среднее арифметическое между большим и меньшим теплоперепадом, °C:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\bar{o}} + \Delta t_{\bar{m}}}{2}, \quad (4.6)$$

$$\Delta t = \frac{15 + 10}{2} = 12,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определяем ориентировочную скорость движения греющего теплоносителя в каналах. Для этого зададимся:

– коэффициентом теплоотдачи $\alpha_1^3 = 13050 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [33];

– коэффициентом общего гидравлического сопротивления $\xi_1^3 = 2,18$ [33];

Используя заданные значения, рассчитаем скорость греющего теплоносителя, используя формулу (4.7) [6]:

$$\omega_1 = 2 \sqrt{\frac{\alpha_1^3 \cdot (t_{cp1} - t_{cm,cp}) \cdot \Delta p_1}{c_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \cdot \rho_1^2 \cdot \xi_1^3}}, \quad (4.7)$$

$$\omega_1 = 2 \sqrt{\frac{13050 \cdot (82,5 - 76,25) \cdot 30}{4,19 \cdot (95 - 70) \cdot 961,82^2 \cdot 2,18}} = 0,45 \text{ м/с}$$

По формуле (4.8) [6] определим критерий Рейнольдса:

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 \cdot d_{\text{эк}}}{\nu_1}, \quad (4.8)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,45 \cdot 0,008}{0,3105 \cdot 10^{-6}} = 11658,8$$

Проверим принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления по формуле (4.9) [6]:

$$\xi_1 = \frac{22,4}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (4.9)$$

$$\xi_1 = \frac{22,4}{11658,8^{0,25}} = 2,16$$

По формуле (4.10) [6] найдем погрешность коэффициента общего гидравлического сопротивления с принятым ранее, %:

										Лист
										58
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

$$\delta_{\xi} = \frac{\xi_1^3 - \xi}{\xi_1^3} \cdot 100, \quad (4.10)$$

$$\delta_{\xi} = \frac{2,18 - 2,16}{2,18} \cdot 100 = 1,1\%$$

Т.к. погрешность не превышает 5 %, пересчет коэффициента не требуется. Определяем критерий Нуссельта, по формуле (4.11) [19]:

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right), \quad (4.11)$$

где Pr_1 – критерии Прандтля, греющего теплоносителя;
 Pr_{cm} – критерии Прандтля, стенки.

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 11658,8^{0,73} \cdot 1,84^{0,43} \cdot \left(\frac{1,84}{1,98} \right) = 151,3$$

По формуле (4.12) [19] определяем коэффициент теплоотдачи для греющего теплоносителя, Вт/(м²·К):

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{эк}}, \quad (4.12)$$

$$\alpha_1 = \frac{151,3 \cdot 68,15 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 12887,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

По формуле (4.13) [19] найдем погрешность коэффициента теплоотдачи для греющего теплоносителя с принятым ранее, %:

$$\delta_{\alpha} = \frac{\alpha_1^3 - \alpha}{\alpha_1^3} \cdot 100, \quad (4.13)$$

$$\delta_{\alpha} = \frac{13050 - 12887,4}{13050} \cdot 100 = 1,3\%$$

Т.к. погрешность не превышает 5 %, то пересчет коэффициента не требуется. Далее определяем ориентировочную скорость движения нагреваемого теплоносителя в каналах аппарата.

Задаются:

– коэффициентом теплоотдачи $\alpha_2^3 = 16270 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ [33];

– коэффициентом общего гидравлического сопротивления $\xi_2^3 = 2,1$ [33];

Используя заданные значения, рассчитаем скорость греющего теплоносителя, используя формуле (4.14) [6]:

$$\omega_2 = 2 \sqrt{\frac{\alpha_2^3 \cdot (t_{cp2} - t_{cm.cp}) \cdot \Delta p_2}{c_{p2} \cdot (t_2' - t_2'') \cdot \rho_2^2 \cdot \xi_2^3}}, \quad (4.14)$$

$$\omega_2 = 2 \sqrt{\frac{16270 \cdot (76,25 - 70) \cdot 40}{4,19 \cdot (80 - 60) \cdot 970,18^2 \cdot 2,1}} = 0,58 \text{ м/с.}$$

По формуле (4.15) [6] определим критерий Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_{эк}}{\nu_2}, \quad (4.15)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,58 \cdot 0,008}{0,3455 \cdot 10^{-6}} = 13460,4$$

Проверим принятое значение коэффициента общего гидравлического сопротивления по формуле (4.16) [6]:

$$\xi_2 = \frac{22,4}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (4.16)$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{13460,4^{0,25}} = 2,07$$

По формуле (4.17) [6] найдем погрешность коэффициента общего гидравлического сопротивления с принятым ранее, %.

$$\delta_\xi = \frac{\xi_2^3 - \xi_2}{\xi_2^3} \cdot 100, \quad (4.17)$$

$$\delta_\xi = \frac{2,1 - 2,07}{2,1} \cdot 100 = 0,9\%$$

Т.к. погрешность не превышает 5 %, пересчет коэффициента не требуется.

По формулам (4.18) [19] определяем критерии Прандтля:
 Определяем критерий Нуссельта, по формуле (4.20) [19]:

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right), \quad (4.18)$$

где Pr_2 - критерии Прандтля, нагреваемого теплоносителя;

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 13460,4^{0,73} \cdot 2,07^{0,43} \cdot \left(\frac{2,07}{1,98} \right) = 200,1$$

По формуле (4.19) [19] определяем коэффициент теплоотдачи для греющего теплоносителя, Вт/(м²·К):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{эк}}, \quad (4.19)$$

$$\alpha = \frac{200,1 \cdot 67,7 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 16929,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

По формуле (4.20) [19] найдем погрешность коэффициента теплоотдачи для греющего теплоносителя с принятым ранее, %:

$$\delta_\alpha = \frac{\alpha_3 - \alpha_2}{\alpha_2} \cdot 100, \quad (4.20)$$

$$\delta_\alpha = \left| \frac{16270 - 16929,52}{16270} \right| \cdot 100 = 4\%$$

Т.к. погрешность не превышает 5 %, то пересчет коэффициента не требуется.

По формуле (4.21) определяем коэффициент теплопередачи от греющего теплоносителя к нагреваемому через стенку теплообменного аппарата, Вт/(м²·К):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_3 + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_3 + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.21)$$

где R_3 – термическое сопротивление загрязнений стенок, (м²·К)/Вт.

Термическое сопротивление загрязнений стенок как со стороны греющего, так и со стороны нагреваемого теплоносителя $R_3 = 0,00017$ (м²·К)/Вт [6].

$$k = \frac{1}{\frac{1}{12887,4} + 0,00017 + \frac{0,0005}{15,6} + 0,00017 + \frac{1}{16929,52}} = 1999,734 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Определяем общую поверхность теплопередачи теплообменного аппарата, по формуле (4.22) [6]:

$$F_p = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (4.22)$$

$$F_p = \frac{2 \cdot 10^6}{1999,734 \cdot 12,5} = 80 \text{ м}^2$$

Согласно ГОСТ 15518-87 «Аппараты теплообменные пластинчатые» [15], рассчитанная площадь $F_p = 80 \text{ м}^2$, соответствует стандартной площади $F_c = 80 \text{ м}^2$, соответственно принимаем общую поверхность теплопередачи теплообменного аппарата $F = 80 \text{ м}^2$.

5 КОНТРОЛЬНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ И АВТОМАТИКА

Автоматизация технологического процесса облегчает обслуживание промышленных объектов, что позволяет повысить производительность и улучшает условия труда. Отопительная котельная поселка Билимбай, Первоуральского районная, Свердловской области полностью автоматизированная, что позволяет котельной работать без постоянно присутствующего рабочего персонала и осуществлять контроль за работой котельной дистанционно.

Функциональная схема автоматизации котельной составлена в соответствии с ГОСТ 21.404-85 [16], ГОСТ 21.408-2013 [48] и Правилами учета тепловой энергии и теплоносителя [49].

5.1 Решение по автоматизации котельной

Потребители теплоты (системы отопления, горячего водоснабжения) проектируют и строят, ориентируясь на расчетную мощность. Однако, расчетная мощность совпадает с фактической потребностью только при расчетных условиях. В остальное время, требуемое количество теплоты для системы значительно ниже расчетной мощности и ее значение зависит: для систем отопления – от изменения температуры наружного воздуха; для систем горячего водоснабжения – от значения водоразбора.

Таким образом, в котельной подачу теплоты следует регулировать с таким расчетом, чтобы отпускаемое количество теплоты совпадало с потребностью в ней. Отпуск теплоты на различные нужды может регулироваться тремя методами: качественным, количественным и качественно-количественным. При качественном методе изменяют температуру воды, подаваемой потребителям при неизменном расходе теплоносителя; при количественном – изменяют расход теплоносителя при неизменной температуре; при качественно-количественном одновременно изменяют температуру и расход теплоносителя. В системах отопления приоритетным методом регулирования отпуска теплоты является качественный метод, т.к. при постоянном расходе воды системы отопления в меньшей степени подвержены разрегулировке. Отпуск теплоты на горячее водоснабжение регулируют количественным методом – изменением расхода греющей воды.

Регулятор имеет тиристорные выходы для управления приводом регулирующего клапана и релейные выходы для управления насосом или горелочным устройством котла.

К регулятору возможно подключение до шести температурных датчиков Pt 1000 Ом, дистанционных панелей контроля и управления, дополнительного релейного и коммуникационных модулей.

Регулятор ECL Comfort 300 может быть переключен на различные прикладные задачи с помощью ECL-карт. Каждая ECL-карта обеспечивает функционирование регулятора ECL Comfort 300 применительно к конкретной схеме теплоснабжения.

Управляющая карта С66 предназначена для обеспечения работы электронного регулятора ECL Comfort 300 в технологических схемах систем водяного

										Лист
										63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

отопления и систем горячего водоснабжения. Регулятор с картой С66 поддерживает температуру теплоносителя, поступающего в систему отопления, в зависимости от температуры наружного воздуха, а также постоянную температуру горячей воды в системе ГВС.

Регулятор, настроенный на работу с картой С66, кроме функций регулирования, позволяет:

- осуществлять регулирование системой отопления с коррекцией по температуре воздуха в помещении (при установке комнатного датчика);
- запрограммировать снижение температуры воздуха в помещении и горячей воды в системе ГВС по часам суток и дням недели;
- производить форсированный натоп помещений после периода снижения температуры внутреннего воздуха;
- автоматически отключать систему отопления на летний период при переходе температуры наружного воздуха определенной границы;
- периодически включать электроприводы насоса и регулирующего клапана во время летнего отключения систем отопления;
- защищать систему отопления от замораживания.

С помощью карты С66 возможна настройка ряда параметров регулирования и выполнение самонастройки регулирования системы горячего водоснабжения.

Котлы REX-100 и REX-62 оснащены пультами управления, предназначенными для управления котлом и двухступенчатой газовой горелкой. Автоматическое регулирование температуры воды на выходе из котла осуществляется регулятором горелки по сигналам, получаемым от панели управления котла.

Система контроля и автоматики котла включает в себя:

- регулятор горелки;
- защитные блокировки котла;
- контрольно-измерительные приборы.

Система защит котла аварийно отключает горелку котла при:

- погасания факела горелки;
- понижении давления воздуха и газового топлива перед горелкой;
- исчезновении напряжения;
- срабатывании аварийного ограничителя температуры котловой воды
- повышении или понижении давления воды за котлом.

При срабатывании аварийного ограничителя температуры котловой воды происходит блокировка котла. Повторный запуск котла в работу выполняется обслуживающим персоналом после выяснения и устранения причин аварии. Котел включается автоматически при восстановлении подачи электроэнергии, нормализации давления воды в котле и нормализации давления газа или воздуха перед горелкой.

Горелки С.120 и С.75 оборудованы блоками управления, которые выполняют следующие функции:

- автоматический пуск и останов горелки;
- автоматическую проверку герметичности клапанов;

										Лист
										64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.010.12 ПЗ					

- обеспечение работы горелки в двухступенчатом режиме;
- выдача сообщения о неисправности;
- останов котла при возникновении аварийных ситуаций.

Проверка герметичности клапанов перед пуском котла осуществляется автоматически, и в случае нарушения его герметичности предусмотрен запрет на подачу газа на горелку.

Система автоматике котла и горелки выдает сигнал неисправности в общую систему сигнализации, а также содержат световую сигнализацию «Авария».

Регулирование температуры ГВС осуществляется с помощью термоэлемента ESMU регулятора температуры, дающего сигнал на седельный регулирующий проходной клапан VF2, установленный в греющем контуре теплообменника.

В котельной есть шкаф управления (ШУ). Для насосов предусмотрена защита от «сухого хода», ручной и автоматический режимы работы, сигнализация неисправности.

В котельной предусмотрена следующая автоматика безопасности:

Быстродействующий запорный клапан на вводе газа в котельную отключается при:

- превышении уровня допустимой концентрации метана ($> 10\%$ НКПП);
- превышении уровня допустимой концентрации угарного газа ($> 100 \text{ мг/м}^3$);
- возникновении пожара;
- исчезновении напряжения.

В котельной предусматривается установка приборов визуального контроля параметров, наблюдение за которыми необходимо при эксплуатации котельной.

Для размещения аппаратуры автоматике безопасности и сигнализации в котельной есть шкаф автоматике (ША).

В котельной предусматривается светозвуковая сигнализация аварийной ситуации с выводом на шкаф ША следующих сигналов:

- отсечной газовый клапан открыт;
- отсечной газовый клапан закрыт;
- пропало напряжение;
- повышение давления в обратном трубопроводе котельного контура;
- падение давления в обратном трубопроводе котельного контура;
- низкая температура теплоносителя;
- пожар;
- загазованность по природному газу: «Порог 1», «Порог 2»;
- загазованность по угарному газу: «Порог 1», «Порог 2»;
- авария горелки котла №1;
- авария горелки котла №2;
- авария горелки №3.

На пульт в диспетчерской выводятся следующие сигналы:

- газовый клапан закрыт;
- падение давления теплоносителя в котловом контуре;
- повышение давления теплоносителя в котловом контуре;

					<i>13.03.01.2019.010.12 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

- низкая температура теплоносителя;
- пожар;
- загазованность по природному газу: «Порог 1», «Порог 2»;
- загазованность по угарному газу: «Порог 1», «Порог 2»;
- низкий уровень воды в подпиточном баке;
- авария горелки котла №1;
- авария горелки котла №2;
- авария горелки котла №3;
- пропало напряжение в котельной;
- пожар в шкаф (ШС).

5.2 Функциональная схема автоматизации котельной

Функциональная схема является основным техническим документом, определяющим функционально-блочную структуру отдельных узлов автоматического контроля, управления и регулирования технологического процесса и оснащение объекта управления приборами и средствами автоматизации.

Объектом управления в системах автоматизации технологических процессов является совокупность основного и вспомогательного оборудования вместе с встроенными в него запорными и регулирующими органами, а также энергии, сырья и других материалов, определяемых особенностями используемой технологии.

При разработке функциональных схем автоматизации технологических процессов необходимо решить следующее:

- получение первичной информации о состоянии технологического процесса и оборудования;
- непосредственное воздействие на технологический процесс и управление;
- стабилизация технологических параметров процесса;
- контроль и регистрация технологических параметров процессов и состояния технологического оборудования.

Указанные задачи решаются на основании анализа условий работы технологического оборудования, выявленных законов и критериев управления объектом, а также требований, предъявляемых к точности стабилизации, контроля и регистрации технологических параметров, к качеству регулирования и надежности.

Функциональные задачи автоматизации реализуются с помощью технических средств, включающих в себя: отборные устройства, средства получения первичной информации, средства преобразования и переработки информации, комбинированные, комплектные и вспомогательные устройства.

Результатом составления функциональных схем являются:

- выбор методов измерения технологических параметров;
- выбор основных технических средств автоматизации, наиболее полно отвечающих предъявляемым требованиям и условиям работы автоматизируемого объекта;

					<i>13.03.01.2019.010.12 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

– определение приводов исполнительных механизмов регулирующих и запорных органов технологического оборудования, управляемого автоматически или дистанционно;

– размещение средств автоматизации на щитах, пультах, технологическом оборудовании и трубопроводах и т.п. и определение способов представления информации о состоянии технологического процесса и оборудования [16].

Регулятор температуры.

Для регулирования температуры воды на выходе из котла установлен погодный компенсатор ECL 300 (4з) запрограммированный с помощью карты ECL C66, обеспечивающей управление регулирующими клапанами.

ECL 300 получает сигналы от следующих датчиков температуры:

4а – датчик температуры наружного воздуха;

4г, 4д – датчик температуры в обратном трубопроводе котельного контура;

4б – датчик температуры в подающем трубопроводе теплосети;

4в – датчик температуры в подающем трубопроводе ГВС;

Дисплей отображает всю информацию о состоянии системы отопления. Программирование времени и параметров системы показаны на одном из дисплеев, который может быть выбран как рабочий. Дисплей используется также для установки параметров регулирования.

ECL 300 вырабатывает сигналы управления:

– седельными проходными регулирующими клапанами (12,13).

Управление сетевыми насосами системы отопления, циркуляционными насосами котельного контура, подпиточными насосами и насосам циркуляции ГВС осуществляется электронным блоком Zelio Logic (8з). Данный элемент блокирует работу насосов при пропадании давления за насосами (сигнал от переостата КР135 (8а...8е), переключает насосы каждые 12 часов и выдает сигнализацию неисправности насоса при срабатывании автомата контроля двигателя каждого насоса.

Блок защит и сигнализации.

На щит сигнализации и автоматики поступают сигналы от следующих датчиков:

11 – электроконтактный манометр ДМ2010Сг 0-1,0 МПа – сигнализирует о понижении (повышении) давления теплоносителя в обратном трубопроводе котельного контура;

12 – реле температуры КР 78 – сигнализирует о низкой температуре теплоносителя в обратном трубопроводе котельного контура;

13 – датчик угарных газов Seitron CO;

14 – датчик горючих газов Seitron CH4;

15 – клапан регулирующий КПЭГ-50 – срабатывает при превышения давления газа выше нормы.

Управление работой котла № 1

Датчик температуры (1а) осуществляет переключение ступеней горелки для поддержания температуры в котловом контуре.

Датчик температуры (1б) настроен на температуру 105 °С, и при превышении

										Лист
										67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.010.12 ПЗ					

заданной температуры, датчик блокирует горелку до снижения температуры.

Датчик температуры (1в) настроен на температуру 114°C и при превышении заданной температуры отключает горелку. Горелка включается нажатием кнопки.

Реле максимального давления (1г) срабатывает при превышении давления в котловом контуре, по его сигналу отключается горелка.

Реле минимального давления (1д) срабатывает при понижении давления в котловом контуре, по его сигналу отключается горелка.

Управление работой котла № 2

Для котла №2 автоматизация аналогична автоматизации котла №1 с заменой обозначения 1 на 2.

Управление работой котла № 3

Датчик температуры (3а) осуществляет переключение ступеней горелки для поддержания температуры в котловом контуре.

Датчик температуры (3б) настроен на температуру 105°C, и при превышении заданной температуры, датчик блокирует горелку до снижения температуры.

Датчик температуры (3в) настроен на температуру 114°C и при превышении заданной температуры отключает горелку. Горелка включается нажатием кнопки.

Реле максимального давления (3г) срабатывает при превышении давления в котловом контуре, по его сигналу отключается горелка.

Реле минимального давления (3д) срабатывает при понижении давления в котловом контуре, по его сигналу отключается горелка.

					<i>13.03.01.2019.010.12 ПЗ</i>	Лист
						68
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

В разрабатываемой блочно-модульной отопительной котельной будут установлены три котельных агрегата фирмы «ICI Caldaie» Италия, марки REX-100 и REX-62 общей мощностью 2,66 МВт, предназначенные для отопления и ГВС, работающие на природном газе $Q_n^p = 36170 \text{ кДж/м}^3$ (при $0 \text{ }^\circ\text{C}$ и $0,10132 \text{ МПа}$). Кроме котельных агрегатов в блочно-модульной котельной установлено насосное оборудование, теплообменные аппараты и другое вспомогательное оборудование, к которому эксплуатационный и ремонтный персонал котельной имеет открытый доступ.

Также в блочно-модульной котельной установлены контрольно измерительный приборы и автоматика (КИПиА), установка водоподготовки с подпиточным баком и устройства системы вентиляции.

Основное топливо котельной, является природный газ, плотностью $-0,685 \text{ кгс/м}^3$. С давлением газа на вводе в котельную $p = 0,25 \text{ МПа}$.

Блочно-модульная котельная полностью автоматизирована. В зоне обслуживания и осмотра основного и вспомогательного оборудования существуют следующие опасные производственные факторы и аварийные ситуации [40]:

1) Травмоопасные факторы:

- повышенное давление теплоносителя;
- возможность поражения теплоносителем с высокой температурой;
- электрический ток;
- движущиеся и вращающиеся части механизмов могут вызвать механические повреждения тела человека, при попадании частей тела в поле действия этих механизмов.

2) Аварийные ситуации:

- утечка топлива;
- взрыв котла;
- пожар.

В следующих пунктах, рассмотрим пожаровзрывобезопасность, электробезопасность и молниезащиту на котельной блочно-модульного типа.

6.1 Пожаровзрывобезопасность

На котельных обязательно соблюдаются правила пожаровзрывобезопасности, установленные на основании следующих нормативных документов:

1. СНиП 21-01-97 «Пожарная безопасность зданий и сооружений»;
2. ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ «Пожарная безопасность. Общие требования»;
3. Приказом Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации от 17.08.2015 №551-н «Об утверждении Правил по охране труда при эксплуатации тепловых энергоустановок».
4. Федеральным законом № 123-ФЗ «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности»;

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

- 5. Постановлением Правительства РФ № 390 «О противопожарном режиме»;
 - 6. ППБ 01-03 «Правила пожарной безопасности в Российской Федерации»;
- По надежности отпуска тепла котельная соответствует категории «II».

В соответствии НПБ 105-03 «Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности» и постановлению Правительства РФ от 25 апреля 2012 г. N 390 «О противопожарном режиме», помещение блочно-модульной котельной по взрывопожарной и пожарной безопасности относится к категории «Г» [41].

Согласно СП 89.13330.2016 «Котельные установки», блочно-модульная котельная имеет степень огнестойкости здания «II», класса пожарной опасности «C0» [42].

Класс функциональной пожарной опасности разрабатываемой блочно-модульной котельной согласно ФЗ №123-ФЗ, является - Ф 5.1 [43].

Для того, что бы обеспечить пожарную безопасность в блочно-модульной котельной должны быть обязательно установлены первичные средства пожаротушения – пожарные щиты, укомплектованные огнетушителями порошкового типа, асбестовым полотном, противопожарным рукавом, пожарными ведрами, лопатой, ломом и топором, установлен ящик с песком, а также обязательно установленные пожарные извещатели, с дистанционной передачей сигналов на пульт диспетчера.

В блочно-модульной котельной, принято установить, двухпроводные дымовые извещатели ИП 34А. Которые срабатывают при появлении дыма и передают на пульт диспетчера следующие сигналы: «Пожар», «Запыленность», «Внимание», «Неисправность», «Отключен».

Помимо этого, в котельной предусмотрены пожарные краны внутреннего противопожарного водопровода, с укомплектованными пожарными рукавами и стволами. Перемотку рукавов на новую скатку проводят не реже 1 раза в полгода.

Также не реже 1 раза в год проводят цикл испытаний всей системы автоматического тушения пожаров с оформлением протокола испытаний, 1 раз в 3 года проводят гидравлические испытания пожарного водопровода и не реже 1 раза в 5 лет проводится сплошная промывка, продувка и очистка от грязи пожарных водопроводов.

В соответствии с правилами безопасности сетей газораспределения и газопотребления на котельной [44], при эксплуатации газопроводов и газового оборудования для предотвращения взрывоопасных ситуаций должны выполняться:

- осмотр технического состояния (обход);
- контроль загазованности воздуха в помещениях котельного зала;
- проверка срабатывания устройств технологических защит, блокировок и действия сигнализации;
- проверка герметичности фланцевых, резьбовых и сварных соединений газопроводов, сальниковых набивок арматуры с помощью приборов или мыльной эмульсии и т. д.

Проверка параметров срабатывания ПЗК и ПСК проводится не реже 1 раза в 6 месяцев, а также после ремонта оборудования.

Контроль загазованности в помещениях котельной проводится стационарными

сигнализаторами загазованности не реже 1 раза в смену. При обнаружении концентрации газа проводится дополнительная вентиляция помещений котельной и незамедлительные работы по обнаружению и устранению утечки газа.

6.2 Электробезопасность и молниезащита

В котельной применяют различные электрические установки. Электроустановки эксплуатируются в помещении с большой влажностью и повышенной температурой воздуха. Поэтому для предотвращения поражения током на все электросиловое оборудование в котельной предусмотрено заземление в соответствии с ГОСТ Р 12.1.019-2009 «Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты» [45] и ГОСТ 12.1.030-81 «Электробезопасность. Защитное заземление, зануление» [46]. Заземлители применяются искусственные в виде труб диаметром 30 мм и длиной 3 м. Защитному заземлению подлежат металлические токоведущие части электрооборудования, которые могут из-за неисправности изоляции оказаться под напряжением и к которым возможно прикосновение людей.

В качестве защиты при занулении используются плавкие предохранители.

В соответствии с СО 153-34.21.122-2003 «Инструкцией по устройству молниезащиты зданий и сооружений и промышленных коммуникаций» [47] по молние-защитным мероприятиям здание котельной относится к специальным объектам с 1-м уровнем защиты от прямых ударов молнии. Защита от прямых ударов, вторичных проявлений молнии, статического электричества здания котельной предусмотрена путем наложения молниеприемной сетки (круг диаметром 10 мм, шаг сетки 5×5 м) под слоем утеплителя кровли и последующим ее присоединением к защитному наружному контуру заземления. Молниеприемная сетка соединяется токоотводами с наружным контуром заземления. Токоотводы должны быть проложены не реже, чем через 10 м по периметру здания котельной по наружным стенам.

Защите от прямых ударов молнии подлежат также продувочные свечи котельной, а также пространство над ними, ограниченное цилиндром высотой 1–5 м (в зависимости от избыточного давления внутри установки). Молниезащита продувочных свечей предусмотрена существующей дымовой трубой высотой 10 м. Наружный контур заземления выполняется из полосовой стали сечением 40×4 мм, проложенным на глубине не менее 0,5 м от планировочной отметки земли по периметру здания на расстоянии не менее 10 м от стен. Молниезащита от прямых ударов молнии в наземные объекты котельной осуществляется с помощью молниеотвода.

									Лист
									71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.010.12 ПЗ				

7 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

Существенным преимуществом блочно-модульной котельной, работающей на газообразном топливе, является экологичность, по сравнению с блочно-модульными котельными, работающими на твердом или жидком топливе. Тем не менее, блочно-модульная котельная, работающая на газообразном топливе, все же оказывает негативное влияние на окружающую среду в районе расположения, т.к. вместе с продуктами сгорания в атмосферу уходят оксиды азота, оксиды углерода и т.д.

Оксиды азота являются наиболее опасными веществами для окружающей среды. Примерное процентное соотношение компонентов в дымовых газах [40]:

оксида азота NO_x – 50...1000 ppm;

угарного газа CO – 80...100 ppm (миллионных долей);

углекислого газа CO_2 – 8...11%.

Таким образом, при разработке отопительной котельной, в соответствии с Федеральным законом N 384 [41], СНиП II-35-76 [14], СНиП 2.09.03-85 19 [42] и правилами проектирования [43], проводят расчеты по ОНД-86 [21], для уменьшения негативного воздействия выбросов в районе размещения котельной.

Т.к. топливом для блочно-модульной котельной, является природный газ, а нагрузками на потребителей являются нагрузки на отопление и ГВС, расчет высоты дымовой трубы проводится по выбросу оксидов азота для зимнего периода и летнего периода.

Исходные данные:

Температура уходящих газов $t_z = 186^\circ\text{C}$;

Средняя температура самого холодного месяца $t_s^{cp} = -12,6^\circ\text{C}$;

Средняя температура самого жаркого месяца в полдень $t_n^{cp} = 19^\circ\text{C}$;

Температура при н.у. $t_n = 0^\circ\text{C}$;

Мощность котельного агрегата REX-100 $Q_{\text{REX-100}} = 1,02$ МВт;

Мощность котельного агрегата REX-62 $Q_{\text{REX-62}} = 0,62$ МВт;

Атмосферное давление $p_{\text{атм}} = 755,6$ мм.рт.ст;

Атмосферное давление при н.у. $p_{\text{атм}} = 760$ мм.рт.ст;

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,07$;

Низшая теплота сгорания топлива $Q_n^p = 36170$ кДж/м³;

Объем дымовых газов при н.у. $V_z = 11,437$ м³/м³;

Коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы $A = 160(\sqrt[3]{c^2} \cdot \text{мг} \cdot \sqrt[3]{\text{град}}) / \text{г}$;

Коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в воздухе $F = 1$;

Коэффициент, учитывающий рельеф местности $\eta = 1$;

Предельно допустимая концентрация $\text{ПДК}_{\text{NO}_2} = 0,085$ мг/м³ [44].

Определяем объемный расход дымовых газов из трубы при условиях выхода.

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

По формуле (7.1) [20], определяем объемный расход газов из трубы:

$$V_p = \frac{(t_z + 273) \cdot p_n \cdot V_z}{(t_n + 273) \cdot p_{атм}}, \quad (7.1)$$

$$V_p = \frac{(186 + 273) \cdot 760 \cdot 11,437}{(0 + 273) \cdot 755,6} = 19,34 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Определим объем продуктов сгорания, образующихся при работе котлов в зимний и летний период.

Для зимнего периода:

В зимний период работают 3 котла общей мощностью 2,66 МВт.

Расход топлива на 3 котла определяется по формуле (7.2):

$$B_3 = \frac{2 \cdot Q_{REX-100} + Q_{REX-62}}{Q_n^p \cdot \eta}, \quad (7.2)$$

где η – КПД котельной.

$$B_3 = \frac{2 \cdot 1,02 + 0,62}{36,17 \cdot 0,92} = 0,0799 \text{ м}^3/\text{с}$$

По формуле (7.3) определяем объем продуктов сгорания, образующихся при работе котлов в зимний период:

$$V_3 = V_p \cdot B_3, \quad (7.3)$$

$$V_3 = 19,34 \cdot 0,0799 = 1,545 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для летнего периода:

В летний период работает 1 котел мощностью 0,62 МВт.

Расход топлива на котел определяется по формуле (7.4):

$$B_n = \frac{Q_{REX-62}}{Q_n^p \cdot \eta}, \quad (7.4)$$

$$B_n = \frac{0,620}{36,17 \cdot 0,92} = 0,0186 \text{ м}^3/\text{с}$$

По формуле (7.5) определяем объем продуктов сгорания, образующихся при работе котла в летний период:

										Лист
										73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

$$V_{л} = V_{р} \cdot B_{л}, \quad (7.5)$$

$$V_{л} = 19,34 \cdot 0,0186 = 0,36 \text{ м}^3/\text{с}$$

7.1 Расчет выбросов окислов азота

Согласно [45] водогрейными котлами малой мощности являются котлы с тепловой производительностью до 10 Гкал/ч ($\approx 11,34$ МВт), значит, котел REX-100 мощностью 1,02 МВт и котел REX-62 мощностью 0,62 МВт, являются котлами малой мощности.

По формуле (7.6) определим суммарное количество окислов азота, выбрасываемого в атмосферу с дымовыми газами:

$$M_{NO_2} = B \cdot Q_n^p \cdot K_{NO_2} \cdot \beta_k \cdot \beta_t \cdot \beta_\alpha \cdot (1 - \beta_r) \cdot (1 - \beta_\delta) \cdot k_n, \quad (7.6)$$

где K_{NO_2} – удельный выброс оксидов азота при сжигании газа, г/МДж.

β_k – безразмерный коэффициент, учитывающий принципиальную конструкцию горелки [46];

β_t – безразмерный коэффициент, учитывающий температуру воздуха, подаваемого для горения [46];

β_α – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние избытка воздуха на образование оксидов азота [46];

β_r – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рециркуляции дымовых газов через горелки на образование оксидов азота [46];

β_δ – безразмерный коэффициент, учитывающий ступенчатый ввод воздуха в топочную камеру [46];

k_n – коэффициент пересчета, г/с [46].

По формуле (7.7) [46] определим удельный выброс оксидов азота при сжигании газа для водогрейных котлов:

$$K_{NO_2} = 0,013 \cdot \sqrt{B \cdot Q_n^p} + 0,33 \quad (7.7)$$

Для зимнего периода:

$$K_{NO_2} = 0,013 \cdot \sqrt{0,0799 \cdot 36,17} + 0,33 = 0,052 \text{ г/МДж.}$$

Для летнего периода:

$$K_{NO_2} = 0,013 \cdot \sqrt{0,0186 \cdot 36,17} + 0,33 = 0,04 \text{ г/МДж.}$$

Для зимнего периода:

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{NO_2}^3 = 0,0799 \cdot 36,17 \cdot 0,052 \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (1-0) \cdot (1-0) \cdot 1 = 0,24 \text{ г/с.}$$

Для летнего периода:

$$M_{NO_2}^3 = 0,0186 \cdot 36,17 \cdot 0,04 \cdot 1,6 \cdot 1 \cdot 1 \cdot (1-0) \cdot (1-0) \cdot 1 = 0,043 \text{ г/с.}$$

7.2 Расчет минимальной высоты трубы

В начале расчета определим примерный диаметр устья дымовой трубы котельной.

Зададимся оптимальной скоростью дымовых газов $\omega = 15 \text{ м/с}$.

Определим примерный диаметр устья дымовой трубы котельной, по формуле (7.8) [20]:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\pi \cdot \omega}}, \quad (7.8)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,545}{3,14 \cdot 15}} = 0,36 \text{ м}$$

Округлим полученные диаметры до стандартных $D_{np} = 0,4 \text{ м}$ и пересчитаем по нему оптимальную скорость по формуле (7.9) [20]:

$$\omega_0 = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D_0^2}, \quad (7.9)$$

$$\omega_0 = \frac{4 \cdot 1,545}{3,14 \cdot 0,4^2} = 12,3 \text{ м/с}$$

Для нахождения высоты дымовой трубы воспользуемся графическим методом [20]. Необходимо построить график $h_3 - h_p$, в котором h_3 – заданная, а h_p – рассчитанная высота трубы, определяется по формуле (7.10) [21]:

$$h_p = \sqrt{\frac{A \cdot F \cdot M_{NO_2} \cdot m \cdot n}{ПДК_{NO_2}}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Z}{V \cdot \Delta T}}, \quad (7.10)$$

где Z – количество дымовых труб, шт;

ΔT – разность между температурой выбросов и температурой окружающей среды, К;

										Лист
										75
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.010.12 ПЗ

Рассчитывается по формуле (7.11):

$$\Delta T = (t_2 - t^{cp}), \quad (7.11)$$

$$\Delta T = (186 - (-12,6)) = 198,6 \text{ К}$$

m и n – коэффициенты, зависящие от условий выхода газовой смеси из устья трубы.

Нахождение значений коэффициентов m и n зависит от следующих условий:

при $f < f_e$, коэффициент m находится по формуле (7.12) [21]:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}}, \quad (7.12)$$

при $f_e < f < 100$, коэффициент m находится по формуле (7.13) [21]:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f_e} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f_e}}, \quad (7.12)$$

при $v_m > 2$, коэффициент $n = 1$ [21];

при $0,5 < v_m < 2$, коэффициент n находится по формуле (7.14) [21]:

$$n = 0,532 \cdot v_m^2 - 2,13 \cdot v_m + 3,13 \quad (7.14)$$

где f_e , f , v_m , v'_m – вспомогательные параметры для определения коэффициентов m и n .

Пример расчета при $h_3 = 10$ м.

Параметр f вычисляется по формуле (7.15) [21]:

$$f = \frac{1000 \cdot \omega_0^2 \cdot D_{np}}{h_3 \cdot \Delta T}, \quad (7.15)$$

$$f = \frac{1000 \cdot 12,3^2 \cdot 0,4}{10 \cdot 198,6} = 30,47$$

Параметр v_m вычисляется по формуле (7.16) [21]:

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V \cdot \Delta T}{h_3}}, \quad (7.16)$$

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,545 \cdot 198,6}{10}} = 2,63$$

Параметр v'_m вычисляется по формуле (7.17) [21]:

$$v'_m = 1,3 \cdot \frac{\omega_0 \cdot D_{np}}{h_3}, \quad (7.17)$$

$$v'_m = 1,3 \cdot \frac{12,3 \cdot 0,4}{10} = 0,64$$

Находим безразмерный параметр f_e , используя найденный параметр v'_m по формуле (7.18) [21]:

$$f_e = 800 \cdot v_m'^3, \quad (7.18)$$

$$f_e = 800 \cdot 0,64^3 = 209,32$$

Т.к. $f < f_e$ находим коэффициент m по формуле (7.12) [21]:

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{30,47} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{30,47}} = 0,44$$

Т.к. $v_m > 2$ коэффициент $n = 1$ [21].

$$h_p = \sqrt{\frac{160 \cdot 1 \cdot 0,24 \cdot 0,44 \cdot 1}{0,085}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{1,545 \cdot 198,6}} = 5,42$$

Для зимнего и летнего периода был произведен расчет для 4-х высот, результаты сведены в таблицу 7.1.

Таблица 7.1 – Результаты расчета высот

Параметр	Значения			
	2	3	4	5
h_3 , м	10	8	6	4
f	30,47	38	50,79	76,18
v_m	2,63	2,19	2,41	2,76
v'_m	0,64	0,8	1,1	1,6

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5
f_e	209,32	408,83	969,1	3270,66
m	0,44	0,41	0,38	0,34
n	1	1	1	1
h_p	5,42	5,25	5,04	4,74

По результатам расчета был построен график $h_s - h_p$, см. рисунок 7.1.

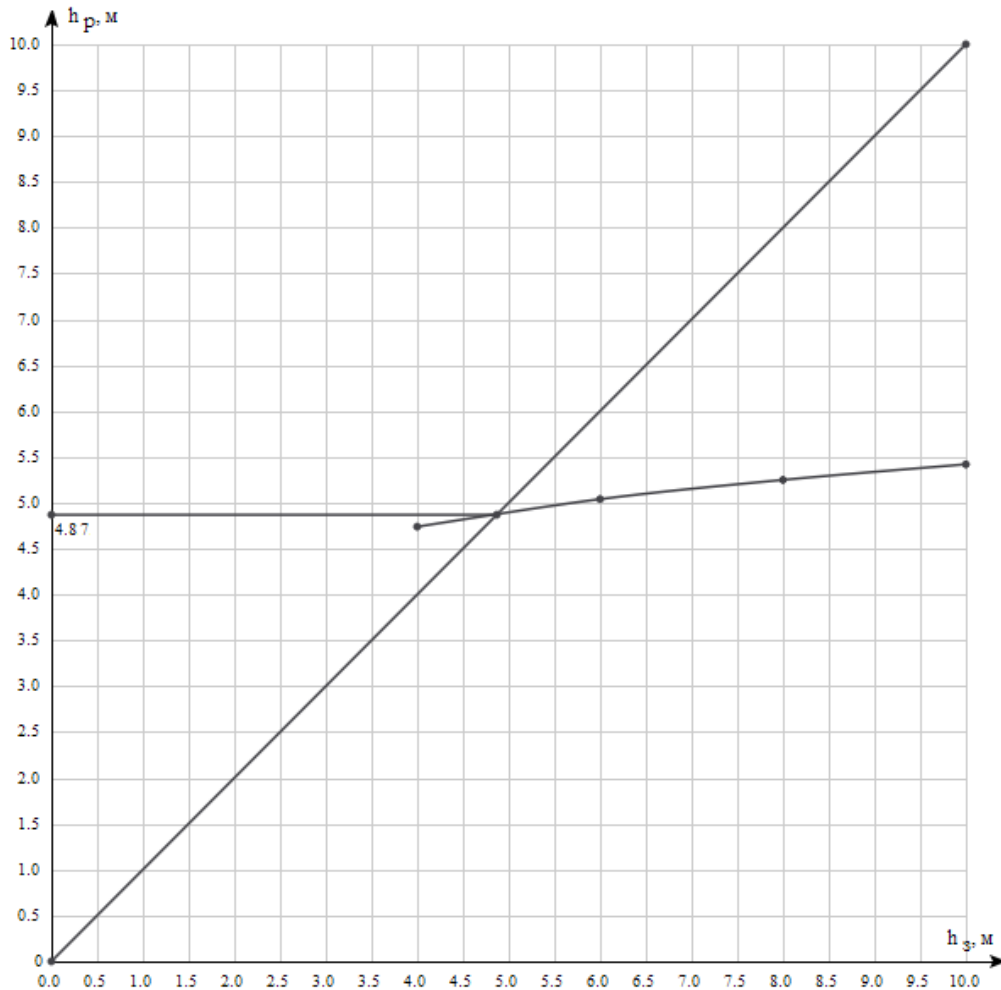


Рисунок 7.1 – График $h_s - h_p$

По графику на рисунке (7.1) определяется минимальная высота дымовой трубы $h_{\min}^3 = 4,87$ м. Высота дымовой трубы котельной должна быть минимум на 2 м выше крыши самого высокого здания в радиусе 10 м и как минимум на 0,5 м выше крыши котельной. А также, предусматривать возможное расширение котельной и обеспечивать рассеивание выбросов в соответствии с нормами [34] и [47]. Самое высокое близстоящие здание в радиусе 10 м от котельной являются

двухэтажным и имеем высоту 6 м, высота котельной 3,2 м. В связи с тем, что в расчете не учтена фоновая концентрация вредных веществ в атмосфере, которая также влияет на рассеивание выбросов, высоту трубы следует принять $h=10$ м.

По формуле (7.19) [21] используя принятую высоту трубы, найдем максимальное значение приземной концентрации вредного вещества для зимнего и летнего периода:

$$C_{\max} = \frac{A \cdot F \cdot M_{NO_2} \cdot m \cdot n \cdot \eta}{h^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}}, \quad (7.19)$$

Для принятой высоты трубы произведены расчеты безразмерных параметров и коэффициентов m и n .

Значения сведены в таблицу 7.2.

Таблица 7.2 – Результаты расчета для принятой высоты

Параметры	Значения	
	Зима	Лето
h_3 , м	10	
f	30,47	15,84
v_m	2,63	1,18
v'_m	0,64	0,3
f_e	209,32	21,38
m	0,44	0,52
n	1	1,36

Используя найденные параметры и коэффициенты m и n , определяем максимальное значение приземной концентрации для $h=10$ м.

Для зимнего периода:

$$C_{\max}^z = \frac{160 \cdot 1 \cdot 0,24 \cdot 0,44 \cdot 1 \cdot 0,92}{10^2 \cdot \sqrt[3]{1,545 \cdot 198,6}} = 0,023 \text{ мг/м}^3$$

Для летнего периода:

$$C_{\max}^l = \frac{160 \cdot 1 \cdot 0,043 \cdot 0,52 \cdot 1,36 \cdot 0,92}{10^2 \cdot \sqrt[3]{0,36 \cdot 167}} = 0,01 \text{ мг/м}^3$$

$ПДК_{NO_2} \geq C_{\max}^z = 0,023 \text{ мг/м}^3$, $ПДК_{NO_2} \geq C_{\max}^l = 0,01 \text{ мг/м}^3$ – принятая высота трубы полностью удовлетворяет требованиям безопасного уровня воздействия на окружающую среду [34].

8 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

Разработка блочно-модульной котельной взамен старой твердотопливной котельной требует существенных капиталовложений и, поэтому, для определения целесообразности данной разработки и принятия взвешенного решения, проводят анализ финансовых возможностей компании, необходимости реализации данного проекта и рассматривают различные варианты.

Для выбора экономически обоснованного варианта вложения инвестиций для блочно-модульной котельной поселка Билимбай, Первоуральского района, Свердловской области мощностью 2,66 МВт проводят сравнение двух вариантов:

1. Разработать блочно-модульную котельную на газовом топливе с установкой котельных агрегатов «REX-100» и «REX-62», фирмы «ICI Caldaie», Италия;
2. Разработать блочно-модульную котельную на газовом топливе с установкой котельных агрегатов «ТТ100» и «ТТ50», фирмы «ЭНТРОПОС», Россия.

8.1 Смета капитальных затрат

Капитальные затраты – это ресурсы, которые направляются на приобретение основных средств предприятия и на их воспроизводство, на капитальное строительство. Капитальные затраты можно понимать, как инвестиции в производство для технического перевооружения и расширения [60].

Затраты на проектные, строительные, шеф-монтажные, пуско-наладочные работы и транспортировку, а также стоимость оборудования приняты по расценкам аналогичного проекта блочно-модульной котельной компании ООО «НПФ Восток-Запад» [50].

Смета капитальных затрат с установкой котлов фирмы «ICI Caldaie», Италия приведена в таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Смета капитальных затрат с установкой котлов фирмы «ICI Caldaie»

Наименование затрат	Стоимость, тыс. руб	Количество, шт	Затраты	
			Тыс. руб	%
1	2	3	4	5
Производимые работы и транспортировка				
Проектные работы	620,00	–	620,00	7,47
Строительные работы	1020,00	–	1020,00	12,29
Шеф-монтажные работы	810,00	–	810,00	9,76
Пуско-наладочные работы	215,00	–	215,00	2,59
Транспортировка	850,00	–	850,00	10,24
Оборудование				
Котел водогрейный REX-100, «ICI Caldaie» (Италия) [9]	558,90	2	1117,80	13,46

Продолжение таблицы 8.1

1	2	3	4	5
Котел водогрейный REX-62, «ICI Caldaie» (Италия) [10]	392,81	1	392,80	13,46
Горелка газовая С.120, «Guenod» (Франция)	446,75	2	893,50	4,73
Горелка газовая С.75, «Guenod» (Франция)	235,00	1	235,00	10,76
Теплообменник М10-BFM 99 пл., «Alfa-Laval» (Россия)	327,00	1	327,00	2,83
Теплообменник М6-MGF 16 пл., «Alfa-Laval» (Россия)	74,00	1	74,00	3,94
Насос сетевой IL80/130-5,5/2, «Wilо» (Германия)	30,00	2	60,00	0,89
Насос циркуляционный IL125/210-5,5/4, «Wilо» (Германия)	41,00	2	82,00	0,72
Насос циркуляционный DL 50/110-1,5/2, «Wilо» (Германия)	38,00	1	38,00	0,99
Насос циркуляции ГВС Stratos-Z30/1-12, «Wilо» (Германия)	28,00	1	28,00	0,46
Подпиточный насос MHIL 102 3~, «Wilо» (Германия)	4,00	2	8,00	0,34
Арматура регулирующая, «Danfoss» (Дания)	-	-	104,00	0,10
Установка непрерывного умягчения TS 85-08, «Pentair Water» (Англия)	45,00	1	45,00	1,25
Комплекс пропорционального дозирования, «Энергоинвест»	29,00	1	29,00	0,54
Мембранный бак Flexcon CE300, «Flamco» (Голландия)	8,00	1	8,00	0,35
Оборудование узла учета	-	-	72,00	0,10
Автоматика регулирования	-	-	76,00	0,87
Арматура	-	-	317,00	0,92

Продолжение таблицы 8.1

1	2	3	4	5
Газовое оборудование и арматура	-	-	400,00	4,82
Прочее оборудование и материалы	-	-	480,00	5,78
Суммарная стоимость оборудования			4787,12	-
Итоговая стоимость			8302,10	100

Смета капитальных затрат с установкой котлов фирмы «ЭНТРОРОС», Россия приведена в таблице 8.2.

Таблица 8.2 – Смета капитальных затрат с установкой котлов «ЭНТРОРОС»

Наименование затрат	Стоимость, тыс. руб	Количество, шт	Затраты	
			Тыс. руб	%
1	2	3	4	5
Производимые работы и транспортировка				
Проектные работы	620,00	–	620,00	7,47
Строительные работы	1020,00	–	1020,00	12,29
Шеф-монтажные работы	810,00	–	810,00	9,76
Пуско-наладочные работы	215,00	–	215,00	2,59
Транспортировка	850,00	–	850,00	10,24
Оборудование				
Котел водогрейный ТТ100, «ЭНТРОРОС», Россия [11]	653,04	2	1306,08	15,73
Котел водогрейный ТТ50, «ЭНТРОРОС», Россия [11]	294,57	1	294,57	3,55
Горелка газовая С.120, «Guenod» (Франция)	446,75	2	893,50	10,76
Горелка газовая С.75, «Guenod» (Франция)	235,00	1	235,00	2,83
Теплообменник М10-BFM 99 пл., «Alfa-Laval» (Россия)	327,00	1	327,00	3,94
Теплообменник М6-MGF 16 пл., «Alfa-Laval» (Россия)	74,00	1	74,00	0,89
Насос сетевой IL80/130-5,5/2, «Wilo» (Германия)	30,00	2	60,00	0,72

Продолжение таблицы 8.2

1	2	3	4	5
Насос циркуляционный IL125/210-5,5/4, «Wilо» (Германия)	41	2	82,00	0,99
Насос циркуляционный DL 50/110-1,5/2, «Wilо» (Германия)	38	1	38,00	0,46
Насос циркуляции ГВС Stratos-Z30/1-12, «Wilо» (Германия)	28	1	28,00	0,34
Подпиточный насос MHIL 102 3~, «Wilо» (Германия)	4	2	8,00	0,10
Арматура регулирующая, «Danfoss» (Дания)	-	-	104,00	1,25
Установка непрерывного умягчения TS 85-08, «Pentair Water» (Англия)	45	1	45,00	0,54
Комплекс пропорционального дозирования, «Энергоинвест»	29	1	29,00	0,35
Мембранный бак Flexcon CE300, «Flamco» (Голландия)	8	1	8,00	0,10
Оборудование узла учета	-	-	72,00	0,87
Автоматика регулирования	-	-	76,00	0,92
Арматура	-	-	317,00	3,82
Газовое оборудование и арматура	-	-	400,00	4,82
Прочее оборудование и материалы	-	-	480,00	5,78
Суммарная стоимость оборудования			4877,15	-
Итоговая стоимость			8392,15	100

Вывод, при сравнении смет капитальных затрат двух вариантов, было получено, что: при использовании котлов фирмы «ICI Caldaie», Италия, капитальные затраты меньше, чем при использовании котлов фирмы «ЭНТРОРОС», Россия.

8.2 Смета текущих затрат

Статьи текущих затрат отопительной котельной включают в себя:

– затраты на покупку топлива, рассчитанные в соответствии с расходом топлива на котельной и по тарифам на природный газ на 2019 год;

- затраты на электроэнергию, потребляемую оборудованием котельной, рассчитанные по тарифам на электроэнергию на 2019 год;
- амортизационные отчисления, рассчитанные в соответствии с Постановлением № 1072 «О единых нормах амортизационных отчислений на полное восстановление основных фондов народного хозяйства СССР» [61]. А также с помощью Постановления Правительства «О Классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы» [62], принимаемые в размере 10 % от стоимости оборудования;
- отчисления в ремонтный фонд, принимаемые в размере 20 % от величины амортизационных отчислений;
- затраты на общехозяйственные и прочие расходы принятые в размере 0,6 % от предыдущих статей.

Расчет текущих затраты при установке котлов фирмы «ICI Caldaie»

По формуле (8.1) определим текущие затраты на покупку топлива:

$$I_B = B_{год} \cdot C_G, \quad (8.1)$$

где $B_{год}$ – годовой расход топлива на котельную, м³/год (2.30);

C_G – стоимость на 2019 год природного газа для отопления, руб./м³ [54].

$$I_{B1} = 1183,1 \cdot 4,574 = 5411,499 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.2) определим текущие затраты на потребляемую котельной электроэнергию, тыс.руб/год:

$$I_э = P_э \cdot C_э, \quad (8.2)$$

где $P_э$ – годовое потребление электроэнергии на котельную, кВт·ч/год;

$C_э$ – стоимость электроэнергии на 2019 год, руб./(кВт·ч) [55] .

$$I_{э1} = 154,3 \cdot 3,92 = 604,856 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.3) определим амортизационные отчисления, тыс.руб/год:

$$A = 0,1 \cdot \sum C, \quad (8.3)$$

где $\sum C$ – суммарная стоимость оборудования, тыс. руб.;

По формуле (8.4) определим долю амортизационных отчислений для котлов и оборудования, с ним связанного:

					13.03.01.2019.010.12 ПЗ	Лист
						84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$A_1 = 0,1 \cdot 4787,12 = 478,7 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.5) определим отчисления в ремонтный фонд, тыс.руб/год:

$$O_p = 0,2 \cdot A, \quad (8.5)$$

$$O_{p1} = 0,2 \cdot 478,7 = 95,7 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.6) определим отчисления на общехозяйственные расходы, тыс.руб/год:

$$O_x = 0,006 \cdot (I_B + I_{\text{э}} + A + O_p), \quad (8.6)$$

$$O_{x1} = 0,006 \cdot (5411,499 + 604,856 + 478,7 + 95,7) = 39,6 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.7) определим суммарные текущие затраты, тыс.руб/год:

$$I = I_B + I_{\text{э}} + A + O_p + O_x, \quad (8.7)$$

$$I_1 = 5411,499 + 604,856 + 478,7 + 95,7 + 39,6 = 6630,4 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.8) определим себестоимость 1 Гкал теплоты, произведенной на котельной, руб/Гкал:

$$C_N = \frac{I}{N_{\text{год}}^{\Sigma}}, \quad (8.8)$$

где $N_{\text{год}}^{\Sigma}$ – суммарная выработка тепла котельной в год, Гкал/год (2.27).

$$C_{N1} = \frac{6630,4 \cdot 10^3}{8070,637} = 821,5 \text{ руб/Гкал}$$

Текущие затраты с установкой импортных котлов представлены в таблице 8.3.

Таблица 8.3 – Смета текущих затрат с установкой импортных котлов

Наименование элементов затрат	Ед. изм.	Количество	Стоимость ед. изм. или норматив, руб. (%)	Сумма, тыс. руб./год
1	2	3	4	5
Топливо	Тыс. м ³ /год	1183,1	4,574	5411,499

Продолжение таблицы 8.3

Электроэнергия	Тыс. кВт·ч/год	154,3	3,92	604,856
Амортизационные отчисления	Тыс. руб./год	–	–	478,7
Отчисления в ремонтный фонд	Тыс. руб./год	–	–	95,7
Общехозяйственные расходы	Тыс. руб./год	–	–	39,6
Всего затрат (полная себестоимость)	Тыс. руб./год	–	–	6630,4
Годовой отпуск тепла	Гкал/год	8070,637	–	–
Себестоимость 1 Гкал тепла	Руб./Гкал	–	821,5	–

Произведем аналогичные расчёты текущих затрат при установке отечественных котельных агрегатов.

Расчет текущих затрат при установке котлов фирмы «ЭНТРОРОС»

По формуле (8.1) определим текущие затраты на покупку топлива:

$$I_{B2} = 1183,1 \cdot 4,574 = 5411,499 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.2) определим текущие затраты на потребляемую котельной электроэнергию:

$$I_{Э2} = 154,3 \cdot 3,92 = 604,856 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.3) определим амортизационные отчисления:

$$A_2 = 0,1 \cdot 4877,15 = 514,7 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.5) определим отчисления в ремонтный фонд:

$$O_{p2} = 0,2 \cdot 514,7 = 102,9 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.6) определим отчисления на общехозяйственные расходы:

$$O_{x2} = 0,006 \cdot (5411,499 + 604,856 + 514,7 + 102,9) = 39,8 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.7) определим суммарные текущие затраты:

$$I_2 = 5411,499 + 604,856 + 514,7 + 102,9 + 39,8 = 6673,8 \text{ тыс.руб/год}$$

По формуле (8.8) определим себестоимость 1 Гкал теплоты, произведенной на котельной:

$$C_{N2} = \frac{6673,8 \cdot 10^3}{8070,637} = 826,9 \text{ руб/Гкал}$$

Текущие затраты с установкой котлов фирмы «ЭНТРОРОС» представлены в таблице 8.4.

Таблица 8.4 – Смета текущих затрат с установкой отечественных котлов

Наименование элементов затрат	Ед. изм.	Количество	Стоимость ед. изм. или норматив, руб. (%)	Сумма, тыс. руб./год
Топливо	Тыс. м ³ /год	1183,100	4,574	5411,499
Электроэнергия	Тыс. кВт·ч/год	154,300	3,920	604,856
Амортизационные отчисления	Тыс. руб./год	–	–	514,700
Отчисления в ремонтный фонд	Тыс. руб./год	–	–	102,900
Общехозяйственные расходы	Тыс. руб./год	–	–	39,800
Всего затрат (полная себестоимость)	Тыс. руб./год	–	–	6673,800
Годовой отпуск тепла	Гкал/год	8070,637	–	–
Себестоимость 1 Гкал тепла	Руб./Гкал	–	826,900	–

Вывод, при сравнении смет текущих затрат двух вариантов, было получено, что: при использовании котлов фирмы «ICI Caldaie», Италия, текущие затраты меньше, чем при использовании котлов фирмы «ЭНТРОРОС», Россия.

8.3 Сравнение вариантов проектных решений

При составлении сметы капитальных затрат на строительство двух вариантов блочно-модульных котельных с аналоговыми котлами, импортного и отечественного производителя, было получено (8.9):

$$K_1 < K_2 \quad (8.9)$$

где K_1 – капитальные затраты на строительство котельной с котлами импортного производителя, тыс.руб;

K_2 – капитальные затраты на строительство котельной с котлами отечественного производителя, тыс.руб.

$$8302,12 < 8392,15 \text{ тыс. руб.}$$

При составлении сметы текущих затрат на строительство двух вариантов блочно-модульных котельных с аналоговыми котлами, импортного и отечественного производителя, было получено (8.10):

$$I_1 < I_2 \quad (8.10)$$

где I_1 – текущие затраты на строительство котельной с котлами импортного производителя, тыс.руб;

I_2 – текущие затраты на строительство котельной с котлами отечественного производителя, тыс.руб.

$$6630,4 < 6673,8 \text{ тыс. руб/год.}$$

Таким образом, капиталовложения и текущие затраты котельной с импортными котельными агрегатами меньше, чем котельной с отечественными котельными агрегатами. Поэтому экономически целесообразно строительство первого варианта.

8.4 SWOT-анализ проектных решений отопительной котельной

SWOT-анализ – является эффективным инструментом в стратегическом менеджменте. Сущность SWOT-анализа в анализе внутренних и внешних факторов компании, оценке рисков и конкурентоспособности товара в отрасли.

Расшифровка аббревиатуры SWOT:

S – Strengths, что в переводе «сильные стороны» – преимущества товара или предприятия;

W – Weaknesses, что в переводе «слабые стороны» – недостатки товара или предприятия;

O – Opportunities, что в переводе «возможности» – факторы внешних воздействий, использование которых создаст преимущества товара или предприятия на рынке;

T – Threats, что в переводе «угрозы» – внешние факторы, которые могут потенциально ухудшить положение товара или предприятия на рынке.

Технология SWOT-анализа, является одновременно простым и качественным инструментом для оценки конкурентоспособности компании на рынке, именно поэтому SWOT-анализ широко используется в стратегическом управлении и менеджменте. Данный метод заключается в правильном структурирование

										Лист
										88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.010.12 ПЗ					

информации и изучении текущего положения компании на рынке для разработки маркетинговой стратегии предприятия. Оценка возможности воздействия внешней среды на сильные и слабые стороны проекта определяет наличие у него стратегических перспектив и возможностей их реализации. В связи с этим, будут возникать препятствия (угрозы), которые необходимо будет преодолевать. Отсюда происходит переориентация методов управления развитием организации с опорой на ранее достигнутые результаты, освоение товара и используемые технологии (внутренние факторы), на изучение ограничений, накладываемых внешней рыночной средой (внешние факторы).

SWOT-анализ позволяет систематизировать всю имеющуюся информацию и на его базе принимать взвешенное решение.

В таблице 8.5 представлен SWOT-анализ с использованием импортных котельных агрегатов.

Таблица 8.5 – SWOT-анализ с использованием импортных котельных агрегатов

S (сильные стороны):	W (слабые стороны):
1) Высокая надежность оборудования; 2) Возможность настройки на больший КПД; 3) Большой срок эксплуатации; 4) Малые габариты котлов.	1) Меньший КПД котла REX-100
О (возможности):	T (угрозы):
1) Возможность устранение неполадок зарубежными специалистами; 2) Возможность монтажа и наладки оборудования зарубежными специалистами; 3) Качественные комплектующие.	1) Не стабильность курса валют; 2) Длительный срок доставки оборудования и комплектующих;

В таблице 8.6 представлен SWOT-анализ с использованием отечественных котельных агрегатов.

Таблица 8.6 – SWOT-анализ с использованием отечественных котельных агрегатов

S (сильные стороны):	W (слабые стороны):
1) Большой КПД котла ТТ-100	1) Низкая надёжность оборудования; 2) Низкое качество комплектующих; 3) Меньший срок эксплуатации. 4) Большие габариты котлов.
О (возможности):	T (угрозы):
1) Не зависит от курса валют; 2) Короткий срок доставки оборудования;	1) Задержки с поставкой оборудования; 2) Рост налогов и пошлин.

Исходя из проведенного SWOT-анализа видно, что у котельных агрегатов импортного производства положительных факторов больше, а отрицательные факторы не столь значительны, чем у отечественных котельных агрегатов.

8.5 Дерево целей проекта

Дерево целей – иерархическое визуальное представление достижение целей. Принцип, при которой главная цель достигается за счет совокупности второстепенных и дополнительных целей. Благодаря данному способу очевидно, в какие сроки и как можно достичь итоговой цели разрабатываемого проекта с помощью понятных и достижимых подцелей.

Методика дерева целей ориентирована на получение относительно устойчивой структуры целей, проблем, направлений. Для достижения итоговой цели следует учитывать при построении дерева целей закономерности цели-образования и использовать принципы формирования иерархических структур.

Главной ценностью построения дерева целей, является отображение способа достижения цели через создания перечня понятных и достижимых целей нижнего уровня.

После составления дерева целей, должно быть понятно, как достигается итоговая цель, в какие сроки это должно произойти и кто является ответственным за каждую из подцелей.

Дерево целей проекта, смотреть ПРИЛОЖЕНИЕ А.

8.6 Оценка движущих и сдерживающих сил

Поле сил характеризует организационную надежность состояния предприятия, устойчивость и направленность его развития. Метод представления изменения в виде анализа поля сил описал Курт Левин, предложив рассматривать ситуацию, как находящуюся при определенном балансе – с одной стороны на объект изменения воздействуют движущие силы, с другой препятствуют сдерживающие. Соответственно, чтобы что-то изменить, необходимо вывести ситуацию из равновесия, то есть совокупность движущих сил должна превышать сдерживающие силы.

Для этого необходимо:

- усилить силы, оказывающие влияние на изменения;
- уменьшить силы, оказывающие влияние против изменения;
- изменить знак сил, оказывающих влияние против изменения.

Целью метода, является оценка сильных и слабых сторон проекта.

На реализацию блочно-модульной котельной поселка Билимбай, Первоуральского района, Свердловской области мощностью 2,66 МВт к 29 июня 2019 г. могут повлиять следующие движущие силы:

- Наличие финансовых ресурсов у компании (сильное влияние). Данный фактор наиболее сильный, так как без финансовых ресурсов компания не сможет

произвести строительство котельной согласно разработанной проектно-сметной документации и, следовательно, реализовать проект;

– Повышение мощности котельной (сильное влияние). Данный фактор также является достаточно сильным, так в настоящее время нагрузки на отопление и горячее водоснабжение поселка значительно изменились, установленной мощности котельной не хватает для их покрытия.

– Полная автоматизация технологического процесса (среднее влияние). Автоматизация технологического процесса является немаловажным фактором, поскольку подразумевает отсутствие постоянно обслуживающего персонала, а значит и снижение расходов на выплату заработной платы, но на реализацию проекта отказывает меньшее влияние.

– Близкое расположение котельной к потребителям (слабое влияние). Это движущий фактор, поскольку близкое расположение котельной к потребителям сокращает потери энергии в тепловых сетях, но он влияет на реализацию проекта в наименьшей степени.

К сдерживающим силам данного проекта относятся:

– Длительный срок доставки оборудования (сильное влияние). Является основным, самым сильным сдерживающим фактором, так как от того, когда произойдет доставка основного оборудования, зависят итоговые сроки проекта.

Потенциалом изменений является: многолетний опыт работы и высококвалифицированные специалисты в сфере разработки блочно-модульных отопительных котельных компании ООО «НПФ Восток-Запад».

Анализ поля сил К. Левина, смотреть ПРИЛОЖЕНИЕ Б.

8.7 Планирование мероприятий по реализации проекта

Планирование мероприятий по реализации проекта является одним из важнейших этапов проекта. Для его точного отслеживания необходима увязка всех задач проекта по графику Ганта, он поможет четко отслеживать ход выполнения работ и укладываться в поставленные сроки. Эта ленточная диаграмма представлена в виде временной шкалы и шкалы выполняемых задач. В зависимости от срока, отведенного по проекту на определенную задачу, откладывается время, на временной шкале для выполнения этой задачи.

График Ганта для проекта разработки блочно-модульной отопительной котельной для поселка Билимбай Свердловской области, смотреть ПРИЛОЖЕНИЕ В.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выпускной квалификационной работе были рассчитаны тепловые нагрузки по поселку и на каждого потребителя в отдельности. С учетом покрытия собственных нужд котельной и потерь в тепловых сетях, тепловая нагрузка по поселку составила $\Sigma Q = 2641,1$ кВт. Также построен температурный график потребления тепла в зависимости от температуры наружного воздуха. По этим данным была рассчитана тепловая схема котельной и найдены расходы теплоносителей по всем участкам схемы.

С учетом тепловой нагрузки, был произведен подбор основного оборудования, а именно котельных агрегатов фирмы «ICI Caldaie», двух котлов «REX-100» и одного котла «REX-62». Итоговая тепловая мощность котельной составила $Q_k = 2660$ кВт. Дабы удостовериться в технических параметрах, заявленных в паспорте котельных агрегатов фирмы «ICI Caldaie», марки «REX», был произведен тепловой расчет котла «REX-100». Рассчитанные параметры, соответствовали заявленным параметрам в паспорте котельного агрегата.

Предложенным техническим решением, для выпускной квалификационной работы, было использование трехконтурной системы теплоснабжения. Такое, техническое решение, является энергетически и экономически эффективным по ряду причин. Также, для данного решения были рассмотрены теплообменные аппараты и выбран наиболее энергетически и экономически эффективный, а именно пластинчатый теплообменный аппарат.

В разделе «контрольно-измерительные приборы и автоматика», были приняты решения по автоматизации и разработана функциональная схема автоматизации котельной.

В разделе «безопасность жизнедеятельности», рассмотрены меры пожаровзрывобезопасности, электробезопасность и молниезащита котельной.

Для соблюдения требований безопасного уровня воздействия на окружающую среду был произведен расчет высоты дымовой трубы, по итогам которого была выбрана металлическая труба с диаметром $D = 0,4$ м и высотой $h = 10$ м и рассчитана величина максимальной приземистой концентрации выбросов оксидов азота в атмосферу, для зимнего и летнего периода. Рассчитанная концентрация не превышает уровня предельно допустимой концентрации.

В разделе «экономика и управление», было проведено сравнение двух вариантов проектного решения и выбрано решение с большей экономической эффективностью.

В графической части представлены чертежи: тепловая схема котельной; размещение оборудования в котельной, план на отм. 0,000; размещение трубопроводов в котельной, план на отм. 0,000; чертеж общего вида котла REX-100; демонстрационный лист по разделу энергосбережение и техническое решение; функциональная схема КИПиА котельной; демонстрационный лист по разделу экономика и управление.

										Лист
										92
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.010.12 ПЗ					

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1 Федеральный закон РФ от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации. Введён в действие 27.11.2009. – М.: Изд-во Российская газета № 5050 27 ноября 2009 г., 2009.

2 Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети. – М.: Энергоатомиздат, 1989-368 с.

3 МДС 41-4.2000. Методика определения количеств тепловой энергии и теплоносителя в водяных системах коммунального теплоснабжения. – М.: АО Кодекс, 2000. – 28 с.

4 СП 131.13330.2012 Строительная климатология. Актуализированная редакция СНиП 23-01-99*. – М.: Минрегион России, 2012. – 113 с.

5 СП 54.13330.2016 Здания жилые многоквартирные. Актуализированная редакция СНиП 31-01-2003. – М.: Стандартинформ, 2016. – 118 с.

6 СНиП 31-06-2009 Общественные здания и сооружения. Актуализированная редакция СНиП 2.08.02-89*. М.: Минрегион России, 2009. – 106 с.

7 СП 118.13330.2012* Общественные здания и сооружения. Актуализированная редакция СНиП 31-06-2009 (с Изменениями N 1, 2). – М.: Минстрой России, 2014, 2016. – 117 с.

8 СП 30.13330.2016 Внутренний водопровод и канализация зданий. Актуализированная редакция СНиП 2.04.01-85*. – М.: Стандартинформ, 2017. – 123 с.

9 Отопительный котел ICI Caldaie REX 100. Документация для проектирования – URL: <https://energy-ek.ru/universalnye-kotly-nizkogo-davleniya/753-ici-caldaie-rex-100-stalnoj-kotel-1000-kvt.html>

10 Отопительный котел ICI Caldaie REX 62. Документация для проектирования – URL: <https://energy-ek.ru/universalnye-kotly-nizkogo-davleniya/397-ici-caldaie-rex-62-kombinirovannyj-vodogrejnij-kotel-620-kvt.html>

11 Отопительные котелы ЭНТРОПОС. Документация для проектирования – URL: <https://entroros.nt-rt.ru/>

12 СП 50.13330.2012 Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. – М.: Минрегион России, 2012. – 48 с.

13 ГОСТ 30494-2011. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях – М.: Стандартинформ, 2013. – 13 с.

14 СП 89.13330.2012 Котельные установки. Актуализированная редакция СНиП II-35-76. – М.: Изд-во Минрегион России, 2013. – 93 с.

15 ГОСТ 15518-87 Аппараты теплообменные пластинчатые. – М.: Изд-во ИПК издательство стандартов, 1999. – 31 с.

16 ГОСТ 21.404-85 Автоматизация технологических процессов: система проектной документации для строительства. – М.: Стандартинформ, 2007. – 19 с.

17 Лумми, А.П. Расчет водогрейного котла / А.П. Лумми, В.А. Мунц. – Екатеринбург: Изд-во ГОУ ВПО УГТУ – УПИ, 2009. – 41 с.

18 Тепловой расчет котлов. – СПб.: Изд-во ЦКТИ, 1998. – 256 с.

									Лист
									93
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.010.12 ПЗ				

- 19 Ведерникова, М.И. Расчет пластинчатых теплообменников / М.И. Ведерникова, В.С. Таланкин. – Екатеринбург: УГЛТУ, 2008. – 29 с.
- 20 Грибанов, А.И. Вопросы экологии в промышленной теплоэнергетике / А.И. Грибанов – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – 68 с.
- 21 ОНД-86. методика расчета концентраций в атмосферном воздухе вредных веществ, содержащихся в выбросах предприятий. – СПб.: Гидрометеоздат, 2007.
- 22 МДС 41-4.2000. Методика определения количеств тепловой энергии и теплоносителя в водяных системах коммунального теплоснабжения. – М.: АО Кодекс, 2000. – 28 с.
- 23 Температурный график отопления – URL: <http://alvo.ru/teplotekhnika/temperaturnyj-grafik-otopleniya.html>
- 24 СО 153-34.20.523(3)-2003 Методические указания по составлению энергетической характеристики для систем транспорта тепловой энергии по показателю «тепловые потери». – М.: АО Кодекс, 2003. – 35 с.
- 25 СТО 02494733 5.4-02-2006 Расчет тепловых схем котельных / ФГУП «СантехНИИпроект». – М.: ФГУП «СантехНИИпроект», 2006. – 63 с.
- 26 Бакрунова, Т.С. Расчет тепловой схемы котельной с водогрейными котлами для открытой системы теплоснабжения: методические указания / Т.С. Бакрунова, С.В. Елфимов. – Самара: СамГТУ, 2014. – 25 с.
- 27 Характеристики отопительного котла Энтропос ТТ100 – URL: <http://entrogos.ru/produktsiya/kotly-vodogrejnye-1000-20000-kvt/>
- 28 Характеристики отопительных котла ICI Caldaie – URL: <http://ici-caldaie.ru>
- 29 Частухин, В.И. Тепловой расчет промышленных парогенераторов. / В.И. Частухин – Киев: «Вища школа», 1980. – 184 с.
- 30 Погорельцев, Е.Г. Тепловой расчет промышленного котла: методические указания. / Е.Г. Погорельцев – Тюмень: ТюмГАСА, 2004. – Ч. II. – 18 с.
- 31 Краснощеков, Е.А. Задачник по теплопередаче: учеб. пособие для вузов. / Е.А. Краснощеков, А.С. Сукомел – 4-е изд., перераб. – М.: Энергия, 1980. – 288 с.
- 32 Нержавеющая сталь AISI 309S. – URL: <http://www.ferrit63.ru/ru/guide/grades-of-stainless-steel/stainless-steel-aisi-309s>
- 33 Бакластов, А. М. Проектирование, монтаж и эксплуатация теплоиспользующих установок. / А. М. Бакластов. – М.: Энергия, 1970. – 568 с.
- 34 Бакланов, Н.А. Трубопроводы в химической промышленности. / Н.А. Бакланов. – 2-е изд., перераб. – Л.: Химия, 1977. – 96 с.
- 35 Расчет и подбор трубопроводов. Оптимальный диаметр трубопровода. – URL: http://www.intech-gmbh.ru/pipelines_calc_and_select.php
- 36 Аронсон, К.Э. Теплообменники энергетических установок: Учебное электронное издание. / К.Э. Аронсон, С.Н. Блинков, В.И. Брезгин и др. – Екатеринбург: УрФУ, 2015. – URL: <https://openedu.urfu.ru/files/book/index.html>
- 37 Фарамазов, С.А. Оборудование нефтеперерабатывающих заводов и его эксплуатация. – С.А. Фарамазов. – М.: Химия, 1978. – 352 с.
- 39 Гидравлический расчет теплообменного аппарата – URL: http://macp.web.tstu.ru/09/09_01311_00.html

						<i>13.03.01.2019.010.12 ПЗ</i>	Лист
							94
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			

- 40 Федеральный закон РФ от 30 декабря 2009 года N 384-ФЗ Технический регламент о безопасности зданий и сооружений. – М.: АО Кодекс, 2009. – 33 с.
- 41 НПБ 105-03 Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности – Екатеринбург: Изд-во УрлЮрИздат, 2008. – 47 с.
- 42 СП 89.13330.2016 Котельные установки. – М.: Минрегион России, 2012. – 48 с.
- 43 ФЗ от 27 декабря 2002 года N 123-ФЗ «Технический регламент о требованиях пожарной безопасности» – М.: Минрегион России, 2010. – 41 с.
- 44 ГН 2.1.6.1338-03 Предельно допустимые концентрации (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест: Гигиенические нормативы. – М.: Изд-во Минрегион России, 2003. – 61 с.
- 45 ГОСТ Р 12.1.019-2009 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты. – М.: Стандартинформ, 2010. – 41 с.
- 46 ГОСТ 12.1.030-81 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2001. – 10 с.
- 47 СО 153-34.21.122-2003 Инструкция по устройству молниезащиты зданий, сооружений и промышленных коммуникаций. – М.: ЦПТИ ОРГРЭС, 2004. – 43 с.
- 48 ГОСТ 21.408-2013 Правила выполнения рабочей документации автоматизации технологических процессов: система проектной документации для строительства. – М.: Стандартинформ, 2014. – 41 с.
- 49 РД 34.09.102 Правила учета тепловой энергии и теплоносителя. – М.: Изд-во НЦ ЭНАС, 2003. – 25 с.
- 50 Блочно-модульные котельные, фирмы ООО НПФ «Восток-Запад» – URL: <http://www.v-z.ru/portfolio/Modular-boilers-gallery/>
- 51 СНиП 21-01-97 Пожарная безопасность зданий и сооружений. – М.: ФГУП ЦПП, 1998 – 21 с.
- 52 Глоссарий терминов по управленческому учету. – URL: <http://www.lexikon.ru/dict/uprav/k.html>
- 53 Постановление Правительства РФ от 01.01.2002 N 1 (ред. от 07.07.2016) О Классификации основных средств, включаемых в амортизационные группы. – URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_34710/
- 54 Тарифы на газ в Екатеринбурге и Свердловской области – URL: http://energovorpros.ru/spravochnik/gazosnabzhenie/sverdlovskaya_oblast/35417/
- 55 Тарифы на электроэнергию в Екатеринбурге и Свердловской области – URL: http://www.eens.ru/fizicheskim_licam/tarify/
- 56 Алабугин, А.А. Экономико-управленческая часть дипломного проекта: учебное пособие по выполнению дипломного проекта для студентов энергетического факультета / А.А. Алабугин, Р.А. Алабугина. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2018. – 46 с.

					<i>13.03.01.2019.010.12 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95