

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 котельной микрорайона №6
г.Трехгорный Челябинской области**

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ–13.03.01.2019.094.13 ПЗ ВКР

Консультант по разделу
«Безопасность жизнедеятельности»,
к.т.н., доцент

_____ И.П. Палатинская
«__» _____ 2019 г.

Руководитель работы
к.т.н., доцент

_____ А.И. Грибанов
«__» _____ 2019 г.

Консультант по разделу
«Экономика и управление»,
старший преподаватель

_____ Р.А. Алабугина
«__» _____ 2019 г.

Автор работы,
студент группы П-480

_____ Е.В. Повод
«__» _____ 2019 г.

Нормоконтролер,
старший преподаватель

_____ Р.А. Алабугина
«__» _____ 2019 г.

Челябинск 2019

АННОТАЦИЯ

Повод Е.В. Разработка блочно-модульной котельной микрорайона №6 г.Трехгорный Челябинской области. – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, Э, 2019, 91 с., 6 ил., 16 табл., Библиогр. список – 48 наименований, 4 листов чертеж ф. А1., 2 демонстрационных листа ф.А1.

Целью выпускной квалификационной работы является разработка блочно-модульной котельной для микрорайона №6 г.Трехгорный.

В ВКР рассчитаны: тепловые нагрузки, сетевой график, расходы теплоносителя, тепловая схема котельной. Из сравнения отечественных и зарубежных разработок выбраны 2 водогрейных жаротрубных котла российского производителя Энтророс Термотехник ТТ100. Выполнен тепловой расчет котла, в котором были рассчитаны коэффициенты избытка воздуха и объемы дымовых газов, энтальпии воздуха и продуктов сгорания, тепловой баланс, топочная камера, конвективные поверхности нагрева.

В разделе «Энергосбережение и технологическое решение» был установлен термогидравлический распределитель.

Решены вопросы экологии. Была рассчитана высота и диаметр дымовой трубы, определена максимально приземная концентрация NO_x для зимнего и летнего периода.

Решены вопросы пожаровзрывобезопасности.

Была разработана автоматизация котельной.

В разделе экономика и управление были рассчитаны капитальные и текущие затраты для двух предлагаемых вариантов работы котельной с российским и зарубежным котлом. Составлен SWOT-анализ, модель дерева целей проекта, модель поля сил реализации проекта и план-график Ганта.

Расчет экономических показателей подтверждает целесообразность выбора предлагаемого источника теплоснабжения.

К ВКР прилагается графический материал: принципиальная тепловая схема, разрез котла Термотехник ТТ-100, план котельной, трубопроводы котельной 1-1, 2-2, функциональная схема КИПиА, демонстрационный лист по разделу технологическое решение, демонстрационный лист по разделу экономика и управление 2018. Чертежи выполнены в Auto4Cad в формате А1.

					<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>			
	<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Под-</i>	<i>Да-</i>			
	<i>Разраб.</i>		<i>Повод Е.В.</i>			<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
	<i>Прое</i>		<i>Грибанов А И</i>				3	
	<i>Н. Контр</i>		<i>Алабузина</i>			ЮУрГУ Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»		<i>Лист</i>
	<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>			
			<i>Общ.ав. К.В.</i>					

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	8
1 ОБОСНОВАНИЕ НЕОБХОДИМОСТИ РАЗРАБОТКИ КОТЕЛЬНОЙ В Г.ТРЕХГОРНЫЙ ЧЕЛЯБИНСКОЙ ОБЛАСТИ	9
2 РАЗРАБОТКА КОТЕЛЬНОЙ	10
2.1 Исходные данные.....	10
2.2 Сезонная нагрузка на отопление	10
2.3 Круглогодичная тепловая нагрузка на горячее водоснабжение ..	11
2.4 Расчет годового потребления теплоты	13
2.5 Расчет и построение температурного графика	13
2.5 Расчет расходов теплоносителя.....	17
2.6 Расчет тепловой схемы.....	18
3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО КОТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	24
4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛА ЭНТРОРОС ТТ100	27
4.1 Коэффициент избытка воздуха и объемы дымовых газов по газходам	28
4.2 Расчёт энтальпий воздуха и продуктов сгорания.....	30
4.3 Расчет теплового баланса котла	31
4.4 Расчет топочной камеры	34
4.5 Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева	40
4.5.1 Расчет второго хода	40
4.5.2 Расчет третьего хода	45
4.5.3 Тепловой расчет жаровой трубы	49
4.5.4 Тепловой расчет поворотной камеры	53
4.5.5 Расчетная невязка теплового баланса	56
5 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ	58
5.1 Расчет термогидравлического распределителя	58
5.2 Устройство гидрострелки	58
5.3 Принцип работы гидравлического разделителя	59
5.4 Расчет распределителя	59
5.5 Расчет и подбор пластинчатого теплообменника.....	60
5.6 Расчет затрат при установке распределителя	60
5.7 Расчет затрат при установке теплообменника.....	61
5.8 Анализ экономической выгоды.....	63
6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ	64
6.1 Расчет дымовой трубы	64
6.2 Расчёт объема дымовых газов	65
6.2.1 Зимний период.....	65
6.2.2 Летний период	65
6.3 Расчёт выброса оксидов азота	66
6.3.1 Зимний период.....	66

									Лист
									6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

6.3.2 Летний период	66
6.4 Расчёт минимальной высоты дымовой трубы	66
6.4.1 Зимний период.....	67
6.4.2 Летний период	71
7 АВТОМАТИЗАЦИЯ.....	73
7.1 Общие сведения	73
7.2 Автоматизация технологических решений.....	73
7.3 Сигнализация.....	74
7.4 Автоматизация систем учета тепла.....	75
8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ	77
8.1 Пожаровзрывобезопасность	77
9 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ	77
9.1 Расчет сметы капитальных затрат на строительство котельной с российским котельным агрегатом.....	82
9.2 Расчет сметы капитальных затрат на строительство котельной с зарубежным котлоагрегатом Bosh UT-16.....	83
9.3 Смета текущих затрат по варианту сооружения котельной с российским котлоагрегатом ТТ-100.....	84
9.4 Смета текущих затрат по варианту сооружения котельной с зарубежным котлоагрегатом.....	86
9.5 Сравнение вариантов проектных решений	87
9.6 SWOT-анализ вариантов технических решений	88
9.7 Модель дерева целей проекта.....	90
9.8 Модель поля сил реализации проекта	92
9.9 Планирование мероприятий по реализации проекта (план-график Ганта).....	95
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	96
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	97

						Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

ВВЕДЕНИЕ

Данная работа посвящена разработке блочной-модульной котельной города Трехгорный Челябинской области.

Планируется к 2022 году закончить строительство нового микрорайона №6, в котором на каждую группу домов в микрорайоне предусматривается своя водогрейная котельная.

Котельной «К2» необходимо обеспечить надежное теплоснабжение двух многосекционных жилых домов.

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

В настоящее время во всем мире возникает увеличение объемов производства, потребления тепловой, электрической энергии. В связи с этим, увеличивается вероятность аварийности оборудования и, как следствие, остановки производства, отключением потребителей.

Поэтому строительство больших производственных котельных становится менее актуально, постепенно уходят с больших объемов нагрузок.

В 2018 году в топливном балансе Российской Федерации газ занял лидирующие позиции, его доля увеличилась до 72,6%, угля наоборот, снизилась на 25,6%.

Это связано с несколькими преимуществами использования природного газа:[1]

- Конструкция блочно-модульной котельной позволяет увеличивать мощность путем добавления новых котлов;
- КПД, газовых котельных значительно превышает КПД котлов на твердом топливе;
- Экономия за счёт сокращения обслуживающего персонала;
- Максимальная автоматизация управлениями котлами.

Блочно-модульные котельные, (БМК Модульные котельные) — это котельные установки полной заводской готовности, предназначенные для отопления и горячего водоснабжения объектов производственного, жилищного и социального назначения. Блочно-модульные котельные работают на природном газе, сжиженном газе и жидком топливе. Все технологическое оборудование размещено в блоке заводского изготовления. Корпус котельной установки должен быть цельнометаллическим, утепленным и пожаробезопасным.

Современные тенденции в энергетике диктуют уход от централизованных источников теплоснабжения. В связи с большими затратами на содержание сетей увеличивается цена отпускаемого тепла, а дорогостоящее подключение к этим сетям склоняет потребителя к приобретению собственных автономных источников теплоснабжения. Современное отопительное оборудование позволяет в кратчайший срок обеспечить любой объект автономным источником тепла, таким как блочно-модульная котельная, и при этом цена генерируемой тепловой энергии в итоге значительно ниже цены тепла отпускаемого централизованными источниками теплоснабжения.

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

2 РАЗРАБОТКА КОТЕЛЬНОЙ

Для разработки отопительной водогрейной котельной в г.Трехгорный Челябинской области требуется правильно рассчитать количество потребляемой тепловой энергии, а, следовательно, и топлива, построить температурный график и тепловую схему котельной, необходимые для рационального и экономичного распределения тепла, подбора и эксплуатации теплооборудования водогрейной котельной.

2.1 Исходные данные

Для расчета из СНиП 23-01-99 «Строительная климатология»[2]:

- расчетная температура наружного воздуха в холодный период года для проектирования отопления $t_{но} = -34$ °С (г. Челябинск);
- продолжительность работы системы отопления: $n_o = 218$ сут.

При расчете нагрузок учитывается температура воздуха внутри помещений, которая может быть +18 °С или +20 °С. По требованиям СНиП «Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха» при температуре наружного воздуха для проектирования систем отопления $t_{но} \leq -31$ °С, температура воздуха внутри помещений принимается +20 °С, при $t_{но} > -31$ °С, температура воздуха внутри помещений +18 °С. Так как для г.Трехгорный $t_{но} = -34$ °С, тогда принимается температура воздуха +20 °С. Объемы зданий 84775,67 и 48372,5 м³.

2.2 Сезонная нагрузка на отопление

Сезонная нагрузка включает в себя нагрузки на отопление.

Максимальный часовой расход тепла на отопление по укрупненным показателям определяю [3] по следующей формуле (2.1):

$$Q_o = a \cdot q_o \cdot V \cdot (t_g - t_{но}), \quad (2.1)$$

где Q_o – максимальный часовой расход тепла на отопление по укрупненным показателям, МВт;

a – поправочный коэффициент, учитывающий климатические условия района строительства здания и применяемый в случаях, когда расчетная температура наружного воздуха отличается от $t_{но} = -30$ °С;

q_o – удельная тепловая характеристика здания при $t_{но} = -34$ °С, Вт/(м³ · °С);

V – объём отапливаемой части здания по внешнему обмеру, м³ (высоту от считывают от поверхности земли);

t_g – средняя температура воздуха в помещениях отапливаемого здания, °С;

$t_{но}$ – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года для отопления, °С [2, табл. 10.1].

Для начала посчитаем тепловую нагрузку на отопление конкретных потребителей, а затем общую нагрузку.

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Поправочный коэффициент α определяю по формуле (2.2):[5]

$$a = 0,54 + \frac{22}{t_e - t_n}, \quad (2.2)$$

$$a = 0,54 + \frac{22}{20 - (-34)} = 0,95$$

Для примера рассчитаем жилой дом по улице Строителей 37

Здание 1-Строительный объем составляет 84775 м³

Удельная тепловая характеристика здания:

$$q_0 = 0,395 \text{ Вт} / (\text{м}^3 \cdot \text{°C})$$

Максимальный часовой расход тепла на отопление определяю по формуле (2.1):

$$Q_0 = 0,947 \cdot 0,395 \cdot 84775,67 \cdot (20 - (-34)) = 1,71 \text{ МВт}$$

Для второго потребителя расчет расхода тепла на отопление выполняется аналогично. Результаты расчетов сведены в таблице 2.1.

2.3 Круглогодичная тепловая нагрузка на горячее водоснабжение

Средненедельный расход теплоты (средненедельная тепловая нагрузка), Дж/с, бытового горячего водоснабжения отдельных жилых, общественных и промышленных зданий или группы однотипных зданий в отопительный период определяется по формуле (2.3):[4]

$$(Q_{ГВС})_{зима}^{cp.n} = \frac{1,2 \cdot m \cdot (a + b) \cdot (55 - t_x) \cdot c_p^{cp}}{n_c}, \quad (2.3)$$

где 1,2 – коэффициент, учитывающий остывание воды в абонентских системах;
 a – норма расхода горячей воды с температурой $t_r = 55 \text{ °C}$, на 1 чел. в сутки, кг(л);

b – расход горячей воды с температурой $t_r = 55 \text{ °C}$, для общественных зданий отнесенный к одному жителю района, кг(л);

m – количество единиц измерения (жителей);

c_p^{cp} – теплоемкость воды, кДж/(кг·К);

t_x – температура холодной воды, °C;

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

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

$$(Q_{ГВС}^{ср.н})_{зима} = \frac{1,2 \cdot 836 \cdot (120 + 25) \cdot (55 - 5) \cdot 4190}{86400} = 0,35 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Средне недельные расходы теплоты на горячее водоснабжение в летний период находится по формуле (2.4):

$$(Q_{ГВС}^{ср.н})_л = 0,8 \cdot (Q_{ГВС}^{ср.н})_з \cdot \frac{55 - t_x^л}{55 - t_x^з}, \quad (2.4)$$

где $(Q_{ГВС}^{ср.н})_л$ – средненедельные расходы теплоты на горячее водоснабжение в летний период;

$t_x^л$ – температура холодной воды в летний период, °С;

$t_x^з$ – температура холодной воды в летний период, °С.

$$(Q_{ГВС}^{ср.н})_л = 0,8 \cdot 0,35 \cdot 10^6 \cdot \frac{55 - 15}{55 - 5} = 0,23 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Расчётный расход теплоты на бытовое горячее водоснабжение, Вт, равен среднечасовому расходу теплоты за сутки наибольшего водопотребления, умноженному на коэффициент суточной неравномерности по формуле (2.5):

$$(Q_{ГВС}^{\dot{)}}_з = k_n \cdot k_c \cdot (Q_{ГВС}^{ср.н})_л, \quad (2.5)$$

где k_n – коэффициент недельной неравномерности для жилых и общественных зданий;

k_c – коэффициент суточной неравномерности.

$$Q_{ГВС}^{max} = (Q_{ГВС}^{расч})_з = 1,2 \cdot 1,7 \cdot 0,35 \cdot 10^6 = 0,72 \cdot 10^6 \text{ Вт},$$

$$(Q_{ГВС}^{расч})_л = 1,2 \cdot 1,7 \cdot 0,23 \cdot 10^6 = 0,46 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Для второго потребителя расчет максимального расхода теплоты на ГВС выполняется аналогично. Результаты расчетов сведены в таблице 2.1.

										Лист
										12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Таблица 2.1 – Результаты расчётов нагрузок на отопление и ГВС

Улица, дом	Объем здания, м ³	Нагрузка на отопление, МВт	Нагрузка на ГВС в зимний период, МВт	Нагрузка на ГВС в летний период, МВт
Строителей 37	84775,0	1,71	0,72	0,46
Строителей 38	48372,5	1,04	0,32	0,20
Итого:	112367,5	2,75	1,04	0,66

2.4 Расчет годового потребления теплоты

Расчетный расход теплоты на отопление микрорайона:

$$(Q_o^{max}) = 2,75 \text{ МВт}$$

Расчётный расход теплоты на горячее водоснабжение в зимний период:

$$(Q_{ГВС}^{max})_з = 1,04 \text{ МВт}$$

Расчётный расход теплоты на горячее водоснабжение в летний период:

$$(Q_{ГВС}^{max})_л = 0,66 \text{ МВт}$$

Суммарная расчетная нагрузка района рассчитывается по формуле (2.6):

$$Q_{сумм}^{max} = Q_o^{max} + Q_{ГВС}^{max}, \quad (2.6)$$

$$Q_{сумм}^{max} = 2,75 + 1,04 = 3,79 \text{ МВт}$$

2.5 Расчет и построение температурного графика

Значения температур сетевой воды в зависимости от температур наружного воздуха определяются методом регулирования тепловых нагрузок и температурным графиком теплосети. Температура воды в подающей линии теплосети $\tau'_{01} = 105^\circ\text{C}$. Температура воды в обратной линии теплосети $\tau'_{02} = 70^\circ\text{C}$. Температура воды, поступающей в системы отопления к потребителю – $\tau'_{03} = 95^\circ\text{C}$. Температура воздуха внутри отапливаемого помещения $t_в = 20^\circ\text{C}$. Температура наружного воздуха $t_в = (8 \dots -34)^\circ\text{C}$. Температура наиболее холодной пятидневки $t_н = -34^\circ\text{C}$.

									Лист
									13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Перепад температур в тепловой сети:

$$\delta\tau_0' = \tau_{01}' - \tau_{02}',$$

$$\delta\tau_0' = 105 - 70 = 35^\circ\text{C}$$

Разность температур в системе отопления у потребителя:

$$\theta_0' = \tau_{03}' - \tau_{02}'; \quad (2.8)$$

$$\theta_0' = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$$

Относительная величина тепловой нагрузки.

По формуле (2.9) находим относительную величину тепловой нагрузки при температуре наружного воздуха $t_n=8^\circ\text{C}$:

$$\bar{Q}_0 = \frac{t_e - t_n}{t_e - t_{n,0}} = 0,222 \quad (2.9)$$

Относительную величину тепловой нагрузки при остальных температурах наружного воздуха с шагом в 1°C производим аналогично, результаты сводим в таблицу 2.2

Температурный напор нагревательного прибора:

$$\Delta t_0 = \frac{\tau_{03}' + \tau_{02}'}{2} - t_e, \quad (2.10)$$

$$\Delta t_0 = \frac{95 + 70}{2} - 20 = 62,5^\circ\text{C}$$

Для составления температурного графика найдем температуры теплоносителя в подающей и обратной линии.

Температуру теплоносителя (сетевой воды) в подающей линии найдем по следующей формуле (2.11) [5]:

$$\tau_{01} = t_e + \Delta t_0 \cdot \bar{Q}_0^{0,8} + \bar{Q}_0 \cdot (\delta\tau_0' - 0,5 \cdot \theta_0') \quad (2.11)$$

Для $t_n=8^\circ\text{C}$ рассчитаем температуру теплоносителя в подающем трубопроводе по формуле (2.11):

									Лист
									14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$\tau_{01} = 20 + 62,5 \cdot 0,22^{0,8} + 0,22 \cdot (35 - 0,5 \cdot 25) = 43,76^\circ\text{C}$$

Расчет температуры теплоносителя (сетевой воды) в подающем трубопроводе при остальных температурах наружного воздуха с шагом в 1°C производим аналогично, результаты сводим в таблицу 2.2

Температуру теплоносителя (сетевой воды) после отопительной установки найдем по следующей формуле (2.12):

$$\tau_{02} = t_e + \Delta t_o' \cdot \bar{Q}_o^{0,8} - 0,5 \cdot \bar{Q}_o \cdot \theta_o', \quad (2.12)$$

$$\tau_{02} = 20 + 65,5 \cdot 0,22^{0,8} - 0,5 \cdot 0,22 \cdot 25 = 35,99^\circ\text{C}$$

Расчет температуры теплоносителя (сетевой воды) в обратном трубопроводе при остальных температурах наружного воздуха с шагом в 1°C производим аналогично, результаты сводим в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Расчет температурного графика котельной г.Трехгорный

Температура наружного воздуха $t_n, ^\circ\text{C}$	Относительная величина тепловой нагрузки \bar{Q}_0	Температура теплоносителя в подающем трубопроводе $\tau_{01}, ^\circ\text{C}$	Температура теплоносителя в обратном трубопроводе $\tau_{02}, ^\circ\text{C}$
1	2	3	4
8	0,222	43,763	35,986
7	0,241	45,421	36,995
6	0,259	47,059	37,985
5	0,278	48,680	38,958
4	0,296	50,286	39,915
3	0,315	51,876	40,858
2	0,333	53,453	41,786
1	0,352	55,017	42,702
0	0,370	56,568	43,605
-1	0,389	58,109	44,498
-2	0,407	59,639	45,380
-3	0,426	61,159	46,251
-4	0,444	62,669	47,113
-5	0,463	64,170	47,966
-6	0,481	65,663	48,811
-7	0,500	67,147	49,647
-8	0,519	68,623	50,475

Продолжение таблицы 2.2

1	2	3	4
-9	0,537	70,092	51,296
-10	0,556	71,554	52,109
-12	0,593	74,456	53,716
-13	0,611	75,898	54,509
-14	0,630	77,333	55,296
-15	0,648	78,763	56,078
-16	0,667	80,186	56,853
-17	0,685	81,604	57,623
-18	0,704	83,017	58,387
-19	0,722	84,424	59,147
-20	0,741	85,827	59,901
-21	0,759	87,224	60,650
-22	0,778	88,617	61,395
-23	0,796	90,005	62,135
-24	0,815	91,388	62,870
-25	0,833	92,768	63,601
-26	0,852	94,142	64,328
-27	0,870	95,513	65,050
-28	0,889	96,880	65,769
-29	0,907	98,242	66,483
-30	0,926	99,601	67,194
-31	0,944	100,956	67,901
-32	0,963	102,308	68,604
-33	0,981	103,656	69,304
-34	1	105	70

График температур сетевой воды представлен на рисунке 2.1.

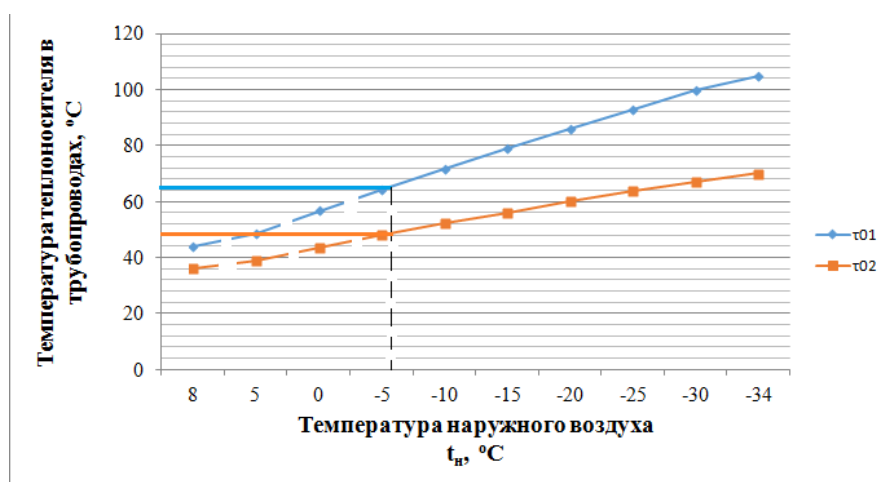


Рисунок 2.1 – Температуры теплоносителя в закрытой системе теплоснабжения

Независимо от метода регулирования тепловых нагрузок необходимо учитывать, что при любых температурах наружного воздуха температура сетевой воды в подающем трубопроводе не может опускаться ниже заданной ($t_c=65$ °С). Поэтому необходимо сделать «подрезку» температурного графика. График температур приобретает вид ломаной. Точке излома температурного графика соответствует температура наружного воздуха $t_{ни}$ [6].

При температуре наружного воздуха $t_{ни}$ происходит смена метода регулирования с качественного на количественное или наоборот.

Из графика $t_{ни} = -5,5$ °С (рисунок 2.1).

2.5 Расчет расходов теплоносителя

Наличие нагрузки горячего водоснабжения увеличивает расход сетевой воды.

При качественном регулировании по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения достигается значительное сокращение расчетных расходов воды. В системе поддерживается постоянный расход сетевой воды, равный расчетному расходу воды на отопление G_0' .

Расход воды на отопление, G_0' , будет неизменным при любой температуре в интервале температур от $t_{ни}$ до $t_{н.о}$, его можно определить, используя следующую формуле: (2.13):

$$G_0' = \frac{Q_0'}{c_p \cdot \delta\tau_0'}, \quad (2.13)$$

$$G_0' = \frac{2,75 \cdot 10^3}{4,19 \cdot 35} = 18,77 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Расход сетевой воды на отопление при $t_n=+8$ °С определяется по формуле (2.14):

$$G_0 = \frac{Q_0}{c_p \cdot (\tau_{01} - \tau_{02})}, \quad (2.14)$$

$$G_0 = \frac{0,61 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (44 - 36)} = 18,25 \text{ кг / с}$$

При температуре больше чем $t_{ни}$ расход сетевой воды на отопление рассчитывается с учетом подвески температурного графика:

Тепловая нагрузка на отопление $t_n=+8$ °С определяется по формуле (2.15):

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
						17

$$Q_o = Q_o' \cdot \frac{t_g - t_{ни}}{t_g - t_{но}}, \quad (2.15)$$

$$Q_o = 2,75 \cdot \frac{20 - 8}{20 - (-34)} = 0,61 \text{ МВт}$$

Для остальных температур расчёт расхода сетевой воды выполняется аналогично. Результаты расчётов сведены в таблице 2.3

Таблица 2.3 – Расходы воды на отопление

$t_n, ^\circ\text{C}$	8	5	0	-5,5	-10	-15	-20	-25	-30	-34
$Q_o, \text{МВт}$	0,61	0,76	1,02	1,30	1,53	1,78	2,04	2,29	2,55	2,75
$G_o, \text{кг/с}$	18,25	18,25	18,77	18,77	18,77	18,77	18,77	18,77	18,77	18,77

2.6 Расчет тепловой схемы

Расчет тепловой схемы представляет собой определение энергетических показателей, а именно: необходимого расхода воды для отопления всех теплопотребителей и для восполнения утечек теплоносителя. В таблице 2.3 представлены необходимые данные для расчета тепловой схемы.[7]

Произведем расчёт при $t_n=8 ^\circ\text{C}$, расчёт при остальных температурах наружного воздуха производим аналогично, результаты сводим в таблицу 2.4.

Расход теплоты на отопление определим по формуле (2.16):

$$Q_o = Q_o^p \cdot \frac{t_g - t_n}{t_g - t_{но}}, \quad (2.16)$$

$$Q_o = 2,75 \cdot \frac{20 - 8}{20 - (-34)} = 0,61 \text{ МВт}$$

Расход теплоты на ГВС в летний период находится по таблице 2.1.

Общий расход теплоты определим по формуле (2.17):

$$Q_m = Q_o + Q_{\text{ГВС}}, \quad (2.17)$$

$$Q_m = 0,61 + 0,66 = 1,27 \text{ МВт}$$

Температуру прямой τ_1 и обратной сетевой воды τ_2 определяем по графику 2.1.

Общий расход G_c сетевой воды определяется по таблице 2.3.

Расход воды на подпитку и потери $G_{под}$ определим по формуле (2.18):

$$G_{под} = 0,025 \cdot G_c, \quad (2.18)$$

$$G_{под} = 0,025 \cdot 18,25 = 0,46 \text{ кг / с}$$

Расход теплоты на собственные нужды $Q_{сн}$ определим по формуле (2.19):

$$Q_{сн} = 0,02 \cdot Q_m, \quad (2.19)$$

$$Q_{сн} = 0,02 \cdot 1,27 = 0,03 \text{ МВт}$$

Общая тепловая мощность котельной Q_k определим по формуле (2.20):

$$Q_k = Q_m + Q_{сн}, \quad (2.20)$$

$$Q_k = 1,27 + 0,025 = 1,3 \text{ МВт}$$

Расход воды через котельные агрегаты G_k определим по формуле (2.21):

$$G_k = \frac{Q_k}{c_p \cdot (t_k^{\ddot{}} - t_k^{\dot{}})}, \quad (2.21)$$

где $t_k^{\ddot{}}$ – температура теплоносителя в подающей линии котлового контура, °С;

$t_k^{\dot{}}$ – температура теплоносителя в обратной линии котлового контура, °С;

$t_k^{\ddot{}} = 105^\circ\text{С}$ – в данном проекте;

$t_k^{\dot{}} = 70^\circ\text{С}$ – в данном проекте

$$G_k = \frac{1,3 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (105 - 70)} = 8,86 \text{ кг / с}$$

									Лист
									19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Расход воды через котел на собственные нужды $G_{сн}$ определим по формуле (2.22):

$$G_{сн} = \frac{Q_{сн}}{c_p \cdot (t_{к}'' - t_{к}')}, \quad (2.22)$$

$$G_{сн} = \frac{0,03 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (105 - 70)} = 0,17 \text{ кг / с}$$

Расход химочищенной воды $G_{хво}$ определим по формуле (2.23):

$$G_{хво} = G_{нод} \quad (2.23)$$

Расход исходной воды $G_{исх}$ определим по формуле (2.24):

$$G_{исх} = 1,15 \cdot G_{хво}, \quad (2.24)$$

$$G_{исх} = 1,15 \cdot 0,46 = 0,52 \text{ кг / с}$$

Расчетный расход воды через котлы $G_{к}^{расч}$ определим по формуле (2.25):

$$G_{к}^{расч} = \frac{Q_m}{c_p \cdot (t_{к}'' - t_{к}')} + G_{сн}, \quad (2.25)$$

$$G_{к}^{расч} = \frac{1,27 \cdot 10^3}{4,19 \cdot (105 - 70)} + 0,17 = 8,86 \text{ кг / с}$$

Относительная погрешность Δ определим по формуле (2.26):

$$\Delta = \frac{G_{к}^{расч} - G_{к}}{G_{к}^{расч}} \cdot 100, \quad (2.26)$$

$$\Delta = \frac{8,86 - 8,86}{8,86} \cdot 100 = 0\%$$

									Лист
									20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.094.13 ПЗ				

Результаты расчёта тепловой схемы сводим в таблицу 2.4

					<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		21

Таблица 2.4 – Расчет тепловой схемы котельной

Расчетная величина	Обозначение	Единица измерения	Расчетные режимы				
			$t_{\text{но}} = -34 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{нхм}} = -15,8 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{ни}} = -5,5 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{\text{н}} = +8 \text{ } ^\circ\text{C}$	летний $t_{\text{н}} > +8 \text{ } ^\circ\text{C}$
1	2	3	4	5	6	7	8
Расход теплоты на отопление	Q_o	МВт	2,75	1,82	1,3	0,61	0
Расход теплоты на ГВС	$Q_{\text{ГВС}}$	МВт	1,03	1,03	1,03	0,66	0,66
Общий расход теплоты	$Q_{\text{т}}$	МВт	3,79	2,86	2,33	1,27	0,66
Температура прямой сетевой воды на выходе из котельной	τ_1	$^\circ\text{C}$	105	79,8	65	65	65
Температура обратной сетевой воды на входе в котельную	τ_2	$^\circ\text{C}$	70	56,8	48,5	48,5	48,5
Общий расход сетевой воды	G_c	кг/с	18,77	18,77	18,77	18,25	18,25
Расход воды на подпитку и потери в кг/с	$G_{\text{под}}$	кг/с	0,47	0,47	0,47	0,46	0,46
Расход теплоты на собственные нужды	$Q_{\text{сн}}$	МВт	0,08	0,06	0,05	0,03	0,01
Общая тепловая мощность котельной	Q_k	МВт	3,86	2,92	2,38	1,3	0,68

Продолжение таблицы 2.4

1	2	3	4	5	6	7	8
Расход воды через котельные агрегаты	G_k	кг/с	26,34	19,89	16,24	8,86	4,61
Расход воды через котел на собственные нужды	$G_{сн}$	кг/с	0,52	0,39	0,32	0,17	0,09
Расход химочищенной воды	$G_{хво}$	кг/с	0,47	0,467	0,467	0,47	0,457
Расход исходной воды	$G_{исх}$	кг/с	0,54	0,54	0,54	0,52	0,52
Расчетный расход воды через котлы	$G_k^{расч}$	кг/с	26,34	19,89	16,24	8,86	4,61
Относительная погрешность	Δ	%	0,015	0,01	0	0,02	0,16

3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО КОТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Котлы серии ТЕРМОТЕХНИК тип ТТ100-01[8] – это трехходовые водогрейные газотрубные котлы; изготавливаются мощностью от 1,0 до 16,5 МВт.

Котлы ТЕРМОТЕХНИК ТТ100 производятся серийно в диапазоне номинальной мощности от 1000 кВт до 15000 кВт. ТЕРМОТЕХНИК ТТ 100 – трехходовые стальные низкотемпературные водогрейные котлы газотрубно-дымогарного типа, оснащенные топкой, работающей под наддувом. Котлы предназначены для производства теплофикационной горячей воды с максимальной температурой 115°C при допустимом рабочем давлении 0,6 МПа. Котлы используются для работы только в закрытых системах теплоснабжения.

Котлы ТЕРМОТЕХНИК тип ТТ100-01 предназначены для теплоснабжения зданий и сооружений, обеспечения технологических процессов различного назначения.

Они обладают следующими достоинствами:

- Гарантия на котельный агрегат распространяется в течение 36 месяцев после ввода в эксплуатацию, но и не более 42 месяцев с времени отбытия товара от изготовителя.
- Срок службы котла – 20 лет (при выполнении требований, а также условий эксплуатации).

На фронтальной крышке каждого котельных агрегатов прикреплена заводская табличка с маркировкой паспортных данных в соответствии с требованиями "Правил промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением".

Повышенная прочность, большой объем котловой воды и продуманное крепление жаровой трубы дает гарантию их долговечности.

Трехходовая схема газового тракта котла ТТ100-01 с низкой теплонапряженностью камеры сгорания дает возможность удобно настраивать режим горения котла и дает малые выделения вредных продуктов сгорания.

Невысокое гидравлическое сопротивление котла и высокий КПД обеспечивает высокую эксплуатационную эффективность котлов ТЕРМОТЕХНИК ТТ100-01.

Высокая эффективность теплоизоляции котла заключается в ламинированных минераловатных матах толщиной 100 мм.

Поверхность котла облицована рифленным алюминиевым покрытием, которые гарантирует практичность и эффектный внешний вид на протяжении всего срока службы.

Котел собран в единый блок и оснащен теплоизоляцией.

Импортная продукция привлекает в первую очередь своим высоким качеством, надежностью и экономичностью. Промышленные газовые котлы зарубежного производства производятся в Германии, Италии, Словакии. Наибольшей популярностью пользуются Buderus, Vaillant, Viessmann, Ariston, Beretta, Alphatherm, Prextherm, Bosch. Отличительными качествами продукции являются

									Лист
									24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

неизменное качество сборки и повышенная степень безопасности и теплоэффективности.

Водогрейный жаротрубный котел Bosch с трехходовым движением продуктов сгорания серии UT-L 16 теплопроизводительностью 2000 кВт[9].

Температура теплоносителя до 115°C- классический трехходовой котел с жаровой и дымогарной трубами, реверсивной камерой дымовых газов с полным водяным охлаждением, гарантирующую высокую эффективность. Корпус котла состоит из цилиндрической оболочки, переднего и заднего днищ, расположенной по центру жаровой трубы с реверсивной камерой дымовых газов с охлаждаемым водой экраном. Дверца котла оборудована теплозащитой для обеспечения доступа к горелке, герметично закрывается, не пропуская дымовых газов. Котлы BoschUnimatUT—L снабжены всеми необходимыми контрольными люками.

Трехходовая жаротрубно-дымогарная конструкция котла в режиме низких температур и давления обеспечивают нагрев воды с КПД до 93% без использования экономайзера. При использовании экономайзера КПД может быть повышен до 96%. Встроенный в верхнюю часть котла инжектор поворачивает обратный поток на 90°, повышая его температуру при смешивании с котловой водой, что приводит к тому, что при температуре обратного потока свыше 50°C, а также при предельно низкой нагрузке не достигается точка росы в котле. Также отсутствуют ограничения по минимальной нагрузке горелки для работы без образования конденсата со стороны дымовых газов.

Факел горелки, работающей под наддувом, формируется вдоль горизонтальной оси цилиндрической нереверсивной топки с возвратным движением к фронту котла по дымогарным трубам второго хода и разворотом к расположенному в верхней части котла пучку дымогарных труб третьего хода. Внутренняя, полностью омываемая водой камера поворота горячих газов обеспечивает низкие температуры в передней области поворота продуктов сгорания при их движении из второго в третий проход. В результате существенно снижается термическая нагрузка на фронтальную дверь котла.

Малый объем воды в котле позволяет сократить стадию разогрева и обеспечить низкую температуру обратной линии.

Под штуцером обратной линии встроен инжектор, который обеспечивает оптимальный проток и равномерное распределение температуры внутри всего котла. Плавный перепад температуры допускает минимальную температуру обратной линии 50 °С.

Отсутствие ограничения минимальной нагрузки на горелку обеспечивает максимальный диапазон регулирования.

Изоляция толщиной 100 мм. Газосборный коллектор теплоизолирован.

Они обладают следующими достоинствами:

- Отсутствие турбулизаторов в дымогарных трубах
- Подходит для сжиженного газа и легкого жидкого топлива
- Конструкция, подтвержденная опытом многолетней эксплуатации

							13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				25

Сравним характеристики котельных агрегатов в таблице 3.1
Таблица 3.1-Технические характеристики котельных агрегатов

Технические характеристики	Единицы измерения	ТТ 100	Bosch UT-L 16
Номинальная тепло-производительность	МВт	2	2
КПД	%	92,6	92,3
Максимальное рабочее давление воды	МВт	0,6	0,6
Масса сухого котла	кг	4632	4700
Водяной объем котла	м ³	2,9	2,7
Максимальная температура теплоносителя	°С	115	110

Проанализировав характеристики рассмотренных котельных агрегатов, можно сделать вывод о том, что котельные агрегаты ТТ 100 фирмы «Энтророс» ничуть не уступают фирме «Bosch», а в некоторых случаях даже превосходят. Если учесть тот факт, что котлы нашего производства проще в эксплуатации и монтаже, и примерно в 1,5 раза дешевле, можно сделать вывод о том, что целесообразнее установить два котла фирмы «Энтророс», для обеспечения мощности котельной 4 МВт.

4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОТЛА ЭНТРОРОС ТТ100

В данном случае выполнен поверочный расчёт водогрейного котла ЭНТРОРОС ТТ100 мощностью 2МВт в соответствии с методическими рекомендациями [10], а так же с нормативным методом расчета котельных агрегатов [11].

Топливо: Природный газ Бухара-Урал, состав представлен в таблице 4.1.

Таблица 4.1–Состав топлива

Метан CH ₄	Этан C ₂ H ₆	Пропан C ₃ H ₈	Бутан C ₄ H ₁₀	Пентан C ₅ H ₁₂	Азот N ₂	Диоксид углерода CO ₂	Q _H ^p кДж/ м ³ ,
1	2	3	4	5	6	7	8
94,2	2,5	0,4	0,2	0,1	2,6	-	36170

Плотность топлива при нормальных условиях: $\rho_m = 0,752 \text{ кг/м}^3$.

В процессе теплового расчета водогрейного котла определяются теоретический и действительный объем воздуха, а также продуктов сгорания.

Теоретический объем воздуха, который необходим для сгорания топлива в процессе сжигания газа при $\alpha = 1$ определяется по формуле (4.1):

$$V^o = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot CO + 0,5 \cdot H_2 + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \quad (4.1)$$

где V^o – теоретический объем воздуха, м³/м³;

n – число атомов водорода;

m – число атомов углерода.

Определим теоретический объем продуктов сгорания по формуле (4.1)

$$V^o = 0,0476 \cdot \left[\left(1 + \frac{4}{4} \right) \cdot 94,2 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \cdot 2,5 + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \cdot 0,4 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \cdot 0,2 + \left(5 + \frac{12}{4} \right) \cdot 0,01 \right] = 9,579, \text{ м}^3 / \text{ м}^3$$

Теоретический объем водяного пара рассчитывается по формуле (4.2):

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot \left[H_2S + H_2 + \sum \frac{n}{2} C_m H_n + 0,124 \cdot d_{z.m.l.} \right] + 0,016 \cdot V^o, \quad (4.2)$$

где $d_{z.m.l.}$ – влагосодержание в газообразном топливе, отнесенное к 1м³ сухого газа, г/м³;

в проекте принимается $d_{z.m.l.} = 10 \text{ г/м}^3$;

									Лист
									27
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$V_{H_2O}^o$ – Теоретический объем водяного пара, $\text{м}^3/\text{м}^3$.

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot \left[\frac{4}{2} \cdot 94,2 + \frac{6}{2} \cdot 2,5 + \frac{8}{2} \cdot 0,4 + \frac{10}{2} \cdot 0,2 + \frac{12}{2} \cdot 0,1 \right] + 0,016 \cdot 9,579 = 2,16 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем содержания азота в продуктах сгорания определяется по формуле (4.3):

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot V^o + \frac{N_2}{100}, \quad (4.3)$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 9,579 + \frac{2,6}{100} = 7,59 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем содержания трехатомных газов в продуктах сгорания определяется по формуле (4.4):

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [CO_2 + CO + H_2S + \Sigma m \cdot C_m H_n], \quad (4.4)$$

$$V_{RO_2} = 0,01 \cdot [94,2 + 2 \cdot 2,5 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,2 + 5 \cdot 0,1] = 1,02 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

4.1 Коэффициент избытка воздуха и объемы дымовых газов по газозходам

Так как котёл является газоплотным, то коэффициент избытка воздуха по полному объему котла равен 1,1

Коэффициент избытка воздуха на выходе из топки: [11, табл. XX].

$$a_m = 1,1$$

Коэффициент избытка воздуха в котельном пучке (2-й и 3-й ход) находится по формуле (4.3):

$$\alpha_{kn} = \alpha_m + \Delta\alpha, \quad (4.3)$$

где $\Delta\alpha = 0$ – присосы воздуха во 2-м и 3-м ходе.

$$\alpha_{kn} = 1,1 + 0 = 1,1$$

Действительный объем дымовых газов находится по формуле (4.4)

										Лист
										28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$V_2 = V_{RO_2} + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o + (\alpha - 1) \cdot V^o, \quad (4.4)$$

$$V_2 = 1,017 + 7,594 + 2,16 + (1,1 - 1) \cdot 9,58 = 11,73 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Доля трехатомных газов находится по формуле (4.5):

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_2}, \quad (4.5)$$

$$r_{RO_2} = \frac{1,02}{11,73} = 0,09$$

Доля водяных паров находится по формуле (4.6):

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_2}, \quad (4.6)$$

$$r_{H_2O} = \frac{2,16}{11,73} = 0,18$$

Суммарная объемная доля трехатомных газов находится по формуле (4.7):

$$r_n = r_{H_2O} + r_{RO_2}, \quad (4.7)$$

$$r_n = 0,18 + 0,09 = 0,27$$

В топке, втором и третьем ходах газоходов $V_2, r_{RO_2}, r_{H_2O}, r_n$ равны, так как присосы воздуха отсутствуют.

Результаты расчета объемов продуктов сгорания при сжигании природного газа с данными характеристиками приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Расчёт объёмов продуктов сгорания топлива

Наименование величин	Обозначение	Размерность	Значение
1	2	3	4
Коэффициент избытка воздуха	α	–	1,1
Теоретический объём воздуха	V^o	$\text{м}^3/\text{м}^3$	9,58

Продолжение таблицы 4.2

1	2	3	4
Теоретический объём трёх-атомных газов	V_{RO_2}	$\text{м}^3/\text{м}^3$	1,02
Теоретический объём двухатомных газов	V_{N_2}	$\text{м}^3/\text{м}^3$	7,59
Действительный объём водяных паров	$V_{H_2O}^o$	$\text{м}^3/\text{м}^3$	2,158
Действительный объём продуктов сгорания (при нормальных условиях)	V_{Γ}	$\text{м}^3/\text{м}^3$	11,73

4.2 Расчёт энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Количество теплоты (кДж), содержащееся в воздухе или продуктах сгорания, называют энтальпией воздуха и продуктов сгорания. При расчёте принято относить энтальпию воздуха и продуктов сгорания к 1 м^3 при Н.У газообразного топлива.

Теплосодержание продуктов сгорания, $\text{кДж}/\text{м}^3$ рассчитывается по формуле (4.8):

$$I_2 = I_2^0 + I_6^0 \cdot (\alpha - 1), \quad (4.8)$$

где I_2^0, I_6^0 – теоретические теплосодержания газов и воздуха, $\text{кДж}/\text{м}^3$;
 ϑ – температура газов, $^{\circ}\text{C}$.

Теплосодержание газов, $\text{кДж}/\text{м}^3$ рассчитывается по формуле (4.9)

$$I_2^0 = (V_{RO_2}^0 \cdot c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot c_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot c_{N_2}) \cdot \vartheta, \quad (4.9)$$

где $c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}$ – объёмные теплоёмкости трёхатомных газов, водяных паров, азота и холодного воздуха (при температуре $t_{\text{хв}}$) и постоянном давлении (равном атмосферному) [12, табл. П1], $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$.

Теплосодержание воздуха, $\text{кДж}/\text{м}^3$ рассчитывается по формуле (4.10):

$$I_6^0 = V_6^0 c_6 I_6, \quad (4.10)$$

В таблице 4.3 приведены расчетные энтальпии для дымовых газов.

Таблица 4.3 – Энтальпии воздуха и продуктов сгорания

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I_r^0, \text{кДж} / \text{м}^3$	$I_b^0, \text{кДж} / \text{м}^3$	$I_r, \text{кДж} / \text{м}^3$ при $\alpha=1,1$
1	2	3	4
100	1484,87	1264,49	1611,32
200	2993,38	2548,15	3248,19
300	5067,61	3860,54	5453,67
400	6137,74	5192,09	6656,94
500	7768,38	6552,38	8423,62
600	9434,62	7950,99	10229,72
700	11144,38	9378,33	12082,21
800	12913,43	10824,84	13995,92
900	14711,49	12271,34	15938,63
1000	16547,11	13756,16	17922,73
1100	18386,79	15279,30	19914,72
1200	20232,60	16802,44	21912,84
1300	22132,62	18498,01	23982,42
1400	24070,25	19887,04	26058,96
1500	25992,62	21448,50	28137,47
1600	27946,50	23019,54	30248,45
1700	29914,09	24581,00	32372,19
1800	31900,07	26142,46	34514,31
1900	33906,67	27751,81	36681,85
2000	35904,22	29351,59	38839,38
2100	37925,68	31028,00	41028,48
2200	39953,61	32560,72	43209,68

4.3 Расчет теплового баланса котла

При составлении теплового баланса котельного агрегата, следует установить равенство между поступившим количеством теплоты, называемый располагаемым теплом Q_p^p и суммой полезно использованного тепла Q_l и тепловых потерь Q_2 , Q_3 и Q_4 . На основании теплового баланса вычисляются КПД и не-

обходимый расход топлива при сжигании 1 кг жидкого или 1 м³ газообразного топлива при 0 °С и 760 мм рт. ст.

Уравнение теплового баланса в удельных величинах, %, рассчитывается по формуле (4.11):

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5), \quad (4.11)$$

где η – коэффициент полезного действия (КПД) котла, %;

q_2, q_3, q_5 – удельные потери тепла с уходящими газами, с химическим недожо-гом топлива, потери тепла в окружающую среду (через изоляцию), %.

Для газа Q_p^p , кДж/м³, принимают:

$$Q_p^p = Q_n^p$$

где Q_n^p – низшая теплота сгорания газообразного топлива на сухую массу, кДж/м³.

$$Q_p^p = 36170 \text{ кДж / м}^3$$

Потери тепла с уходящими газами q_2 зависят от температуры газов, поки-дающих котел и рассчитываются по формуле (4.12):

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - I_{xв}) \cdot 100}{Q_p^p}, \quad (4.12)$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/м³, определяется интерполированием по табл. 4.3 по температуре уходящих газов;

$I_{xв}$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/м³;

α – коэффициент расхода воздуха (постоянный по длине котла), б/р;

Q_p^p – располагаемое тепло топлива на рабочую массу, кДж/м³.

Потери тепла от химического недожога $q_3=0,5\% [11]$.

Для газообразного топлива потери тепла от механического недожога: $q_4 = 0$.

Температура уходящих газов:

$$t_{yx} = 185^\circ\text{C}$$

Энтальпия уходящих газов определенная интерполяцией по таблице 4.3 рав-на:

						<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			32

$$I_{yx} = 3002,45 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Температура холодного воздуха в котельной t_{x6} условно принимается равной 20 °С.

Энтальпия воздуха в котельной определяется по формуле (4.13):

$$I_{x.6} = \alpha_{yx} \cdot V^0 \cdot (ct)_{x6}, \quad (4.13)$$

где V^0 – теоретическое количество воздуха при сжигании 1 м³ газа;
 $(ct)_{x6}$ – удельная объемная энтальпия холодного воздуха, кДж/м³;
 $(ct)_{x6} = 44,1 \text{ кДж/м}^3$ [12, табл.П1].

$$I_{x.6} = 1,1 \cdot 9,58 \cdot 44,1 = 464,7 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Тогда потери тепла с уходящими газами q_2 будут рассчитаны по формуле (4.11):

$$q_2 = \frac{(3002,45 - 464,7) \cdot 100}{36170} = 7,02 \%$$

Котел в легкой обмуровке имеет величину потерь тепла от наружного охлаждения q_5 в пределах 0,5 %.

Сумма тепловых потерь определяется по формуле (4.14):

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5, \quad (4.14)$$

$$\Sigma q = 7,02 + 0,5 + 0,5 + 8,02\%$$

КПД котельного агрегата будет определяться по формуле (4.15):

$$\eta = 100 - \Sigma q, \quad (4.15)$$

$$\eta = 100 - 8,02 = 91,98\%$$

Коэффициент сохранения теплоты определяется по формуле (4.16):

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}, \quad (4.16)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{91,98 + 0,5} = 0,99\%$$

					<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

Полный расход топлива рассчитывается по формуле (4.17):

$$B = \frac{Q_k}{Q_p \cdot \eta}, \quad (4.17)$$

где Q_k – тепловая мощность котла, кВт;
 η – КПД котельного агрегата, %.

$$B = \frac{2000}{36170 \cdot 0,92} = 0,06 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для газообразного топлива: $B_p = B = 0,06 \text{ м}^3/\text{с}$

4.4 Расчет топочной камеры

Топка котла служит для сжигания топлива и получения продуктов сгорания с высокой температурой, а также для организации теплообмена между высокотемпературной средой и поверхностями нагрева. Целью расчета топки является определение температуры газов на выходе из топки.

В жаротрубном котле данной конструкции в состав топки так же включается и поворотная камера.

Объем топочной камеры: $V_m = 1,3 \text{ м}^3$;

Поверхность стен топочной камеры: $F_{cm} = 7,59 \text{ м}^2$;

Полная лучевоспринимающая поверхность нагрева: $H_l = 7,59 \text{ м}^2$;

Коэффициент загрязнения экранов (для природного газа): $\xi = 0,8$.

Коэффициент тепловой эффективности экранов для камерных топок определяем по формуле (4.18):

$$\psi_{cp} = \frac{H_l \cdot \xi}{F_{cm}}, \quad (4.18)$$

$$\psi_{cp} = \frac{7,59 \cdot 0,8}{7,59} = 0,8$$

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле (4.19):

$$S = \frac{3,6 \cdot V_m}{F_{cm}}, \quad (4.19)$$

									Лист
									34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$S = \frac{3,6 \cdot 1,3}{7,59} = 0,62 \text{ м}$$

Абсолютное давление газов в токе, принимается: $p=0,11$ МПа.

Принимаем предварительно температуру газов на выходе из топки :

$$t_m^{\ddot{}} = 1195^{\circ}\text{C}$$

Объемная доля водяных паров определяется по формуле (4.6): $r_{H_2O} = 0,18$;

Объемная доля трехатомных газов определяется по формуле (4.7): $r_n = 0,27$.

Суммарная поглощательная способность трехатомных газов и паров определяется по формуле (4.20):

$$p_n s = p \cdot r_n \cdot S, \quad (4.20)$$

$$p_n s = 0,11 \cdot 0,27 \cdot 0,62 = 0,018 \text{ м} \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами определяется по формуле (4.21):

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - a) \cdot \left[1,6 \cdot \frac{(t_m^{\ddot{}} + 273)}{1000} - 0,5 \right] \cdot \frac{C_p}{H_p}, \quad (4.21)$$

где $\frac{C_p}{H_p} = 0,12 \cdot \sum \left(\frac{m}{n} \right) \cdot C_m H_m$ – соотношение содержаний углерода и водорода в рабочей массе топлива;

m, n – количество атомов углерода и водорода в соединении.

$$\frac{C_p}{H_p} = 0,12 \cdot \left(\frac{1}{4} \cdot 94,2 + \frac{2}{6} \cdot 2,5 + \frac{3}{8} \cdot 0,4 + \frac{4}{10} \cdot 0,2 + \frac{5}{12} \cdot 0,1 \right) = 2,96$$

Коэффициент ослабления лучей определим по формуле (4.21):

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left[1,6 \cdot \frac{(1195 + 273)}{1000} - 0,5 \right] \cdot 2,96 = 1,48 \text{ 1/ (м} \cdot \text{МПа)}$$

Степень черноты светящегося пламени определяется по формуле (4.22):

$$a_{cs} = 1 - \exp \left[- (k_e r_n + k_c) \cdot p \cdot s \right], \quad (4.22)$$

										Лист
										35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов $1/(m \cdot \text{МПа})$ рассчитывается по формуле (4.23):

$$k_e r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot r_{H_2O})}{3,16 \cdot \sqrt{p_n s}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{(t_m + 273)}{1000} \right] \cdot r_n, \quad (4.23)$$

$$k_e r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot 0,18)}{3,16 \cdot \sqrt{0,018}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{1195 + 273}{1000} \right] \cdot 0,27 = 2,98$$

По формуле (4.22) рассчитаем a_{cs} :

$$a_{cs} = 1 - \exp[-(2,98 + 1,48) \cdot 1,1 \cdot 0,62] = 0,26$$

Степень черноты несветящегося факела определяется по формуле (4.24):

$$a_e = 1 - \exp[-(k_e r_n) \cdot p \cdot s], \quad (4.24)$$

$$a_e = 1 - \exp[-(2,98) \cdot 1,1 \cdot 0,62] = 0,18$$

Тепло вносимое в топку при отсутствии подогрева определяется по формуле (4.25):

$$Q_{xв} = I_{xв}, \quad (4.25)$$

$$Q_{xв} = 464,7 \text{ кДж/м}^3$$

Полезное тепловыделение в топке определяется по формуле (4.26):

$$Q_m = \frac{Q_p^p \cdot (100 - q_3 - q_4 - q_6)}{100 - q_4} + Q_{xв}, \quad (4.26)$$

$$Q_m = \frac{36170 \cdot (100 - 0,5 - 0 - 0)}{100 - 0} + 464,7 = 36453,85 \text{ кДж/м}^3$$

Степень черноты факела при сжигании жидкого и газообразного топлив определяется по формуле (4.27):

$$a_{\phi} = m \cdot a_{cs} + (1 - m) \cdot a_e, \quad (4.27)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.094.13 ПЗ	
						Лист 36

где $m=0,6$ – коэффициент усреднения, зависящий от теплового напряжения топочного объема и определяется по [11, п. 6-07];

$$a_{\phi} = 0,6 \cdot 0,26 + (1 - 0,6) \cdot 0,18 = 0,23$$

$q_v = \frac{B \cdot Q_m}{V_m}$ – тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³

$$q_v = \frac{0,06 \cdot 36453,85}{1,3} = 1685,66 \text{ кВт/м}^3$$

Степень черноты топки при сжигании жидкого и газообразного топлив определяется по формуле (4.28):

$$a_m = \frac{a_{\phi}}{a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \cdot \Psi_{cp}}, \quad (4.28)$$

$$a_m = \frac{0,23}{0,23 + (1 - 0,23) \cdot 0,8} = 0,32$$

Теоретическую (адиабатическую) температуру горения, определяем по таблице 4.3 для Q_m :

$$t_a = 1871^{\circ}\text{C}$$

Средняя теплоемкость продуктов сгорания, определяется по формуле (4.29):

$$(VC)_{cp} = \frac{Q_m - I_m^{\ddot{}}}{t_a - t_m^{\ddot{}}},$$

где $I_m^{\ddot{}} = 21812,93$ – энтальпия газов на выходе из топки, определяется по таблице 4.3 определяем методом линейной интерполяции, кДж/м³.

$$(VC)_{cp} = \frac{36453,85 - 21812,93}{1871 - 1195} = 21,66 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot \text{K})$$

Относительное положение максимума температур: $x_m = 0,049$.

Параметр, учитывающий характер распределения максимальных температур пламени по высоте топки определяется по формуле (4.30):

										Лист
										37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot x_m,$$

$$M = 0,54 - 0,2 \cdot 0,05 = 0,53$$

Принимаем $M=0,5$

Температура газов на выходе из топки, определяется по формуле (4.31):

$$t_m'' = \frac{t_a + 273}{\left\{ M \cdot \left[\frac{5,67 \cdot \Psi_{cp} \cdot F_{cm} \cdot a_m \cdot (t_a + 273)^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_p \cdot (VC)_{cp}} \right]^{0,6} + 1 \right\}} - 273,$$

$$t_m'' = \frac{1871 + 273}{\left\{ 0,5 \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 0,8 \cdot 7,59 \cdot 0,32 \cdot (1871 + 273)^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 0,06 \cdot 21,66} \right]^{0,6} + 1 \right\}} - 273 = 1264,89^\circ\text{C}$$

Если расхождение расчетной и предварительно заданной температуры газов на выходе из топки превосходит 10°C , то расчет следует повторить методом последовательных приближений, приняв в качестве нового предварительного значения температуры полученное в расчете.

Так как разница расчетной и предварительно заданной температуры газов на выходе из топки превышает 10°C , то, принимаем $t_m'' = 1264,89^\circ\text{C}$ и производим перерасчет.

Энтальпия газов на выходе из топки определяем по таблице 4.3 для температуры газов на выходе из топки: $I_m'' = 23225,79 \text{ кДж/м}^3$.

Коэффициент ослабления лучей определим по формуле (4.21):

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left[1,6 \cdot \frac{(1264,89 + 273)}{1000} - 0,5 \right] \cdot 2,96 = 1,57 \text{ 1/(м}\cdot\text{МПа)}$$

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов $1/(\text{м}\cdot\text{МПа})$ рассчитывается по формуле (4.23):

$$k_2 r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot 0,18)}{3,16 \cdot \sqrt{0,018}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{1264,89 + 273}{1000} \right] \cdot 0,27 = 2,81$$

По формуле (4.22) рассчитаем $a_{св}$:

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
						38

$$a_{ce} = 1 - \exp[-(2,81 + 1,57) \cdot 1,1 \cdot 0,62] = 0,26$$

Степень черноты несветящегося факела определяется по формуле (4.24):

$$a_z = 1 - \exp[-(2,81) \cdot 1,1 \cdot 0,62] = 0,17$$

Степень черноты факела при сжигании жидкого и газообразного топлив определяется по формуле (4.27):

$$a_\phi = 0,6 \cdot 0,26 + (1 - 0,6) \cdot 0,17 = 0,22$$

Степень черноты топки при сжигании жидкого и газообразного топлив определяется по формуле (4.28):

$$a_m = \frac{0,22}{0,22 + (1 - 0,22) \cdot 0,8} = 0,31$$

Средняя теплоемкость продуктов сгорания, определяется по формуле (4.29):

$$(VC)_{cp} = \frac{36453,85 - 23225,79}{1871 - 1264,89} = 21,82 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot \text{К})$$

Температура газов на выходе из топки, определяется по формуле (4.31):

$$t_m'' = \frac{1871 + 273}{\left\{ 0,5 \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 0,8 \cdot 7,59 \cdot 0,31 \cdot (1871 + 273)^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 0,06 \cdot 21,82} \right]^{0,6} + 1 \right\}} - 273 = 1273,16^\circ\text{C}$$

Так как разница расчетной и предварительно заданной температуры газов на выходе из топки не превышает 10 °С, принимаем для дальнейших расчетов $t_m'' = 1273,16^\circ\text{C}$.

Энтальпия газов на выходе из топки определяем по таблице 4.2 для температуры газов на выходе из топки: $I_m'' = 23427,05 \text{ кДж/м}^3$.

Тепло, переданное излучением в топке, определяется по формуле (4.32):

$$Q_l = (Q_m - I_m'') \cdot \phi, \quad (4.32)$$

										Лист
										39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$Q_n = (36453,85 - 23427,05) \cdot 0,99 = 12896,53 \text{ кДж/м}^3$$

4.5 Тепловой расчет конвективных поверхностей нагрева

Поверхности нагрева, расположенные в газоходах котельного агрегата, воспринимают теплоту, переданную в основном конвекцией, в связи с чем и называются конвективными поверхностями нагрева. Интенсивность конвективного теплообмена зависит от скорости продуктов сгорания и обогреваемой среды; температур потока продуктов сгорания и среды, воспринимающей теплоту; физических свойств рабочих веществ; характера омывания поверхности нагрева; конструктивных поверхностей нагрева; характера потока и т.д. В основе расчета всех конвективных поверхностей нагрева лежат два уравнения: – уравнение теплового баланса (4.33):

$$Q^6 = \varphi \cdot (I_{kn}^{\cdot} - I_{kn}^{\cdot\cdot} + \Delta a_{kn} \cdot I_{XB}^0), \quad (4.33)$$

где I_{kn}^{\cdot} – энтальпия газа на входе, кДж/м³;

$I_{kn}^{\cdot\cdot}$ – энтальпия газа на выходе, кДж/м³.

Уравнение теплопередачи в рассматриваемой поверхности нагрева (4.34)

$$Q_T = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{B_p}$$

Количество теплоты, отданное продуктами сгорания, приравнивается к теплоте, воспринятой воде, обтекающей трубы конвективной поверхности нагрева. Для выполнения расчета задаются температурой продуктов сгорания после рассчитываемой поверхности нагрева и затем уточняют ее путем последовательных приближений.

4.5.1 Расчет второго хода

Конструктивные размеры труб

– диаметр внутренний: $d_g=0,06$ м;

– длина труб: $l=2,43$ м;

– количество труб: $z=26$ шт.

Среднее сечение для прохода газов, определяется по формуле (4.35):

$$F_z = \frac{\pi \cdot d_g^2}{4} \cdot z, \quad (4.35)$$

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

$$F_2 = \frac{3,14 \cdot 0,06^2}{4} \cdot 26 = 0,073 \text{ м}^2$$

Поверхность нагрева пучка труб, определяется по формуле (4.36):

$$F = \pi \cdot d_B \cdot l \cdot z, \quad (4.36)$$

$$F = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 2,43 \cdot 26 = 11,54 \text{ м}^2$$

Температура газов на входе во второй ход: $t_{2x}^{\dot{}} = t_m^{\ddot{}} = 1273,16 \text{ }^\circ\text{C}$.

Энтальпия газов на входе во второй ход: $I_{2x}^{\dot{}} = I_m^{\ddot{}} = 23427,05 \text{ кДж/м}^3$.

Задаем температура газов на выходе из второго хода: $t_{2x}^{\ddot{}} = 740 \text{ }^\circ\text{C}$.

Энтальпия газов на выходе: $I_{2x}^{\ddot{}} = 12847,69 \text{ кДж/м}^3$.

Тепловосприятие нагреваемой среды по балансу, определяется по формуле (4.37):

$$Q^{\circ} = \varphi \cdot (I_{2x}^{\dot{}} - I_{2x}^{\ddot{}} + \Delta a \cdot I_{XB}^0), \quad (4.37)$$

$$Q^{\circ} = 0,99 \cdot (23427,05 - 12847,69 + 0) = 10473,56 \text{ кДж / м}^3$$

Средняя температура газов, определяется по формуле (4.38):

$$\bar{t} = \frac{t_{2x}^{\dot{}} + t_{2x}^{\ddot{}}}{2}, \quad (4.38)$$

$$\bar{t} = \frac{1273,16 + 740}{2} = 1006,58 \text{ }^\circ\text{C}$$

Средняя температура котловой воды:

$$t_g = 95 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температурный напор на входе во 2-й ход, определяется по формуле (4.39):

$$\Delta t_g = t_{2x}^{\dot{}} - t_B, \quad (4.39)$$

$$\Delta t_g = 1273,16 - 95 = 1178,16 \text{ }^\circ\text{C}$$

Температурный напор на выходе из 2-го хода, определяется по формуле (4.40):

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

$$\Delta t_M = t_{2x}'' - t_B, \quad (4.40)$$

$$\Delta t_M = 740 - 95 = 645 \text{ }^\circ\text{C}$$

Средний температурный напор, определяется по формуле (4.41):

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}}, \quad (4.41)$$

$$\Delta t = \frac{1178,16 - 645}{\ln \frac{1178,16}{645}} = 884,97 \text{ }^\circ\text{C}$$

Объем дымовых газов на 1 м³ топлива по формуле (4.4): $V_2 = 11,73 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

Объемная доля водяных паров по формуле (4.6): $r_{H_2O} = 0,18$.

Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров определяется по формуле (4.7): $r_n = 0,27$.

Средняя скорость газов в пучке, определяется по формуле (4.42):

$$\bar{W} = \frac{B_p \cdot V_{\Gamma} \cdot \bar{t} + 273}{F_{\Gamma}}, \quad (4.42)$$

$$\bar{W} = \frac{0,06 \cdot 11,73 \cdot 1006,58 + 273}{0,073} = 44,97 \text{ м/с}$$

Коэффициент теплопроводности дымовых газов при $\bar{t} = 1006,58 \text{ }^\circ\text{C}$, определяется по формуле (4.43):

$$\lambda = M_{\lambda} \cdot \lambda_{\Gamma}, \quad (4.43)$$

где $M_{\lambda} = 1,045$ – коэффициент, определяемый в зависимости от содержания водяных паров и температуры газов [8б, рис. 3-1];

$\lambda_{\Gamma} = 9,37 \cdot 10^{-2}$ – коэффициент теплопроводности дымовых газов среднего состава, Вт/(м · К) [11, табл. IV].

$$\lambda = 1,045 \cdot 9,37 \cdot 10^{-2} = 0,098 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов при $\bar{t} = 1006,58 \text{ }^\circ\text{C}$, определяется по формуле (4.44):

$$\nu = M_{\nu} \cdot \nu_{\Gamma}, \quad (4.44)$$

									Лист
									42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

где $M_v = 1,03$ – коэффициент, определяемый в зависимости от содержания водяных паров и температуры газов, [11, рис. 1-3];

$\nu_c = 175 \cdot 10^{-6}$ – коэффициент кинематической вязкости дымовых газов среднего состава, $\text{м}^2/\text{с}$ [11, табл. IV].

$$\nu = 1,03 \cdot 175 \cdot 10^{-6} = 180,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$$

Критерий Прандтля при $t = 1006,58$ °C, определяется по формуле (4.45):

$$Pr = M_{Pr} \cdot Pr_r, \quad (4.45)$$

где $M_{Pr} = 1,04$ – коэффициент, зависящий от содержания водяных паров [11, рис. 1.3];

$Pr_r = 0,58$ – критерий Прандтля для дымовых газов среднего состава [11, табл. IV].

$$Pr = 1,04 \cdot 0,58 = 0,6$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, определяется по формуле (4.46):

$$a_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_g} \cdot \left(\frac{\bar{W} \cdot d_g}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (4.46)$$

$$a_k = 0,023 \cdot \frac{0,09}{0,06} \cdot \left(\frac{34,29 \cdot 0,06}{148,62 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,61^{0,4} = 57,33 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей [8, п. 7.32]: $\alpha_s = 0,8$.

Эффективная толщина излучающего слоя, определяется по формуле (4.47)[12]:

$$S = 0,9 \cdot d_g, \quad (4.47)$$

$$S = 0,9 \cdot 0,06 = 0,05 \text{ м}$$

Суммарная поглощательная способность трехатомных газов и паров определяется по формуле (4.48):

$$p_n S = p \cdot r_n \cdot S, \quad (4.48)$$

									Лист
									43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$p_n s = 0,11 \cdot 0,271 \cdot 0,05 = 0,0015 \text{ м} \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, определим по формуле (4.49):

$$k_z r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot r_{H_2O})}{3,16 \cdot \sqrt{p_n s}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{(t_m + 273)}{1000} \right] \cdot r_n, \quad (4.49)$$

$$k_z r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot 0,18)}{3,16 \cdot \sqrt{0,0015}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{1006,58 + 273}{1000} \right] \cdot 0,271 = 12,42$$

Степень черноты потока газов, определим по формуле (4.50):

$$T = 1006,58 + 273 = 1279,58 \text{ К}$$

$$a_z = 1 - \exp[-12,42 \cdot 0,11 \cdot 0,05] = 0,07$$

Коэффициент теплоотдачи излучением, определим по формуле (4.50)

$$a_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_z + 1}{2} \cdot a_z \cdot T^3 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{T_3}{T}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_3}{T}} \right), \quad (4.50)$$

где $T_3 = \bar{t}_B + \Delta t_H$ – абсолютная температура загрязненной поверхности, К;
 $t_B = 95$ – среднее значение температуры воды, °С;
 $\Delta t_H = 25$ – температура стенки, °С.

$$T_3 = 95 + 25 + 273 = 393 \text{ К}$$

$$a_n = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,07 \cdot 1279,58^3 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{393}{1279,58}\right)^{3,6}}{1 - \frac{393}{1279,58}} \right) =$$

$$= 6,91 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

										Лист
										44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Коэффициент использования поверхности нагрева: $\zeta = 1$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, определим по формуле (4.51):

$$a_1 = \xi \cdot (a_k + a_l), \quad (4.51)$$

$$a_1 = 1 \cdot (66,96 + 6,91) = 73,87 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева: $\psi = 0,85$.

Коэффициент теплопередачи, определим по формуле (4.52):

$$k = \psi \cdot a_1, \quad (4.52)$$

$$k = 0,85 \cdot 73,87 = 62,79 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тепловосприятие нагреваемой среды по уравнению теплообмена, определим по формуле (4.53):

$$Q^m = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{B_p}, \quad (4.53)$$

$$Q^m = \frac{62,79 \cdot 11,54 \cdot 884,97}{0,06} = 10664,06 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Невязка теплового расчета 2-го хода, определяется по формуле (4.54):

$$\delta = \frac{Q^6 - Q^m}{Q^6} \cdot 100, \quad (4.54)$$

$$\delta = \frac{10473,57 - 10664,06}{10473,57} \cdot 100 = 1,82 \%$$

Для котельных пучков, если расхождение между значениями тепловосприятий по уравнениям теплового баланса и теплопередачи не превышает 2 %, расчет не уточняется.

4.5.2 Расчет третьего хода

Конструктивные размеры труб:

– диаметр внутренний: $d_v = 0,04$ м;

– длина труб: $l = 2,71$ м;

									Лист
									45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

– количество труб: $z = 70$ шт.

Среднее сечение для прохода газов, определяется по формуле (4.35):

$$F_z = \frac{3,14 \cdot 0,06^2}{4} \cdot 70 = 0,09 \text{ м}^2$$

Поверхность нагрева пучка труб, определяется по формуле (4.36):

$$F = 3,14 \cdot 0,04 \cdot 2,708 \cdot 70 = 23,81 \text{ м}^2$$

Температура газов на входе в третий ход: $t_{3x}^{\dot{}} = t_{2x}^{\ddot{}} = 740 \text{ °С}$.

Энтальпия газов на входе в третий ход: $I_{3x}^{\dot{}} = I_{2x}^{\ddot{}} = 12847,69 \text{ кДж/м}^3$.

Задаем температура газов на выходе из третьего хода: $t_{3x}^{\ddot{}} = 185 \text{ °С}$.

Энтальпия газов на выходе: $I_{3x}^{\ddot{}} = 3002,45 \text{ кДж/м}^3$.

Тепловосприятие нагреваемой среды по балансу, определяется по формуле (4.37):

$$Q^{\circ} = 0,99 \cdot (12847,69 - 3002,45 + 0) = 9746,79 \text{ кДж / м}^3$$

Средняя температура газов, определяется по формуле (4.38):

$$\bar{t} = \frac{740 + 185}{2} = 462,5 \text{ °С}$$

Средняя температура котловой воды:

$$t_B = 95 \text{ °С}$$

Температурный напор на входе во 2-й ход, определяется по формуле (4.39):

$$\Delta t_{\circ} = 740 - 95 = 645 \text{ °С}$$

Температурный напор на выходе из 2-го хода, определяется по формуле (4.40):

$$\Delta t_{\text{м}} = 185 - 95 = 90 \text{ °С}$$

Средний температурный напор, определяется по формуле (4.41):

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

$$\Delta t = \frac{645 - 90}{\ln \frac{645}{90}} = 291, ^\circ\text{C}$$

Объем дымовых газов на 1 м^3 топлива по формуле (4.4): $V_r = 11,73 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Объемная доля водяных паров по формуле (4.6): $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,18$.

Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров определяется по формуле (4.5): $r_n = 0,27$

Средняя скорость газов в пучке, определяется по формуле (4.42):

$$\bar{W} = \frac{0,06 \cdot 11,73 \cdot 462,5 + 273}{0,09 \cdot 273} = 21,6 \text{ м/с}$$

Коэффициент теплопроводности дымовых газов при $\bar{t} = 462,5 \text{ }^\circ\text{C}$, определяется по формуле (4.43):

где $M_\lambda = 1,04$ – коэффициент, определяемый в зависимости от содержания водяных паров и температуры газов [11б, рис. 3-1];

$\lambda_2 = 6,3 \cdot 10^{-2}$ – коэффициент теплопроводности дымовых газов среднего состава, Вт/(м · К) [11, табл. IV].

$$\lambda = 1,04 \cdot 6,3 \cdot 10^{-2} = 0,065 \text{ Вт/(м · К)}$$

Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов при $\bar{t} = 462,5 \text{ }^\circ\text{C}$, определяется по формуле (4.44):

где $M_\nu = 1,005$ – коэффициент, определяемый в зависимости от содержания водяных паров и температуры газов, [11, рис. 1-3];

$\nu_2 = 43,9 \cdot 10^{-6}$ – коэффициент кинематической вязкости дымовых газов среднего состава, $\text{м}^2/\text{с}$ [11, табл. IV].

$$\nu = 1,005 \cdot 43,9 \cdot 10^{-6} = 43,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Критерий Прандтля при $t = 462,5 \text{ }^\circ\text{C}$, определяется по формуле (4.45):

где $M_{Pr} = 1,04$ – коэффициент, зависящий от содержания водяных паров [8, рис. 1.3];

$Pr = 0,64$ – критерий Прандтля для дымовых газов среднего состава [8, табл. IV].

$$Pr = 1,04 \cdot 0,64 = 0,67$$

						Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Коэффициент теплоотдачи конвекцией, определяется по формуле (4.46):

$$a_k = 0,02 \cdot \frac{0,06}{0,04} \cdot \left(\frac{21,6 \cdot 0,04}{43,9 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,67^{0,4} = 96,38 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Степень черноты загрязненных стенок лучевоспринимающих поверхностей [11, п. 7.32]: $\alpha_3 = 0,8$.

Эффективная толщина излучающего слоя, определяется по формуле (4.47)[29]:

$$S = 0,9 \cdot 0,04 = 0,036 \text{ м}$$

Суммарная поглощательная способность трехатомных газов и паров определяется по формуле (4.48):

$$p_n s = 0,11 \cdot 0,271 \cdot 0,036 = 0,0011 \text{ м} \cdot \text{Мпа}$$

Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами, определим по формуле (4.49):

$$k_2 r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot 0,184)}{3,16 \cdot \sqrt{0,0011}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{462,5 + 273}{1000} \right] \cdot 0,271 = 20,27$$

Степень черноты потока газов, определим по формуле (4.50):

$$T = 462,5 + 273 = 735,5 \text{ К}$$

$$a_2 = 1 - \exp[-20,26 \cdot 0,11 \cdot 0,036] = 0,077$$

Коэффициент теплоотдачи излучением, определим по формуле (4.50)

$$T_3 = 95 + 25 + 273 = 393 \text{ К}$$

$$a_{л} = 5,67 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,07 \cdot 735,5^3 \cdot \left(\frac{1 - \left(\frac{393}{735,5} \right)^{3,6}}{1 - \frac{393}{735,5}} \right) = 1,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Коэффициент использования поверхности нагрева: $\zeta = 1$.

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке, определим по формуле (4.51):

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$a_1 = 1n(96,38 + 1,21) = 97,59 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева: $\Psi = 0,85$.

Коэффициент теплопередачи, определим по формуле (4.52):

$$k = 0,85 \cdot 97,59 = 83,48 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Тепловосприятие нагреваемой среды по уравнению теплообмена, определим по формуле (4.53):

$$Q^m = \frac{82,95 \cdot 23,81 \cdot 291,8}{0,06} = 9587,19 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Невязка теплового расчета 2-го хода, определяется по формуле (4.54):

$$\delta = \frac{9746,79 - 9587,19}{9746,79} \cdot 100 = 1,64\%$$

Для котельных пучков, если расхождение между значениями тепловосприятий по уравнениям теплового баланса и теплопередачи не превышает 2 % , расчет не уточняется.

4.5.3 Тепловой расчет жаровой трубы

Для расчета котла на прочность необходимо знать температуру дымовых газов на выходе из жаровой трубы, а также количество тепла, воспринятое жаровой трубой. Тепловой расчет жаровой трубы выполняется аналогично расчету топки.

Объем жаровой трубы: $V_m = 0,9 \text{ м}^3$;

Поверхность стен: $F_{ст} = 7,59 \text{ м}^2$;

Полная лучевоспринимающая поверхность нагрева: $H_{л} = 7,59 \text{ м}^2$;

Коэффициент загрязнения экранов: $\xi = 0,8$.

Коэффициент тепловой эффективности экранов для камерных топок определяем по формуле (4.18):

$$\Psi_{cp} = \frac{7,59 \cdot 0,8}{7,59} = 0,8$$

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле (4.19):

$$S = \frac{3,6 \cdot 0,9}{7,59} = 0,43 \text{ м}$$

					<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

Абсолютное давление газов в токе, принимается: $p = 0,11$ МПа.

Температура газов на выходе из жаровой трубы (принимается предварительно): $t_m'' = 1300^\circ\text{C}$.

Объемная доля водяных паров определяется по формуле (4.6): $r_{H_2O} = 0,18$.

Объемная доля трехатомных газов определяется по формуле (4.7): $r_n = 0,27$.

Суммарная поглощательная способность трехатомных газов и паров определяется по формуле (4.20):

$$p_n s = 0,11 \cdot 0,27 \cdot 0,43 = 0,013 \text{ м} \cdot \text{МПа}$$

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами определяется по формуле (4.21):

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left[1,6 \cdot \frac{(1300 + 273)}{1000} - 0,5 \right] \cdot 2,96 = 1,61 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}$$

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ рассчитывается по формуле (4.23):

$$k_e r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot 0,18)}{3,16 \cdot \sqrt{0,013}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{1300 + 273}{1000} \right] \cdot 0,27 = 3,3 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}$$

Степень черноты светящегося пламени определяется по формуле (4.22):

$$a_{cs} = 1 - \exp[-(3,3 + 1,61) \cdot 0,11 \cdot 0,43] = 0,21$$

Тепло вносимое в топку при отсутствии подогрева определяется по формуле (4.25):

$$Q_{xв} = 464,7 \text{ кДж/м}^3$$

Полезное тепловыделение в топке определяется по формуле (4.26):

$$Q_m = \frac{36170 \cdot (100 - 0 - 0 - 0)}{100 - 0} + 464,7 = 36453,85 \text{ кДж / м}^3$$

Степень черноты факела при сжигании жидкого и газообразного топлив определяется по формуле (4.27):

										Лист
										50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$q_v = \frac{0,06 \cdot 0,9}{36453,85} = 2436,15 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^3}$$

$$a_\phi = 0,6 \cdot 0,21 + (1 - 0,6) \cdot 0,14 = 0,181$$

Степень черноты топки при сжигании жидкого и газообразного топлив определяется по формуле (4.28):

$$a_m = \frac{0,18}{0,181 + (1 - 0,18) \cdot 0,8} = 0,22$$

Теоретическую (адиабатическую) температуру горения, определяем по таблице 4.3 для Q_m :

$$t_a = 1871 \text{ }^\circ\text{C}$$

Средняя теплоемкость продуктов сгорания, определяется по формуле (4.29):

$$(VC)_{cp} = \frac{36453,85 - 23982,42}{1871 - 1300} = 21,84 \text{ кДж} / (\text{м}^3 \cdot \text{К})$$

Температура газов на выходе из топки, определяется по формуле (4.31):

$$t_m'' = \frac{1871 + 273}{\left\{ 0,5 \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 0,8 \cdot 7,59 \cdot 0,22 \cdot (1871 + 273)^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 0,06 \cdot 21,84} \right]^{0,6} + 1 \right\}} - 273 = 1359,53 \text{ }^\circ\text{C}$$

Если расхождение расчетной и предварительно заданной температуры газов на выходе из жаровой трубы превосходит $10 \text{ }^\circ\text{C}$, то расчет следует повторить методом последовательных приближений, приняв в качестве нового предварительного значения температуры полученное в расчете.

Так как разница расчетной и предварительно заданной температуры газов на выходе из жаровой трубы превышает $10 \text{ }^\circ\text{C}$, то, принимаем $t_m'' = 1359,53 \text{ }^\circ\text{C}$ и производим перерасчет.

Энтальпия газов на выходе из жаровой трубы определяем по таблице 4.2 для температуры газов на выходе из жаровой трубы: $I_m'' = 25217,96 \text{ кДж/м}^3$.

Коэффициент ослабления лучей сажистыми частицами определяется по формуле (4.21):

$$k_c = 0,3 \cdot (2 - 1,1) \cdot \left[1,6 \cdot \frac{(1359,53 + 273)}{1000} - 0,5 \right] \cdot 2,96 = 1,69 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}$$

Коэффициент ослабления лучей для трехатомных газов $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$ рассчитывается по формуле (4.23):

$$k_e r_n = \left[\frac{(7,8 + 16 \cdot 0,18)}{3,16 \cdot \sqrt{0,013}} - 1 \right] \cdot \left[1 - 0,37 \cdot \frac{1359,53 + 273}{1000} \right] \cdot 0,27 = 3,13 \text{ 1/(м} \cdot \text{МПа)}$$

Степень черноты светящегося пламени определяется по формуле (4.22):

$$a_{cs} = 1 - \exp[-(3,13 + 1,69) \cdot 0,11 \cdot 0,43] = 0,20$$

Степень черноты факела при сжигании жидкого и газообразного топлив определяется по формуле (4.27):

$$a_{\phi} = 0,6 \cdot 0,20 + (1 - 0,6) \cdot 0,14 = 0,176$$

Степень черноты топки при сжигании жидкого и газообразного топлив определяется по формуле (4.28):

$$a_m = \frac{0,18}{0,176 + (1 - 0,176) \cdot 0,8} = 0,21$$

Средняя теплоемкость продуктов сгорания, определяется по формуле (4.29):

$$(VC)_{cp} = \frac{36453,85 - 25217,96}{1871 - 1359,53} = 21,97 \text{ кДж / (м}^3 \text{нК)}$$

Температура газов на выходе из топки, определяется по формуле (4.31):

$$t_m^{\ddot{}} = \frac{1871 + 273}{\left\{ 0,5 \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 0,8 \cdot 7,59 \cdot 0,21 \cdot (1871 + 273)^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 0,06 \cdot 21,97} \right]^{0,6} + 1 \right\}} - 273 = 1367,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Так как разница расчетной и предварительно заданной температуры газов на выходе из жаровой трубы не превышает $10 \text{ }^\circ\text{C}$, то, принимаем $t_m^{\ddot{}} = 1367,1 \text{ }^\circ\text{C}$ и производим перерасчет.

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

Энтальпия газов на выходе из жаровой трубы определяем по таблице 4.2 для температуры газов на выходе из жаровой трубы: $I_m'' = 25375,78 \text{ кДж/м}^3$
Тепло, переданное излучением в топке, определяется по формуле (4.32):

$$Q_l = 0,99 \cdot (36453,85 - 25375,78) = 10967,29 \text{ кДж/м}^3$$

4.5.4 Тепловой расчет поворотной камеры

Объем поворотной камеры: $V_n = 0,6 \text{ м}^3$.

Поверхность стен: $F_{ст} = 3,29 \text{ м}^2$

Полная лучевоспринимающая поверхность нагрева: $H_n = 3,29 \text{ м}^2$.

Коэффициент загрязнения экранов: $\xi = 0,8$.

Коэффициент тепловой эффективности экранов для камерных топок определяем по формуле (4.18):

$$\Psi_{cp} = \frac{3,29 \cdot 0,8}{3,29} = 0,8$$

Эффективная толщина излучающего слоя определяется по формуле (4.19):

$$S = \frac{3,6 \cdot 0,6}{3,29} = 0,66 \text{ м}$$

Абсолютное давление газов в токе, принимается: $p = 0,11 \text{ МПа}$.

Температура газов на входе в поворотную камеру (принимается равной температуре газов на выходе из жаровой трубы): $t_n' = 1367,1^\circ\text{C}$.

Температура газов на выходе из поворотной камеры (принимается равной температуре газов на выходе из топки): $t_n'' = 1273,16^\circ\text{C}$.

Объемная доля водяных паров определяется по формуле (4.6): $r_{H_2O} = 0,18$.

Объемная доля трехатомных газов определяется по формуле (4.7): $r_n = 0,27$.

Средняя температура газов в поворотной камере, определим по формуле (4.55):

$$t_{cp} = \frac{t_n' + t_n''}{2}, \quad (4.55)$$

$$t_{cp} = \frac{1367,1 + 1273,16}{2} = 1320,13^\circ\text{C}$$

Средняя температура газов в поворотной камере равна $t_{cp} = 1593,13 \text{ К}$.

Средняя температура стенки с учетом загрязнения, определим по формуле (4.56):

										Лист
										53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$\bar{W} = \frac{0,06 \cdot 11,73}{0,942} \cdot \frac{1320,13 + 273}{273} = 4,37 \text{ м/с}$$

Коэффициент теплопроводности дымовых газов определяется по формуле (4.43):

$$\lambda = 1,055 \cdot 0,118 = 0,125 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$$

Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов определяется по формуле (4.44):

$$\nu = 1,025 \cdot 238 \cdot 10^{-6} = 243,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Число Рейнольдса определим по формуле (4.59)

$$Re = \frac{\bar{W} \cdot D}{\nu}, \quad (4.59)$$

$$Re = \frac{4,37 \cdot 1,2}{243,95 \cdot 10^{-6}} = 21480,94$$

Число Нуссельта определим по формуле (4.60):

$$Nu = \frac{a \cdot D}{\lambda} = 0,018 \cdot Re^{0,8}, \quad (4.60)$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией определим по формуле (4.61):

$$a_K = \frac{0,018 \cdot Re^{0,8} \cdot \lambda}{D}, \quad (4.61)$$

$$a_K = \frac{0,018 \cdot 21480,94^{0,8} \cdot 0,125}{1,2} = 5,46 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Ввиду отсутствия гидродинамической стабилизации в поворотной камере вводится поправка на коэффициент теплоотдачи [28, табл.3-1]: $\varepsilon_1 = 1,49$

В связи с этим полный коэффициент теплоотдачи конвекцией будет определен по формуле (4.62):

$$a_k = \varepsilon_1 \cdot a_K, \quad (4.62)$$

$$a_k = 1,49 \cdot 5,46 = 8,13 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

										Лист
										55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Суммарный коэффициент теплоотдачи в поворотной камере, определим по формуле (4.63):

$$a_{ПК} = a_l + a_k, \quad (4.63)$$
$$a_{ПК} = 2,9 + 5,46 = 11,02 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Количество тепла, воспринятое поверхностью поворотной камеры, определим по формуле (4.64):

$$Q_{ПК} = \varphi \cdot (I_{нк}^{\dot{}} - I_{нк}^{\ddot{}}), \quad (4.64)$$

$$Q_{ПК} = 0,99 \cdot (25375,78 - 23427,05) = 1929,24 \text{ кДж}/\text{м}^3$$

4.5.5 Расчетная невязка теплового баланса

Количество тепла, воспринятое на 1 м³ топлива поверхностью жаровой трубы:

$$Q_{ЖТ} = 10967,29 \text{ кДж} / \text{м}^3$$

Количество тепла, воспринятое поверхностью поворотной камеры :

$$Q_{ПК} = 1929,24 \text{ кДж}/\text{м}^3$$

Количество тепла, воспринятое конвективной поверхностью второго хода: :

$$Q_{2Х} = 10664,06 \text{ кДж}/\text{м}^3$$

Количество тепла, воспринятое конвективной поверхностью третьего хода: :

$$Q_{3Х} = 9587,19 \text{ кДж}/\text{м}^3$$

Определим общее количество полезно использованного тепла в котле по формуле (4.65):

$$Q_{пол} = Q_p^p \cdot \varphi, \quad (4.65)$$

									Лист
									56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$Q_{пол} = 36170 \cdot 0,99 = 35972,31 \text{ кДж/м}^3$$

$$\Delta Q = 35972,31 - (10967,29 + 1929,24 + 10664,06 + 9587,19) = 2824,53 \text{ кДж/м}^3$$

Относительная величина невязки, определяется по формуле (4.66):

$$\delta = \frac{\Delta Q}{Q_p^p} \cdot 100, \quad (4.66)$$

$$\delta = \frac{2824,53}{36170} \cdot 100 = 0,08 \%$$

Согласно [8, п. 8-05], при правильном выполнении расчета величина невязки не должна превышать 0,5 % от Q_p^p . Так как невязка теплового баланса меньше 0,5 расчет можно считать окончанным.

					<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		57

5 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ

Для надежной и эффективной работы системы отопления нужно обеспечить ей хорошую терморегуляцию. Для этого понадобится установка и предварительный правильный расчет термогидравлического распределителя. К тому же, гидрострелка применяется для гидродинамической балансировки теплоснабжения.

Помимо вышеописанных возможностей гидрострелка также экономит ресурсы, может производить очистку теплоносителя от примесей, например, от ржавчины (для этого необходимо верно рассчитать параметры), повышается эффективность теплоотдачи. Кроме того, гидравлический разделитель удаляет из него и воздух, а это, в свою очередь, продлевает срок службы металлических деталей, так как замедляется их окисление. Увеличение срока эксплуатации запорной арматуры, насосов, датчиков, напрямую влияет на надежность и долговечность всей системы отопления.[13]

5.1 Расчет термогидравлического распределителя

Проблемы присоединения отопительных систем к котлам имеют давнюю историю. Традиционные схемы таких конструкций имеют ряд недостатков, главными из которых были угроза гидравлической разбалансировки, трудность регулирования рабочих параметров и угроза повредить котёл вследствие гидроудара.[14]

Но в наше время для успешной борьбы с этими проблемами найдено превосходное решение – гидрострелка.

Этот элемент служит связующим звеном между двумя контурами передачи тепла, позволяя сделать их независимыми друг от друга в протекании гидравлических процессов. То есть, динамика теплоносителя в контуре теплоотдачи не влияет в плане гидравлических процессов на динамику теплоносителя в котельном контуре. И наоборот.

5.2 Устройство гидрострелки

Анулоид или гидроразделитель – труба с четырьмя патрубками, вваренными в её корпус, общий вид представлен на рисунке 5.1.

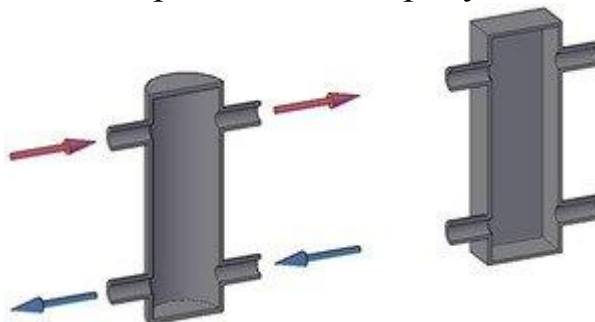


Рисунок 5.1–Общий вид термогидравлического распределителя
Впрочем, патрубков может быть и больше, но такие системы сильно усложняются в плане гидравлических и термодинамических расчётов.

5.3 Принцип работы гидравлического разделителя

В гидрострелке двигаются два динамически независимых потока контуров К1 и К2. Скорость движения этих потоков не должна превышать 0,1 м/сек.

Маленькая скорость движения теплоносителя в гидравлическом разделителе нужна по четырем причинам:

- При малой скорости движения жидкости в разделителе осаждаются песок, шлам и другой водяной мусор.
- При малой скорости холодный теплоноситель движется вниз, а горячий поднимается вверх. Такая естественная циркуляция позволяет создавать температурные градиенты в петлях отопления. Можно получить контур отопления с повышенной или пониженной температурой. Обычно пониженную температуру создают разделителем в системе теплый пол, а повышенную в контуре косвенного нагрева с бойлером.
- Из гидрострелки можно сделать смесительный узел. Это полезно если в доме один отопительный контур. Уменьшив диаметр разделителя, вы увеличите скорость движения воды и температуры обоих петель (котла и отопления) выровняются. Это значительно экономит материал и снижает расходы.
- Маленькая скорость воды в разделителе, выводит из воды воздух, который не нужен в системе отопления. Воздух выводится через автоматический воздушник.

5.4 Расчет распределителя

Диаметр распределителя найдем по формуле:(5.1)

$$D = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot P \cdot n}{\pi \cdot c \cdot \Delta T \cdot w}}, \quad (5.1)$$

где P – максимальная мощность, которой обладает котел (паспортные данные котла), кВт;

$P=2000$ кВт;

$w = 0,2[14]$ –максимальная вертикальная скорость теплоносителя через разделитель, м/с;

ΔT – разница температур подающей и обратной линии, °С.

Разница температур определяется по формуле (5.2):

										Лист
										59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$\Delta T = T_n - T_{обр}, \quad (5.2)$$

где T_n – температура подающей линии, °С;
 $T_{обр}$ – температура обратной линии, °С;
 $T_n=105$ °С;
 $T_{обр}=70$ °С.

$$\Delta T=105-70=35^\circ\text{C}$$

По формуле (5.2) определим диаметр распределителя:

$$D=1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 2000 \cdot 2}{3,14 \cdot 4190 \cdot 35 \cdot 0,2}}=416,8 \text{ мм}$$

Принимаем: $D=500$ мм.

5.5 Расчет и подбор пластинчатого теплообменника

По формуле (5.3) определим количество теплоты:

$$Q = G \cdot c_p \cdot \Delta T, \quad (5.3)$$

где G – расход воды по таблице 2.3;
 $G=18,77$ кг/с.

$$Q = 18,77 \cdot 4,19 \cdot 10^3 \cdot 35 = 2,75 \text{ МВт}$$

Выбираем пластинчатый теплообменник марки – 2 х ТР 3-76/76.

5.6 Расчет затрат при установке распределителя

В капитальные затраты будут входить только затраты на покупку оборудования:[45]

$$K_1=88 \text{ тыс.руб.}$$

где K_1 – капитальные затраты, на покупку оборудования, тыс.руб;
В текущие затраты при эксплуатации распределителя будут входить:

											Лист
											60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.094.13 ПЗ						

- амортизационные отчисления (10 % от стоимости оборудования);
- промывку в летний период.

По формуле (9.5) определим суммарные текущие затраты:

$$I_1 = C_{ам} + C_{пром}, \quad (5.4)$$

где I – текущие затраты, тыс.руб./год;

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

$C_{пром}$ – затраты на промывку, тыс.руб./год;

$C_{ам}=8,8$, тыс.руб./год;

$C_{пром}=2,0$, тыс.руб./год.

Суммарные текущие затраты равны:

$$I_1 = 8,8 + 2,0 = 10,8 \text{ тыс.руб./год}$$

5.7 Расчет затрат при установке теплообменника

В капитальные затраты будут входить только затраты на покупку оборудования:[46]

$$K_2 = 246 \text{ тыс.руб.}$$

В текущие затраты при эксплуатации пластинчатого теплообменника будут входить:

- затраты на амортизацию (10 % от стоимости оборудования);
- промывку, затраты на ремонт оборудования (20% от амортизационных отчислений);
- затраты на смазочно-обтирочные материалы (8% от затрат на ремонт).

По формуле (9.6) определим суммарные текущие затраты:

$$I_2 = C_{ам} + C_{пром} + C_p + C_{с.о}, \quad (5.5)$$

где C_p – затраты на ремонт, тыс.руб./год;

$C_{с.о}$ – затраты на смазочно-обтирочные материалы, тыс.руб./год;

$C_{ам}=24,6$ тыс.руб./год;

$C_{пром}=15$ тыс.руб./год;

$C_p=4,92$ тыс.руб./год;

$C_{с.о}=0,39$ тыс.руб./год.

Суммарные текущие затраты равны:

						Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$I_2 = 24,6 + 15 + 4,92 + 0,39 = 44,91 \text{ тыс.руб./год}$$

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

5.8 Анализ экономической выгоды

По полученным данным построим график зависимостей текущих затрат от капитальных (рисунок 5.2).



Рисунок 5.2– График зависимостей текущих затрат от капитальных

Вывод: по рисунку видно, что капитальные и текущие затраты при установке термогидравлического распределителя меньше, поэтому целесообразнее его установка.

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

6 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

Котельные оказывают достаточно сильное влияние на состояние воздушного бассейна в тех районах, в которых они располагаются. Потребляя значительное количество как топлива, так и воздуха, котельная установка выбрасывает в атмосферу через дымовую трубу продукты сгорания, содержащие окись углерода CO, сернистый ангидрид SO₂, окислы азота NO и др. Основным компонентом, содержащим углерод, выбрасываемым через дымовые трубы котельных, является углекислый газ CO₂. Он не относится к числу токсичных компонентов. Другой же компонент дымовых газов, окись углерода, является токсичным, но при грамотном построении процесса горения в топке, и при эксплуатации котла в оптимальном режиме, содержание CO в уходящих дымовых газах будет оставаться незначительным. Главными компонентами, определяющими загрязнение атмосферы в районе расположения котельных, являются окислы азота NO и NO₂.

Окись азота NO образуются в основном в топочной камере котла. Однако, при попадании ее в атмосферу происходит частичное доокисление. Вследствие чего для более точного определения концентрации вредных веществ, выбрасываемых котельными, расчет ведут по наиболее токсичному компоненту, двуокиси азота.

При разработке отопительной котельной ставится задача по уменьшению негативного воздействия выбросов в районе размещения котельной. Для этого, в соответствии с Федеральным законом №384 [15], СНиП II-35-76 [16], СНиП 2.09.03-85 19 [17] и правилами проектирования [18], проводят расчеты по ОНД-86 [19].

Определим в данном разделе максимальную приземистую концентрацию выбросов из дымовой трубы, рассчитаем количество выбросов оксидов азота, и произведем конструктивный расчет дымовой трубы, чтобы определить ее конструктивные размеры – диаметр и высоту

6.1 Расчет дымовой трубы

Определить высоту дымовой трубы при выбросе диоксида азота для котельной, в которой установлено два котла, работающих на природном газе следующего состава:

Топливо: Природный газ Бухара-Урал, состав которого определялся ранее в таблице 4.1.

Расход топлива на 1 котел: $V_p=0,06 \text{ м}^3/\text{с}$;

Температура на выходе из дымовой трубы: $t_{yx}=185 \text{ °С}$.

Температуры наружного воздуха:

– средняя температура самого жаркого месяца в полдень: $t_d = 22,8 \text{ °С}$;

– средняя температура воздуха самого холодного месяца зимой: $t_3 = -15,9 \text{ °С}$.

Барометрическое давление воздуха: $P = 725 \text{ мм. рт. ст}$

Котельная располагается в районе Урала, значит коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы для Челябинска принимаем равным:

										Лист
										64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$A = 160 \text{ с}^{2/3} \cdot \text{МГ}/(\text{К}^{1/3} \cdot \text{К}).$$

6.2 Расчёт объема дымовых газов

6.2.1 Зимний период

Зимой работают два котла, чтобы обеспечить необходимую нагрузку для потребителей на отопление определим объёмный расход продуктов сгорания топлива при нормальных условиях по формуле (6.1): [20]

$$V_n = V_z \cdot B \cdot n, \quad (6.1)$$

где n – количество котлов ,шт;

$n=2$ шт.

$$V_n = 11,73 \cdot 0,06 \cdot 2 = 1,41 \text{ м}^3/\text{с}$$

Расчетный объем дымовых газов при рабочих условиях определим по формуле (6.2):

$$V_p = \frac{P_n \cdot V_n \cdot T_p}{P_p \cdot T_n}, \quad (6.2)$$

$$V_p = \frac{760 \cdot 1,41 \cdot (185+273)}{725 \cdot 273} = 2,47 \text{ м}^3/\text{с}$$

6.2.2 Летний период

Летом работает один котел, чтобы обеспечить необходимую нагрузку для потребителей.

Полный расход топлива в летний период рассчитывается по формуле (4.17):

$$B = \frac{0,66 \cdot 10^3}{36170 \cdot 0,92} = 0,02 \text{ м}^3/\text{с}$$

Летом работает один котел, чтобы обеспечить необходимую нагрузку для потребителей, объёмный расход продуктов сгорания топлива при нормальных условиях определим по формуле (6.1):

$$V_n = 11,73 \cdot 0,02 \cdot 1 = 0,23 \text{ м}^3/\text{с}$$

									Лист
									65
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2019.094.13 ПЗ				

Расчетный объем дымовых газов при рабочих условиях определим по формуле (6.2):

$$V_p = \frac{760 \cdot 0,23 \cdot (185 + 273)}{725 \cdot 273} = 0,41 \text{ м}^3/\text{с}$$

6.3 Расчёт выброса оксидов азота

6.3.1 Зимний период

Определяем массовый выброс загрязняющего вещества (NO_2) по формуле (6.3):

$$M_{\text{NO}_2} = 0,001 \cdot n \cdot B \cdot Q_n^p \cdot k_{\text{NO}_2} \cdot (1 - \beta), \quad (6.3)$$

где $\beta = 0$ – коэффициент, зависящий от степени снижения выбросов окислов азота в результате применяемых технических решений[20];

$k_{\text{NO}_2} = 0,086$ – параметр характеризующий количество окисла азота образующихся на 1 ГДж теплоты, кг/ГДж[20].

$$M_{\text{NO}_2} = 0,001 \cdot 2 \cdot 0,06 \cdot 36170 \cdot 0,086 \cdot (1 - 0) = 0,37 \text{ г/с}$$

6.3.2 Летний период

Массовый выброс загрязняющего вещества (NO_2) определим по формуле (6.3):

$$M_{\text{NO}_2} = 0,001 \cdot 1 \cdot 0,02 \cdot 36170 \cdot 0,086 \cdot (1 - 0) = 0,06 \text{ г/с}$$

6.4 Расчёт минимальной высоты дымовой трубы

Расчёт рассеивания выбросов ведётся в соответствии с СН-369-74, согласно которым минимальная высота трубы определяется из условия, что максимальная концентрация вредного вещества в приземном слое (c_m) не превосходит максимально разовую ПДК этого вещества в атмосферном воздухе.

В соответствии с этим уравнением минимально допустимая высота трубы H , м, при которой обеспечивается значение (c_m), равное ПДК, при наличии Z труб одинаковой высоты и выброса при температуре выбрасываемых газов большей температуры атмосферного воздуха ($\Delta T > 0$), может быть рассчитана по формуле 6.9.

Определим максимальную концентрацию выбросов в летнем режиме для выбранной трубы и сравним ее с предельно допустимой концентрацией. Если усло-

										Лист
										66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

вие будет выполняться, и максимальная концентрация вредного вещества в приземном слое (c_m) не будет превосходить максимально разовую ПДК, то данная дымовая труба будет соответствовать условиям эксплуатации.

6.4.1 Зимний период

Предварительно задаёмся оптимальной скоростью газов на выходе из дымовой трубы: $w = 20$ м/с.

По известному расходу дымовых газов и выбранной оптимальной скорости определяем диаметр дымовой трубы по формуле (6.4):

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot n \cdot V_p}{w \cdot n \cdot \pi}}, \quad (6.4)$$

$$D_0 = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,63}{20 \cdot 3,14}} = 0,4 \text{ м}$$

Принимаем диаметр стальной дымовой трубы: $D_0 = 0,4$ м. Тогда скорость газов определим по формуле (6.5):

$$w = \frac{4 \cdot n \cdot V_p}{\pi \cdot n \cdot D_0^2}, \quad (6.5)$$

$$w = \frac{4 \cdot 2,47}{3,14 \cdot 0,4^2} = 19,71 \text{ м/с}$$

Для определения высоты дымовой трубы используем графический метод. Для этого задаемся высотами дымовых труб:

$$H_1^3 = 10 \text{ м};$$

$$H_2^3 = 5 \text{ м};$$

$$H_3^3 = 15 \text{ м}.$$

Определим коэффициенты n и m , учитывающие условия выхода газозвушной смеси из устья истока выбросов, при высоте дымовой трубы: $H_1^3 = 10$ м.

Значение этих коэффициентов определяются по вспомогательным величинам, вычисляемым в свою очередь по конструктивным параметрам, рассчитываемых по формулам (6.6), (6.8):

$$v_m = 0,65 \cdot n \cdot \sqrt[3]{\frac{V_p \cdot \Delta T}{H}}, \quad (6.6)$$

										Лист
										67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

где ΔT – разность температур уходящих газов и температурой воздуха самого холодного месяца зимой, °С.

Определим разность температур по формуле (6.7):

$$\Delta T = t_{yx} - t_3, \quad (6.7)$$

$$\Delta T = 185 + 15,9 = 200,9^\circ\text{C}$$

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,47 \cdot 200,9}{10}} = 2,39$$

$$f = \frac{10^3 \cdot w^2 \cdot D_0}{H^2 \cdot \Delta T}, \quad (6.8)$$

$$f = \frac{10^3 \cdot 19,71^2 \cdot 0,4}{10^2 \cdot (185 + 15,9)} = 7,73$$

Расчетная формула коэффициента m при $f < 100$ определяется по формуле (6.9):

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}}, \quad (6.9)$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{7,73} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{7,73}} = 0,62$$

Коэффициент n при $v_m > 2$ принимается равным: $n = 1$.

$$H_1^p = \sqrt{A \cdot F \cdot n \cdot m \cdot \frac{M_{NO_2}}{ПДК_{NO_2}} n_3 \sqrt{\frac{Z}{V_p \cdot \Delta T}}}, \quad (6.10)$$

где $ПДК_{NO_2} = 0,085 \text{ мг/м}^3$ – предельно допустимая концентрация NO_2 в продуктах сгорания; [21]

Z – число дымовых труб одинаковой высоты, шт;

$Z = 1$ шт.

									Лист
									68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

$$H_1^p = \sqrt{160 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,62 \cdot \frac{0,37}{0,085} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{2,47 \cdot (185 + 15,9)}}} = 7,40 \text{ м}$$

Для использования графического метода необходимо несколько значений минимальных высот дымовых труб. Остальные высоты рассчитываю аналогично. Рассчитанные данные сведены в таблице 9.2.

Таблица 9.2 – Расчет высоты дымовой трубы в зимний период

Величина	Значение	Величина	Значение	Величина	Значение
$H_1^3, \text{ м}$	10	$H_1^3, \text{ м}$	5	$H_1^3, \text{ м}$	15
$A, \text{ с}^{2/3} \cdot \text{мг}/(\text{к}^{1/3} \cdot \text{К})$	160	$A, \text{ с}^{2/3} \cdot \text{мг}/(\text{к}^{1/3} \cdot \text{К})$	160	$A, \text{ с}^{2/3} \cdot \text{мг}/(\text{к}^{1/3} \cdot \text{К})$	160
$F,$	1	$F,$	1	$F,$	1
$M_{NO_2}, \text{ г/с}$	0,37	$M_{NO_2}, \text{ г/с}$	0,37	$M_{NO_2}, \text{ г/с}$	0,37
$\text{ПДК}_{NO_2}, \text{ г/м}^3$	0,085	$\text{ПДК}_{NO_2}, \text{ г/м}^3$	0,085	$\text{ПДК}_{NO_2}, \text{ г/м}^3$	0,085
$V_p, \text{ м}^3/\text{с}$	2,47	$V_p, \text{ м}^3/\text{с}$	2,47	$V_p, \text{ м}^3/\text{с}$	2,47
$\Delta T, \text{ К}$	200,9	$\Delta T, \text{ К}$	200,9	$\Delta T, \text{ К}$	200,9
$w, \text{ м/с}$	19,70	$w, \text{ м/с}$	19,70	$w, \text{ м/с}$	19,70
$D_0, \text{ м}$	0,4	$D_0, \text{ м}$	0,4	$D_0, \text{ м}$	0,4
f	7,73	f	30,92	f	3,43
$m,$	0,62	$m,$	0,44	$m,$	0,73
$v_m,$	2,39	$v_m,$	3,01	$v_m,$	2,09
$n,$	1	$n,$	1	$n,$	1
H_1^p	7,40	H_1^p	6,22	H_1^p	8,05

График зависимостей заданной высоты трубы от расчетной (рисунок 9.1).

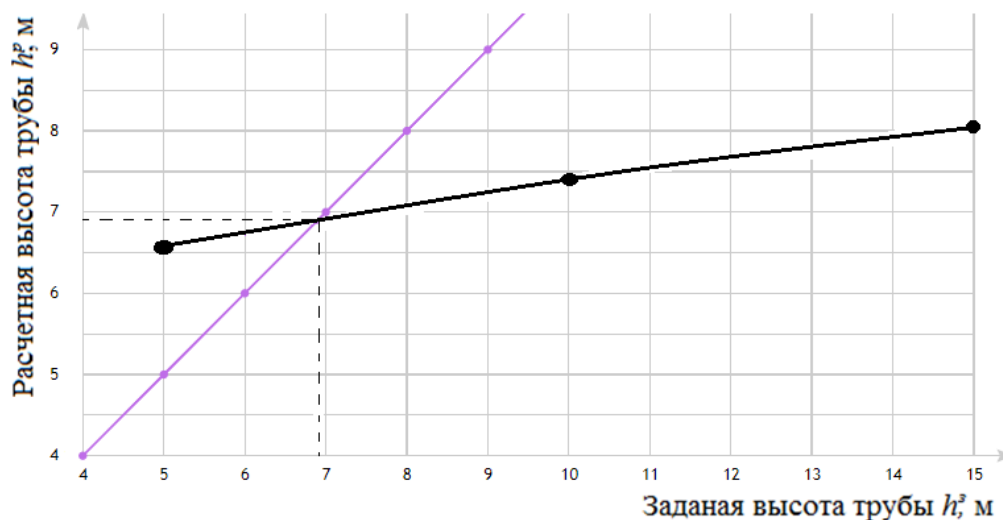


Рисунок 9.1. – Зависимость заданной высоты трубы от расчетной

По графическому методу получаем, что минимальная высота дымовой трубы 6,9 метров.

Принимаю высоту дымовой трубы $H = 20$ м.

Определим значения коэффициентов m и n по формулам (6.6), (6.8), (6.9), (6.10):

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,47 \cdot (200,9)}{20}} = 1,90$$

$$f = \frac{10^3 \cdot 19,7^2 \cdot 0,4}{20^2 \cdot (200,9)} = 1,93$$

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{1,93} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{1,93}} = 0,81$$

Определим коэффициент n при $0,5 \leq v_m < 2$ по формуле (9.11):

$$n = 3 - \sqrt{(v_m - 0,4) \cdot (4,36 - v_m)}, \quad (9.11)$$

$$n = 3 - \sqrt{(1,90 - 0,4) \cdot (4,36 - 1,90)} = 1,79$$

Определим максимальную приземную концентрацию двуокиси азота по формуле (6.12):

$$C_{NO_2} = \frac{A \cdot M_{NO_2} \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_p \cdot \Delta T}}, \quad (6.12)$$

$$C_{NO_2} = \frac{160 \cdot 0,37 \cdot 1 \cdot 0,81 \cdot 1,79}{20^2 \cdot \sqrt[3]{2,47 \cdot 200,9}} = 0,027 \text{ мг / м}^3$$

Максимальная приземная концентрация двуокиси азота не превышает ПДК данного вещества. Можно сделать вывод о том, что металлическая дымовая труба высотой 20 метров сможет обеспечить рассеивание загрязняющих веществ в атмосфере.

Расчет выполнен без учета фоновой концентрации.

										Лист
										70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Расчет выполнен без учета фоновой концентрации.

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

Работой котлов управляют программируемые реле (контроллер) Logo фирмы Siemens (Германия), котовые установлены в шкафах котлов ШУК№1 и ШУК№2. Пульты управления котлами V100 GC3 , со встроенным аварийным и рабочим термостатом, подключены к контроллерам. Питание горелок, пультов управления котлов, котловых насосов и насосов рециркуляции котлов осуществляется от шкафов ШУК№1 и ШУК№2. Регулирование температуры теплоносителя осуществляет контроллер Logo.

Котловой контроллер связан с основным контроллером и обменивается с ним информацией при помощи телекоммуникационных портов.

Основной контроллер осуществляет каскадную работу котлов. Измеряет температуру подаваемого в сеть теплоносителя и выдает задание котловым контроллерам, которые, в свою очередь, выдают сигналы включения, выключения и задания мощности на менеджер горелки.

Для автоматического отключения газа при сигнале загазованности помещения котельной и отключении электроэнергии предусмотрен клапан электромагнитный предохранительно-запорный КПЭГ-50.

Автоматическое регулирование работы котлов предусматривается системой автоматики котельной. Автоматическое прекращение подачи топлива на горелки котлов осуществляется с одновременным срабатыванием сигнала аварии на щитах. Сигналы о закрытии быстродействующего электромагнитного клапана подачи газа на вводе в котельную и общий аварийный передаются в помещение с постоянным пребыванием людей.

В котельной установлены следующие приборы: манометры, термометры, расходомеры. Кроме приборов КИП в котельной действуют системы автоматического регулирования, а также система сигнализации и автоматики безопасности.

7.3 Сигнализация

Контроллеры Logo! фирмы Siemens (Германия) обеспечивают работу котельной без постоянного присутствия обслуживающего персонала, осуществляют автоматическое переключение рабочих насосов на резервные для их равномерной наработки, сигнализацию работы и аварии оборудования котельной.

Сигнализация работы и аварии оборудования, а также ручное управление всеми

агрегатами котельной и перевод из ручного в автоматический режим работы, осуществляется при помощи сенсорной панели оператора MT8100iE, установленной на дверце шкафа ШУС. Панель связана с контроллерами Logo! и обменивается с ними информацией при помощи телекоммуникационных портов.

Ввиду небольшой площади помещения котельной, местное управление агрегатами предусматривается с панели оператора на шкафу ШУС. Все агрегаты находятся в прямой видимости и в шаговой доступности от шкафа управления.

Программируемые реле Logo фирмы Siemens (Германия) обеспечивают работу котельной без постоянного присутствия обслуживающего персонала,

									Лист
									74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

теплоносителя в блочной водогрейной газовой котельной общей теплопроизводительностью 4000 кВт. Для данного объекта выбран теплосчетчик Эльф-04.

Теплосчетчик предназначен для эксплуатации в системах теплоснабжения со следующими параметрами теплоносителя:

- вид теплоносителя - холодная и горячая сетевая вода по СНиП 2.04.07-86 «Тепловые сети»;
- диапазон рабочих давлений теплоносителя - от 0 до 1,6 МПа (от 0 до 16,0 кгс/см²);
- диапазон рабочих температур теплоносителя в трубопроводах от -40 до 150 °С при
- изменении температуры окружающей среды от -40 до 60 оС при условии незамерзания измеряемой жидкости;
- при влажности окружающей среды не более 95% при температуре 35 °С.

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

8 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

При разработке проекта строительства блочно-модульной необходимо учитывать вопросы безопасности жизнедеятельности. В работе определена категория пожаро- и взрывоопасности котельной города Трехгорный Челябинской области, рассмотрены требования пожарной безопасности при эксплуатации котельных.

Котельная работает в автоматическом режиме и не требует постоянного присутствия дежурного персонала. Периодическое обслуживание котельной осуществляется специалистами, прошедшими обучение и имеющими право на обслуживание котельных в соответствии с нормативными документами. Сигнал о неполадках в работе котельной передается на диспетчерский пункт. Персонал диспетчерского пункта должен быть обучен и способен передать информацию соответствующим организациям, обслуживающим котельную по договору.

Владелец котельной обязан назначить ответственного за эксплуатацию газовой котельной и наружного газопровода из числа руководителей по эксплуатации предприятия и организовать осмотр хозяйства котельной 2 раза в сутки с записью основных показателей работы.

Возможные аварийные ситуации котельной:

- пожары из-за утечки газа;
- взрыв котла;
- замыкание электрических цепей.

8.1 Пожаровзрывобезопасность

Системы пожарной безопасности должны характеризоваться уровнем обеспечения пожарной безопасности людей и материальных ценностей, а также экономическими критериями эффективности этих систем для материальных ценностей, с учетом всех стадий (научная разработка, проектирование, строительство, эксплуатация) жизненного цикла объектов и выполнять одну из следующих задач:

- исключать возникновение пожара;
- обеспечивать пожарную безопасность людей;
- обеспечивать пожарную безопасность материальных ценностей;
- обеспечивать пожарную безопасность людей и материальных ценностей одновременно.

Опасными факторами, воздействующими на людей и материальные ценности, являются:

- пламя и искры;
- повышенная температура окружающей среды;
- токсичные продукты горения и термического разложения;
- дым;
- пониженная концентрация кислорода.

К вторичным проявлениям опасных факторов пожара, воздействующим на людей и материальные ценности, относятся:

											Лист
											77
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

- осколки, части разрушившихся аппаратов, агрегатов, установок, конструкций;
- радиоактивные и токсичные вещества и материалы, вышедшие из разрушенных аппаратов и установок;
- электрический ток, возникший в результате выноса высокого напряжения на токопроводящие части конструкций, аппаратов, агрегатов;
- огнетушащие вещества [25].

Основными факторами, характеризующими опасность взрыва, являются:

- максимальное давление и температура взрыва;
- скорость нарастания давления при взрыве;
- давление во фронте ударной волны;
- дробящие и фугасные свойства взрывоопасной среды.

Взрывоопасную среду могут образовать:

- смеси веществ (газов, паров, пылей) с воздухом и другими окислителями (кислород, озон, хлор, окислы азота и др.);
- вещества, склонные к взрывному превращению (ацетилен, озон, гидразин и др.).

Источником инициирования взрыва являются:

- открытое пламя, горящие и раскаленные тела;
- электрические разряды;
- тепловые проявления химических реакций и механических воздействий;
- искры от удара и трения;
- ударные волны;
- электромагнитные и другие излучения.

Предотвращение образования взрывоопасной среды внутри технологического оборудования должно быть обеспечено:

- герметизацией технологического оборудования;
- поддержанием состава и параметров среды вне области их воспламенения;
- применением ингибирующих (химически активных) и флегматизирующих (инертных) добавок;
- конструктивными и технологическими решениями, принятыми при проектировании производственного оборудования и процессов.

В производственных процессах с целью обеспечения взрывобезопасности следует контролировать:

- параметры взрывоопасности исходных веществ;
- технологический режим;
- состав атмосферы производственных помещений;
- технологическое оборудование;
- электрооборудование [26].

Классификация зданий и помещений по взрывопожарной и пожарной опасности применяется для установления требований пожарной безопасности, направ-

										Лист
										78
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

ленных на предотвращение возможности возникновения и обеспечивает противопожарной защиты людей и имущества в случае возникновения пожара [27].

По взрывопожарной и пожарной опасности помещения подразделяются на категории А, Б, В1-В4, Г и Д, а здания - на категории А, Б, В, Г и Д.

Категории помещений и зданий определяются, исходя из вида находящихся в помещениях горючих веществ и материалов, их количества и пожароопасных свойств, а также, исходя из объемно-планировочных решений помещений и характеристик проводимых в них технологических процессов.

В соответствии с НПБ 105-03 «Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности» [31] отопительная котельная относится к категории Г (умеренная пожароопасность), так как на котельной в качестве основного топлива применяется природный газ.

Здания, сооружения и пожарные отсеки по степени огнестойкости подразделяются на здания, сооружения и пожарные отсеки I, II, III, IV и V степеней огнестойкости.

Степень огнестойкости котельной – II, класс пожароопасности П-1А, Ф5.1[30].

Для обеспечения пожарной безопасности в котельной должны быть установлены первичные средства пожаротушения – пожарные щитки, укомплектованные порошковыми огнетушителями, ящиком с песком, асбестовым полотном, противопожарным рукавом, пожарными ведрами, лопатой, ломом и топором, – а также пожарные извещатели с дистанционной передачей сигнала диспетчеру.

Наружное пожаротушение предусмотрено от проектируемого пожарного гидранта (ПГ-2) в колодце 5 запроектированного от котельной на расстояние 50м по дороге с твердым покрытием с расходом 10л/с.

В соответствии с Правилами безопасности сетей газораспределения и газопотребления [28] на котельной при эксплуатации газопроводов и газового оборудования для предотвращения взрывоопасных ситуаций должны выполняться:

- осмотр технического состояния (обход);
- контроль загазованности воздуха в помещениях ГРП и котельном зале (котельной);
- 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.

Согласно приказу Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации №551-н предъявляются следующие требования к помещениям [29]:

- У входов в газоопасные помещения должны вывешиваться знаки безопасности, предупреждающие о наличии вредных веществ и об опасности пожара или взрыва;
- Запрещается устройство мастерских, санитарно-бытовых и других помещений под газоходами;
- Полы в производственных помещениях должны выполняться из негоря-

						Лист
					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	79
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

емых материалов с негладкой и нескользкой поверхностью; быть ровными и иметь устройства для отвода воды в канализацию.;

- Двери газоопасных помещений без постоянно находящегося в помещении обслуживающего персонала должны закрываться на замок.

Для автоматического отключения газа при сигнале загазованности помещения котельной и отключении электроэнергии предусмотрен клапан электромагнитный предохранительно-запорный КПЭГ-50.

Авария извещается световым сигналом, а превышение концентрации СО и СН4 в котельном зале еще и световым сигналом над входом в котельную, снаружи.

Котельная работает без постоянного присутствия обслуживающего персонала. Поэтому проектом предусматривается вывод в помещение с постоянным присутствием персонала следующих сигналов (световых):

- неисправности оборудования;
- срабатывания запорных клапанов газопровода и топливопровода;
- загазованности;

Непосредственный вывод этих сигналов в помещение с постоянным присутствием персонала:

Для контроля шлейфов охранно-пожарной сигнализации и сисетмы оповещения о пожаре в котельной запроектирован прибор «Гранит-3», который устанавливается в помещении котельной. В котельной предусмотрены дымовые пожарные извещатели типа ИП212-41М и ручной пожарный извещатель типа ИПР-3СУ.

Шлейфы пожарной сигнализации выполнены кабелем КПКВнг-FRLS 1x2x0,2. Шлейфы пожарной сигнализации по стенам прокладываются в коробе.

Система оповещения о пожаре разработана в соответствии с требованиями СП3.13.130.2009 и отнесена к первому типу. В качестве оповещателя использована сирена «Маяк-12-3М»– звуковой оповещатель, который включается в прибор кабелем КПКВнг-FRLS 1x2x0,5. Кроме того, лампа «Маяк-12С» – световой оповещатель – устанавливается снаружи на стене здания.

От прибора «Гранит-3» отправляются сухие контакты на отключение вентиляции и оборудования котельной при пожаре, включая газовую горелку ,а так же срабатывает газовый клапан.

Входная дверь контролируется магнитоконтактным извещателем ИО102-20, объем помещения – извещателями «Астра-515».

Шлейф охранной сигнализации выполнить кабелем КСВВнг-LS 4x0,5 в коробе.

Диспетчеризация сигналов выполняется по радиоканалам оборудованием «Риф- Стринг».

При соединении модулей котельной кабели шлейфов сигнализации подключить через коробки УК-2П.

Для обеспечения безопасности людей должно быть предусмотрено надежное заземление и зануление электрооборудования установок пожарной сигнализации и системы оповещения(в соответствии с требованиями ПУЭ-2007, СНиП

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

3.05.06-85, ГОСТ 12.2.013.0-91).

В котельной предусмотрена естественная система вентиляции. Приток воздуха предусмотрен через жалюзийную решетку, вытяжка естественная, через два дефлектора из верхней зоны. Кондиционирование отсутствует.

					<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		81

9 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

Введение

В связи со строительством нового жилого микрорайона №6 г.Трехгорный возникает необходимость строительства блочно-модульной котельной для отопления и горячего водоснабжения.

В технико-экономическом расчете работы рассматривается строительство блочно-модульной котельной, работающей на природном газе месторождения Бухара-Урал. Предполагается установка следующего оборудования: два жаротрубных водогрейных котла ЭНТРОПОС серии ТТ100 мощностью 2 МВт каждый с газовой и комбинированной горелками фирмы «Oilon» марки GP-150 М и GKP-150 М (Финляндия) с диапазоном мощности 450-2700 кВт и вспомогательное оборудование.

Рассмотрим два варианта работы котельной:

- 1 вариант** – котельная с установкой котлов российского производителя ТТ-100;
- 2 вариант** – котельная с установкой зарубежного котла Bosh UT-16.

9.1 Расчет сметы капитальных затрат на строительство котельной с российским котельным агрегатом ТТ-100

Капитальные вложения—это инвестиции в основные средства, в том числе затраты на строительные и монтажные работы, затраты на приобретение основных средств, проектно-изыскательные работы.

Капитальные вложения на строительство котельной для теплоснабжения жилого микрорайона №6 г.Трехгорный запишем в табл.9.1.

Таблица 9.1 – Смета капитальные затраты на строительство котельной с российским котлоагрегатом ТТ-100

Наименование затрат	Цена, тыс.руб.	Коли че- ство	Сумма, тыс.руб.
1	2	3	4
1.Производимые работы и транспортировка, в том числе:	–	–	3006,00
–Проектные работы [32]	600,00	1	600,00
–Строительные работы	801,00	1	801,00
–Монтажные работы	607,00	1	607,00
–Пуско-наладочные работы	218,00	1	218,00
–Транспортировка	1000,00	–	800,00
2.Оборудование, в том числе:	–	–	7067,29

Продолжение таблицы 9.1

1	2	3	4
– Котел Термотехник ТТ-100, 2 МВт[33]	1020,00	2	2040,00
–Горелка Oilon GKP-150 M[34]	1721,00	1	1712,00
–Горелка Oilon GP-150 M[35]	976,00	1	976,00
–Насос котлового контура Wilo IL 80/145-1.1/4[36]	68,00	2	132,00
–Насос котловой рециркуляционный Wilo TOP-S 50/4	35,00	2	70,00
–Насос сетевой IL 65/160-75/2	87,00	3	261,00
–Насос подпиточный МНН 204	42,00	2	84,00
–Бак фирмы Aquatech пластиковый подпиточный $V = 2 \text{ м}^3$ [40]	21,04	1	21,04
–Расходомер-счетчик жидкости ультразвуковой US 800-150[41]	64,40	2	128,80
– Датчик давления КРТ-5	10,00	3	30,00
– Тепловычислитель Эльф-04[42]	12,45	1	12,45
–Запорно-регулирующая арматура и прочее оборудование	–	–	1600,00
Итого:	–	–	10003,29

$$K_1=10003,29 \text{ тыс.руб}$$

9.2 Расчет сметы капитальных затрат на строительство котельной с зарубежным котлоагрегатом Bosh UT-16

Капитальные вложения на строительство котельной для теплоснабжения жилого микрорайона №6 г.Трехгорный запишем в табл.9.2.

Таблица 9.2 – Смета капитальные затраты на строительство котельной с российским котлоагрегатом ТТ-100

Наименование затрат	Цена, тыс.руб.	Количество	Сумма, тыс.руб.
1	2	3	4
1.Производимые работы и транспортировка, в том числе:	–	–	3276,00
–Проектные работы	600,0	1	600,00
–Строительные работы	801,00	1	801,00

Продолжение таблицы 9.2

1	2	3	4
–Монтажные работы	607,00	1	657,00
–Пуско-наладочные работы	218,00	1	268,00
–Транспортировка	1000,00	–	1000,00
2.Оборудование, в том числе:	–	–	8871,29
– Котел Bosh UT-16, 2 МВт[37]	1822,00	2	3644,00
–Горелка Oilon GKP-150 M	1721,00	1	1712,00
–Горелка Oilon GP-150 M	976,00	1	976,00
–Насос котлового контура Wilo IL 80/145-1.1/4	68,00	2	132,00
–Насос котловой рециркуляционный Wilo TOP-S 50/4	35,00	2	70,00
–Насос сетевой IL 65/160-75/2	87,00	3	261,00
–Насос подпиточный МНН 204	42,00	2	84,00
–Бак фирмы Aquatech пластиковый подпиточный $V = 2 \text{ м}^3$	21,04	1	21,04
–Расходомер-счетчик жидкости ультразвуковой US 800-150	64,40	2	128,80
– Датчик давления КРТ-5	10,00	3	30,00
– Тепловычислитель Эльф-04	12,45	1	12,45
–Запорно-регулирующая арматура и прочее оборудование	–	–	1800,00
Итого:	–	–	12147,29

$K_2=12147,29$ тыс.руб.

9.3 Смета текущих затрат по варианту сооружения котельной с российским котлоагрегатом ТТ-100

Текущие затраты - это издержки, возникающие в процессе производства. По формуле (9.1) определим текущие затраты на покупку топлива:

$$I_B = B_{год} \cdot C_G, \quad (9.1)$$

где I_B – текущие затраты на покупку топлива, тыс.руб./год;
 B – годовой расход топлива на котельную, $\text{м}^3/\text{год}$;
 C_G – стоимость на 2019 год природного газа для отопления, $\text{руб.}/\text{м}^3$.
 $B = 1073 \text{ м}^3/\text{год}$;
 $C_G = 4,51 \text{ руб.}/\text{м}^3$ [38].

$$I_B = 1073 \cdot 4,51 = 4845 \text{ тыс.руб./год}$$

По формуле (9.2) определим текущие затраты на покупку электроэнергии:

$$I_{\text{Э}} = P_{\text{Э}} \cdot C_{\text{Э}}, \quad (9.2)$$

где $I_{\text{Э}}$ – текущие затраты на покупку электроэнергии, тыс.руб./год;
 $P_{\text{Э}}$ – годовое потребление электроэнергии на котельную, кВт·ч/год ;
 $C_{\text{Э}}$ – стоимость электроэнергии на 2019 год, руб./(кВт·ч);
 $P_{\text{Э}} = 204,65$ кВт·ч/год;
 $C_{\text{Э}} = 3,19$ руб./(кВт·ч)[39]

$$I_{\text{Э}} = 204,65 \cdot 3,19 = 653 \text{ тыс.руб./год}$$

Нормы отчислений на амортизацию котельных установок при работе на природном газе, в случае круглогодичной работы составляют – 10 %.

По формуле (9.3) определим амортизационные отчисления:

$$C_{\text{ам}} = 0,1 \cdot C_{\text{об}}, \quad (9.3)$$

где $C_{\text{ам}}$ – амортизационные отчисления, тыс.руб./год;
 $C_{\text{об}}$ – общая стоимость оборудования, тыс.руб.

$$C_{\text{ам}} = 0,1 \cdot 7067,29 = 706,7 \text{ тыс.руб./год}$$

Отчисления в ремонтный фонд определим по формуле (9.4)

$$C_{\text{р.ф}} = m_{\text{р.ф}} \cdot C_{\text{ам}}, \quad (9.4)$$

где $C_{\text{р.ф}}$ – отчисления в ремонтный фонд, тыс.руб./год;
 $m_{\text{р.ф}}$ – доля отчислений на ремонтный фонд от амортизационных отчислений;
 $m_{\text{р.ф}} = 0,2$.

$$C_{\text{р.ф}} = 0,2 \cdot 706,7 = 141,34, \text{ тыс.руб./год}$$

По формуле (9.5) определим суммарные текущие затраты:

$$I = I_B + I_{\text{Э}} + C_{\text{ам}} + C_{\text{р.ф}}, \quad (9.5)$$

$$I_1 = 4845 + 653 + 706,7 + 141,34 = 6346,01 \text{ тыс.руб./год}$$

По формуле (9.6) определим себестоимость 1 Гкал теплоты, произведенной на котельной:

$$C_N = \frac{I}{N_{\text{год}}^{\Sigma}} \quad (9.6)$$

где C_N – себестоимость 1 Гкал теплоты, произведенной на котельной, руб/Гкал;

$N_{\text{год}}^{\Sigma} = 7000,73$ – суммарная выработка тепла котельной в год, Гкал/год (2.27).

$$C_N = \frac{63346,01 \cdot 10^3}{7000,73} = 906,48 \text{ руб./Гкал}$$

Текущие затраты на газовую котельную с российским котлоагрегатом ТТ-100 представим в таблице 9.3

Таблица 9.3 – Смета текущих затрат на котельную с российским котлом ТТ-100

Наименование затраты	Единицы измерения	Величина
Годовой расход топлива	тыс.м ³ /год	1073
Тариф на газ	руб./1000м ³	4515,0
Природный газ	тыс.руб./год	4845,0
Годовой расход электроэнергии	тыс кВт/час	204,65
Тариф на электроэнергию	руб./кВт · час	3,19
Электроэнергия	тыс.руб./год	653,0
Отчисления в ремонтный фонд	тыс.руб./год	141,34
Амортизация (10% от стоимости оборудования)	тыс.руб./год	706,7
Итого:	тыс.руб./год	6346,01

9.4 Смета текущих затрат по варианту сооружения котельной с зарубежным котлоагрегатом Bosh UT-16

По формуле (9.1) определим текущие затраты на покупку топлива:

$$I_B = 1073 \cdot 4,515 = 4845 \text{ тыс.руб./год}$$

По формуле (9.2) определим текущие затраты на покупку электроэнергии:

$$I_{\text{э}} = 230,5 \cdot 3,19 = 735 \text{ тыс.руб./год}$$

										Лист
										86
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Нормы отчислений на амортизацию котельных установок при работе на природном газе, в случае круглогодичной работы составляют – 10 %.

По формуле (9.3) определим амортизационные отчисления:

$$C_{ам} = 0,1 \cdot 8871,29 = 887,1 \text{ тыс.руб./год}$$

Отчисления в ремонтный фонд определим по формуле (8.4)

$$C_{р.ф} = 0,2 \cdot 887,1 = 177,4, \text{ тыс.руб./год}$$

По формуле (9.5) определим суммарные текущие затраты:

$$И = 4845 + 735 + 887,1 + 177,4 = 6644,5 \text{ тыс.руб./год}$$

По формуле (9.6) определим себестоимость 1 Гкал теплоты, произведенной на котельной:

$$C_N = \frac{6644,5 \cdot 10^3}{7000,73} = 949,11 \text{ руб/Гкал}$$

Таблица 9.4 – Смета текущих затрат на котельную с зарубежным котлом Bosh UT-16.

Наименование затраты	Единицы измерения	Величина
Годовой расход топлива	тыс.м ³ /год	1073
Тариф на газ	руб./1000м ³	4515
Природный газ	тыс.руб./год	4845,0
Годовой расход электроэнергии	тыс кВт/час	230,5
Тариф на электроэнергию	руб./кВт · час	3,19
Электроэнергия	тыс.руб./год	735,0
Отчисления в ремонтный фонд	тыс.руб./год	177,4
Амортизация (10% от стоимости оборудования)	тыс.руб./год	887,1
Итого:	тыс.руб./год	6644,5

9.5 Сравнение вариантов проектных решений

При составлении сметы капитальных и текущих затрат на строительство 2-х вариантов водогрейных газовых котельных с аналоговыми котлами, российским и зарубежным, было получено:

					13.03.01.2019.094.13 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

$K_1 = 10003,29$ тыс.руб. – капиталовложения строительство котельной с котлами отечественного производителя ТТ-100;

$K_2 = 12147,29$ тыс.руб. – капиталовложения на строительство котельной с котлами зарубежного производителя Bosh UT-16.

Таким образом (9.6):

$$K_1 < K_2, \quad (9.6)$$

$$10003,29 < 12147,29 \text{ тыс.руб.}$$

Капитальные затраты на котельную с котлом российского производителя меньше, чем на затраты котельной с зарубежным котлом.

I_1 – текущие затраты на строительство котельной с российским котлом;

I_2 – текущие затраты на строительство котельной с зарубежным котлом.

$$I_1 < I_2, \text{ тыс.руб.} \quad (9.7)$$

$$6346,01 \text{ тыс.руб./год} < 6644,5 \text{ тыс.руб./год}$$

Таким образом, капитальные и текущие затраты котельной с российским котлом меньше, чем котельной с зарубежным котлом.

Поэтому экономически целесообразно строительство 1-го варианта.

9.6 SWOT-анализ вариантов технических решений

SWOT-анализ – это метод определения сильных и слабых сторон предприятия, его возможностей и угроз, исходящих из внешней среды.

Модель используется для качественного анализа вариантов технических решений, сравниваемых в экономической части ВКР. Кроме того, она необходима для углубления результатов предыдущего анализа и определения долгосрочного направления повышения энергетической эффективности объекта теплоэнергетики или теплотехники.

Сравнительный анализ вариантов осуществляется методом SWOT. Для этого составляются матрицы, в квадрантах которых приводятся сильные (S), слабые (W) стороны каждого варианта, а также возможности (O) и угрозы (T) внешней среды при их реализации [44].

Выше был выбран альтернативный вариант строительству котельной – строительство котельной с отечественным производителем фирмы ЭНТРОС ТТ100 и произведено сравнение этих вариантов по стоимостным показателям. А сейчас произведем SWOT-анализ для двух рассматриваемых вариантов, анализируя различные факторы, и их влияние на предлагаемые решения.

SWOT-анализ для первого варианта представлен в таблице 9.5.

									Лист
									88
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Таблица 9.5 – SWOT-анализ работы котельной с установленным котлом
 российского производства ТТ100

<p>S: сильные стороны 1) Простое и удобное управление 2) Высокая степень экологичности</p>	<p>W: слабые стороны 1) Меньший срок эксплуатации котельного агрегата 20 лет, по сравнению с зарубежным 2) Быстрый срок изнашивания комплектующих российского производства</p>
<p>O: возможности 1) Рост потребления продукции 2) Заключение прямых договоров с заводом изготовителем 3) Квалифицированные специалисты для монтажа оборудования 4) Большой выбор комплектующих на рынке</p>	<p>T: угрозы 1) Выработка газовых месторождений</p>

В таблице 9.6 представлен SWOT-анализ работы котельной с котлом Bosh

Таблица 9.6 – SWOT-анализ работы котельной с установленным котлом
 зарубежного производства Bosh UT-16

<p>S: сильные стороны 1) Возможность настройки на большой КПД 2) Срок эксплуатации 25 лет</p>	<p>W: слабые стороны 1) Сложность эксплуатации 2) Сложность перевода технической документации на Русский язык</p>
<p>O: возможности 1) Стажировка отечественных специалистов за границей</p>	<p>T: угрозы 1) Экономические санкции, в следствии которых возможно повышение стоимости оборудования и комплектующих 3) Долгий срок доставки оборудования и комплектующих</p>

Вывод: У автономной котельной с российским котлом больше возможностей и меньше угроз, которые могут возникнуть в процессе эксплуатации, чем у котельной с зарубежным котлом. Таким образом, на основании расчетов капитальных затрат и SWOT-анализа можно сделать вывод, что получение тепло-

вой энергии котельной с российским котлов выгоднее, чем от котельной с зарубежным.

9.7 Модель дерева целей проекта

Дерево целей проекта представляет структурную модель, показывающую соподчиненность и связь целей подразделений в иерархии управления (рисунок 9.1). Для его построения цель предприятия делится на проектные цели.[44]

На рисунке 9.1 представлена модель дерева целей проекта



Рисунок 9.1 – Модель дерева целей проекта

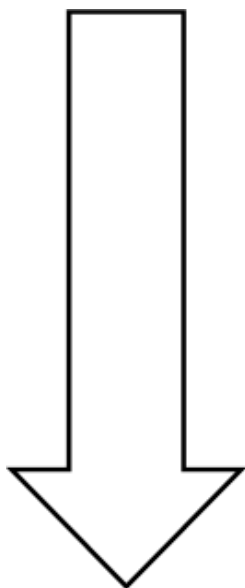
					<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		91

Соотношение влияния движущих сил и сдерживающих сил представлено на рисунке 9.2.

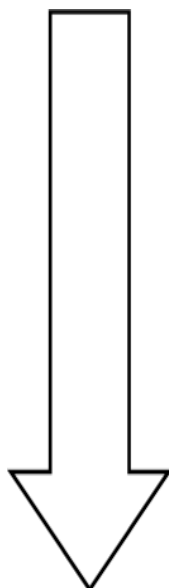
					<i>13.03.01.2019.094.13 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		93

ДВИЖУЩИЕ СИЛЫ

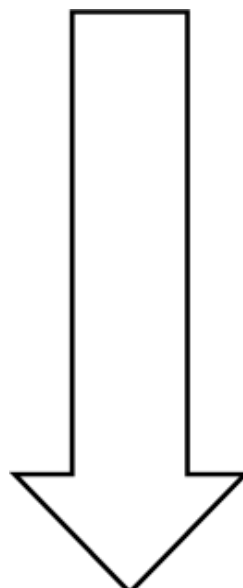
Невозможность функционирования микрорайона без котельной



Наличие современного оборудования



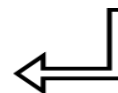
Высокий уровень автоматизации



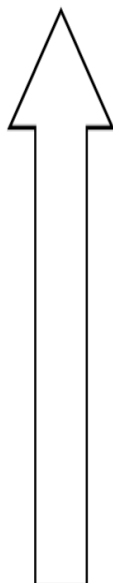
Потенциал изменений:

Опыт проектирования и строительства блочно-модульных котельных

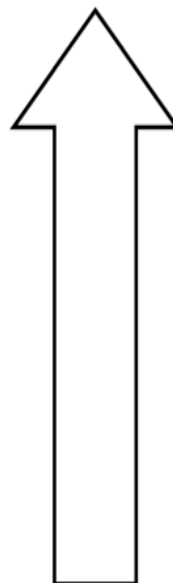
К 31.06.2019 ввести в эксплуатацию блочно-модульную котельную для микрорайона №6 города Трехгорный



Рост цен на оборудование



Рост тарифов на газ и электроэнергию



СДЕРЖИВАЮЩИЕ СИЛЫ

Рисунок 9.2 Модель поля сил реализации проекта

В результате анализа поля сил движущих сил оказалось больше, и они значительнее сдерживающих. К тому же компания обладает достаточными средствами для покрытия капитальных затрат на строительство блочно-модульной котельной, что, в главной степени, и снижает значение сдерживающих сил.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2019.094.13 ПЗ

Лист

94

9.9 Планирование мероприятий по реализации проекта (план-график Ганта)

График отражает примерное распределение процессов во времени и их логическую последовательность, должен быть скорректирован и дополнен при детальной проработке проекта изменений. График отображен в таблице 10.5.

Таблица 9.5 – План-график Ганта строительства котельной

Наименование работы	2019																			
	февраль				март				апрель				май				июнь			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Изучить предоставленные документы и исходные данные для разработки проекта	■																			
Разработать SWOT-анализ		■																		
Разработать дерево целей проекта		■																		
Разработать проектно-сметную документацию		■	■																	
Произвести расчет сметной документации				■																
Заключить договоры на поставку оборудования и выполнение подрядных работ					■															
Организовать строительные работы						■														
Произвести строительство блочно-модульной котельной							■	■	■	■	■									
Осуществить доставку котельной												■	■							
Организовать монтажные и пуско-наладочные работы														■						
Произвести монтажные и пуско-наладочные работы															■	■	■			
Ввести в эксплуатацию																		■	■	■

