

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

Политехнический

институт

«Тепловые электрические станции»

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ Бойко Е.А.

подпись

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 г.

**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции ПOK БГРЭС

тема

Руководитель

\_\_\_\_\_

доцент, канд.техн.наук

Шишмарев П.В.

подпись, дата

должность, ученая степень

Выпускник

\_\_\_\_\_

Чернов Р.В.

подпись, дата

Тех. контроль

\_\_\_\_\_

Михайленко С.А.

подпись, дата

Нормоконтролер

\_\_\_\_\_

Шишмарев П.В.

подпись, дата

Красноярск 2019

## РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект реконструкции ПОК БГРЭС» содержит 66 страниц текстового документа, 4 приложения, 16 использованных источников, 4 листа графического материала.

КВГМ-100, РЕКОНСТРУКЦИЯ, КОТЕЛЬНЫЙ АГРЕГАТ, ЖИДКОЕ ТОПЛИВО, УГОЛЬНАЯ ПЫЛЬ, ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ, ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА, РАСЧЕТ, СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ.

Объект реконструкции – Пуско-отопительная котельная №2 Березовской ГРЭС-1.

Цель реконструкции:

- Снижение затрат на топливо в неотопительный период;
- Проверка возможности реконструкции котельного агрегата на сжигание угольной пыли Березовского месторождения при сниженной тепловой нагрузке котельного агрегата;
- Оценка вредных выбросов до реконструкции и после;

В результате проведения расчета, была проверена целесообразность реконструкции котельного агрегата, проведена оценка экономической эффективности котельного агрегата до и после реконструкции.

В итоге был разработан ряд рекомендаций для реконструкции, оценен экономический потенциал, проведен ряд мероприятий для снижения вредных выбросов в окружающую среду.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1 Описание котельного агрегата .....	5
2 Поверочный расчет котельного агрегата при сжигании мазута .....	9
2.1 Расчет горения топлива и энтальпий продуктов сгорания .....	9
2.2 Расчет теплового баланса котла .....	13
2.3 Расчет топочной камеры.....	15
2.4 Расчет фестона.....	20
2.5 Расчет конвективного пучка .....	24
3 Поверочный расчет котельного агрегата при сжигании угля Березовского месторождения .....	29
3.1 Расчет горения топлива и энтальпий продуктов сгорания .....	29
3.2 Расчет теплового баланса котла .....	32
3.3 Расчет топочной камеры.....	34
3.4 Расчет фестона.....	37
3.5 Расчет конвективного пучка .....	40
3.6 Сравнение результатов расчета на мазуте и угольной пыли.....	44
4 Мероприятия по реконструкции котельного агрегата .....	45
4.1 Проверка возможности работы тягодутьевого оборудования при переходе на новое топливо.....	45
4.2 Описание системы пылеприготовления. Подбор горелочных устройств.....	47
4.3 Система газоочистки.....	50
5 Экологическая оценка реконструкции.....	53
5.1 Расчет выбросов золовых частиц .....	54
5.2 Расчет выбросов оксидов серы .....	54
5.3 Расчет выбросов оксидов азота .....	55
5.4 Оценка работы дымовой трубы после реконструкции .....	56
6 Экономическая часть .....	59
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	65
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	67

## ВВЕДЕНИЕ

Объектом исследования выпускной квалификационной работы является водогрейный котельный агрегат КВГМ-100 на Березовской ГРЭС.

Березовская ГРЭС расположена в г. Шарыпово Красноярского края, имеет установленную электрическую мощность 2400 МВт, основным топливом энергетических котлов является Березовский уголь Канско-Ачинского месторождения.

Целью выпускной квалификационной работы является реконструкция котельного агрегата КВГМ-100 с целью перевода его на сжигание угольной пыли Березовского месторождения. В настоящее время котельный агрегат работает на жидком топливе – мазуте марки М-100.

Актуальность работы обусловлена тем, что стоимость жидкого топлива превышает стоимость угольной пыли. Достижение годового экономического эффекта планируется за счет снижения годовых эксплуатационных затрат на топливо. Кроме того, Березовская ГРЭС имеет центральную систему пылеприготовления, что позволяет использовать уже готовую пылеугольную смесь в существующем котельном агрегате.

В соответствии с поставленной целью планируется решение следующих задач:

- изучение существующей конструкции и технических характеристик котлоагрегата;
- тепловой расчет котла на мазуте и угольной пыли;
- проверка возможности работы тягодутьевого оборудования на новом топливе;
- подбор оборудования для реконструкции;
- технико-экономическая оценка реконструкции;
- расчет выбросов в атмосферный воздух на двух видах топлива, сравнение полученных результатов, экологическая оценка мероприятия.

## 1 Описание котельного агрегата

Газомазутный водогрейный котел КВГМ-100 теплопроизводительностью 100 Гкал/ч предназначен для покрытия теплофикационной нагрузки.

Котел выполнен по П-образной компоновке, водогрейный, с принудительной циркуляцией и тягой. Габаритные размеры котла: высота от уровня пола до отметки верха дробеочистки 14450 мм, ширина по фронту 5700 мм, глубина 9408 мм.

Топочная камера котла горизонтальной компоновки, экранирована трубами диаметром 60x4 мм. Объем топочной камеры 388 м<sup>3</sup>, площадь лучевоспринимающей поверхности 325 м<sup>2</sup>.

Котел КВГМ-100 – бескаркасный, экраны топочной камеры и боковые экраны конвективной шахты опираются на портал и расширяются вверх вместе с обмуровкой и поясами жесткости.

Котел КВГМ-100 оснащен тремя газомазутными горелками РГМГ-30. Котел оборудован одним дымососом Д18х2, двумя дутьевыми вентиляторами ВД-15,5.

Детали, элементы и узлы котла максимально унифицированы, производитель - Дорогобужский котельный завод.

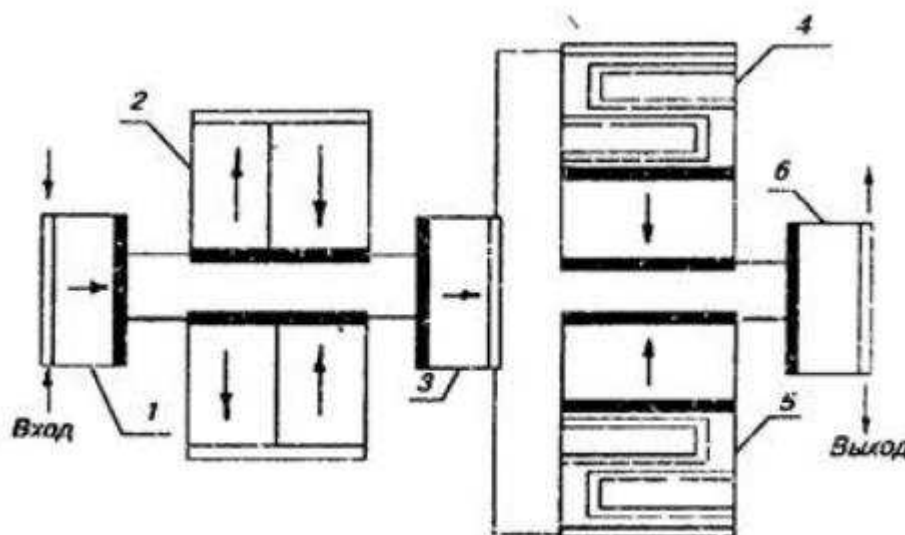
Котельный агрегат работает на мазуте марки М100. Горелки газомазутные установлены на фронтальной стене котельного агрегата. Котел оборудован дробеочисткой для удаления отложений с поверхностей нагрева.

На рисунке 1.1 изображена схема циркуляции котельного агрегата

Вход теплоносителя осуществляется в нижний коллектор заднего топочного экрана, выход - из нижнего коллектора фронтального экрана.

Котельный агрегат имеет натрубную обмуровку, топочный и конвективный блок выполнены на неподвижных опорах, приваренных к нижним коллекторам котлоагрегата.

Конвективный пучок расположен в вертикальной шахте с полностью экранированными стенками. Задняя и передняя стены конвективной шахты выполняются из труб диаметром 60x3 мм с шагом 64 мм, боковые- диаметром 83x3,5 мм с шагом 128 мм, которые в свою очередь служат стояками для труб конвективных пакетов - U-образных ширм  $d=28 \times 3$  мм. Ширмы образуют шахматный конвективный пучок с поперечным омыванием газов.



1 - фронтальный экран топки; 2 - боковые экраны топки; 3 - промежуточный экран;  
4 - конвективные пакеты; 5 - боковые экраны конвективной шахты; 6 - задний экран конвективной шахты

Рисунок 1.1 – Схема циркуляции котельного агрегата

Основные узлы горелки РГМГ-30 - ротационная форсунка, газовая часть периферийного типа, направляющее устройство вторичного воздуха и воздухопровод первичного воздуха. Асинхронный двигатель приводит в движение ротор форсунки, в передней части которой устанавливается завихритель первичного воздуха с профильными лопатками, установленными под углом  $30^\circ$ . Первичный воздух подается вентилятором через специальные отверстия корпуса форсунки. Вторичный воздух поступает в воздушный короб, закручивается с помощью аксиального завихрителя с профильными лопатками.

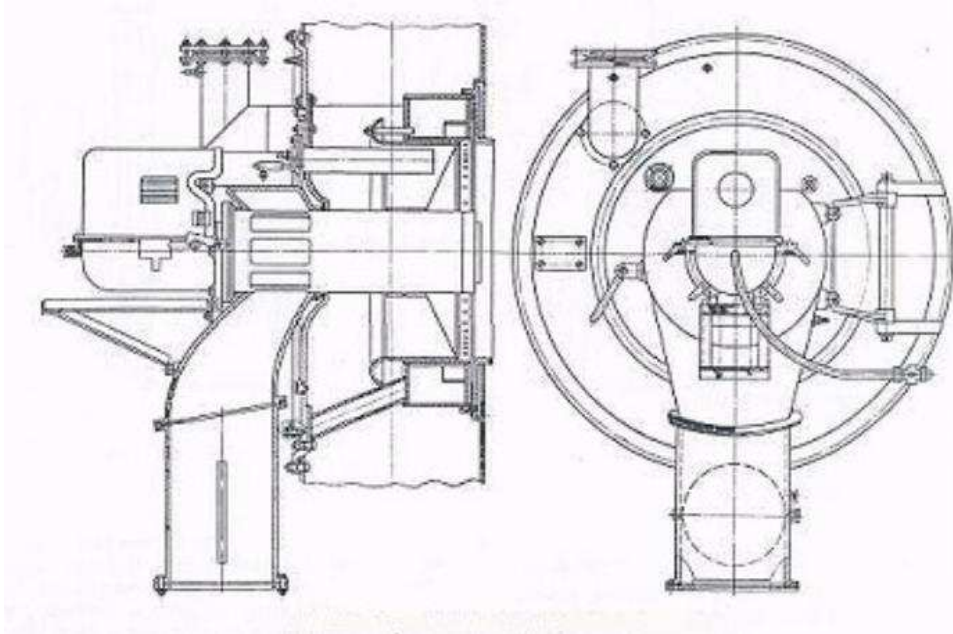


Рисунок 1.2 – Конструкция горелок РГМГ-30

Таблица 1.1 – Технические характеристики горелок

Наименование показателей	РГМГ-30
Номинальная тепловая мощность, Гкал/ч	30
Коэффициент рабочего регулирования по тепловой мощности	7
Давление мазута перед форсункой, МПа (кгс/см <sup>2</sup> ), не более	0,2 (2,0)
Давление первичного воздуха перед завихрителем первичного воздуха, кПа (кгс/м <sup>2</sup> )	9 (900)
Аэродинамическое сопротивление горелки по вторичному воздуху (при $t_b=10^{\circ}\text{C}$ ), кПа (кгс/м <sup>2</sup> )	2,5 (250)
Вязкость мазута перед форсункой, $^{\circ}\text{ВУ}$ , не более	8
Номинальный расход мазута при $Q=9650$ ккал/кг, кг/ч	3370
Мощность электродвигателя, кВт	3
Масса горелки, кг	788
Габаритные размеры горелки, мм:	
- длина	1422
- ширина	1300
- высота	1750

Конструкция котельного агрегата до реконструкции приведена на рисунке 1.3.

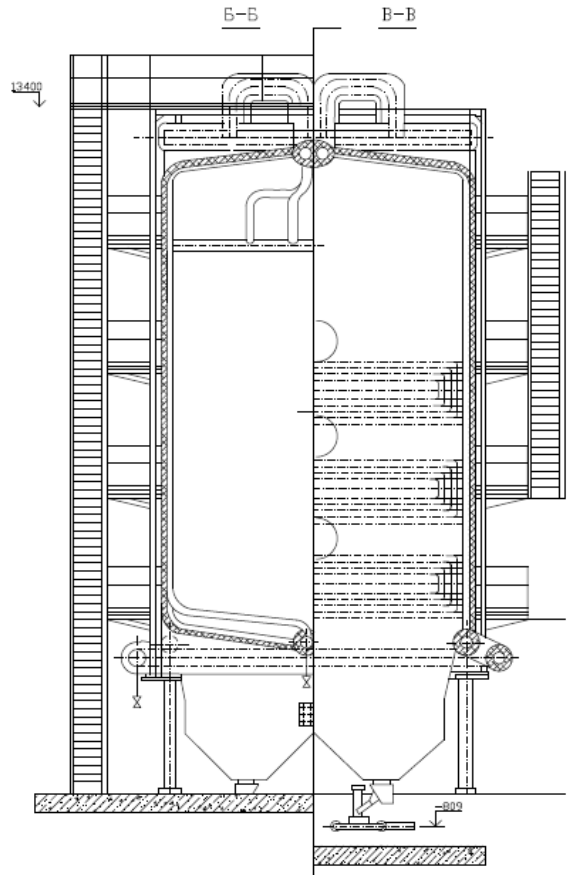
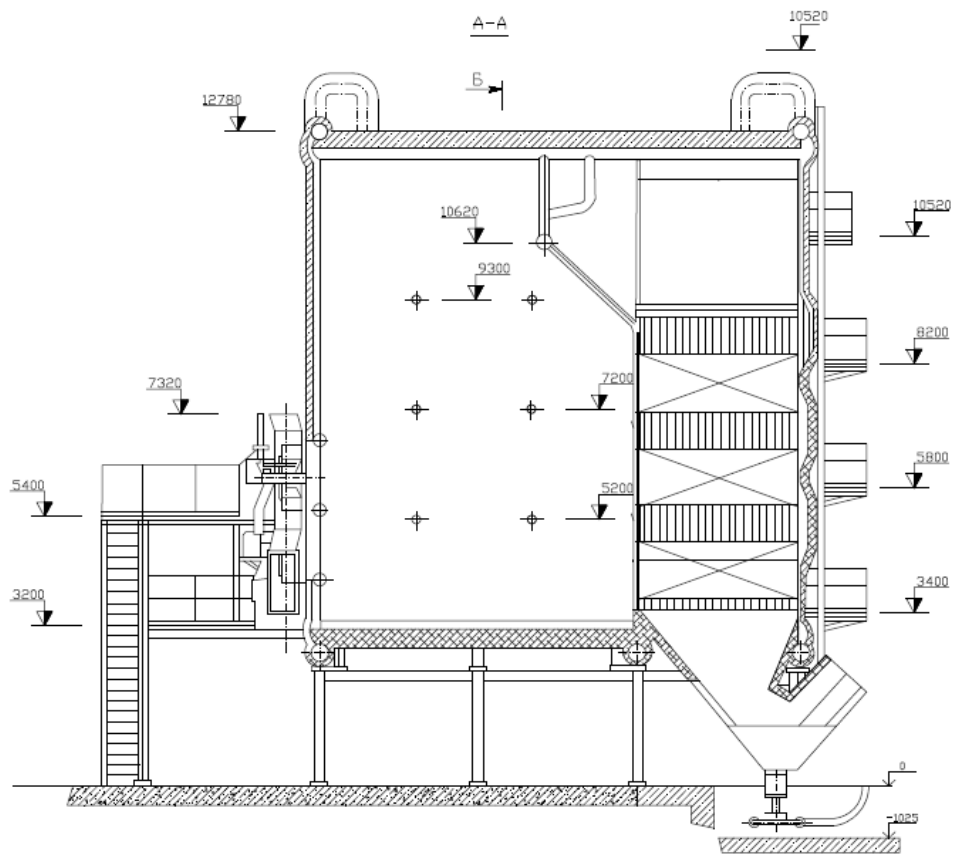


Рисунок 1.3 – Котельный агрегат до реконструкции



## 2 Поверочный расчет котельного агрегата при сжигании мазута

### 2.1 Расчет горения топлива и энтальпий продуктов сгорания

В настоящее время котельный агрегат КВГМ-100 работает на мазуте, состав которого приведен в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Состав жидкого топлива (мазут сернистый), %

$W^P$	$A^P$	$S^P$	$C^P$	$H^P$	$N^P$
3	0,1	1,4	83,8	11,2	0,5

Данные для расчета принимаем в соответствии с таблицей 2.2[2].

Таблица 2.2 – Характеристики работы КВГМ-100 при сжигании мазута на номинальном режиме

Характеристика	Значение
Температура холодного воздуха на входе в дутьевые вентиляторы $t_{х.в.}, ^\circ C$	5
Расход воды через котел $G$ , т/ч	1235
Температура воды на входе, $^\circ C$	70
Температура воды на выходе, $^\circ C$	150
Коэффициент избытка воздуха за котлом	1,15
Присосы воздуха в котле	0,05
Температура уходящих газов, $^\circ C$	178
Потери тепла с химической неполнотой сгорания $q_3, \%$ [3]	0,7
Потери тепла с механической неполнотой сгорания $q_4, \%$	0
Потери тепла с наружным охлаждением $q_5, \%$	0,5

Располагаемая теплота сгорания мазута определяется по формуле:

$$Q_r^P = Q_r^H + h_{тл} + Q_\phi, \quad (1)$$

где  $Q_r^H$  – низшая теплота сгорания мазута, кДж/кг;

$h_{тл}$  – физическая теплота мазута, кДж/кг;

$Q_\phi$  – теплота, вносимая в агрегат при паровом распыливании жидкого топлива, кДж/кг.

Физическая теплота топлива, кДж/кг, учитывается только при его предварительном подогреве от постороннего источника теплоты, как правило при паровом подогреве мазута:

$$h_{\text{ТЛ}} = c_{\text{ТЛ}} \cdot t_{\text{ТЛ}}, \quad (2)$$

где  $t_{\text{ТЛ}}$  – температура топлива, °С (для мазута в зависимости от его вязкости 90–130 °С);

$c_{\text{ТЛ}}$  – удельная теплоемкость мазута, кДж/(кг·К):

$$c_{\text{ТЛ}} = 1,74 + 0,0025 t_{\text{ТЛ}}, \quad (3)$$

$$c_{\text{ТЛ}} = 1,74 + 0,0025 \cdot 90 = 1,965 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

$$h_{\text{ТЛ}} = 1,965 \cdot 90 = 176,85 \text{ кДж/кг}$$

Теплота, вносимая в агрегат через форсунку при паровом распыливании мазута, кДж/кг:

$$Q_{\text{ф}} = d_{\text{п}} \cdot (h_{\text{ф}} - 2520), \quad (4)$$

где  $h_{\text{ф}}$  – энтальпия пара, расходуемого на распыливание топлива, определяется из таблиц водяного пара при 280–350 °С и 0,3–0,6 МПа, кДж/кг. Удельный расход пара на 1 кг мазута при номинальной нагрузке  $d_{\text{п}} = 0,35$  кг/кг.

$$Q_{\text{ф}} = 0,35 \cdot (3028,5 - 2520) = 177,98 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{\text{р}}^{\text{р}} = 39730 + 176,85 + 177,98 = 40085 \text{ кДж/кг}$$

Теоретический объем воздуха:

$$V_{\text{В}}^0 = 0,0889 \cdot (C^{\text{р}} + 0,375S^{\text{р}}) + 0,265H^{\text{р}} - 0,0333O^{\text{р}} \quad (5)$$

$$V_{\text{В}}^0 = 0,0889 \cdot (83,8 + 0,375 \cdot 1,4) + 0,265 \cdot 11,2 = 10,46 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Теоретический объем трехатомных газов:

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0186 \cdot (C^{\text{р}} + 0,375S^{\text{р}}) \quad (6)$$

$$V_{\text{RO}_2} = 0,0186 \cdot (83,8 + 0,375 \cdot 1,4) = 1,57 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Теоретический объем водяных паров:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111H^{\text{р}} + 0,0124W^{\text{р}} + 0,0161V_{\text{В}}^0 \quad (7)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^0 = 0,111 \cdot 11,2 + 0,0124 \cdot 3 + 0,0161 \cdot 10,46 = 1,45 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Теоретический объем азота:

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79V_{\text{В}}^0 + 0,008N^{\text{р}} \quad (8)$$

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,79 \cdot 10,46 + 0,008 \cdot 0,5 = 8,27 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Теоретический объем дымовых газов:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 + V_{N_2}^0 \quad (9)$$

$$V_{\Gamma}^0 = 1,57 + 1,45 + 8,27 = 11,29 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Действительное количество воздуха, поступающего в топку, отличается от теоретически необходимого в  $\alpha$  раз,  $\alpha$  – коэффициент избытка воздуха. По данным расчетных характеристик камерных топок при сжигании жидкого топлива и нормативных значений присосов воздуха по газоходам выбираем коэффициент избытка воздуха на входе в топку  $\alpha_T$  и присосы воздуха по газоходам  $\Delta\alpha$  и находим расчетные коэффициенты избытка воздуха в газоходах  $\alpha''$ :

- на выходе из топки  $\alpha_T = 1,1$

- за конвективным пучком

$$\alpha_{\text{КП}} = \alpha_T + \Delta\alpha_{\text{III}} = 1,1 + 0,05 = 1,15$$

Наличие присосов воздуха приводит к тому, что объем продуктов сгорания в каждом газоходе будет отличаться от теоретического, поэтому необходимо рассчитать действительные объемы газов по газоходам, объемные доли газов. Так как присосы воздуха не содержат трехатомных газов, то объем этих газов  $V_{RO_2}$  от коэффициента избытка воздуха не зависит и во всех газоходах останется постоянным и равным теоретическому.

Действительный объем водяных паров:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{CP} - 1) \cdot V_B^0 \quad (10)$$

Действительный объем продуктов сгорания:

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161(\alpha_{CP} - 1) \cdot V_B^0 \quad (11)$$

Объемные доли трехатомных газов:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma} \quad (12)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$$

Используя данные по удельной энтальпии воздуха и золы, определяем энтальпии теоретического объема воздуха и продуктов сгорания топлива (таблица 2.4).

Таблица 2.3 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов

Величина и расчетная формула	Топка	Конвективный пучок
	$\alpha_T = 1,05$	$\alpha_{кп} = 1,08$
Коэффициент избытка воздуха $\alpha$	1,05	1,08
Среднее значение коэффициента избытка воздуха $\alpha_{cp} = \frac{\alpha' + \alpha''}{2}$	1,05	1,065
Объем водяных паров, м <sup>3</sup> /кг $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha_{CP} - 1) \cdot V_B^0$	1,46	1,46
Полный объем газов, м <sup>3</sup> /кг $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,0161(\alpha_{CP} - 1) \cdot V_B^0$	11,82	11,98
Объемная доля трехатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,133	0,131
Объемная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,123	0,122
Доля трехатомных газов и водяных паров $r_{II} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,256	0,253

Таблица 2.4 – Энтальпии теоретического объема воздуха и продуктов сгорания топлива

$t, ^\circ C$	$H_B^0 = V^0(ct)_{\epsilon},$ $\frac{кДж}{кг}$	$H_{RO_2} = V_{RO_2}(ct)_{RO_2},$ $\frac{кДж}{кг}$	$H_{N_2}^0 = V_{N_2}^0(ct)_{N_2},$ $\frac{кДж}{кг}$	$H_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^0(ct)_{H_2O},$ $\frac{кДж}{кг}$
100	1391,8	267,5	1075,2	218,8
200	2794,0	564,9	2158,7	441,9
300	4227,7	882,7	3250,5	672,3
400	5682,2	1219,5	4367,1	909,9
500	7178,6	1571,9	5508,5	1154,8
600	8706,5	1929,1	6666,4	1405,4
700	10276,1	2306,8	7849,1	1667,7
800	11835,3	2689,1	9065,0	1941,5
900	13446,9	3079,3	10313,9	2215,3
1000	15068,9	3475,9	11562,8	2506,6
1100	16743,2	3878,7	12820,0	2799,2
1200	18417,5	4289,4	14068,9	3097,7
1300	20081,4	4698,5	15350,9	3407,8
1400	21797,5	5115,5	16674,2	3717,8
1500	23513,7	5530,9	17956,2	4040,9
1600	25229,9	5947,8	19279,6	4362,6
1700	26935,6	6371,1	20594,7	4691,5
1800	28651,8	6792,8	21918,0	5026,2
1900	30409,8	7216,1	23274,5	5360,8
2000	32167,8	7645,7	24589,5	5707,1
2100	33925,9	8075,2	25946,0	6049,1
2200	35683,9	8504,8	27302,4	6395,3

Энтальпия продуктов сгорания при  $\alpha > 1$ :

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_B^0, \text{ кДж / кг} \quad (13)$$

Таблица 2.5 – Энтальпии продуктов сгорания в газосоудах

$\nu, ^\circ\text{C}$	$H_B^0, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$H_{\Gamma}^0, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_B^0,$ $\text{кДж / кг}$	
			$\alpha_T = 1,1$	$\alpha_{\text{КП}} = 1,15$
100	1391,8	1561,5	1631,1	1672,8
200	2794,0	3165,5	3305,2	3389,0
300	4227,7	4805,5	5016,9	5143,7
400	5682,2	6496,4	6780,5	6951,0
500	7178,6	8235,1	8594,1	8809,4
600	8706,5	10000,9	10436,2	10697,4
700	10276,1	11823,5	12337,4	12645,6
800	11835,3	13695,6	14287,3	14642,4
900	13446,9	15608,6	16280,9	16684,3
1000	15068,9	17545,2	18298,7	18750,7
1100	16743,2	19497,9	20335,1	20837,3
1200	18417,5	21456,0	22376,8	22929,4
1300	20081,4	23457,1	24461,2	25063,6
1400	21797,5	25507,5	26597,4	27251,3
1500	23513,7	27528,0	28703,7	29409,1
1600	25229,9	29590,0	30851,5	31608,4
1700	26935,6	31657,3	33004,0	33812,1
1800	28651,8	33737,0	35169,6	36029,1
1900	30409,8	35851,4	37371,9	38284,2
2000	32167,8	37942,3	39550,7	40515,7
2100	33925,9	40070,3	41766,6	42784,3
2200	35683,9	42202,5	43986,7	45057,3

## 2.2 Расчет теплового баланса котла

Потеря теплоты с уходящими газами определяются в зависимости от температуры уходящих газов по формуле:

$$q_2 = \frac{(H_{\text{yx}} - \alpha_{\text{yx}} \cdot H_{\text{хв}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}, \quad (14)$$

где  $H_{\text{yx}}$  – энтальпия уходящих газов, определяется по таблице энтальпий продуктов сгорания в газосоудах, кДж/кг;

$H_{\text{хв}}^0$  – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг;

$Q_p^p$  – располагаемое тепло топлива, кДж/кг;

$q_4$  – потери тепла с механическим недожогом, %

$\alpha_{yx}$  – коэффициент избытка воздуха за котлом.

Энтальпию холодного воздуха определяем при температуре холодного воздуха (таблица 2.2):

$$H_{xв}^0 = V_в^0 \cdot 1,32 \cdot t_{xв} \quad (15)$$

$$H_{xв}^0 = 10,46 \cdot 5 \cdot 1,32 = 69,1 \text{ кДж / кг}$$

Энтальпия уходящих газов интерполяцией по таблице 5:

$$t_{yx.г.} = 178^\circ\text{C}$$

$$H_{yx} = 3185,5 \text{ кДж / кг}$$

Тогда потеря тепла с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{(3185,5 - 1,15 \cdot 69,1) \cdot (100 - 0)}{40085} = 7,7 \%$$

Потери от химического недожога:

$$q_3 = 0,7 \%$$

Потери от механического недожога:

$$q_4 = 0\%$$

Потери в окружающую среду:

$$q_5 = 0,5 \%$$

Потери с физической теплотой шлаков  $q_6$ :

$$q_6 = 0 \%$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата при сжигании мазута определяем в соответствии с уравнением обратного теплового баланса по формуле:

$$\eta_{\text{брутто}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (16)$$

$$\eta_{\text{брутто}} = 100 - 7,7 - 0,7 - 0,5 = 91,05 \%$$

Расход топлива  $B$ , кг/с, для водогрейного котла определяем по балансу между полезным тепловыделением при горении топлива и тепловосприятием рабочей среды:

$$B \cdot Q_p^P \cdot \eta_k = G \cdot (h_1 - h_2), \quad (17)$$

где  $G$  – расход теплоносителя на котел, для котельного агрегата КВГМ-100 в соответствии с режимными характеристиками расход воды равен 1235 т/ч или 343,06 кг/с;

$h_1, h_2$  – энтальпия воды на выходе из котла и на входе в него.

Энтальпии определяются по соответствующим температурам воды с учётом изменения давления в тракте котла. В соответствии с техническими характеристиками давление на входе в котел принимается равным 2,5 МПа, на выходе – 1,5 МПа. Тогда в соответствии с таблицами термодинамических свойств AQUADAT:

$$h_1 = 632,5 \text{ кДж/кг (} t=150 \text{ °С, } p=1,5 \text{ МПа)};$$

$$h_2 = 295 \text{ кДж/кг (} t=70 \text{ °С, } p=2,5 \text{ МПа)};$$

Таким образом расход мазута равен:

$$B = \frac{343,06 \cdot (632,5 - 295)}{40085 \cdot 0,9105} = 3,17 \text{ кг/с}$$

Коэффициент сохранения теплоты определяется по формуле в зависимости от потерь тепла с наружным охлаждением и КПД брутто:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{бр.} + q_5} \quad (18)$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{91,05 + 0,5} = 0,995$$

### 2.3 Расчет топочной камеры

Конструктивные характеристики топки принимаем в соответствии с техническими характеристиками котла. Задачей является определение температуры на выходе из топки, которая определяется в результате поверочного расчета топочной камеры.

Таблица 2.6 – Конструктивные характеристики топочной камеры

Показатели		Значение
Наименование	Обозначение	
1.Ширина топки, м	b	6,23
2.Глубина топки, м	a	6,23
3.Высота призматической части топки, м	h	5,5
4.Полная поверхность стен топки, м <sup>2</sup>	F <sub>ст</sub>	331,4
5. Лучевоспринимающая поверхность, м <sup>2</sup>	H <sub>л</sub>	325
6.Объем топочной камеры, м <sup>3</sup>	V <sub>т</sub>	388
7.Характеристики экранов, мм	d <sub>нхs</sub>	60x3
мм	S	64

Тепловой расчет топочной камеры производим в соответствии с [3,4,5].

Задаёмся температурой уходящих газов на выходе из топки в соответствии с рекомендациями при сжигании жидкого топлива с дальнейшим уточнением:

$$v_{т''} = 1130 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

При заданной температуре определяем энтальпию продуктов сгорания в соответствии с таблицей действительных энтальпий продуктов сгорания:

$$H_{т''} = 21809,9 \text{ кДж/кг}$$

Подсчитываем полезное тепловыделение в топке по формуле:

$$Q_{т} = Q_{p} \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_{g}, \quad (19)$$

где  $Q_{в}$  - тепло, вносимое в топку с воздухом:

$$Q_{g} = \alpha_m \cdot H_{xg}^0, \quad (20)$$

$$Q_{g} = 1,1 \cdot 69,1 = 76 \text{ кДж/кг}$$

Тогда полезное тепловыделение:

$$Q_{т} = 40085 \cdot \frac{100 - 0,5}{100} + 76 = 39880,2 \text{ кДж/кг}$$

Отсюда адиабатная температура горения определяется по таблице действительных энтальпий продуктов сгорания из условия, что энтальпия газов равна полезному тепловыделению в топочной камере:



$$v_a = 1943,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Определяем коэффициент тепловой эффективности экранов:

$$\psi = \chi \cdot \zeta \quad (21)$$

$\chi$  - угловой коэффициент, показывающий какая часть полусферического лучистого потока, испускается одной поверхностью

$\zeta$  - коэффициент, учитывающий снижение тепловосприятия экранных поверхностей вследствие их загрязнения наружными отложениями или закрытия экрана огнеупорной массой. При сжигании мазута принимается равным 0,65.

$$\psi_{cp} = \frac{\zeta H_{л}}{F_{cm}}, \quad (22)$$

где  $H_{л} = 325 \text{ м}^2$  – лучевоспринимающая поверхность топки в соответствии с конструктивными характеристиками.

$$\psi_{cp} = \frac{0,65 \cdot 325}{331,4} = 0,637$$

Определяем эффективную толщину излучающего слоя определяется отношением объема топки к площади стен:

$$S = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{cm}}, \quad (23)$$

$$S = 3,6 \cdot \frac{388}{331,4} = 4,21 \text{ м}$$

Определяем коэффициент ослабления лучей как сумму ослабления лучей трехатомными газами и сажистыми частицами:

$$k = k_r \cdot r_{II} + m \cdot k_c, \quad (24)$$

где  $m = 0,6$  при сжигании мазута.

$k_r$  - коэффициент поглощения лучей трехатомными газами;

$k_c$  - коэффициент поглощения лучей сажистыми частицами.

Коэффициент поглощения лучей трехатомными газами определяется по следующей формуле:

$$k_r = \left( \frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - \frac{0,37 \cdot T_1''}{1000} \right) \quad (25)$$

В соответствии с таблицей 3:

$$r_{H_2O} = 0,119; r_n = 0,246$$

$$k_r \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,119}{\sqrt{0,246 \cdot 4,21}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - \frac{0,37 \cdot 1403}{1000} \right) \cdot 0,246 = 1,008 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}$$

Коэффициент поглощения лучей сажистыми частицами:

$$k_c = \frac{1,2}{1 + (\alpha_m'')^2} \left( 1,6 \frac{T_m''}{1000} - 0,5 \right) \left( \frac{C^p}{H^p} \right)^{0,4}, \quad (26)$$

где  $\alpha_m''$  – коэффициент избытка воздуха за топочной камерой;

$C^p$  и  $H^p$  – содержание углерода и водорода в топливе.

$$k_c = \frac{1,2}{1 + 1,1^2} \left( 1,6 \frac{1403}{1000} - 0,5 \right) \left( \frac{83,8}{11,2} \right)^{0,4} = 2,12 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}$$

$$k = 1,008 + 0,6 \cdot 2,12 = 2,28 \text{ (м} \cdot \text{МПа)}^{-1}$$

Определяем критерий Бугера по формуле:

$$Bu = kps, \quad (27)$$

где  $p=0,1$  МПа – давление в топочной камере.

$$Bu = 2,28 \cdot 0,1 \cdot 4,21 = 0,96$$

Подсчитываем эффективное значение критерия Бугера по формуле:

$$Bu = 1,6 \ln \left( \frac{1,4Bu^2 + Bu + 2}{1,4Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (28)$$

$$Bu = 1,6 \ln \left( \frac{1,4 \cdot 0,96^2 + 0,96 + 2}{1,4 \cdot 0,96^2 - 0,96 + 2} \right) = 0,962$$

Определяем параметр  $M$ , учитывающий влияние на интенсивность теплообмена относительного расположения горелок. При сжигании жидкого топлива параметр  $M$  можно определить по формуле:

$$M = M_o \cdot (1 - 0,4x_2)^3 \sqrt[3]{r_v}, \quad (29)$$

где  $x_r$  – относительное расположение горелок:

$r_v$  – параметр забалластирования топочных газов.

$$x_2 = \frac{h_2}{H_m}, \quad (30)$$

где  $h_r$  и  $H_T$  – высота расположения горелок и высота топки соответственно.

$$x_2 = \frac{1,5}{9,58} = 0,16$$

Параметр забалластирования топочных газов:

$$r_v = \frac{V_z}{V_{RO2} + V_{N2}^o}, \quad (31)$$

$$r_v = \frac{12,36}{1,57 + 8,27} = 1,26$$

Тогда

$$M = 0,4 \cdot (1 - 0,4 \cdot 0,16)^3 \sqrt[3]{1,26} = 0,4$$

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания:

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_T - I_T''}{T_A - T_T''} \quad (32)$$

$$V_{c_{cp}} = \frac{39880,2 - 21809,9}{1943,6 - 1130} = 22,21 \text{ кДж/кг*К}$$

Действительная температура на выходе из топки:

$$\theta_T'' = \frac{T_A}{MBu^{0,3} \left( \frac{5,67 \cdot \psi \cdot F_{CT} \cdot T_A^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_p \cdot V_{c_{cp}}} \right)^{0,6} + 1} - 273 \quad (33)$$

$$\theta_T'' = \frac{2216,6}{0,4 \cdot 0,962^{0,3} \left( \frac{5,67 \cdot 0,637 \cdot 331,4 \cdot 2216,6^3}{10^{11} \cdot 0,995 \cdot 3,17 \cdot 22,21} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1129,5^\circ \text{C}$$

Разница между ранее принятой и действительной температурой на выходе из топки составляет менее 1 °С, расчет считаем окончанным, дальнейшее уточнение не требуется. Температура на выходе из топки используется в качестве расчетной температуры на входе в следующую поверхность нагрева – фестон.

Удельное тепловосприятие топки, кДж/кг

$$Q_l = \varphi(Q_m - H_m'') \quad (34)$$

$$Q_l = 0,995 \cdot (39880,2 - 21809,9) = 17971,7 \text{ кДж / кг}$$

Среднее тепловое напряжение поверхности нагрева топки, кВт/м<sup>2</sup>

$$q_l = \frac{B_p Q_l}{F_{cm}} \quad (35)$$

$$q_l = \frac{3,17 \cdot 17971,7}{331,4} = 172 \text{ кВт / м}^2$$

## 2.4 Расчет фестона

Фестон конструктивно представляет собой разреженный трубный пучок из труб заднего экрана. Его конструктивные характеристики:

-диаметр труб:  $d=60 \times 3 \text{ мм}$ ;

-количество рядов труб:  $z_2=4$ ;

-количество труб в ряду:  $z_1=23$ ;

-средняя длина труб:  $l_{cp} = 3,6 \text{ м}$ ;

-площадь теплообменной поверхности:

$$H = \pi \cdot d \cdot z_1 \cdot z_2 \cdot l_{cp} = 3,14 \cdot 0,06 \cdot 3,6 \cdot 4 \cdot 23 = 62,4 \text{ м}^2;$$

-расположение труб: шахматное;

-  $S_1=256 \text{ мм}$ ;  $S_2=220 \text{ мм}$ ;

-размеры газохода:  $a_T= 6,23 \text{ м}$ ,  $b= 3,9 \text{ м}$ ;

-проходное сечение по газам:  $f=a \cdot b - z_1 \cdot l \cdot d=6,23 \cdot 3,9 - 23 \cdot 3,6 \cdot 0,06 = 19,33 \text{ м}^2$ .

Тепловой расчёт фестона выполняется поверочным методом с использованием метода последовательных приближений.

Определяем температуру и энтальпию газов на входе в фестон (принимаются равными выходной температуре и энтальпии топки):

$$g_{\phi}' = g_{\tau}'' = 1130^{\circ}\text{C};$$

$$H_{\phi}' = H_{\tau}'' = 21809,9 \text{ кДж/м}^3.$$

Температура на выходе из фестона:

$$g_{\phi}'' = g_{\phi}' - \Delta g, \quad (36)$$

где  $\Delta v$ -охлаждение газов, примем  $\Delta v = 67^{\circ}\text{C}$ .

$$g_{\phi}'' = g_{\phi}' - \Delta g = 1130 - 67 = 1063^{\circ}\text{C}$$

Тогда энтальпия газов на выходе из фестона:  $H_{\phi}'' = 20387,8 \text{ кДж/м}^3$ .

Теплота, отданная газами:

$$Q_{\phi} = \varphi \cdot (H_{\phi}' - H_{\phi}''), \quad (37)$$

где  $H_{\phi}'$ ,  $H_{\phi}''$  – энтальпия газов на входе и на выходе из фестона,  $\text{кДж/м}^3$

$$Q_{\phi} = 0,99 \cdot (21809,9 - 20387,8) = 1414,3 \text{ кДж/м}^3$$

Уравнение теплообмена:

$$Q_m = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B \cdot 10^3}, \quad (38)$$

где  $H$  – расчетная теплообменная поверхность,  $H = 62,4 \text{ м}^2$ ;

$k$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ :

$$k = \psi \cdot \alpha_1, \quad (39)$$

где  $\psi$  – коэффициент тепловой эффективности.

Расчетная скорость дымовых газов:

$$\omega_2 = \frac{B \cdot V_2 \cdot (273 + \bar{g})}{273 \cdot f}, \quad (40)$$

где  $V_{\tau}$  – полный объём газов,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;  $V_{\tau} = 12,36 \text{ м}^3/\text{м}^3$ ;

$\bar{v}$  – средняя температура газов в поверхности,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$\bar{g} = \frac{g' + g''}{2} \quad (41)$$

$$\bar{g} = \frac{g' + g''}{2} = \frac{1130 + 1063}{2} = 1096,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Тогда

$$\omega_2 = \frac{3,17 \cdot 12,36 \cdot (273 + 1096,5)}{273 \cdot 19,33} = 10,17 \text{ м/с}$$

где  $\alpha_1$  - коэффициент теплоотдачи от газа к стенке, Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n), \quad (42)$$

где  $\xi=1$  - коэффициент использования поверхности;

$\alpha_k$  - коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к поверхности, Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_\phi.$$

С помощью номограммы [4]:

$$\alpha_k = 75 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 75 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$\alpha_n$  - коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания.

Эффективная толщина излучающая:

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left( \frac{4S_1 \cdot S_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right), \quad (43)$$

$$S = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left( \frac{4 \cdot 0,22 \cdot 0,256}{\pi \cdot 0,06^2} - 1 \right) = 1,022 \text{ м}$$

Коэффициент ослабления лучей 3-х атомными газами:

$$k_2 \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{cp}}{1000} \right) \cdot r_n$$

$$k_2 \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,119}{\sqrt{0,246 \cdot 1,022}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1096,5 + 273}{1000} \right) \cdot 0,246 = 2,23 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

Оптическая толщина:

$$kps = (k_2 r_n + k_{3л} \mu_{3л}) pS, \quad (44)$$

где  $k_{3л} \mu_{3л}$  - коэффициент ослабления золовыми частицами, не учитывается.

$$kps = (2,23 + 0) \cdot 0,1 \cdot 1,022 = 0,227$$

Степень черноты дымовых газов:

$$a = 1 - e^{-kps} \quad (45)$$

$$a = 1 - e^{-0,227} = 0,2$$

Температура загрязненной стенки:

$$t_3 = t_{cp} + \Delta t, \quad (46)$$

Для фестона при сжигании мазута

$$\Delta t = 80 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_3 = 150 + 80 = 230 \text{ }^\circ\text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи излучением [4]:

$$\alpha_{\lambda} = \alpha_n \cdot a \cdot c_2 \quad (47)$$

$$\alpha_{\lambda} = 210 \cdot 0,2 \cdot 1,0 = 42,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Таким образом

$$\alpha_1 = 1 \cdot (75 + 42,5) = 117,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = 0,65 \cdot 117,5 = 76,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Температурный напор,  $^\circ\text{C}$ :

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\sigma} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\sigma}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (48)$$

$$\Delta t_{\sigma} = \vartheta'_{\phi} - t_1 = 1130 - 150 = 980 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = \vartheta''_{\phi} - t_1 = 1063 - 150 = 913 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{980 - 913}{\ln \frac{980}{913}} = 946,1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Количество тепла, воспринятое поверхностью нагрева:

$$Q_m = \frac{76,4 \cdot 62,4 \cdot 946,1}{3,17 \cdot 10^3} = 1420,9 \text{ кДж}/\text{м}^3$$

Определяем ошибку:

$$\Delta Q = \frac{|1414,3 - 1420,9|}{1414,3} \cdot 100\% = 0,5 \%$$

Так как  $\Delta Q$  не превышает 5%, то расчёт фестона можно считать

оконченным.

## 2.5 Расчет конвективного пучка

Конструктивные характеристики котельного пучка принимаем по чертежу и по техническим характеристикам котлоагрегата. Конструктивные характеристики котельного пучка приведены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 - Конструктивные характеристики котельных пучков

Величина	Обозначение	Способ определения	Результат
Диаметр труб, мм	$d$	По чертежу	28
Длина труб, м	$\ell$	По чертежу	0,75
Продольный шаг труб, мм	$S_2$	По чертежу	64
Поперечный шаг труб, мм	$S_1$	По чертежу	40
Относительный продольный шаг	$\sigma_2$	$\frac{S_1}{d}$	2,286
Относительный поперечный шаг	$\sigma_1$	$\frac{S_2}{d}$	1,43
Площадь живого сечения для прохода прод. сгор., м <sup>2</sup>	$F$	$a \cdot b - d \cdot \ell \cdot Z_1$	14,448
Площадь поверхности нагрева, м <sup>2</sup>	$H$	$\pi \cdot d \cdot \ell \cdot n$	2710

Предварительно принимаем 2 значения температуры продуктов сгорания за котельным пучком для дальнейшего уточнения графическим методом. Температура на выходе из фестона принимается равной температуре на входе в котельный пучок.

Температура на выходе из котельного пучка принимается с учетом рекомендаций по температуре уходящих газов.

$$g_{\text{вхг}} = 170^\circ \text{C};$$

$$g'_{\text{кп}} = g''_m = 1063^\circ \text{C}$$

$$g''_{\text{кп}} = 100^\circ \text{C}$$



$$g''_{кп100} = 400^\circ C$$

$$I''_{кп100} = 1770,3 \text{ кДж/кг}$$

$$I''_{кп400} = 7348,8 \text{ кДж/кг}$$

Балансовое тепло, отданное дымовыми газами поверхности нагрева:

$$Q_{\bar{b}} = \varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha \cdot I'_{x.г}) \quad (49)$$

$$Q_{\bar{b}100} = 0,99 \cdot (20387,8 - 1770,3 + 0,05 \cdot 69,1) = 18519,3 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{\bar{b}400} = 0,99 \cdot (20387,8 - 7348,8 + 0,05 \cdot 69,1) = 12971,2 \text{ кДж/кг}$$

Средняя температура дымовых газов определяется по формуле:

$$g_{cp} = \frac{g' + g''}{2} \quad (50)$$

$$g_{cp100} = \frac{1063 + 100}{2} = 581,5^\circ C$$

$$g_{cp400} = \frac{1063 + 400}{2} = 731,5^\circ C$$

Скорость продуктов сгорания определяется в зависимости от средней температуры дымовых газов по формуле:

$$\omega_z = \frac{B \cdot V_z \cdot (g^{cp} + 273)}{F_{ж.с.} \cdot 273} \quad (51)$$

$$\omega_{z100} = \frac{3,17 \cdot 12,62 \cdot (581,5 + 273)}{14,448 \cdot 273} = 8,67 \text{ м/с}$$

$$\omega_{z400} = \frac{3,17 \cdot 12,62 \cdot (731,5 + 273)}{14,448 \cdot 273} = 10,2 \text{ м/с}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к поверхности нагрева определяется по формуле [4]:

$$\alpha_{к100} = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_{\phi} = 69 \cdot 0,89 = 60,5 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

$$\alpha_{к400} = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_{\phi} = 82 \cdot 0,89 = 73 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}$$

Эффективная толщина излучающего слоя в зависимости от диаметра и шага труб:

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left( \frac{4S_1 \cdot S_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right) \quad (52)$$

$$S = 0,9 \cdot 0,028 \cdot \left( \frac{4 \cdot 0,064 \cdot 0,04}{\pi \cdot 0,028^2} - 1 \right) = 0,08 \text{ м}$$

Коэффициент ослабления лучей 3-х атомными газами:

$$k_z \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n} \cdot S} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{cp}}{1000} \right) \cdot r_n \quad (53)$$

$$(k_z \cdot r_n)_{100} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,116}{\sqrt{0,08 \cdot 0,241}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{581,5 + 273}{1000} \right) \cdot 0,241 = 11,33 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

$$(k_z \cdot r_n)_{400} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,116}{\sqrt{0,08 \cdot 0,241}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{731,5 + 273}{1000} \right) \cdot 0,241 = 10,41 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

Оптическая толщина излучающего слоя в конвективном пучке котельного агрегата:

$$k \cdot p \cdot s = (k_z r_n + k_{3л} \mu_{3л}) p s \quad (54)$$

$$(k \cdot p \cdot s)_{100} = 11,33 \cdot 0,1 \cdot 0,08 = 0,09$$

$$(k \cdot p \cdot s)_{400} = 6,44 \cdot 0,1 \cdot 0,08 = 0,083$$

Степень черноты дымовых газов определяется по формуле:

$$a = 1 - e^{-kps}$$

$$a_{100} = 1 - e^{-0,09} = 0,09$$

$$a_{400} = 1 - e^{-0,083} = 0,08$$

Температура загрязненной стенки при сжигании жидкого топлива:

$$t_3 = t_{cp} + \Delta t = 110 + 25 = 135^\circ \text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи излучением от дымовых газов к поверхности нагрева определяется по формуле [4]:

$$\alpha_n = \alpha_n \cdot a \quad (55)$$

$$\alpha_{n100} = 64 \cdot 0,09 = 5,5 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{К})$$

$$\alpha_{t400} = 82 \cdot 0,08 = 6,5 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{К})$$

Коэффициент использования конвективного пучка принимается равным  $\zeta=1$ . Суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности нагрева:

$$\alpha_1 = \zeta \cdot (\alpha_k + \alpha_n) \quad (56)$$

$$\alpha_1^{100} = 1 \cdot (60,5 + 5,5) = 92,4 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{К})$$

$$\alpha_1^{400} = 1 \cdot (73 + 6,5) = 101,1 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{К})$$

Коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева  $\psi = 0,6$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \psi \alpha_1 \quad (57)$$

$$k_{100} = 0,6 \cdot 92,4 = 55,4 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{К})$$

$$k_{400} = 0,6 \cdot 101,4 = 60,6 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{К})$$

Температурный напор в конвективном пучке:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}} \quad (58)$$

$$\Delta t_{\delta} = \mathcal{G}' - t_1 = 1063 - 110 = 953 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}100} = \mathcal{G}'' - t_{\text{н.н.}} = 100 - 70 = 30 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{\text{м}400} = \mathcal{G}'' - t_{\text{н.н.}} = 400 - 70 = 330 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{100} = \frac{953 - 30}{\ln \frac{953}{30}} = 266,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{400} = \frac{330 - 30}{\ln \frac{330}{30}} = 587,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева:

$$Q_{\text{кп}} = \frac{kH\Delta t}{B \cdot 1000} \quad (59)$$

$$Q_{кп100} = \frac{55,4 \cdot 2710 \cdot 266,9}{3,17 \cdot 1000} = 12638,2 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{кп400} = \frac{60,6 \cdot 2710 \cdot 587,4}{3,17 \cdot 1000} = 30436,6 \text{ кДж/кг}$$

Действительную температуру на выходе из котельного пучка I определяем графическим методом как точку пересечения прямых балансового тепла, отданного газами, и количества тепла, воспринятого поверхностью нагрева.

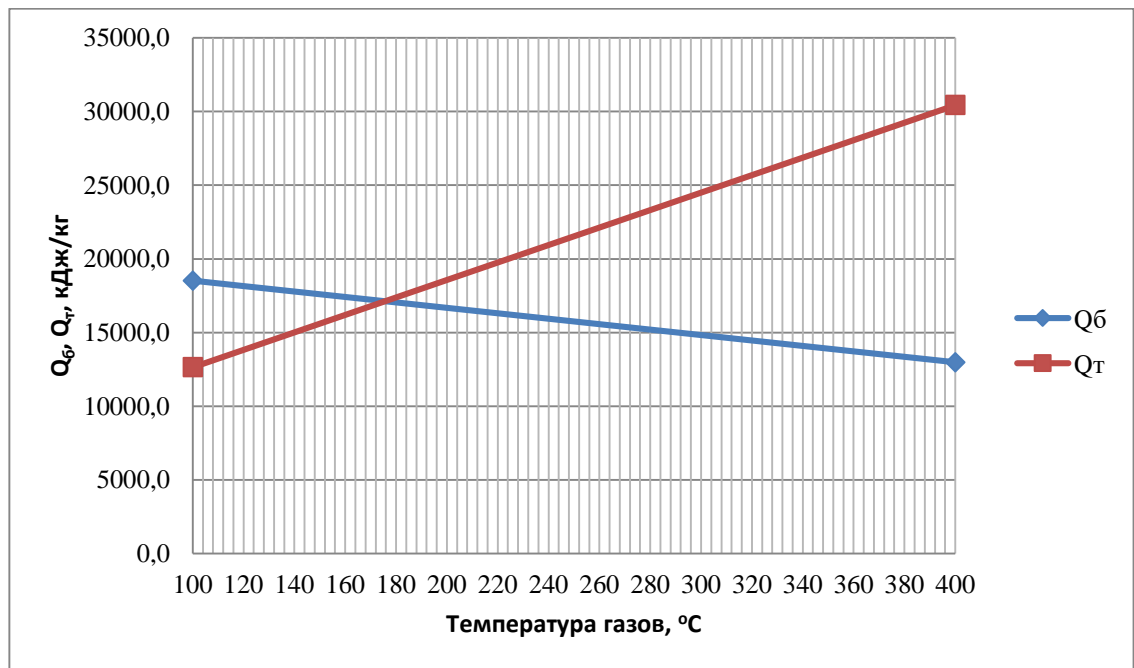


Рисунок 2.1 – Определение температуры на выходе из котельного пучка

$$g''_{кп176} = 176^\circ \text{C}; I''_{кп176} = 3076,6 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{б176} = 0,99 \cdot (20387,8 - 3076,6 + 0,05 \cdot 69,1) = 17089,7 \text{ кДж/кг}$$

Температура на выходе из котельного пучка отличается от ранее принятой не более чем на 10°C, следовательно, расчет считаем окончанным.

### 3 Поверочный расчет котельного агрегата при сжигании угля Березовского месторождения

Аналогично п.2 произведем поверочный расчет котельного агрегата на угле Березовского месторождения.

#### 3.1 Расчет горения топлива и энтальпий продуктов сгорания

Марка топлива: Уголь березовский

Состав топлива на рабочую массу представлен в таблице 3.1.

Низшая теплота сгорания угля:

$$Q_{н}^p = 15,66 \text{ МДж/кг}$$

Таблица 3.1 – Состав топлива

W,%	A,%	S,%	C,%	H,%	N,%	O,%
33	4,7	0,20	44,20	3,10	0,40	14,40

При сжигании угольной пыли коэффициент избытка воздуха принимаем равным  $\alpha_T = 1,2$  [3].

Теоретический объём воздуха:

$$V_B^o = 0,0889 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) + 0,265 \cdot H^p - 0,0333 \cdot O^p, \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$C^p$  – содержание на рабочую массу углерода

$S^p$  – содержание на рабочую массу серы

$H^p$  – содержание на рабочую массу водорода

$O^p$  – содержание на рабочую массу кислорода

$$V_B^o = 0,0889 \cdot (44,2 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3,1 - 0,0333 \cdot 14,4 = 4,28 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Теоретический объём трёхатомных газов:

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

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot (44,2 + 0,375 \cdot 0,2) / 100 = 0,83 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Теоретический объём азота:

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V_B^o + 0,008 \cdot N^p$$

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot 4,28 + 0,008 \cdot 0,4 = 3,38 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

$V_{\text{В}}^o$  – теоретический объём воздуха

$N^P$  – содержание на рабочую массу азота

Теоретический объём водяных паров:

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^o + 1,24G_{\phi}, \quad (60)$$

$W^P$  – содержание на рабочую массу влаги

$G_{\phi}$  – расход пара на распыливание мазута, в данном случае отсутствует.

$$V_{H_2O}^o = 0,111 \cdot 3,1 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,28 = 0,82 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Масса продуктов сгорания, кг/кг:

$$G_2 = 1 - \frac{A_p}{100} + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V^o \quad (61)$$

Концентрация золы в продуктах сгорания, кг/кг,  $a_{\text{yh}}=95\%$ :

$$\mu = \frac{A_p \cdot a_{\text{yh}}}{100 \cdot G_2} \quad (62)$$

Расчет характеристик продуктов сгорания в поверхностях нагрева и энтальпий продуктов сгорания производится аналогично п.2.1. Результаты расчетов приводятся в таблицах 3.2,3.3,3.4.

Таблица 3.2 - Характеристика продуктов сгорания в поверхностях нагрева

Величина	Расчётная формула	Теоретические объёмы	
		Топка	КП
		$V_0^B = 4,28 \text{ м}^3$	$V_{N_2}^o = 3,38 \text{ м}^3$
		$V_{RO_2}^o = 0,83 \text{ м}^3$	$V_{H_2O}^o = 0,82 \text{ м}^3$
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$	1,2	1,225
Среднее значение коэффициента избытка воздуха	$\alpha_{cp} = \frac{\alpha' + \alpha''}{2}$	1,2	1,225
Действительный объём водяных паров	$V_{H_2O} = V_{H_2O}^o + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_{\text{в}}^o$	0,84	0,84

Окончание таблицы 3.2

Полный объём продуктов сгорания	$V_z = V_{RO_2} + V_{N_2} + V_{H_2O}$	5,90	6,01
Доля 3-х атомных газов	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}^0}{V_z}$	0,140	0,137
Доля водяных паров	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}^0}{V_z}$	0,142	0,139
Суммарная доля	$r = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,282	0,277
Масса продуктов сгорания, кг/кг	$G_z = 1 - \frac{A_p}{100} + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V^o$	7,66	7,80
Концентрация золовых частиц	$\mu = \frac{A_p \cdot a_{yh}}{100 \cdot G_z}$	0,0058	0,0057

Таблица 3.3 – Энтальпии теоретических объемов воздуха и продуктов сгорания, кДж/кг

Температура, °С	$V_e^0 = 4,28$ м <sup>3</sup> /кг	$V_{RO_2}^0 = 0,83$ м <sup>3</sup> /кг	$V_{N_2}^0 = 3,38$ м <sup>3</sup> /кг	$V_{H_2O}^0 = 0,82$ м <sup>3</sup> /кг	$H_z^0 =$ $H_{RO_2}^0 +$ $H_{N_2}^0 +$ $H_{H_2O}^0$
	$H_e^0 = V_e^0(C\theta)_e$	$H_{RO_2}^0 = V_{RO_2}^0(C\theta)_{RO_2}$	$H_{N_2}^0 = V_{N_2}^0(C\theta)_{N_2}$	$H_{H_2O}^0 = V_{H_2O}^0(C\theta)_{H_2O}$	
100	569,0	140,4	439,8	124,1	704,4
200	1142,2	296,6	882,9	250,8	1430,3
300	1728,3	463,5	1329,5	381,5	2174,4
400	2323,0	640,3	1786,1	516,3	2942,8
500	2934,7	825,3	2253,0	655,3	3733,6
600	3559,3	1012,9	2726,6	797,5	4537,0
700	4201,0	1211,2	3210,3	946,3	5367,8
800	4838,4	1411,9	3707,6	1101,7	6221,2
900	5497,3	1616,8	4218,4	1257,1	7092,3
1000	6160,4	1825,0	4729,2	1422,4	7976,6
1100	6844,8	2036,5	5243,4	1588,4	8868,4
1200	7529,3	2252,1	5754,2	1757,8	9764,2
1300	8209,5	2466,9	6278,6	1933,8	10679,3
1400	8911,1	2685,9	6819,8	2109,7	11615,4
1500	9612,7	2904,0	7344,1	2293,0	12541,2
1600	10314,3	3122,9	7885,4	2475,6	13483,9
1700	11011,6	3345,2	8423,3	2662,2	14430,7
1800	11713,2	3566,6	8964,5	2852,1	15383,2
1900	12431,9	3788,8	9519,3	3042,1	16350,2

### Окончание таблицы 3.3

2000	13150,7	4014,4	10057,2	3238,6	17310,1
2100	13869,4	4239,9	10612,0	3432,6	18284,5
2200	14588,1	4465,5	11166,8	3629,1	19261,3

Таблица 3.4 – Энтальпии продуктов сгорания в газоходах, кДж/кг

t <sub>г</sub> , °С	H <sub>г</sub> <sup>0</sup>	H <sub>г</sub> <sup>0</sup>	H <sub>зг</sub>	Участки газового тракта и коэффициент избытка воздуха	
				Топка	КП
100	569,0	704,4	3,6	821,8	850,2
200	1142,2	1430,3	7,6	1666,3	1723,4
300	1728,3	2174,4	11,8	2531,9	2618,3
400	2323,0	2942,8	16,1	3423,5	3539,6
500	2934,7	3733,6	20,5	4341,1	4487,8
600	3559,3	4537,0	25,1	5273,9	5451,9
700	4201,0	5367,8	29,6	6237,7	6447,7
800	4838,4	6221,2	34,3	7223,3	7465,2
900	5497,3	7092,3	39,2	8231,0	8505,8
1000	6160,4	7976,6	44,1	9252,7	9560,7
1100	6844,8	8868,4	49,1	10286,4	10628,7
1200	7529,3	9764,2	54,0	11324,0	11700,5
1300	8209,5	10679,3	60,9	12382,1	12792,6
1400	8911,1	11615,4	70,9	13468,5	13914,0
1500	9612,7	12541,2	78,8	14542,5	15023,1
1600	10314,3	13483,9	84,0	15630,8	16146,5
1700	11011,6	14430,7	92,4	16725,4	17276,0
1800	11713,2	15383,2	97,9	17823,8	18409,4
1900	12431,9	16350,2	104,3	18940,9	19562,5
2000	13150,7	17310,1	112,5	20052,8	20710,3
2100	13869,4	18284,5		21058,3	21751,8
2200	14588,1	19261,3		22178,9	22908,3

### 3.2 Расчет теплового баланса котла

Располагаемая теплота топлива:

$$Q_p^p = Q_p^H = 15660 \text{ кДж/кг}$$

Потеря теплоты с уходящими газами:

$$q_2 = \frac{(H_{\text{зг}} - \alpha_{\text{зг}} \cdot H_{\text{зг}}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_p^p}$$

$$q_2 = \frac{(1243,2 - 1,25 \cdot 69,1) \cdot (100 - 1,0)}{15660} = 7,9 \%$$



$$H_{xв}^0 = V_6^0 \cdot 39,6$$

$$H_{xв}^0 = 69,1 \text{ кДж / кг}$$

$$H_{yx} = 1243,2 \text{ кДж / кг}$$

$$t_{yx.z.} = 145^\circ\text{C}$$

Потери от химического недожога:

$$q_3 = 0 \%$$

Потери от механического недожога:

$$q_4 = 1 \%$$

Потери в окружающую среду:

$$q_5 = 0,5 \%$$

Потери с физической теплотой шлаков  $q_6$ :

$$q_6 = \frac{a_{шл} \cdot A^p \cdot (c\mathcal{G})_{шл}}{Q_p^p}, \quad (63)$$

где  $A_p$  – состав золы на рабочую массу, %;

$a_{шл} = 1 - a_{ун}$  – доля золы, идущей в шлак, за вычетом доли золы в уносе;

$(c\mathcal{G})_{шл}$  – энтальпия золы при  $600^\circ\text{C}$ .

$$q_6 = \frac{(1 - 0,95) \cdot 4,7 \cdot 562}{15660} = 0,01\%$$

Коэффициент полезного действия котельного агрегата:

$$\eta_{брутто} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6)$$

$$\eta_{брутто} = 100 - 7,9 - 1 - 0,5 - 0,01 = 90,63 \%$$

Расход топлива  $B$ , кг/с, для водогрейного котла определяем по балансу между полезным тепловыделением при горении топлива и тепловосприятием рабочей среды:

$$B \cdot Q_p^p \cdot \eta_k = G \cdot (h_1 - h_2),$$

где  $G$  – расход теплоносителя на котел, для котельного агрегата КВГМ-100 в соответствии с режимными характеристиками расход воды равен 1235 т/ч или 343,06 кг/с;

$h_1, h_2$  – энтальпия воды на выходе из котла и на входе в него.

Таким образом расход угольной пыли равен:

$$B = \frac{343,06 \cdot (632,5 - 295)}{15660 \cdot 0,9063} = 8,16 \text{ кг/с}$$

Сгоревшее топливо называют расчетным расходом топлива  $B^p$ , его количество будет меньше, чем полный расход топлива на котел  $B$ , если есть механический недожог:

$$B^p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4) \quad (64)$$

$$B^p = 8,16 \cdot (1 - 0,01 \cdot 1) = 8,08 \text{ кг/с}$$

Коэффициент сохранения теплоты определяется по формуле в зависимости от потерь тепла с наружным охлаждением и КПД брутто:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta_{бр.} + q_5}$$

$$\varphi = 1 - \frac{0,5}{90,63 + 0,5} = 0,995$$

### 3.3 Расчет топочной камеры

Задаёмся температурой уходящих газов на выходе из топки:

$$v_{т''} = 1030 \text{ °C}$$

Для принятой температуры определяем энтальпию продуктов сгорания:

$$H_{т''} = 9562,8 \text{ кДж/кг}$$

Подсчитываем полезное тепловыделение в топке:

$$Q_T = Q_p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_e$$

$$Q_T = 15660 \cdot \frac{100 - 1 - 0,01}{100 - 1} + 1,2 \cdot 69,1 = 15741,5 \text{ кДж/кг}$$

Отсюда адиабатная температура горения  $v_a = 1610,1 \text{ °C}$

Определяем коэффициент тепловой эффективности экранов:

$$\psi_{cp} = 0,637$$

Определяем эффективную толщину излучающего слоя:

$$S = 3,6 \cdot \frac{V_T}{F_{cm}} = 3,6 \cdot \frac{388}{331,4} = 4,21 \text{ м}$$

Определяем коэффициент ослабления лучей:

$$k = k_{\Gamma} \cdot r_{\Pi} + k_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} + k_{\text{кокс}} \cdot \mu_{\text{кокс}}, \quad (65)$$

$$k_{\Gamma} = \left( \frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - \frac{0,37 \cdot T_1''}{1000} \right)$$

$k_{\Gamma}$  - коэффициент поглощения лучей трехатомными газами:

$$r_{H_2O} = 0,142; r_n = 0,282$$

$$k_{\Gamma} \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,142}{\sqrt{0,282 \cdot 4,21}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - \frac{0,37 \cdot 1303}{1000} \right) \cdot 0,282 = 1,202 \text{ (м*МПа)}^{-1}$$

Коэффициент поглощения лучей золовыми частицами:

$$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 \cdot A_{\text{зл}}}{\sqrt[3]{(T_T'')^2}} \cdot \frac{\mu_{\text{зл}}}{1 + 1,2 \mu_{\text{зл}} S} \quad (66)$$

$$k_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} = \frac{10^4 \cdot 0,8}{\sqrt[3]{(1303)^2}} \cdot \frac{0,0058}{1 + 1,2 \cdot 0,0058 \cdot 4,21} = 0,38 \text{ (м*МПа)}^{-1}$$

$k_{\text{кокс}} \cdot \mu_{\text{кокс}} = 0,2$  - коэффициент ослабления лучей коксовыми частицами.

$$k = 1,202 + 0,38 + 0,2 = 1,78 \text{ (м*МПа)}^{-1}$$

Определяем критерий Бугера:

$$Bu = kps = 1,78 \cdot 0,1 \cdot 4,21 = 0,75$$

Подсчитываем эффективное значение критерия Бугера:

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

$$Bu = 1,6 \ln \left( \frac{1,4 \cdot 0,75^2 + 0,75 + 2}{1,4 \cdot 0,75^2 - 0,75 + 2} \right) = 0,883$$

Определяем параметр  $M$ , учитывающий влияние на интенсивность теплообмена относительного расположения горелок:

$$M = M_o \cdot (1 - 0,4x_z) \sqrt[3]{r_v},$$

$$r_v = \frac{V_z}{V_{RO2} + V_{N2}^o} = \frac{5,9}{0,83 + 3,38} = 1,4$$

$$M = 0,46 \cdot (1 - 0,4 \cdot 0,16) \sqrt[3]{1,4} = 0,48$$

Средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания:

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_T - I_T''}{T_A - T_T''}$$

$$V_{c_{cp}} = \frac{15741,5 - 9562,8}{1610,1 - 1030} = 10,65 \text{ кДж/кг} \cdot \text{K}$$

Действительная температура на выходе из топки:

$$\theta_T'' = \frac{T_A}{M \cdot V_{c_{cp}}^{0,3} \left( \frac{5,67 \cdot \psi \cdot F_{CT} \cdot T_A^3}{10^{11} \cdot \varphi \cdot B_p \cdot V_{c_{cp}}} \right)^{0,6} + 1} - 273$$

$$\theta_T'' = \frac{1883,1}{0,48 \cdot 0,883^{0,3} \left( \frac{5,67 \cdot 0,637 \cdot 331,4 \cdot 1883,1^3}{10^{11} \cdot 0,99 \cdot 8,08 \cdot 10,65} \right)^{0,6} + 1} - 273 = 1029^\circ \text{C}$$

Разница между ранее принятой и действительной температурой на выходе из топки составляет не более  $1^\circ \text{C}$ , расчет считаем окончанным.

Удельное тепловосприятие топки, кДж/кг

$$Q_l = \varphi(Q_m - H_m'') = 0,995 \cdot (15741,5 - 9562,8) = 6144,8 \text{ кДж/кг}$$

Среднее тепловое напряжение поверхности нагрева топки, кВт/м<sup>2</sup>

$$q_l = \frac{B_p Q_l}{F_{cm}} = \frac{8,08 \cdot 6144,8}{331,4} = 149,7 \text{ кВт/м}^2$$

### 3.4 Расчет фестона

Тепловой расчёт фестона выполняется аналогично п.2.4.

Определяем температуру и энтальпию газов на входе в фестон (принимаются равными выходной температуре и энтальпии топки):

$$g_\phi' = g_T'' = 1030^\circ \text{C};$$

$$H_{\phi}' = H_{\tau}'' = 9562,8 \text{ кДж/кг.}$$

Температура на выходе из фестона:

$$g_{\phi}'' = g_{\phi}' - \Delta g,$$

где  $\Delta v$ -охлаждение газов, примем  $\Delta v = 53^{\circ}\text{C}$ .

$$g_{\phi}'' = g_{\phi}' - \Delta g = 1030 - 53 = 977^{\circ}\text{C}$$

Тогда энтальпия газов на выходе из фестона:

$$H_{\phi}'' = 9017,7 \text{ кДж/кг.}$$

Теплота, отданная газами:

$$Q_{\phi} = \varphi \cdot (H_{\phi}' - H_{\phi}''),$$

где  $H_{\phi}'$ ,  $H_{\phi}''$  – энтальпия газов на входе и на выходе из фестона, кДж/кг

$$Q_{\phi} = 0,995 \cdot (9562,8 - 9017,7) = 542,1 \text{ кДж/кг}$$

Уравнение теплообмена:

$$Q_m = \frac{k \cdot H \cdot \Delta t}{B \cdot 10^3},$$

где  $H$  – расчетная теплообменная поверхность,  $H = 62,4 \text{ м}^2$ ;

$k$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ :

$$k = \psi \cdot \alpha_1,$$

где  $\psi$  – коэффициент тепловой эффективности.

Расчетная скорость дымовых газов:

$$\omega_g = \frac{B \cdot V_g \cdot (273 + \bar{g})}{273 \cdot f},$$

где  $V_g$  – полный объём газов,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;  $V_g = 5,9 \text{ м}^3/\text{кг}$ ;

$\bar{g}$  – средняя температура газов в поверхности,  $^{\circ}\text{C}$ :

$$\bar{g} = \frac{g' + g''}{2}$$

$$\bar{g} = \frac{g' + g''}{2} = \frac{1030 + 977}{2} = 1003,5^{\circ}\text{C}$$

Тогда

$$\omega_g = \frac{8,08 \cdot 5,9 \cdot (273 + 1003,5)}{273 \cdot 19,33} = 11,53 \text{ м/с}$$

$\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от газа к стенке,  $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$ :

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_l),$$

где  $\xi=1$  - коэффициент использования поверхности;

$\alpha_k$  - коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов к поверхности,  
Вт/м<sup>2</sup>·К:

$$\alpha_k = \alpha_n \cdot C_z \cdot C_s \cdot C_\phi.$$

С помощью номограммы [4]:

$$\alpha_k = 86 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 86 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$\alpha_l$  - коэффициент теплоотдачи излучением продуктов сгорания.

Эффективная толщина излучающего слоя:

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left( \frac{4S_1 \cdot S_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right),$$

$$S = 0,9 \cdot 0,06 \cdot \left( \frac{4 \cdot 0,22 \cdot 0,256}{\pi \cdot 0,06^2} - 1 \right) = 1,022 \text{ м}$$

Коэффициент ослабления лучей 3-х атомными газами:

$$k_2 \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n} \cdot S} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{cp}}{1000} \right) \cdot r_n$$

$$k_2 \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,142}{\sqrt{0,282} \cdot 1,022} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{1003,5 + 273}{1000} \right) \cdot 0,282 = 2,64 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

Оптическая толщина:

$$kps = (k_2 r_n + k_{3л} \mu_{3л}) pS,$$

где  $k_{3л} \mu_{3л}$  - коэффициент ослабления золовыми частицами, для бурого угля

$$k_{3л} \mu_{3л} = 0,1$$

$$kps = (2,64 + 0,1) \cdot 0,1 \cdot 1,022 = 0,28$$

Степень черноты дымовых газов:

$$a = 1 - e^{-kps}$$

$$a = 1 - e^{-0,27} = 0,24$$

Температура загрязненной стенки:

$$t_3 = t_{cp} + \Delta t,$$

Для фестона при сжигании твердого топлива  $\Delta t = 60^\circ \text{C}$

$$t_3 = 150 + 60 = 210^\circ \text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи излучением [4]:

$$\alpha_n = \alpha_n \cdot a \cdot c_2$$

$$\alpha_n = 175 \cdot 0,24 = 41,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Таким образом

$$\alpha_1 = 1 \cdot (86 + 41,1) = 127,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коэффициент теплопередачи

$$k = 0,65 \cdot 127,1 = 82,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Температурный напор, °С:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\phi} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln \frac{\Delta t_{\phi}}{\Delta t_{\text{м}}}}$$

$$\Delta t_{\phi} = g'_{\phi} - t_1 = 1030 - 150 = 880 \text{ °С};$$

$$\Delta t_{\text{м}} = g''_{\phi} - t_1 = 977 - 150 = 827 \text{ °С};$$

$$\Delta t = \frac{880 - 827}{\ln \frac{880}{827}} = 853,2 \text{ °С}$$

Количество тепла, воспринятое поверхностью нагрева:

$$Q_m = \frac{82,6 \cdot 62,4 \cdot 853,2}{8,08 \cdot 10^3} = 544,8 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Определяем ошибку:

$$\Delta Q = \frac{|542,1 - 544,8|}{1414,3} \cdot 100\% = 0,5 \%$$

Так как  $\Delta Q$  не превышает 5%, то расчёт фестона можно считать окончанным.

### 3.5 Расчет конвективного пучка

Предварительно принимаем 2 значения температуры продуктов сгорания за котельным пучком для дальнейшего уточнения графическим методом. Температура на выходе из фестона принимается равной температуре на входе в котельный пучок.

Температура на выходе из котельного пучка принимается с учетом рекомендаций по температуре уходящих газов.

$$g_{\text{VHT}} = 150 \text{ °С}$$

$$g'_{\text{КП}} = g''_{\text{м}} = 977 \text{ °С}$$

$$g''_{\text{КП}} = 100 \text{ °С}$$

$$g''_{KIII} = 400^\circ C$$

$$I''_{KIT100} = 850,2 \text{ кДж/кг}$$

$$I''_{KIT400} = 3539,6 \text{ кДж/кг}$$

Балансовое тепло, отданное дымовыми газами поверхности нагрева:

$$Q_{\bar{o}} = \varphi \cdot (I' - I'' + \Delta\alpha \cdot I'_{x,\bar{o}})$$

$$Q_{\bar{o}100} = 0,99 \cdot (9017,7 - 850,2 + 0,05 \cdot 69,1) = 8126,1 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{\bar{o}400} = 0,99 \cdot (9017,7 - 3539,6 + 0,05 \cdot 69,1) = 5451,5 \text{ кДж/кг}$$

Средняя температура дымовых газов определяется по формуле:

$$g_{cp} = \frac{g' + g''}{2}$$

$$g_{cp100} = \frac{977 + 100}{2} = 565^\circ C$$

$$g_{cp400} = \frac{977 + 400}{2} = 715^\circ C$$

Скорость продуктов сгорания определяется в зависимости от средней температуры дымовых газов по формуле:

$$\omega_2 = \frac{B \cdot V_2 \cdot (g^{cp} + 273)}{F_{ж.с.} \cdot 273}$$

$$\omega_{2100} = \frac{8,08 \cdot 6,01 \cdot (565 + 273)}{14,448 \cdot 273} = 10,31 \text{ м/с}$$

$$\omega_{2400} = \frac{8,08 \cdot 16,01 \cdot (715 + 273)}{14,448 \cdot 273} = 12,16 \text{ м/с}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от дымовых газов к поверхности нагрева определяется по формуле [4]:

$$\alpha_{к100} = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_\phi = 91 \cdot 1,1 = 100,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$\alpha_{к400} = \alpha_n \cdot c_s \cdot c_z \cdot c_\phi = 105 \cdot 1,1 = 115,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Эффективная толщина излучающего слоя в зависимости от диаметра и шага труб:

$$S = 0,9 \cdot d \cdot \left( \frac{4S_1 \cdot S_2}{\pi \cdot d^2} - 1 \right)$$



$$S = 0,9 \cdot 0,028 \cdot \left( \frac{4 \cdot 0,064 \cdot 0,04}{\pi \cdot 0,028^2} - 1 \right) = 0,08 \text{ м}$$

Коэффициент ослабления лучей 3-х атомными газами:

$$k_z \cdot r_n = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_n \cdot S}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{T_{cp}}{1000} \right) \cdot r_n$$

$$k_z \cdot r_n^{100} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,139}{\sqrt{0,08 \cdot 0,277}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{565 + 273}{1000} \right) \cdot 0,277 = 12,71 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

$$k_z \cdot r_n^{400} = \left( \frac{7,8 + 16 \cdot 0,139}{\sqrt{0,08 \cdot 0,277}} - 1 \right) \cdot \left( 1 - 0,37 \cdot \frac{715 + 273}{1000} \right) \cdot 0,277 = 11,69 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

Оптическая толщина излучающего слоя в конвективном пучке котельного агрегата:

$$k \cdot p \cdot s = (k_z r_n + k_{3л} \mu_{3л}) p s$$

$$(k \cdot p \cdot s)_{100} = 12,71 \cdot 0,1 \cdot 0,08 = 0,101$$

$$(k \cdot p \cdot s)_{400} = 11,69 \cdot 0,1 \cdot 0,08 = 0,093$$

Степень черноты дымовых газов определяется по формуле:

$$a = 1 - e^{-kps}$$

$$a_{100} = 1 - e^{-0,101} = 0,1$$

$$a_{400} = 1 - e^{-0,093} = 0,09$$

Температура загрязненной стенки при сжигании твердого топлива:

$$t_3 = t_{cp} + \Delta t = 110 + 60 = 170^\circ \text{C}$$

Коэффициент теплоотдачи излучением от дымовых газов к поверхности нагрева определяется по формуле [4]:

$$\alpha_l = \alpha_n \cdot a$$

$$\alpha_{л100} = 64 \cdot 0,09 = 6,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_{л400} = 82 \cdot 0,08 = 7,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коэффициент использования конвективного пучка принимается равным  $\zeta=1$ .

Суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности нагрева:

$$\alpha_1 = \xi \cdot (\alpha_k + \alpha_n)$$

$$\alpha_1^{100} = 1 \cdot (100,1 + 6,1) = 106,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_1^{400} = 1 \cdot (115,5 + 7,2) = 122,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева  $\psi = 0,65$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \psi \alpha_1$$

$$k_{100} = 0,65 \cdot 106,2 = 69 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$k_{400} = 0,65 \cdot 122,7 = 79,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Количество теплоты, воспринятое поверхностью нагрева:

$$Q_{кп} = \frac{kH\Delta t}{B \cdot 1000}$$

$$Q_{кп100} = \frac{69 \cdot 2710 \cdot 260}{8,08 \cdot 1000} = 6023,7 \text{ кДж}/\text{кг}$$

$$Q_{кп400} = \frac{79,8 \cdot 2710 \cdot 575,5}{8,08 \cdot 1000} = 15405,9 \text{ кДж}/\text{кг}$$

Действительную температуру на выходе из котельного пучка определяем графическим методом как точку пересечения прямых балансового тепла, отданного газами, и количества тепла, воспринятого поверхностью нагрева.

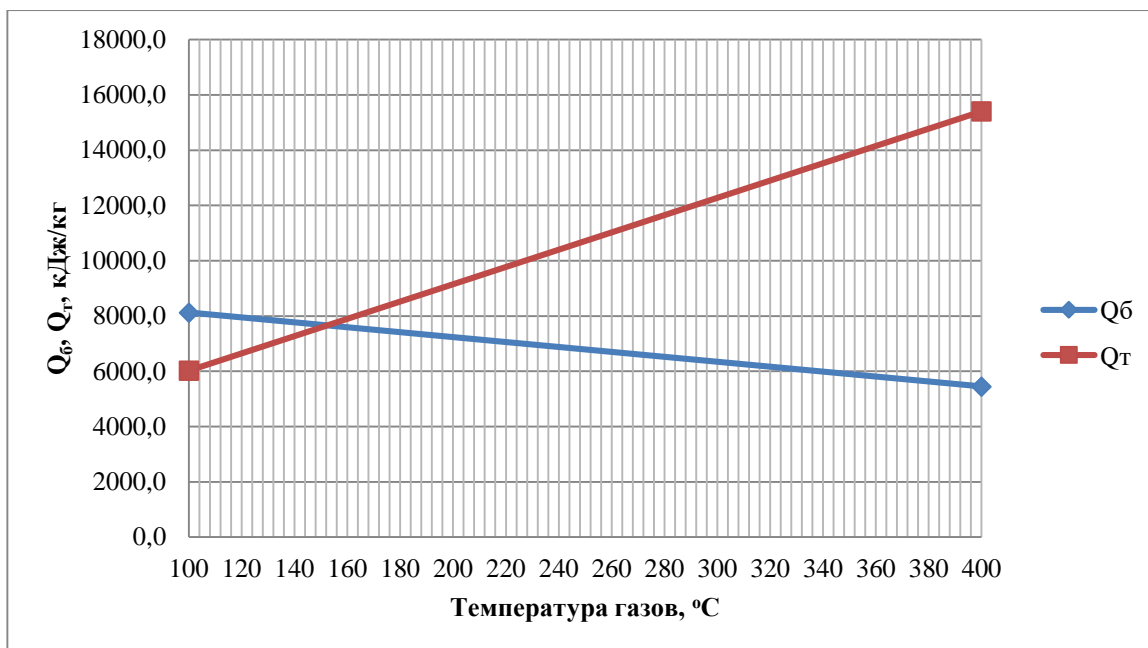


Рисунок 3.1 – Определение температуры на выходе из котельного пучка

$$g''_{КП} = 152^{\circ} \text{C}; I''_{КП152} = 1304,2 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{6176} = 0,99 \cdot (9017,7 - 1304,2 + 0,05 \cdot 69,1) = 7674,6 \text{ кДж/кг}$$

Температура на выходе из котельного пучка отличается от ранее принятой не более чем на 10°C, следовательно, расчет считаем окончанным.

### 3.6 Сравнение результатов расчета на мазуте и угольной пыли

В результате расчета было получено, что котельный агрегат может работать на угольной пыли (Березовский уголь Б2) без реконструкции поверхностей нагрева. На угольной пыли коэффициент полезного действия котельного агрегата составит 90,63, на мазуте – 91,05%. Расход топлива при работе на мазуте составит 3,17 кг/с, на угольной пыли – 8,08 кг/с.

При этом температура на выходе из котельного агрегата при работе на угольной пыли будет меньше (таблица 3.5), также меньше температура в конвективном пучке и теплонапряженность поверхностей нагрева.

Таблица 3.5 – Сравнение результатов расчета при работе котла на мазуте и угольной пыли

Характеристики	Мазут	Угольная пыль
Теоретический расход воздуха $V_o$ , м <sup>3</sup> /кг	10,46	4,28
Коэффициент избытка воздуха $\alpha$	1,1	1,2
Температура газов на выходе из котла $\nu_{ух}$ , °С	178	145
Коэффициент полезного действия брутто $\eta$ , %	91,05	90,63
Расход топлива $B$ , кг/с	3,17	8,08
Температура газов на выходе из топки $\nu_t$ , °С	1130	1030
Адиабатная температура горения $\nu_a$ , °С	1944	1610

## 4 Мероприятия по реконструкции котельного агрегата

### 4.1 Проверка возможности работы тягодутьевого оборудования при переходе на новое топливо

В общем случае объемный расчетный расход воздуха на котельный агрегат определяется по выражению:

$$V_g = B_p \cdot V^o \cdot \alpha_m \cdot (273 + \vartheta_g) / 273,$$

где  $B_p$  – расход топлива, кг/с;

$\alpha_m$  – коэффициент избытка воздуха в топочной камере;

$V^o$  – теоретический расход воздуха, м<sup>3</sup>/кг;

$\vartheta_g$  – температура воздуха

Определим расчетный расход воздуха при сжигании мазута:

$$V_g = 3,17 \cdot 10,46 \cdot 1,1 \cdot (273 + 5) / 273 = 37,14 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Расчетный расход воздуха при сжигании угольной пыли:

$$V_g = 8,08 \cdot 4,28 \cdot 1,2 \cdot (273 + 5) / 273 = 42,26 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Производительность вентиляторов в результате реконструкции котельного агрегата изменяется несущественно: до реконструкции она составляла 133704 м<sup>3</sup>/ч, после реконструкции – 152136 м<sup>3</sup>/ч. Как видно по рисунку 4.1, расчетная производительность вентилятора лежит в допустимом диапазоне рабочей области вентилятора. Таким образом, можно заключить о достаточности двух дутьевых вентиляторов ВД-15,5 для работы после реконструкции котельного агрегата.

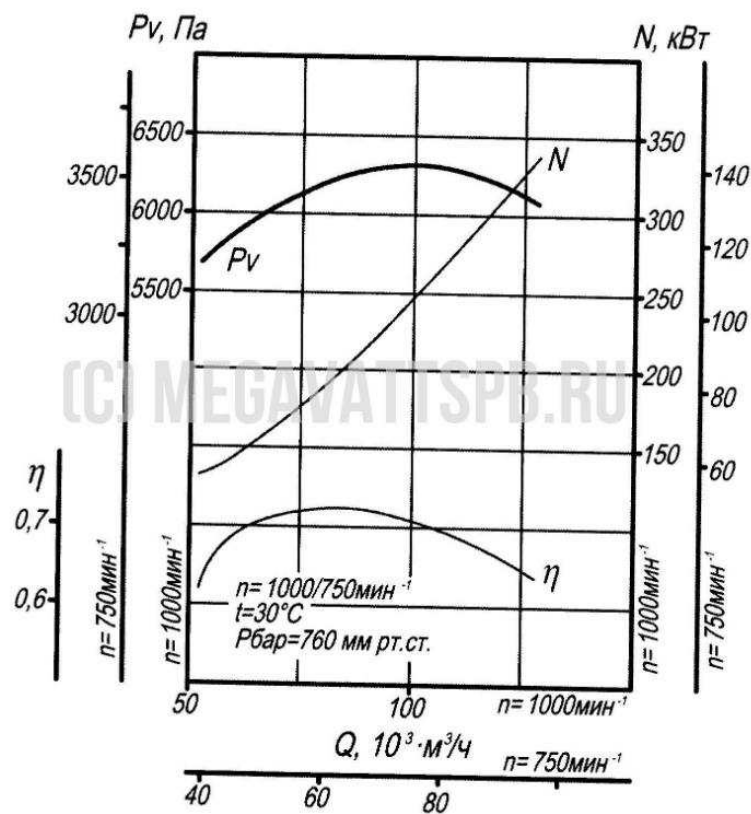


Рисунок 4.1 – Аэродинамические характеристики вентилятора ВД-15,5

Расчетный расход дымовых газов после котлоагрегата определяется по формуле:

$$V_{д.г.} = B_p \cdot V_2 \cdot (273 + \vartheta_2) / 273$$

Расчетный расход дымовых газов при сжигании мазута:

$$V_{д.г.} = 3,17 \cdot 11,29 \cdot (273 + 178) / 273 = 59,12 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Расчетный расход дымовых газов при сжигании угольной пыли:

$$V_{д.г.} = 8,08 \cdot 5,03 \cdot (273 + 145) / 273 = 62,23 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Производительность дымососов в результате реконструкции котельного агрегата изменяется несущественно: до реконструкции она составляла 212848 м<sup>3</sup>/ч, после реконструкции - 224025 м<sup>3</sup>/ч. Как видно по рисунку 4.2, дымосос сможет работать без существенного изменения коэффициента полезного действия.

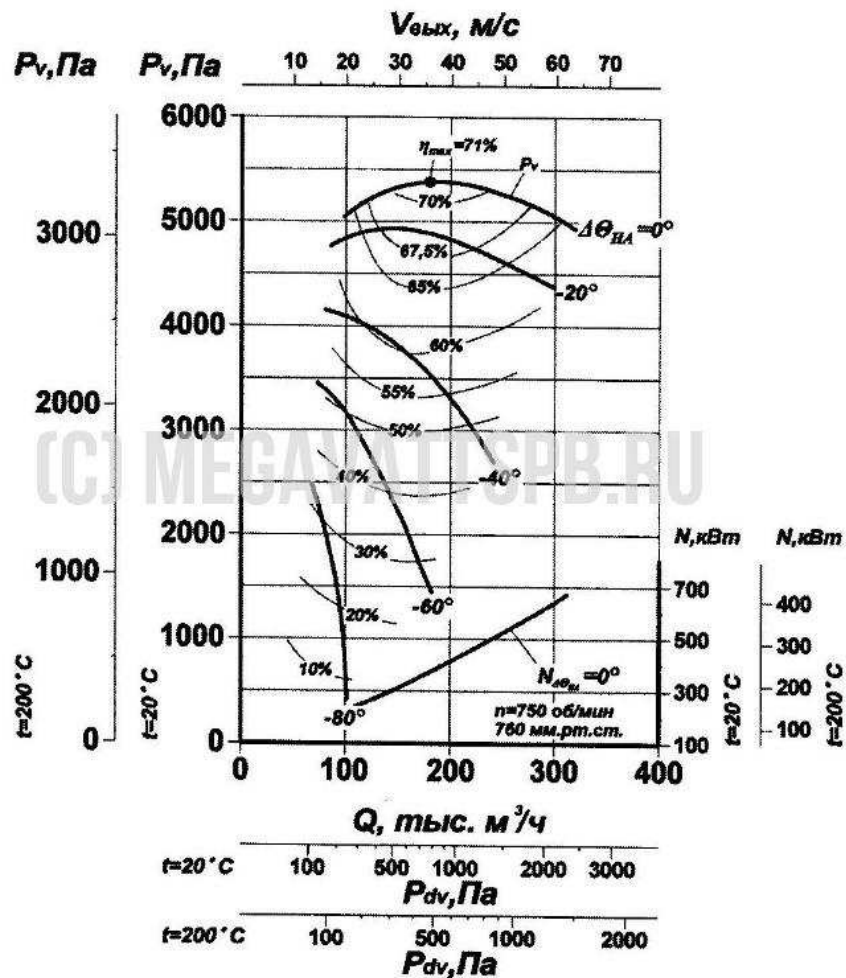


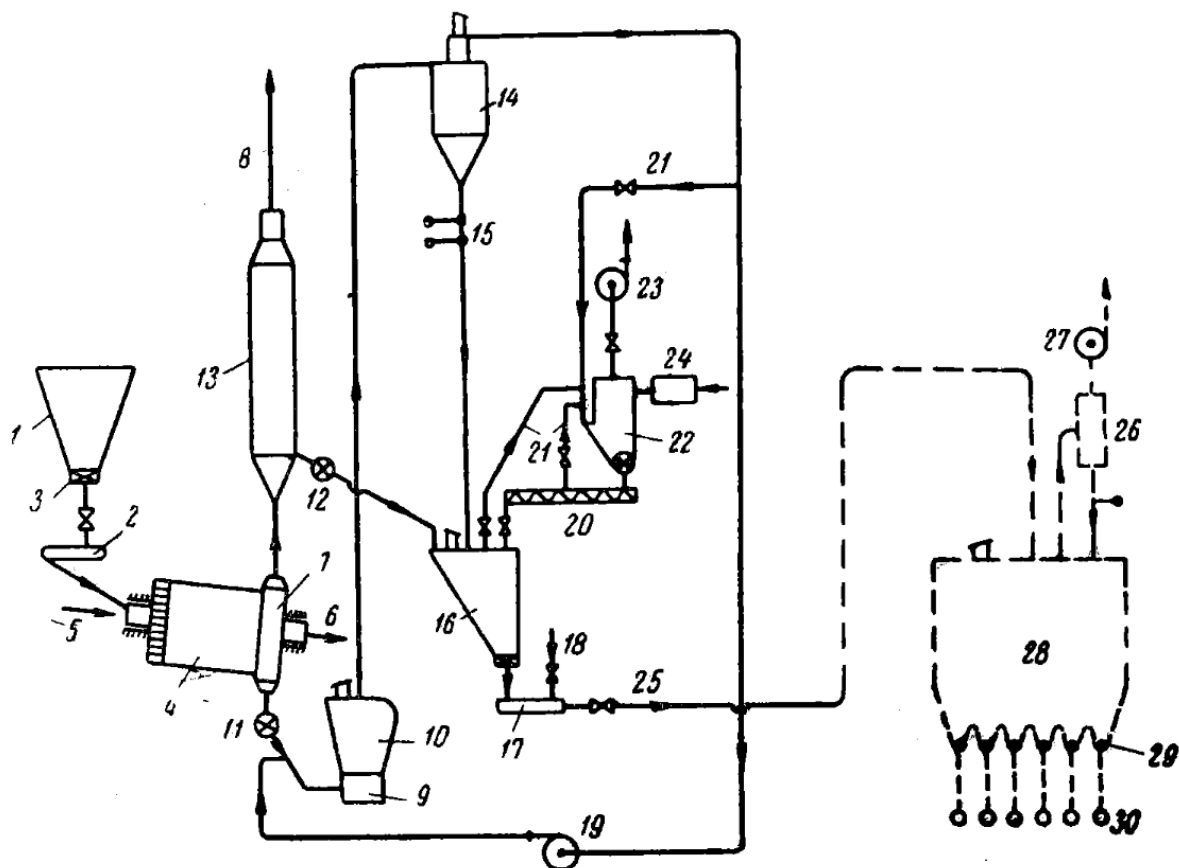
Рисунок 4.2 – Аэродинамические характеристики дымососа ДН 18х2

Таким образом, замена тягодутьевого оборудования в результате реконструкции котельного агрегата не требуется.

#### 4.2 Описание системы пылеприготовления. Подбор горелочных устройств.

На ГРЭС имеется централизованная система пылеприготовления, которая обеспечивает нужды всех котельных агрегатов. Производительность системы приготовления позволяет обеспечить топливом котельный агрегат КВГМ-100, поэтому сооружение индивидуальной системы пылеприготовления не требуется. Принципиальная схема централизованной системы пылеприготовления представлена на рисунке 4.3.

Для предварительной сушки топлива до поступления его в мельницу обычно используют паровые вращающиеся с малой частотой вращения (5-10 об/мин) барабанные сушилки, питаемые паром из отбора турбин.



1 – бункер дробленого топлива; 2 – питатель; 3 – отсекающий шибер; 4 – сушилка; 5 – подвод пара к сушилке; 6 – отвод конденсата; 7 – разгрузочная камера; 8 – к отсосному вентилятору; 9 – мельница; 10 - сепаратор; 11 и 12 – шлюзовые затворы; 13 – электрофильтр; 14 – циклон; 15 – клапаны-мигалки; 16 – бункер пыли; 17 – винтовой пневматический насос; 18 – подача сжатого воздуха; 19 – мельничный вентилятор; 20 – шнек; 21 – отсос водяных паров; 22 – рукавный фильтр; 23 – вентилятор; 24 – калорифер; 25 – подача пыли; 26 – фильтр (пылеотделитель); 27 – вентилятор; 28 – пылевой бункер парогенераторов; 29 – питатели пыли; 30 – пылепроводы к горелкам

Рисунок 4.3 – Принципиальная схема централизованной системы пылеприготовления

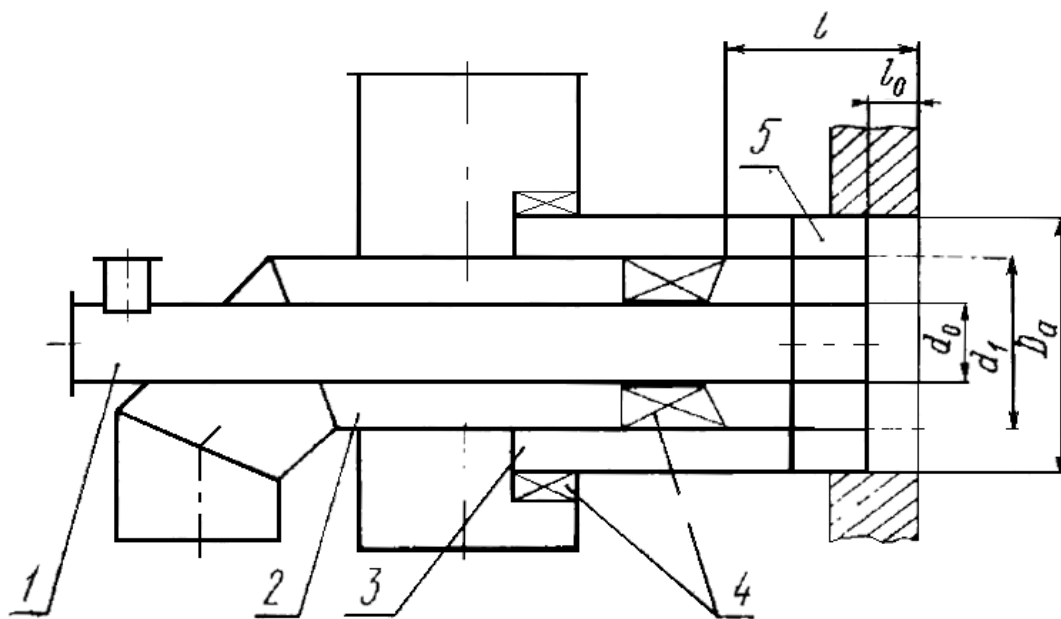
После подсушки в сушилке 4 топливо поступает в мельницу 9. Из мельницы аэрозоль поступает в циклон 14, где осажается готовая пыль. Обеспыленный воздух отсасывают вентилятором 19 при постоянной температуре  $\sim 70^{\circ}\text{C}$ . Пыль ссыпается в бункер 16, откуда сжатым воздухом через



винтовой пневматический насос 17 транспортируется по пылепроводам в бункера парогенераторов в главном здании. Далее из пылевых бункеров 28 пыль распределяется по горелкам.

Образовавшиеся в процессе сушки топлива водяные пары с небольшим количеством воздуха и топливной пыли отсасываются вентилятором (на схеме не показан) из разгрузочной камеры 7 сушилки через электрофильтр 13 по линии 8 и сбрасываются в атмосферу. Уловленная электрофильтром пыль поступает в бункер 16. Разрежение в пыле- системе поддерживает вентилятор 23, который выбрасывает в атмосферу водяные пары, предварительно обеспыленные в фильтре 22. Для улучшения работы фильтра служит калорифер 24, благодаря которому пары, отсасываемые из бункера 16, циклона 14 и шнека 20, подсушиваются. Это облегчает отделение водяных паров от пыли и ее возврат в бункер 16.

Вместо газомазутных горелок принимаются к установке пылеугольные горелки УГГЛ тепловой мощностью 35 МВт в количестве 3 шт. Конструктивные данные унифицированных горелок принимаются в соответствии с [15].



1 – канал центрального воздуха; 2 – канал пылевоздушной смеси; 3 – канал вторичного воздуха; 4 – лопаточные завихрители; 5 – жаростойкий насадок

Рисунок 4.4 – Конструкция пылеугольных горелок

### 4.3 Система газоочистки

При сжигании угольной пыли золовые частицы вызывают абразивный износ газоотводящего тракта котлоагрегата, а также выход из строя тягодутьевого оборудования, поэтому при сжигании угольной пыли организуются системы газоочистки.

Уходящие газы от котельного агрегата по газоходу подается на установку газоочистки, которая включает в себя следующее оборудование:

- рукавной фильтр с системой импульсной очистки - 1 комплект;
- главный центробежный дымосос с электродвигателем -1шт;
- заслонка с электроприводом диаметром 2300мм к дымососу -2шт;
- цепной конвейер с приводом  $l=19,5\text{м}$  -1шт;
- цепной конвейерный подъемник к бункеру  $l=26,35\text{м}$  -1шт;
- устройство для предотвращения уплотнения золовых частиц (аэратор) -1шт;
- клапан 1300x1300 мм -1 шт;
- винтовой транспортер с приводом  $l=2340$  мм -1шт;
- датчик уровня пыли-1шт;
- затвор разгрузочного люка 315x315 мм -1 шт;
- ротационный питатель-1шт;
- аварийный клапан 1200x1200x400 -1шт;
- вращающийся клапан 30x315 -1шт;
- клапан 1300x300 мм -1 шт;
- компенсационная вставка диаметром 2300мм к дымососу -1шт;
- компенсационная вставка диаметром 2100мм -1шт;
- система замера выброса -1 комплект.

Таблица 4.1 – Технические характеристики газоочистки

Наименование показателей	Показатель
Количество газа в рабочем состоянии, $\text{м}^3/\text{ч}$	225000
Рекомендуемая температура газа, $^{\circ}\text{C}$	150
Максимальная температура газа, $^{\circ}\text{C}$	170

#### Окончание таблицы 4.1

Начальная запыленность газа на входе в фильтр, г/м <sup>3</sup>	7,3
Остаточная запыленность газа на выходе из фильтра, мг/м <sup>3</sup>	<20

Дымовые газы проходят две ступени очистки. Более крупные и тяжелые фракции под действием силы тяжести и центробежной силы отделяются при прохождении через циклон, а оставшиеся частицы пыли отделяются рукавным фильтром.

Очищенный газ дымососом направляется в вытяжную трубу Ø2700 мм, Н = 60 м. Частицы, уловленные в циклоне и рукавном фильтре, собираются в сборных бункерах и транспортируется с помощью системы цепных конвейеров, приводимых в движение редукторными двигателями, в бункер уловленной пыли. Из бункера пыль выгружается в цементовозы и вывозится.

Для периодической очистки от пылевых отложений на газоходах установлены герметичные люки. Газоочистное оборудование размещено в отапливаемом и вентилируемом помещении. Для ремонта и обслуживания оборудования предусмотрено:

- установка грузоподъемных механизмов;
- устройство металлических площадок.

Для увеличения срока службы рукавного фильтра предусмотрено:

- предварительная очистка пылегазовой смеси от крупных фракций в циклоне;
- устройство аварийных клапанов, обеспечивающих понижение температуры потока, поступающего в фильтр ниже 130 °С, за счет подмешивания наружного воздуха.

Технологический процесс очистки газов полностью механизирован и автоматизирован. Включение секций фильтров на фильтрацию, переключение их на регенерацию осуществляется автоматически по заданной программе без вмешательства обслуживающего персонала.

Технические решения позволяют:

- обеспечить высокую степень обеспыливания газов за счет совместного применения аппаратов грубой и тонкой очистки - циклона и рукавных фильтров;

- поддержать высокую степень автоматизации и механизации производственных процессов, исключив тяжелый непроизводительный ручной труд.

Основными вредными факторами при эксплуатации газоочистки, отрицательно влияющими на здоровье персонала, являются пылегазовые выделения, а также наличие грузоподъемных механизмов, опасного напряжения в электрической цепи и движущиеся части механического оборудования.

Предусмотрены следующие мероприятия для безопасных условий труда:

- заземление электрооборудования;

- вся пусковая арматура открытого исполнения устанавливается в металлических шкафах или на щитах в специальных помещениях, доступ в которые имеет только квалифицированный персонал;

- автоматизация контроля технологического процесса;

- вращающиеся и подвижные части механизмов ограждены и закрыты кожухами.

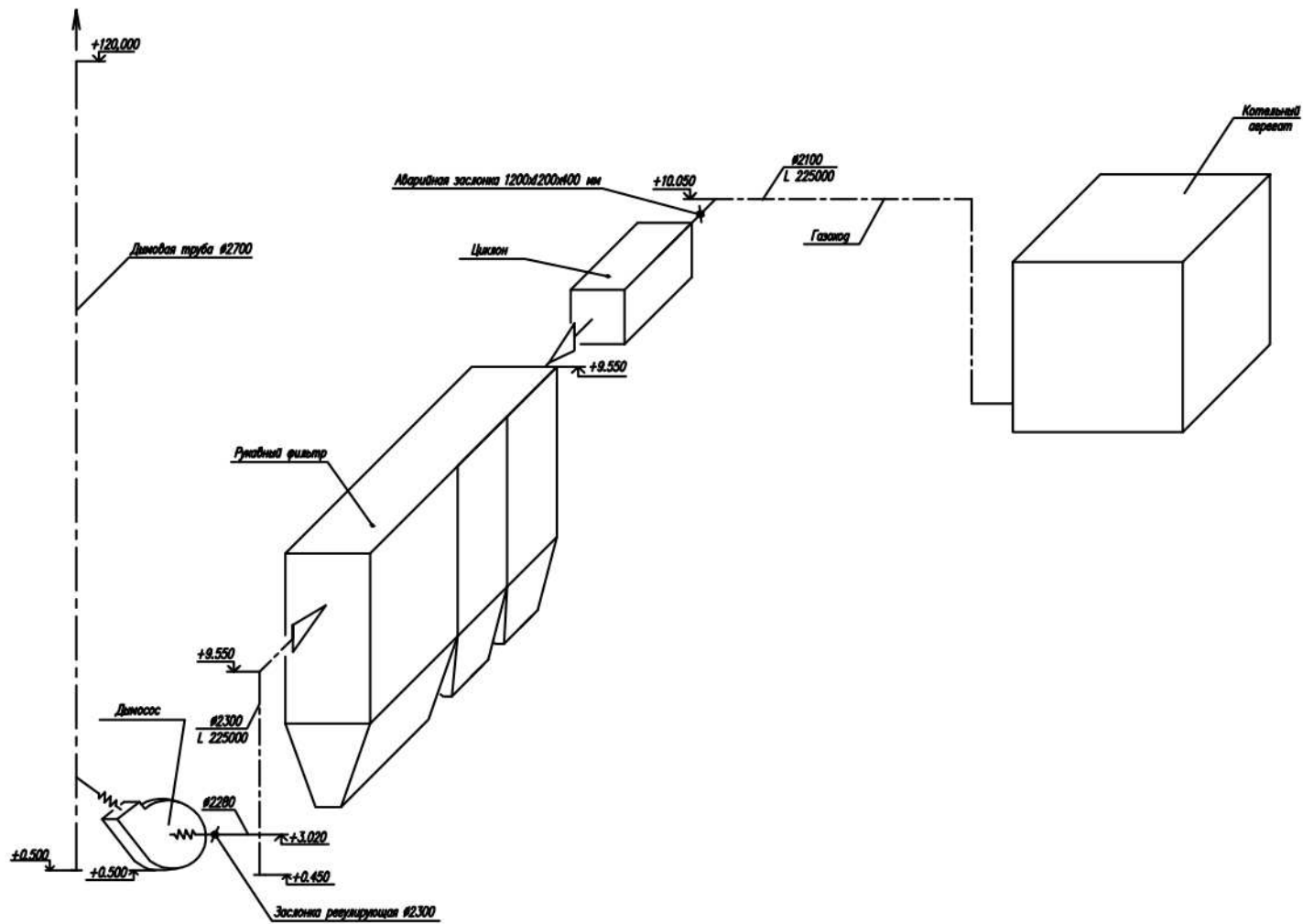


Рисунок 4.5 – Принципиальная схема системы газоочистки

## 5 Экологическая оценка реконструкции

При работе котельного агрегата с дымовыми газами в атмосферу поступают различные вредные вещества: при сжигании твердого топлива - токсичные оксиды серы ( $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$ ), азота ( $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{N}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2\text{O}_5$ ) и летучая зола; при сжигании мазута - оксиды серы, азота и соединения ванадия (в основном  $\text{V}_2\text{O}_5$ ). В результате неполного сгорания топлива в уходящих газах могут содержаться углеводороды (метан, бенз(а)пирен и др.), монооксид углерода  $\text{CO}$  и другие токсичные вещества. Также в атмосферу производятся выбросы  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ , которые оказывают негативное влияние на климат.

Расчет вредных выбросов загрязняющих веществ производится согласно [12].

Количество выбрасываемых в атмосферу вредных веществ при работе котельного агрегата обуславливается видом сжигаемого топлива и его расходом.

Произведем оценку выбросов в атмосферу вредных газообразных веществ при сжигании мазута и угольной пыли. Также произведем проверку высоты дымовой трубы из условия обеспечения рассеивания вредных веществ после реконструкции.

В соответствии с предыдущим расчетом п.2.2 и 3.2 расчетный расход топлива составил:

- при сжигании мазута

$$B_p = 3,17 \text{ кг/с} = 11,42 \text{ т/ч}$$

- при сжигании угольной пыли

$$B_p = 8,08 \text{ кг/с} = 29,1 \text{ т/ч}$$

Годовой расход мазута (угольной пыли) определяется по формуле, т/год:

$$B^{\text{год}} = (B_p \cdot n_{\text{уст}} \cdot 10^{-6}) \cdot 3600,$$

где  $n_{\text{уст}}$ —число часов использования установленной производительности, примем равным  $n=4000$  ч/год.

Таким образом, годовой расход мазута составит:

$$B^{zod} = (3,17 \cdot 4000 \cdot 10^{-3}) \cdot 3600 = 45648 \text{ т/год}$$

Годовой расход угольной пыли:

$$B^{zod} = (8,08 \cdot 4000 \cdot 10^{-3}) \cdot 3600 = 116352 \text{ т/год}$$

### 5.1 Расчет выбросов золовых частиц

Расход золовых частиц  $M_{зл}$ , поступающих в атмосферный воздух с уходящими газами котельного агрегата (г/с), вычисляют по формуле:

$$M_{зл} = \frac{10^6 \cdot B_p}{3600} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{зв}}{100}\right) \cdot \left[\left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot \frac{A^p}{100} + \frac{q_4}{100}\right],$$

где  $B$  – расход топлива, т/ч

$A^p$  – содержание золы, %;

$q_4$  – потери теплоты с механическим недожогом, %;

$\eta_{зв}$  – степень улавливания твердых частиц в системе очистки, % (рукавный фильтр).

При сжигании мазута

$$M_{зл} = \frac{10^6 \cdot 11,42}{3600} \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot \left[\left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot \frac{0,1}{100} + \frac{0}{100}\right] = 3,17 \text{ г/с,}$$

При сжигании угольной пыли без системы газоочистки

$$M_{зл} = \frac{10^6 \cdot 29,1}{3600} \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{100}\right) \cdot \frac{4,7}{100} + \frac{1}{100}\right] = 457 \text{ г/с,}$$

При сжигании угольной пыли с системой газоочистки

$$M_{зл} = \frac{10^6 \cdot 29,1}{3600} \cdot \left(1 - \frac{98}{100}\right) \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{100}\right) \cdot \frac{4,7}{100} + \frac{1}{100}\right] = 9,14 \text{ г/с}$$

### 5.2 Расчет выбросов оксидов серы

Выбросы оксидов серы ( $SO_2$  и  $SO_3$ ) в пересчете на  $SO_2$  (т/год, г/с) определяется по формуле:

$$M_{SO_2} = \frac{10^6 \cdot B_p}{3600} \cdot \frac{S^p}{100} \cdot \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_S},$$

где  $S^p$  – содержание серы в топливе, %;

$\frac{\mu_{SO_2}}{\mu_S} = 2$  – отношение молекулярной массы  $SO_2$  и  $SO$ .

При сжигании мазута выбросы серы составят:

$$M_{SO_2} = \frac{10^6 \cdot 11,42}{3600} \cdot \frac{1,4}{100} \cdot 2 = 88,82 \text{ г/с}$$

При сжигании угольной пыли выбросы серы составят:

$$M_{SO_2} = \frac{10^6 \cdot 29,1}{3600} \cdot \frac{0,2}{100} \cdot 2 = 32,3 \text{ г/с}$$

### 5.3 Расчет выбросов оксидов азота

Выбросы оксидов азота в пересчете на диоксид азота (т/год, г/с) можно определить по формуле:

$$M_{NO_x} = 0,034 \cdot \beta_1 \cdot k \cdot B_p \cdot Q_n^p \cdot \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) \cdot (1 - \beta_2) \cdot \beta_3,$$

где  $\beta_2$  – безразмерный поправочный коэффициент, учитывающий влияние качества сжигаемого топлива и способа шлакозолоудаления на выход оксидов азота; при сжигании мазута 0,8, при сжигании угла – 0,55.

$\beta_3 = 0,85$  – коэффициент, учитывающий конструкцию горелок;

$q_4$  – потери тепла с механическим недожогом;

$\beta_1$  – коэффициент, который характеризует эффективность воздействия дымовых газов, подаваемых на рециркуляцию;

$k$  – коэффициент, учитывает выход оксидов азота на 1 т условного топлива, кг/т;

Коэффициент  $K_{NO_2}$  для водогрейных котлов определяется по формуле:

$$K_{NO_2} = \frac{12Q}{200 + Q_n},$$

где  $Q$  и  $Q_n$  – фактическая и номинальная теплопроизводительность котла, Гкал/ч.

$$K_{NO_2} = \frac{12 \cdot 100}{200 + 100} = 4 \text{ кг/т}$$

Выбросы оксидов азота при сжигании мазута:

$$M_{NO_x} = 0,034 \cdot 1 \cdot 4 \cdot 3,17 \cdot 40,085 \cdot \left(1 - \frac{0}{100}\right) \cdot (1 - 0,8) \cdot 0,85 = 2,94 \text{ г/с}$$



Выбросы оксидов азота при сжигании угольной пыли:

$$M_{NO_x} = 0,034 \cdot 1 \cdot 4 \cdot 8,08 \cdot 15,66 \cdot \left(1 - \frac{1}{100}\right) \cdot (1 - 0,55) \cdot 0,85 = 6,55 \text{ г/с}$$

Как видно по результатам расчета, выбросы оксидов серы при сжигании пыли в 2,5 раза меньше, чем при сжигании мазута, а выбросы оксидов азота – в 2 раза больше. Также выбросы твердых частиц при сжигании угольной пыли значительно превышают выбросы золы при сжигании мазута даже при наличии системы газоочистки.

#### 5.4 Оценка работы дымовой трубы после реконструкции

Выбор высоты дымовой трубы производится, исходя из требования обеспечения приземной концентрации каждого загрязняющего вещества ниже ПДК даже при неблагоприятных для рассеивания метеоусловиях.

Существующая дымовая труба котельного агрегата имеет диаметр 2,7 м и высоту 120 м. Проверим, сможет ли данная дымовая труба обеспечить рассеивание вредных веществ в атмосфере из условия обеспечения нормативных приземных концентраций при работе на угольной пыли.

Диаметр устья трубы  $D_0$  определяем по формуле:

$$D_{mp}^y = \sqrt{\frac{4V_{mp}}{\pi\omega_0}},$$

где  $\omega_0$  – скорость выхода газов, принимается равной 10-15 м/с:

$V$  – объемный расход выбрасываемых дымовых газов, м<sup>3</sup>/с, рассчитан ранее в п.4.1:

$$V_{mp} = 62,23 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$D_{mp}^y = \sqrt{\frac{4 \cdot 62,23}{3,14 \cdot 12}} = 2,6 \text{ м}$$

Предварительная минимальная высота дымовой трубы, м:

$$H = \sqrt{A \left( \frac{M_{SO_2} + \frac{ПДК_{SO_2}}{ПДК_{NO_2}} M_{NO_2}}{ПДК_{SO_2}} \right) \sqrt[3]{\frac{Z}{V_{mp} \cdot \Delta t}}},$$

где  $A$  – коэффициент, зависящий от метеорологических условий местности

Для Красноярского края  $A=200$

$ПДК_i$  – предельно допустимая концентрация вредного вещества,  $мг/м^3$ ;

$$ПДК_{SO_2} = 0,5 \text{ мг/м}^3$$

$$ПДК_{NO_2} = 0,085 \text{ мг/м}^3$$

$t$  – разность температур выбрасываемых дымовых газов  $t_{ye}$  и атмосферного воздуха  $t_e$ ,  $^{\circ}C$ ;

$$\Delta t = t_{ye} - t_{x.m.},$$

$$\Delta t = 145 - 30 = 115^{\circ}C.$$

$$H = \sqrt{200 \frac{\left(32,3 + \frac{0,5}{0,085} 6,55\right)}{0,5}} \sqrt[3]{\frac{1}{63,23 \cdot 115}} = 8,75 \text{ м}$$

Затем по формулам определяются значения  $f$  и  $V_m$  и устанавливаются в первом приближении коэффициенты  $m$  и  $n$ :

$$f = \frac{10^3 \omega_{вых}^2 D_{mp}^y}{H^2 \Delta t}$$

$$V_m = 0,65 \sqrt[3]{\frac{V_{mp} \Delta t}{H}}$$

$$f = \frac{10^3 \cdot 62,23^2 \cdot 2,7}{120^2 \cdot 115} = 6,31$$

$$V_m = 0,65 \sqrt[3]{\frac{62,23 \cdot 115}{120}} = 2,54$$

а при  $V_m > 2$   $n = 1$ .

Коэффициент  $m$  определяется в зависимости от параметра  $f$ :

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

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1\sqrt{6,31} + 0,34\sqrt[3]{6,31}} = 0,65$$

При высоте дымовой трубы  $H = 120$  м определяется максимальная приземная концентрация каждого из вредных веществ (зола,  $SO_2$ ,  $NO_2$ ) по формулам:

$$c_{\text{зола}} = \frac{AM_{\text{зола}} \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_{\text{мп}} \Delta t}};$$

$$c_{SO_2} = \frac{AM_{SO_2} \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_{\text{мп}} \Delta t}};$$

$$c_{NO_x} = \frac{AM_{NO_x} \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V_{\text{мп}} \Delta t}};$$

где  $F$  – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания золы в атмосферном воздухе, принимается равным 2 (КПД золоуловителя не менее 90%)

$$c_{\text{зола}} = \frac{200 \cdot 9,14 \cdot 2 \cdot 0,65 \cdot 1}{120^2 \cdot \sqrt[3]{62,23 \cdot 115}} = 0,0086 \text{ мг/м}^3$$

$$c_{SO_2} = \frac{200 \cdot 32,3 \cdot 2 \cdot 0,65 \cdot 1}{120^2 \cdot \sqrt[3]{62,23 \cdot 115}} = 0,0302 \text{ мг/м}^3$$

$$c_{NO_x} = \frac{200 \cdot 6,55 \cdot 2 \cdot 0,65 \cdot 1}{120^2 \cdot \sqrt[3]{62,23 \cdot 115}} = 0,0061 \text{ мг/м}^3$$

Проверяется условие, при котором безразмерная суммарная концентрация не должна превышать 1, т.е.

$$\frac{c_{\text{зола}}}{ПДК_{\text{зола}}} + \frac{c_{SO_2}}{ПДК_{SO_2}} + \frac{c_{NO_x}}{ПДК_{NO_x}} \leq 1$$

$$\frac{0,0086}{0,15} + \frac{0,0302}{0,5} + \frac{0,0061}{0,085} = 0,19 < 1$$

Условие выполняется, следовательно, изменения конструкции дымовой трубы не требуется.

## **6 Экономическая часть**

В данном разделе приведем технико-экономическое обоснование реконструкции котельного агрегата КВГМ-100.

Капитальные затраты на оборудование приведены в таблице 6.1. Капитальные вложения на реконструкцию котельного агрегата определены на основе расчета локальных смет, составленных базисно-индексным методом.

Таблица 6.1 – Капитальные затраты на оборудование

Наименование	Количество	Цена за единицу, тыс. руб.	Цена, тыс. руб.
Пылеугольные горелки УГГЛ	3	2500	7500
Фильтровальная станция в составе: - головка фильтра с системой очистки; - блок рукавных фильтров; - комплект корзин для рукавных фильтров; - корпус фильтра для газохода неочищенного газа; - бункер пыли включая заслонки неочищенного газа; - компенсационная вставка Ø2300 мм	1 1 1 1 1 1	22000 2500 13800 25000 10000 300	73600
Оборудование выгрузки пыли из фильтра:			
Цепной конвейер с приводом l=19,5 м, G=3 т/ч;	1	5000	
Цепной конвейерный подъемник к бункеру l=26,35м, G=6 т/ч	1	6300	
Оборудование выгрузки пыли из бункера:			
Устройство для предотвращения уплотнения пыли (аэратор)	1	40	40
Клапан 1300х300 мм	1	250	250
Винтовой транспортер l=2340 мм с электроприводом;	1	760	760
Датчик уровня пыли	1	100	100
Оборудование для циклона пылеулавливания			
затвор разгрузочного люка с ответным фланцем 315х315 мм	1	180	180
Ротационный питатель	1	480	480
Аварийная заслонка 1200х1200х400 мм с эл. приводом	1	700	700

Компенсатор для отсасывающего газохода печи-ковша Ø2100 мм	1	200	200
Вращающийся клапан 30х315	1	50	50
Система замера выброса пыли	1	150	150
Сумма			76510

Помимо основных затрат на непосредственно оборудование, инвестиции в проект реконструкции котла включают:

1. Стоимость проектной документации (ПИР, проект и рабочая документация) (0,5% от величины капитальных вложений).

2. Затраты на транспортировку оборудования (5% от стоимости оборудования без НДС).

3. Затраты на демонтаж и монтаж оборудования (40% от стоимости оборудования без НДС).

4. Затраты на пуско-наладочные работы (5% от стоимости оборудования без НДС).

5. Строительные работы. В данном случае отсутствуют, т.к. существующее здание ПОК-2 позволяет разместить дополнительное оборудование газоочистки.

6. Прочие затраты (10% от стоимости оборудования без НДС).

Таблица 6.2 – Суммарные инвестиции в проект реконструкции котлоагрегата

Статья затрат	Величина затрат, тыс. руб.
Затраты на оборудование	76510
Затраты на проект	380,5
Затраты на транспортировку	3805
Затраты на строительные-монтажные работы и пуско-наладочные работы	34245
Прочие затраты	7610
Сумма	122510

Таким образом, совокупные инвестиции в проект реконструкции котельного агрегата составят:

$K = 122510$  тыс. руб.

Необходимо учесть затраты на электрическую энергию, необходимую для работы оборудования газоочистки. Годовое количество электрической энергии на привод дополнительного оборудования:

$$W = N_{уст} \cdot T_{уст},$$

где  $N_{уст}$  – электрическая установленная мощность, кВт;

$T_{уст}$  – число часов использования мощности, ч.

$$W = 300 \cdot 4000 = 1200000 \text{ кВтч}$$

Эксплуатационные затраты на электроэнергию определим по формуле:

$$U_{э/э} = W \cdot Ц_{э/э},$$

где  $Ц_{э/э}$  – стоимость электроэнергии для потребителя, руб./кВтч, в соответствии с [16].

$$U_{э/э} = 1200000 \cdot 2,48 \cdot 10^{-6} = 2,976 \text{ млн руб.}$$

В соответствии с предыдущим расчетом п.2.2 и 3.2 расчетный расход топлива составил:

- при сжигании мазута

$$B_p = 3,17 \text{ кг/с} = 11,42 \text{ т/ч}$$

- при сжигании угольной пыли

$$B_p = 8,08 \text{ кг/с} = 29,1 \text{ т/ч}$$

Годовой расход мазута (угольной пыли) определяется по формуле, т/год:

$$B^{год} = (B_p \cdot n_{уст} \cdot 10^{-6}) \cdot 3600,$$

где  $n_{уст}$  – число часов использования установленной производительности, примем равным  $n=4000$  ч/год.

Таким образом, годовой расход мазута составит:

$$B^{год} = (3,17 \cdot 4000 \cdot 10^{-3}) \cdot 3600 = 45648 \text{ т/год}$$

Годовой расход угольной пыли:

$$B^{год} = (8,08 \cdot 4000 \cdot 10^{-3}) \cdot 3600 = 116352 \text{ т/год}$$

Эксплуатационные затраты на топливо определим по формуле:

$$U_m = B \cdot C_m \cdot 10^{-6},$$

где  $C_m$  – стоимость топлива, руб./кг.

Стоимость топлива определим в соответствии с плановой стоимостью энергетических ресурсов на Березовской ГРЭС по состоянию 2019 год. Цена мазута составляет 12000 руб./т, стоимость угольной пыли – 2600 руб./т.

Тогда эксплуатационные затраты на топливо при сжигании мазута:

$$U_m = 12000 \cdot 45648 \cdot 10^{-6} = 547,78 \text{ млн руб.}$$

Эксплуатационные затраты на топливо при сжигании угольной пыли:

$$U_m = 2600 \cdot 116352 \cdot 10^{-6} = 302,52 \text{ млн руб.}$$

Годовой экономический эффект определяется как разность эксплуатационных затрат на топливо до и после реконструкции:

$$\Delta \mathcal{E}_{год} = \Delta U_m = 547,78 - 302,52 = 245,26 \text{ млн руб.}$$

Простой срок окупаемости реконструкции можно определить по формуле:

$$T_{ок} = \frac{K + U_{э/э}}{\Delta \mathcal{E}_{год}}$$

$$T_{ок} = \frac{122,510 + 4,464}{245,26} = 0,52 \text{ года}$$

Также будет уменьшен срок окупаемости за счет снижения расходов на транспортировку жидкого топлива до мазутного склада.

Таким образом, переход к сжиганию пыли является экономически выгодным мероприятием, т.к. срок окупаемости не превышает одного года. На рисунке 6.3 представлен календарный план реконструкции котельного агрегата.

Наименование этапа	Исполнитель	Продолжительность			
		1 кв.	2 кв.	3 кв.	4 кв.
Расчёт и анализ надёжности работы энергетического оборудования.	Заказчик, ПТО				
Разработать план - проект, сметы по реконструкции котельного цеха.	Подрядчик				
Закупка, транспортировка нового оборудования.	Заказчик, служба снабжения				
Демонтаж старого оборудования, подготовка площадки под монтаж.	Подрядчик				
Монтаж нового оборудования.	Подрядчик				
Пуско-наладочные работы.	Подрядчик, Заказчик				
Пуск оборудования в работу	Заказчик				

Рисунок 6.3 – Календарный график реконструкции котельного агрегата



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В выпускной квалификационной работе рассматривается реконструкция котлоагрегата КВГМ-100 с целью перевода его на сжигание угольной пыли Березовского месторождения. В настоящее время котельный агрегат работает на жидком топливе – мазуте марки М-100.

Рассмотрены технические характеристики котельного агрегата, его циркуляционная схема. Произведен тепловой расчет котлоагрегата на двух видах топлива.

В результате расчета было получено, что котельный агрегат может работать на угольной пыли (Березовский уголь Б2) без реконструкции поверхностей нагрева. На угольной пыли коэффициент полезного действия котельного агрегата составит 90,63, на мазуте – 91,05%. Расход топлива при работе на мазуте составит 3,17 кг/с, на угольной пыли – 8,08 кг/с.

При этом температура на выходе из котельного агрегата при работе на угольной пыли будет меньше, также меньше температура в конвективном пучке и теплонапряженность поверхностей нагрева.

Произведена оценка возможности работы тягодутьевого оборудования при переходе на новое топливо. Замена тягодутьевого оборудования в результате реконструкции котельного агрегата не требуется.

На ГРЭС имеется централизованная система пылеприготовления, которая обеспечивает нужды всех котельных агрегатов. Производительность системы приготовления позволяет обеспечить топливом котельный агрегат КВГМ-100, поэтому сооружение индивидуальной системы пылеприготовления не требуется.

Вместо газомазутных горелок принимаются к установке пылеугольные горелки УГГЛ тепловой мощностью 35 МВт в количестве 3 шт.

При сжигании угольной пыли золовые частицы вызывают абразивный износ газоотводящего тракта котлоагрегата, а также выход из строя тягодутьевого оборудования, поэтому при сжигании угольной пыли организуется система газоочистки.

Дымовые газы проходят две ступени очистки. Более крупные и тяжелые фракции под действием силы тяжести и центробежной силы отделяются при прохождении через циклон, а оставшиеся частицы пыли отделяются рукавным фильтром.

Произведена экологическая оценка реконструкции и ее технико-экономическое обоснование.

Годовой экономический эффект определяется как разность эксплуатационных затрат на топливо до и после реконструкции и составляет 367,9 млн.руб. Капитальные затраты на реконструкцию составляют 122,5 млн.руб.

Переход к сжиганию пыли является экономически выгодным мероприятием, т.к. срок окупаемости не превышает одного года.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. РД 34.26.714 Типовая энергетическая характеристика водогрейного котла КВГМ-100 при сжигании природного газа
2. РД 34.26.713-83. Типовая энергетическая характеристика водогрейного котла КВГМ 100 при сжигании мазута
3. Лумми, А.П. Расчет водогрейного котла / А.П. Лумми, Н.Ф. Филипповский, Е.В. Черепанова. – Екатеринбург : изд. дом «Время», ризограф УГТУ–УПИ, 2006. – 50 с.
4. Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – Издание 3, перераб. и доп. – СПб. : Изд. НПОЦКТИ, 1998. – 256 с.
5. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод / под редакцией С.Л. Кузнецова. – М. : Энергия, 1973. – 295 с.
6. Голдобин, Ю.М. Теплофизические свойства топлив, продуктовые сгорания и воздуха. Приложение к методическим указаниям / Ю.М. Голдобин, О.К. Витт, Л.Г. Гальперин. – Екатеринбург : изд. УГТУ–УПИ, 1994. – 26 с.
7. Котлы малой и средней мощности. Каталог-справочник. – М. : НИИНФОРМТЯЖМАШ, 1972. – 207 с.
8. Котлы малой и средней мощности и топочные устройства : Отраслевой каталог. – М. : НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ, 1987. – 208 с.
9. Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 487 с.
10. Делягин, Г.И. Теплогенерирующие установки / Г.И. Делягин, В.И. Лебедев, Б.А. Пермяков. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 586 с.
11. Стырикович, В.А. Котельные агрегаты / В.А. Стырикович [и др.]. – М.–Л. : Госэнергоиздат, 1959. – 487 с.

12. Семенов, С. А. Расчет и контроль загрязнения атмосферы при работе котельных и ТЭС : Учебное пособие, 3-е изд., перераб. и доп. / С. А. Семенов – Братск : Изд-во БрГТУ, 2008.- 156 с.

13. Котельные установки промышленных предприятий. Тепловой расчет промышленных котельных агрегатов: учебное пособие для курсового проектирования. - Г.В. Пак.- Братск : БрИИ 1996.

14. Компания МЕГАВАТТ [Электронный ресурс] : Санкт-Петербург, [201–]. – Режим доступа: <http://megavattspb.ru/>

15. РТМ 108.132.02-81 Горелки унифицированные пылеугольные. Типы, основные параметры, размеры и технические требования

16. Тариф на электрическую энергию [Электронный ресурс] : приказ №610П от 19.12.2017г. – Красноярск, [2017] – Режим доступа:

<https://energybase.ru/tariff/sharwpovo/2018>

Студенту Чернову Роману Викторовичу

(фамилия, имя, отчество студента)

Группа ЗФЭ 14-01Б Направление (специальность)

13.03.01

(код)

Теплоэнергетика и теплотехника

(наименование)

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции ПOK БГРЭС

Утверждена приказом по университету № 7179/с от 23 мая 2019 года

Руководитель ВКР П.В. Шишмарев, доцент кафедры ТЭС ПИ СФУ

(инициалы, фамилия, должность и место работы)

Исходные данные для ВКР объект реконструкции ПOK-2 БГРЭС-1, котел КВГМ-100 на жидком топливе – мазуте марки М-100, топливо после реконструкции – бурый уголь Березовского месторождения БЗ, тепловая нагрузка до реконструкции – 100 ГКал/ч, тепловая нагрузка после реконструкции – 50 ГКал/ч

Перечень разделов ВКР вводная часть, тепловой расчет котла до реконструкции, тепловой расчет котла после реконструкции, индивидуальное задание, экономическая часть

Перечень графического материала

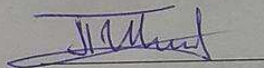
Лист 1. Чертеж КВГМ-100 до реконструкции

Лист 2. Чертеж КВГМ-100 после реконструкции

Лист 3. План на отметке 0.000 м

Лист 4. Сравнительные диаграммы выбросов до и после реконструкции

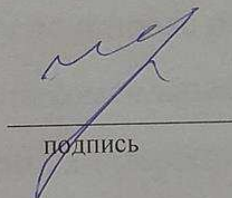
Руководитель ВКР



подпись

П.В. Шишмарев

Задание принял к исполнению



подпись

Р.В. Чернов

« 17 » июня 2019 г.

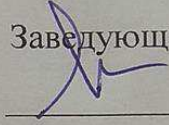
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический  
институт

«Тепловые электрические станции»  
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

  
Бойко Е.А.

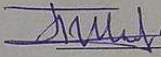
подпись

«06» 07 2019 г.

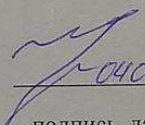
**БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА**

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника  
код – наименование направления

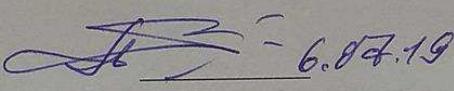
Проект реконструкции ПOK БГРЭС  
тема

Руководитель  05.07.19 доцент, канд. техн. наук  
подпись, дата должность, ученая степень

Шишмарев П.В.

Выпускник  04.07.19  
подпись, дата

Чернов Р.В.

Тех. контроль  6.07.19  
подпись, дата

Михайленко С.А.

Нормоконтролер  05.07.19  
подпись, дата

Шишмарев П.В.

Красноярск 2019

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования

«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой



Бойко Е.А.

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2019 г

### ЗАДАНИЕ

### НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

в форме \_\_\_\_\_ бакалаврской работы

бакалаврской работы, дипломного проекта, дипломной работы, магистерской диссертации