

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

институт

Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

Е.А. Бойко

подпись

инициалы, фамилия

« ____ » _____ 2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2

тема

Руководитель	_____	профессор, д.т.н	Е.А. Бойко
	подпись, дата	должность, ученая степень	инициалы, фамилия
Выпускник	_____		И.В. Трифонов
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Технический контроль	_____		С.А. Михайленко
	подпись, дата		инициалы, фамилия
Нормоконтролер	_____		П.В. Шишмарёв
	подпись, дата		инициалы, фамилия

Красноярск 2019

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

Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

подпись

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

« _____ » _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ

НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

по форме бакалаврской работы

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 Описание объекта реконструкции.....	5
1.1 Краткое описание станции.....	5
1.2 Котлоагрегат БКЗ-420-140ПТ1.....	5
2 Расчетная часть	9
2.1 Поверочный расчет котлоагрегата до и после реконструкции. ...	9
2.2 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы.	36
2.3 Расчет горелочных устройств.....	44
2.4 Аэродинамический расчет газового тракта	47
2.5 Расчет воздушного тракта.....	51
2.6 Гидравлический расчет фронтального контура циркуляции	56
2.7 Выбросы оксидов азота.....	68
3 Экономическая часть.....	71
3.1 Оценка капиталовложений	71
3.2 Расчет экономии затрат на расшлаковку и выплат за выбросы в атмосферу	71
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	74
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	76

ВВЕДЕНИЕ

Согласно "Энергетической стратегии России на период до 2030 года" [1] развитие топливно-энергетического комплекса связано с расширением использования углей Канско-Ачинского бассейна (КАУ). Данные угли являются главным энергетическим топливом для станции Восточной Сибири. Рассматривая парк котельного оборудования тепловых электрических станций Красноярского края, значительная его часть (до 43%) представлена котлоагрегатами с жидким шлакоудалением (ЖШУ). В ходе эксплуатации котлов с ЖШУ имеется ряд общих проблем:

- пониженная паропроизводительность;
- неудовлетворительные экологические показатели, высокая эмиссия оксидов азота;
- низкая надежность работы поверхностей нагрева;
- неустойчивое вытекание жидкого шлака.

Для решения выше изложенных проблем целесообразным и экономически обоснованным является перевод котлов с ЖШУ на ТШУ. При реконструкции котельного агрегата на ТШУ, планируется перевести котел на перспективную технологию низкотемпературного сжигания в вихревой топочной камере. Профиль вихревой топки формируется за счет разделения топочного объёма на два восьмигранника, расположенных снизу, и образующие две вихревые камеры сгорания и дополнительно введенной внизу холодной воронкой - "Зона активного горения - ЗАГ" и камеру дожигания, которая находится на над ней и переходит вверху в поворотный газоход. Данная схема организуется путем реконструкции топочных экранов и увеличением топочного объема.

Объектом для реконструкции выбран БКЗ 420(380)-140 ст.№1 Красноярской ТЭЦ-2. Данный котельный агрегат был выбран, так как имеет ряд типовых проблем для котлов с ЖШУ. Так решением Главэнерго Минэнерго СССР № 74-7/12 от 25.12.91 котлы БКЗ-420-140 были перемаркированы со снижением паропроизводительности до 380 т/ч из-за превышения расчетных температур металла трубных досок ВЗП II ступени при номинальных нагрузках. Также, изучая паспорт ремонтов данного котла, можно заметить регулярную замену соленых отсеков экранных труб и участки подовой части экранных труб, о чем написано в работе [2]. На Красноярской ТЭЦ-2 установлены 3 котельных агрегата БКЗ-420-140, которые были запущены в работу 1979 г., 1980 г., 1982 г., соответственно. Для объекта реконструкции выбран первый котел 1979г., так как у данного котла наибольший срок эксплуатации 40 лет, после чего его необходимо

демонтировать, данная работа предлагает реконструировать котельный агрегат с применением современных технологий, чтобы восстановить проектную паропроизводительность, соответствие экологическим стандартам, и требованиям экономической эффективности.

1 Описание объекта реконструкции

1.1 Краткое описание станции

Красноярская ТЭЦ-2 - современное энергетическое предприятие, являющееся одним из основных источников теплоснабжения г. Красноярска. Центральный, Октябрьский, Свердловский районы города потребляют тепловую энергию, вырабатываемую на ТЭЦ-2.

Ежегодно, кроме четырех миллионов Гкал тепла, ТЭЦ-2 вырабатывает более двух миллиардов киловатт-часов электроэнергии. Установленная электрическая мощность ТЭЦ-2 составляет 465 МВт, в связи с перемаркировкой котлоагрегатов, установленная мощность станции снижается до 439 МВт, тепловая - 1405 Гкал/ч. Красноярская ТЭЦ-2 является обособленным структурным подразделением ОАО «Красноярскэнерго», т. е. частью единого производственного и технологического комплекса по производству, передаче и распределению электрической и тепловой энергии.

Строительство Красноярской ТЭЦ-2 начато в 1956 году в качестве цеха химико-металлургического завода. Тогда здесь было установлено четыре котла ТП-35-у и две противодавленческие турбины Р-6-6 с генераторами Т-2-6-2. Строительство второй очереди ТЭЦ-2 начато в 1973 году строительным управлением «Красноярскэнергопромстрой». В связи с острым дефицитом тепла в городе станция строилась с опережающим вводом пиковой котельной в составе двух водогрейных котлов ПТВМ-180. В 1979 году были включены в работу котлоагрегат БКЗ-420-140-ПТ-1 и турбоагрегат Т-110/120-130-3. В настоящее время на Красноярской ТЭЦ-2 установлены и работают три котлоагрегата БКЗ-420-140-ПТ-1 и три котлоагрегата БКЗ-500-140, три турбины Т-110/120-130-3, одна турбина ПТ-135/165-130/13.

1.2 Котлоагрегат БКЗ-420-140ПТ1.

Котельный агрегат БКЗ-420-140ПТ1 вертикально-водотрубный с естественной циркуляцией, крупноблочной конструкции, предназначен для получения пара высокого давления при сжигании Бородинского бурого угля с жидким шлакоудалением.

Котлы БКЗ-420-140ПТ1 с 25.12.91 г. перемаркированы в БКЗ-380-140 ПТ1 из-за превышения расчетных температур металла трубных досок ВЗП II ступени при номинальных нагрузках.

Котлоагрегат однокорпусной с симметричным расположением поверхностей нагрева, П – образной компоновки (см. Рисунок 1).

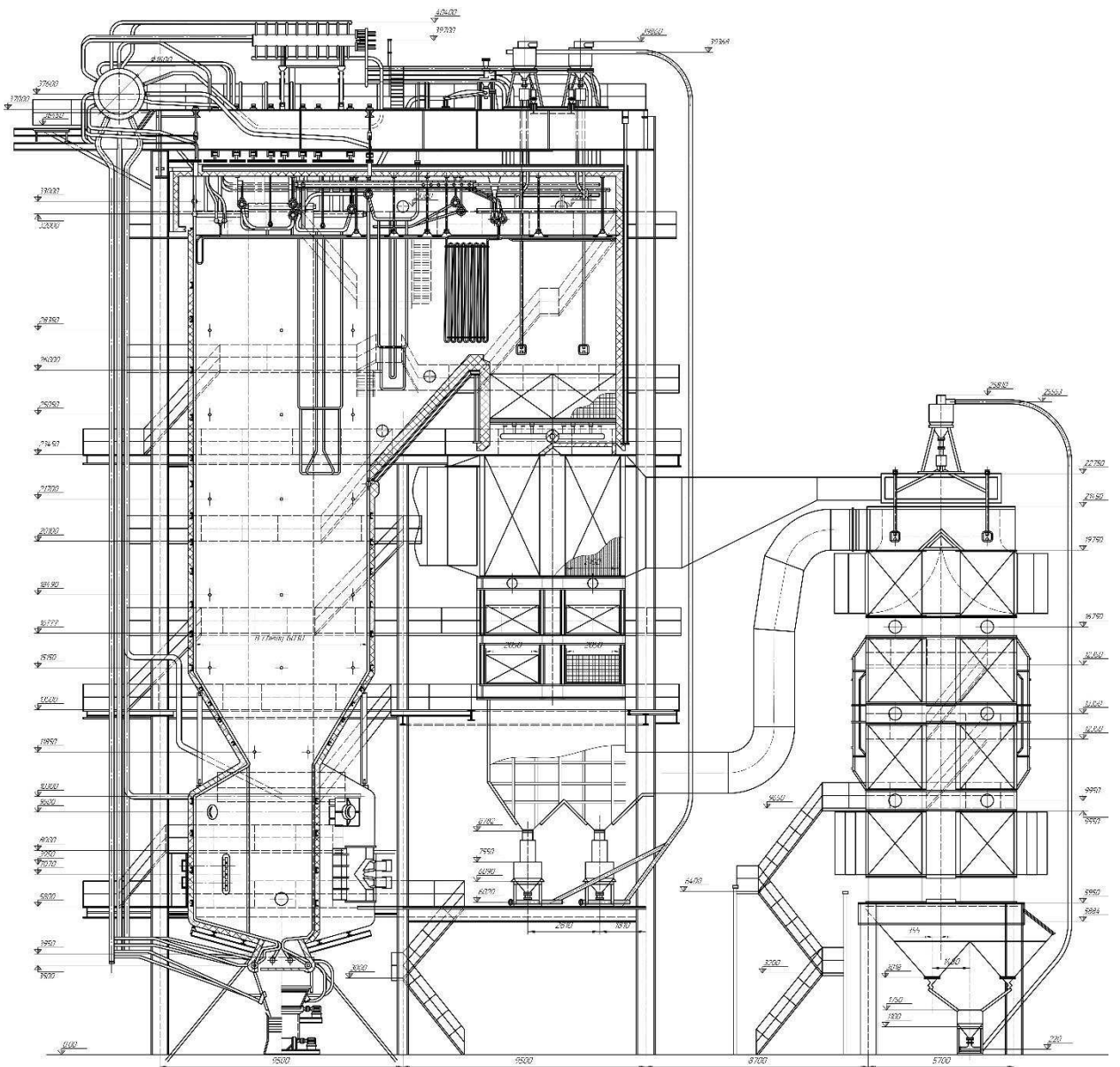


Рисунок 1 – Продольный разрез котлоагрегата БКЗ-420-140ПТ1

Топка является первым восходящим газоходом. В верхнем горизонтальном газоходе расположены конвективные поверхности нагрева пароперегревателя. В нисходящем газоходе расположены первая и вторая ступени водяного экономайзера и вторая ступень воздухоподогревателя. Первая ступень воздухоподогревателя вынесена за пределы котлоагрегата.

Топочная камера полуоткрытого типа предназначена для сжигания бурых углей с жидким шлакоудалением. На отметке 11000 мм фронтальная и задняя стенки экрана образуют пережим, который делит топку на две камеры: камеру горения и камеру охлаждения, сечение топочной камеры в пережиме по осям труб 14400 × 2752 мм. Камера горения выполнена в виде двух сообщающихся восьмигранных предтопок, каждый из которых оборудован восьмью угловыми прямоточными пылеугольными горелками,

расположенными в два яруса по «срезанным» углам восьмигранных предтопков. Ось нижнего яруса горелок расположена на отметке 6720мм, верхнего – на отметке 7720мм, оси горелок каждого предтопка направлены по касательной к воображаемой окружности $\varnothing 900$ мм.

Выше основных горелок на отм.9500мм расположены сбросные горелки, оси которых направлены по касательной к воображаемой окружности $\varnothing 1000$ мм с закруткой в обратную сторону.

Трубы фронтального и заднего экрана в своей нижней части образуют слабонаклонный под, в котором расположены две летки, предназначенные для удаления шлака.

Для лучшей организации процесса горения трубы, образующие камеру горения, зашипованы до устья пережима и покрыты карборундовой массой. Покрытие экранных труб камеры горения позволяет поднять температурный уровень в камере, этим улучшается процесс воспламенения факела, и поддерживается достаточная температура на поде котла для надежного истечения шлака.

Барабан котла с внутренним диаметром 1600мм и толщиной стенки 112мм выполнены из стали 16ГНМА.

Средний уровень воды в барабане котла должен поддерживаться на 200мм ниже геометрической оси барабана. Высший и низший уровень расположены соответственно выше и ниже установленного среднего уровня на 150мм.

Пароперегреватель по характеру восприятия тепла делится на три части: радиационную, полурadiационную и конвективную. Радиационную часть составляют трубы потолка, полностью экранирующие потолок топочной камеры и верхнюю часть конвективного газохода. Полурadiационная часть состоит из 24 топочных ширм, расположенных на выходе в поворотный горизонтальный газоход. Конвективная часть расположена в поворотном горизонтальном газоходе котла.

Во время работы котла регулирование температуры перегретого пара осуществляется во впрыскивающих пароохладителях первой и второй ступени впрыском «собственного» конденсата, получаемого в змеевиковых конденсаторах. Охлаждение насыщенного пара в конденсаторах производится питательной водой, прошедшей первую ступень водяного экономайзера.

Конвективная шахта представляет собой опускной газоход, в котором размещены «в рассечку» водяной экономайзер и воздухоподогреватель. Вторая по ходу воды ступень водяного экономайзера занимает всю глубину газохода, после чего размещается подогреватель воздуха II ступени и водяной

экономайзер I ступени, который разделяет уходящие газы на два потока по глубине газохода.

Первая ступень воздухоподогревателя выполнена отдельно стоящей колонкой для предотвращения возможной цементации отложений золы при попадании на нее влаги. Кубы воздухоподогревателя сварены между собой и образуют бесприсосную шахту.

Котельный агрегат оборудован двумя индивидуальными системами пылеприготовления с промежуточными бункерами.

Топливо из бункеров сырого угля скребковыми питателями с рычажным приводом ножа производительностью до 62,5 т/час подается в углеразмольные молотковые мельницы типа ММТ – 2000/2590/730, где производится размол и сушка топлива.

Регулирование подачи топлива осуществляется изменением числа оборотов ПСУ, а также с помощью регулятора толщины слоя. Производительность мельницы по Бородинскому бурому углю – 45 т/час.

Для сушки топлива используется смесь топочных газов, забираемых из верхней части топочной камеры, и уходящих газов, забираемых после дымососа специально установленными для этой цели дымососами рециркуляции типа Д – 15,5 (и ДН – 12,5 на ДРГ – 2Б).

Тягодутьевая установка состоит из дутьевого вентилятора типа ВДН – 28 – II, дымососа типа ДОД – 31,5 и двух дымососов рециркуляции дымовых газов типа Д - 15,5 (и ДН – 12,5 на ДРГ – 2Б).

Для очистки дымовых газов от золы установлены 2 электрофилтра типа УГ – 2 – 4 – 74.

Таблица 1 – основные характеристики котла БКЗ-420-140ПТ1

Наименование показателя	Значение
Паропроизводительность котла	420 т/ч
Давление в барабане котла	156 кгс/см ²
Температура перегретого пара	560°С
Температура питательной воды	230°С
Температура уходящих газов	147°С
Часовой расход топлива	72,3 т/ч
КПД котла, брутто	91,2%
Водяной объем котла	118 м ³
Паровой объем котла	52 м ³

2 Расчетная часть

2.1 Поверочный расчет котлоагрегата до и после реконструкции.

Поверочный расчет котла при двухступенчатой компоновке хвостовых поверхностей нагрева рекомендуется вести в следующей последовательности. Оцениваются температуры уходящих газов и подогрева воздуха, определяются тепловые потери, КПД котла и расход топлива. После этого рассчитываются температуры газов на выходе из топки и за последующими поверхностями нагрева. Расчет производится на проектный Бородинский уголь марки 2Б и на номинальные параметры. Целью является верификация поверочного расчета и анализ работы действующего котлоагрегата с жидким шлакоудалением. Затем на основе этого расчета, произвести расчет котла с твердым шлакоудалением, однако необходимо оптимизировать основные конструктивные параметры (площадь, объем топочной камеры, высоту горелок и т.д.) для снижения значений тепловых напряжений в топочной камере и температуры газов на выходе топки.

Расчетные характеристики заданного топлива приведены в таблице 2

Таблица 2 - Теплотехнические характеристики топлива

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Состав рабочей массы топлива, %							Выход летучих V^p , %	Теплота сгорания Q_n^p , МДж/кг	Коэффициент размоловоспособности, $k_{ло}$	Температурные характеристики золы, °С		
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p				t_1	t_2	t_3
Ирша-бородинское	2Б	33,0	6	0,2	43,7	3,0	0,6	13,5	48	15,658	1,2	1180	1210	1230

Далее необходимо выбрать способ шлакоудаления, так как целью реконструкции является переход на твердое шлакоудаление, соответственно выбираем этот способ.

Температуру горячего воздуха $t_{гв}$ выбирают в зависимости от типа шлакоудаления и характеристик топлива, а точнее влажности и выходу летучих веществ. Но в рамках реконструкции заранее неизвестно сколько получится температура горячего воздуха, поэтому задаемся $t_{гв} = 332^\circ\text{С}$. Также в рамках проекта реконструкции было принято сохранить

двухступенчатую компоновку, чтобы обеспечить минимальные капиталовложения на реконструкцию.

Выбор коэффициента избытка воздуха в топке и определение присосов воздуха по ступеням

Значение коэффициента избытка воздуха в топке и второй ступенью пароперегревателя α_T выбран на основе заводского теплового расчета ТЭЦ-2. $\alpha_T = 1,2$.

Присосы холодного воздуха в топке и газоходе котла:

- $\Delta\alpha_{пл}$ - присос холодного воздуха в пылесистеме. $\Delta\alpha_{пл} = 0,08$;
- $\Delta\alpha_T$ - присос холодного воздуха в топке. $\Delta\alpha_T = 0,05$;
- $\Delta\alpha_{ширм}$ - присос холодного воздуха в ширмах. $\Delta\alpha_{ширм} = 0,025$;
- $\Delta\alpha_{пп}$ - присос холодного воздуха в пароперегревателе. $\Delta\alpha_{пп} = 0,025$;
- $\Delta\alpha_{вЭК}$ - присос холодного воздуха в водяном экономайзере. $\Delta\alpha_{вЭК} = 0,02$;
- $\Delta\alpha_{вЗП}$ - присос холодного воздуха в воздухоподогревателе. $\Delta\alpha_{вЗП} = 0,03$.

Коэффициент избытка воздуха за третьей и четвертой ступенью пароперегревателя определяется следующим образом

$$\alpha_{пп}^{3-4ст} = \alpha_T + \Delta\alpha_{ширм} \quad (1)$$

$$\alpha_{пп}^{3-4ст} = 1,2 + 0,025 = 1,225$$

Коэффициент избытка воздуха за конвективным пароперегревателем (первой ступенью) определяется следующим образом

$$\alpha_{пп}^{1ст} = \alpha_{пп}^{3-4ст} + \Delta\alpha_{пп} \quad (2)$$

$$\alpha_{пп}^{1ст} = 1,225 + 0,025 = 1,25$$

Коэффициент избытка воздуха за второй ступенью водяного экономайзера определяется как

$$\alpha_{вЭК}^{2ст} = \alpha_{пп}^{1ст} + \Delta\alpha_{вЭК} \quad (3)$$

$$\alpha_{вЭК}^{2ст} = 1,25 + 0,02 = 1,27$$

Коэффициент избытка воздуха за второй ступенью воздухоподогревателя определяется как

$$\alpha_{\text{ВЗП}}^{2\text{ст}} = \alpha_{\text{ВЭК}}^{2\text{ст}} + \Delta\alpha_{\text{ВЗП}} \quad (4)$$

$$\alpha_{\text{ВЗП}}^{2\text{ст}} = 1,27 + 0,03 = 1,3$$

Коэффициент избытка воздуха за первой ступенью водяного экономайзера определяется как

$$\alpha_{\text{ВЭК}}^{1\text{ст}} = \alpha_{\text{ВЗП}}^{2\text{ст}} + \Delta\alpha_{\text{ВЭК}} \quad (5)$$

$$\alpha_{\text{ВЭК}}^{1\text{ст}} = 1,3 + 0,02 = 1,32$$

Коэффициент избытка воздуха за первой ступенью воздухоподогревателя определяется как

$$\alpha_{\text{ВЗП}}^{1\text{ст}} = \alpha_{\text{ВЭК}}^{1\text{ст}} + \Delta\alpha_{\text{ВЗП}} \quad (6)$$

$$\alpha_{\text{ВЗП}}^{1\text{ст}} = 1,32 + 0,03 = 1,35$$

Найденные значения коэффициентов избытка воздуха дадут возможность найти действительное количество воздуха, действительные объемы продуктов сгорания после каждой поверхности нагрева.

Объемы и энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Объемы теоретического количества воздуха и продуктов сгорания при $\alpha = 1$.

Теоретический объем воздуха $V_{\text{В}}^0$, м³/кг, необходимый для сжигания 1 кг твердого топлива (при $\alpha = 1$), определяется по формуле

$$V_{\text{В}}^0 = 0,0889 \cdot (C^{\text{P}} + 0,375S^{\text{P}}) + 0,265H^{\text{P}} - 0,0333O^{\text{P}}, \quad (7)$$

где C^{P} - количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. табл. 1);

S^{P} - количество серы на рабочую массу топлива, % (см. табл. 1);

H^{P} - количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. табл. 1);

O^{P} - количество кислорода на рабочую массу топлива, % (см. табл. 1).

$$\begin{aligned} V_{\text{В}}^0 &= 0,0889 \cdot (43,7 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,0333 \cdot 13,5 = \\ &= 4,237 \text{ м}^3/\text{кг}. \end{aligned}$$

Объем азота, м³/кг, определяется по формуле

$$V_{\text{N}_2}^0 = 0,7 \times 9V_{\text{В}}^0 + 0,8 \frac{N^{\text{P}}}{100}, \quad (8)$$

где N^{P} - количество азота на рабочую массу топлива, %.

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,237 + 0,8 \frac{0,6}{100} = 3,352 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем трехатомных газов, м³/кг, определяется по формуле

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{C^p + 0,375S^p}{100}, \quad (9)$$

$$V_{RO_2} = 1,866 \frac{43,7 + 0,375 \cdot 0,2}{100} = 0,817 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Теоретический объем водяных паров, м³/кг, определяется по формуле

$$V_{H_2O}^0 = 1,15 \cdot (0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V_B^0) \quad (10)$$

где W^p - влажность на рабочую массу топлива (см. табл. 1); коэффициент 1,1 учитывает рециркуляцию газов.

$$V_{H_2O}^0 = 1,1 \cdot (0,111 \cdot 3 + 0,0124 \cdot 33 + 0,0161 \cdot 4,237) = 0,81 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Объем дымовых газов, м³/кг, определяется по формуле

$$V_{\Gamma}^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (11)$$

$$V_{\Gamma}^0 = 0,817 + 3,352 + 0,81 = 4,979 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Действительные объемы продуктов сгорания при $\alpha > 1$.

Объем дымовых газов, их масса, концентрация золовых частиц и объемная доля трехатомных газов на различных участках газохода с учетом рециркуляции дымовых газов 10% представлены в таблице 3.

Таблица 3 - Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход						
	Топка и 2-ая ст. пп	3-я и 4-ая ст. пп	1 ст пп	ВЭК 2-ая ст.	ВЗП 2-ая ст.	ВЭК 1-ая ст.	ВЗП 1-ая ст.
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева $\alpha'' = \alpha_{\Gamma} + \sum \alpha_i$	1,2	1,225	1,25	1,27	1,3	1,32	1,35

Окончание таблицы 3

Название величины и обозначение	Газоход						
	Топка и 2-ая ст. пп	3-я и 4-ая ст. пп	1 ст пп	ВЭК 2-ая ст.	ВЗП 2-ая ст.	ВЭК 1-ая ст.	ВЗП 1-ая ст.
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева $\alpha_{\text{ср}}$	1,2	1,213	1,237	1,26	1,285	1,31	1,335
Объем водяных паров, с учетом рециркуляции $\text{м}^3/\text{кг}$, $V_{\text{h}_2\text{o}}^{\text{ПЦ}} = 1,1 \cdot [(0,111H^{\text{П}} + 0,0124W^{\text{П}} + 0,0161V_{\text{в}}^0) + 0,016 \cdot (\alpha_{\text{ср}} - 1)V_{\text{в}}^0]$	0,948	0,949	0,95	0,952	0,954	0,956	0,958
Полный объем газов, $\text{м}^3/\text{кг}$, $V_{\text{г}}^{\text{ПЦ}} = 1,1 \cdot [V_{\text{RO}_2} + V_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{h}_2\text{o}}^{\text{ПЦ}} + (\alpha_{\text{ср}} - 1)V_{\text{в}}^0]$	6,85	6,923	7,042	7,15	7,28	7,404	7,528
Объемная доля трехатомных газов $r_{\text{RO}_2} = 1,1(V_{\text{RO}_2}/V_{\text{г}}^{\text{ПЦ}})$	0,138	0,136	0,133	0,131	0,129	0,127	0,125
Объемная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}} = V_{\text{h}_2\text{O}}^{\text{ПЦ}}/V_{\text{г}}^{\text{ПЦ}}$	0,138	0,137	0,135	0,133	0,131	0,129	0,127
Суммарная объемная доля $r_{\text{п}} = r_{\text{H}_2\text{O}} + r_{\text{RO}_2}$	0,275	0,273	0,268	0,264	0,26	0,256	0,252
Концентрация золовых частиц, $\text{кг}/\text{м}^3$ $\mu_{\text{зл}} = A^{\text{п}}a_{\text{уН}}/100V_{\text{г}}^{\text{ПЦ}}$	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008	0,008

Расчет энтальпий воздуха и продуктов сгорания

Энтальпия теоретического объема воздуха, $\text{кДж}/\text{кг}$, при расчетной температуре ϑ , $^{\circ}\text{C}$, определяется по формуле

$$H_B^0 = V_B^0 c_B \vartheta, \quad (12)$$

где c_B - теплоемкость воздуха при постоянном давлении, кДж/(м³·К).

Энтальпия теоретического объема продуктов сгорания, кДж/кг, при расчетной температуре ϑ , °С, определяется по следующему выражению

$$H_G^0 = (V_{RO_2} c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 c_{H_2O} + V_{N_2}^0 c_{N_2}) \vartheta, \quad (13)$$

где c_{RO_2} , c_{H_2O} , c_{N_2} - теплоемкости соответственно трехатомных газов, водяных паров и азота при постоянном давлении, кДж/(м³·К).

Энтальпия продуктов сгорания при избытке воздуха $\alpha > 1$ определяется по формуле

$$H_G = H_G^0 + (\alpha - 1)H_B^0 + 10\% \cdot H_G^{PC}, \quad (14)$$

где H_G^{PC} - энтальпия газов рециркуляции, значения заданы из заводского расчета к/а, кДж/кг;

α - коэффициент избытка воздуха за соответствующей поверхностью нагрева.

Полученные значения энтальпий при различных температурах представлены в таблице 4.

Таблица 4 - Энтальпии продуктов сгорания, кДж/кг

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	H_G^0 ($\alpha=1$)	H_B^0 ($\beta_B=1$)	H_G^{PC}	$H_G = H_G^0 + (\alpha - 1)H_B^0 + 10\% \cdot H_G^{PC}$				
				Топка (по α_T)	ШПП ($\alpha''_{ширм}$)	КПП (по $\alpha''_{пп}$)	ВЭК ($\alpha''_{вЭК}$)	ВЗП ($\alpha''_{вЗП}$)
100	686.2	559.206	900,1					944
200	1391.5	1123.1	1804.5					1908.9
300	2116.6	1694.1	2742.4				2848.3	2899.1
400	2905.1	2297.3	3709.5				3896.3	
500	3684.3	2900.9	4697.6			4879.2	4937.3	
600	4484.4	3518.4	5706.6			5934.7	6005	
700	5305.3	4148.2	6749.1		6913.6	7017.3		
800	6144.4	4787.5	7812.6		8002.9	8122.6		
900	6998.6	5437.4	8897	8975.8	9111.8	9247.7		
1000	7867.4	6094.6	9998.1	10086.1	10238.5			
1100	8749.7	6801.9	11111.8	11221.3	11391.3			
1200	9643.4	7435	12229.6	12353.3				
1300	10549.5	8116.8	13443.8	13517.2				
1400	11461.9	8803.5	14528.2	14675.4				

Окончание таблицы 4

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	H_{Γ}^0 ($\alpha=1$)	$H_{\text{В}}^0$ ($\beta_{\text{В}}=1$)	$H_{\Gamma}^{\text{ПЦ}}$	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1)H_{\text{В}}^0 + 10\% \cdot H_{\Gamma}^{\text{ПЦ}}$				
				Топка (по α_{T})	ШПП ($\alpha''_{\text{ширм}}$)	КПП (по $\alpha''_{\text{пп}}$)	ВЭК ($\alpha''_{\text{вЭК}}$)	ВЗП ($\alpha''_{\text{вЗп}}$)
1500	12383.7	9493.3	15612.6	15843.6				
1600	13313.1	10188.6	16864.4	17037.2				
1700	14251.5	10885.9	17840	18212.7				
1800	15192.2	11584.2	777,0	19431.1				

Экономичность работы парового котла. Расход топлива на котел.

Коэффициент полезного действия и потери теплоты.

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяем методом обратного баланса:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (15)$$

где q_2 - потеря теплоты с уходящими газами, %;

q_3 - потеря теплоты с химическим недожогом, %. $q_3 = 0$;

q_4 - потеря теплоты с механическим недожогом принята заводскому тепловому расчету, %. $q_4 = 0,5$;

q_5 - потеря теплоты в окружающую среду, %;

q_6 - потеря теплоты с физическим теплом шлака, %.

Потеря теплоты с уходящими газами q_2 , %, зависит от температуры уходящих газов и избытка воздуха продуктов сгорания, покидающих котел, и определяется по следующей формуле

$$q_2 = \frac{(H_{\text{уХ}} - \alpha_{\text{уХ}} H_{\text{ХВ}}^0)(100 - q_4)}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}}, \quad (16)$$

где $H_{\text{уХ}}$ - энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется методом линейной интерполяции по таблице 4 при температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{уХ}} = 147^\circ\text{C}$.
 $H_{\text{уХ}} = 1502,397$;

$H_{\text{ХВ}}^0$ - энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется по таблице 4 при температуре холодного воздуха $t_{\text{ХВ}} = 30^\circ\text{C}$. $H_{\text{ХВ}}^0 = 167,272$;

Q_p^p - располагаемая теплота сжигаемого топлива, кДж/кг. В расчете принимаем равной Q_H^p (см. табл. 1).

$$q_2 = \frac{(1502,397 - 1,35 \cdot 167,272) \cdot (100 - 0,5)}{15658,632} = 8,112 \%$$

Потеря тепла в окружающую среду q_5 , %, определяется следующим образом:

$$q_5 = \frac{(60/D_{\text{НОМ}})^{0,5}}{\lg D_{\text{НОМ}}}, \quad (17)$$

где $D_{\text{НОМ}}$ - паропроизводительность котельного агрегата, кг/с. $D_{\text{НОМ}} = 116,667$;

$$q_5 = \frac{(60/116,667)^{0,5}}{\lg 116,667} = 0,353\%$$

Потеря теплоты с физическим теплом шлака q_6 , %, определяется по формуле

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} A^p (ct)_{\text{шл}}}{Q_p^p}, \quad (18)$$

где $a_{\text{шл}}$ - доля шлакоулавливания в топочной камере. $a_{\text{шл}} = 0,05$;

$(ct)_{\text{шл}}$ - энтальпия шлака, кДж/кг. $(ct)_{\text{шл}} = 560$.

Q_p^p - располагаемое тепло на 1 кг топлива, кДж/кг, находится как:

$$Q_p^p = Q_H^p + c_{\text{топл}} \cdot t_{\text{хв}}, \quad (19)$$

где $c_{\text{топл}}$ - теплоемкость рабочего топлива при температуре $t_{\text{хв}} = 30^\circ$, кДж/кг. $c_{\text{топл}} = 2,111$; принято согласно нормативному методу [3]. для бурых углей

$$Q_p^p = 15658,63 + 2,111 \cdot 30 = 15721,962$$

$$q_6 = \frac{0,05 \cdot 6 \cdot 560}{15721,962} = 0,0107$$

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (8,112 + 0 + 0,5 + 0,353 + 0,0107) = 91,446\%.$$

Определение расхода топлива

Полный расход топлива B , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котла, определяется из баланса между полезным тепловыделением при горении топлива и тепловосприятием рабочей среды в паровом котле:

$$B = \frac{D_{пе}(h_{пе} - \bar{t}_{пв}) + G_{пр}(\bar{t}_{пр} - \bar{t}_{пв})}{Q_p^p \cdot \eta_{ка}^{бр}}, \quad (20)$$

где $h_{пе}$ - энтальпия перегретого пара, кДж/кг. $h_{пе} = 3487,54$;

$\bar{t}_{пв}$ - энтальпия питательной воды, кДж/кг. $\bar{t}_{пв} = 993,864$;

$\bar{t}_{пр}$ - энтальпия продувки, кДж/кг. $\bar{t}_{пр} = 1636,969$;

$G_{пр}$ - расход продувочной воды, кг/с. $G_{пр} = 0,005 \cdot D_{пе} = 0,583$.

$$B = \frac{116,6 \cdot (3487,5 - 993,8) + 0,583 \cdot (1636,9 - 993,86)}{15721,962 \cdot 0,91446} = 20,35 \text{ кг/с.}$$

Расчетный расход топлива B_p , кг/с, определяется по следующему выражению

$$B_p = B(1 - 0,01q_4), \quad (21)$$

$$B_p = 20,355(1 - 0,01 \cdot 0,5) = 20,254 \text{ кг/с.}$$

Действительный расход топлива позволит выбрать необходимую мельницу для размола пыли и горелочные устройства. Так же все удельные тепловосприятия поверхностей нагрева в тепловом расчете парогенератора относят к одному килограмму сгоревшего топлива. А по найденному коэффициенту сохранения тепла можно определить сколько удельного тепловосприятия поверхностей было утрачено от наружного охлаждения.

Тепловой расчет топочной камеры

Для обеспечения устойчивого температурного процесса горения, экономичного и бесшлаковочного режима работы котельных агрегатов необходимо при проектировании и реконструкции топочных камер паровых котлов соблюдение оптимальных значений теплонапряжения топочного объема и температуры на выходе из топки. Чрезмерное снижение приведённых параметров уменьшает эффективность использования объема топка, что приведет к сильному снижению температур, в результате чего увеличатся механический и химический недожог. Для решения этой задачи было решено увеличить топочной объем путем удаления пережима и перемещения задней стенки котла т.е. увеличить глубину топочной камеры, на расстояние чтобы обеспечить теплонапряжение 140 кВт/м³.

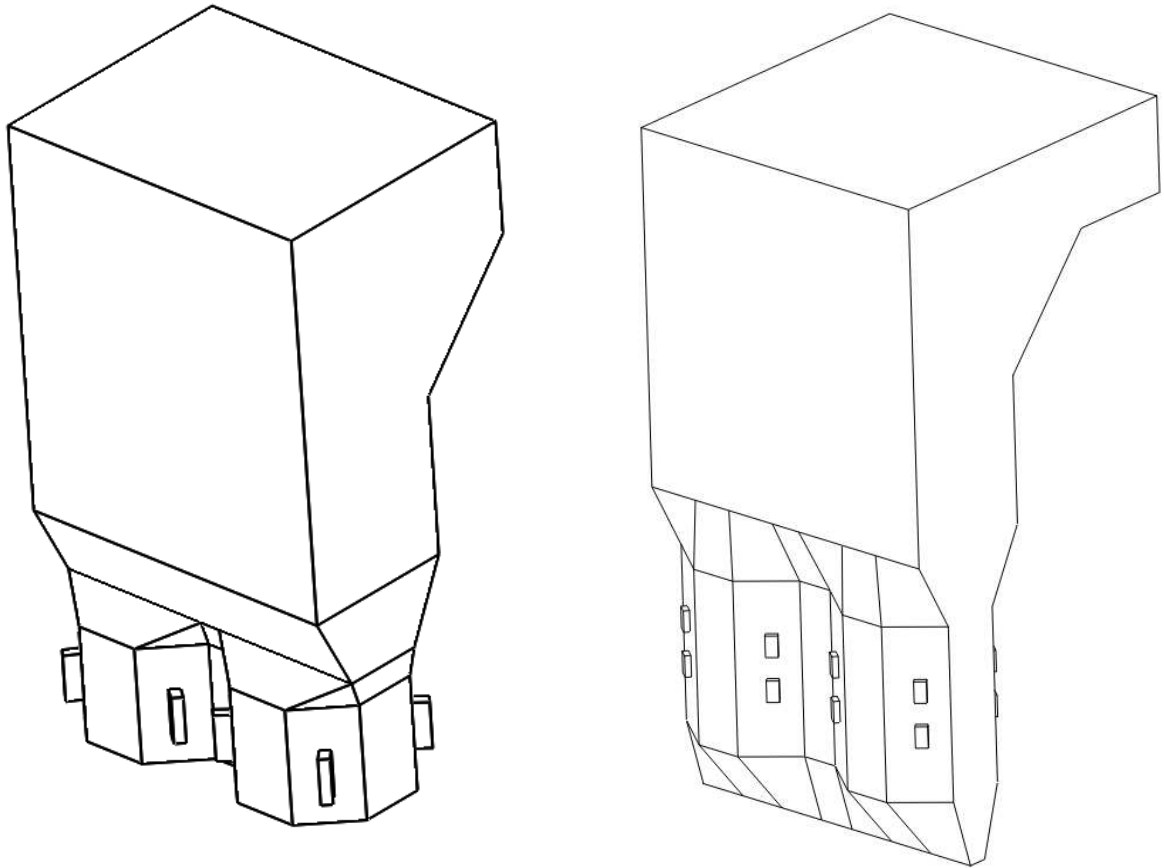


Рисунок 2 — Эскиз топки до реконструкции и после

Для выполнения расчета топки составим ее предварительный эскиз, который может быть принят близким к эскизу топочной камеры реконструированного котла, указанного в задании (рисунок 3).

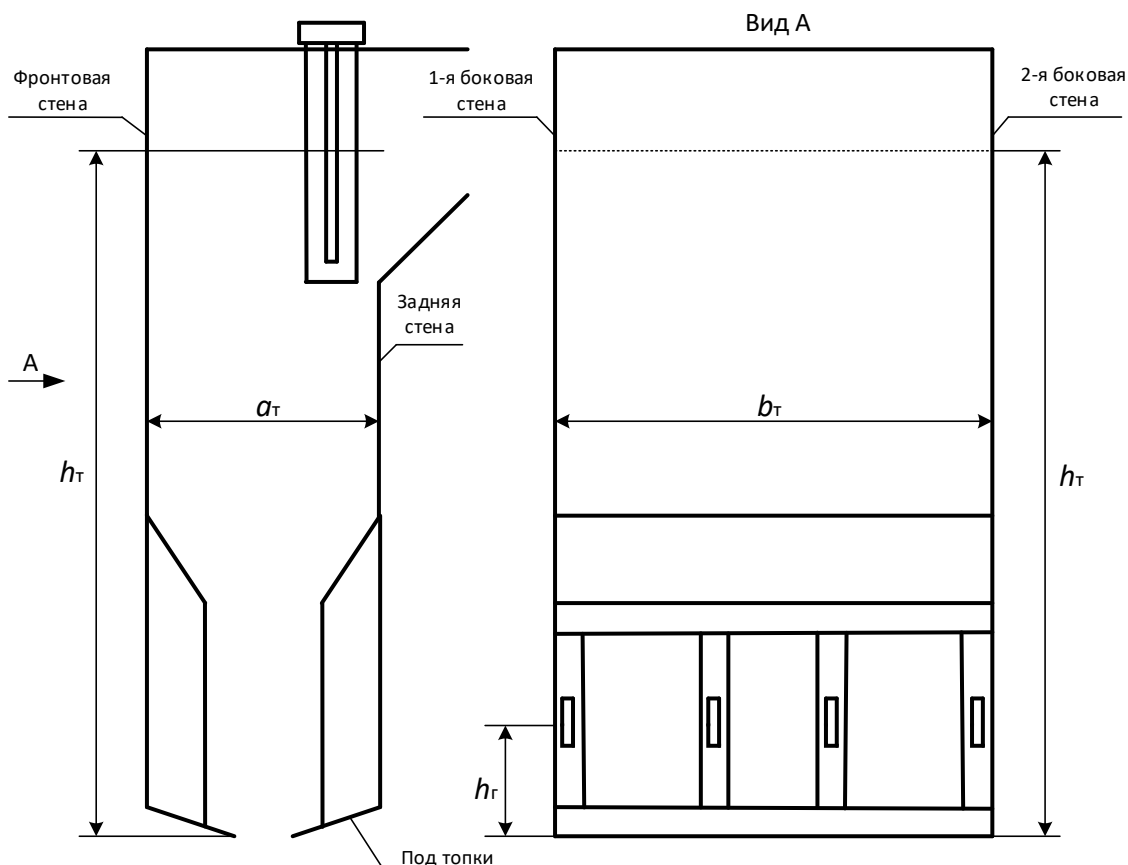


Рисунок 3 – Эскиз топочной камеры котельного агрегата после реконструкции.

Основные конструктивные размеры топки представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Основные конструктивные размеры топки

Наименование	Значение
Ширина топки b_T , м	14,4
Глубина топки a_T , м	7,82
Высота расположения горелочных устройств h_G , м принято согласно заводскому тепловому расчету	2
Высота топки h_T , м	22,2

Полная площадь поверхности стен топки $F_{ст}$, определяется из 3D модели в SOLIDWORKS (см. Рисунок 2):

$$F_{ст} = 1285,8 \text{ м}^2 \quad (22)$$

Объем топочной камеры, также определяется из 3D модели в SOLIDWORKS (см. Рисунок 2):

$$V_T = 22256,59 \text{ м}^3 \quad (23)$$

Далее тепловой расчет приведен в таблице 5, который был выполнен следующим образом – имея данные заводского расчета котельного агрегата был выполнен поверочный расчет топочной камеры и основных поверхностей нагрева. Задача данного расчета была в написании правильного алгоритма и совпадение полученных результатов с заводскими. Затем на основе этого расчета был сделан расчет котлоагрегата после реконструкции. Расчет выполнен в соответствии с нормативным методом [3]. Полученные данные представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Данные теплового расчета топочной камеры

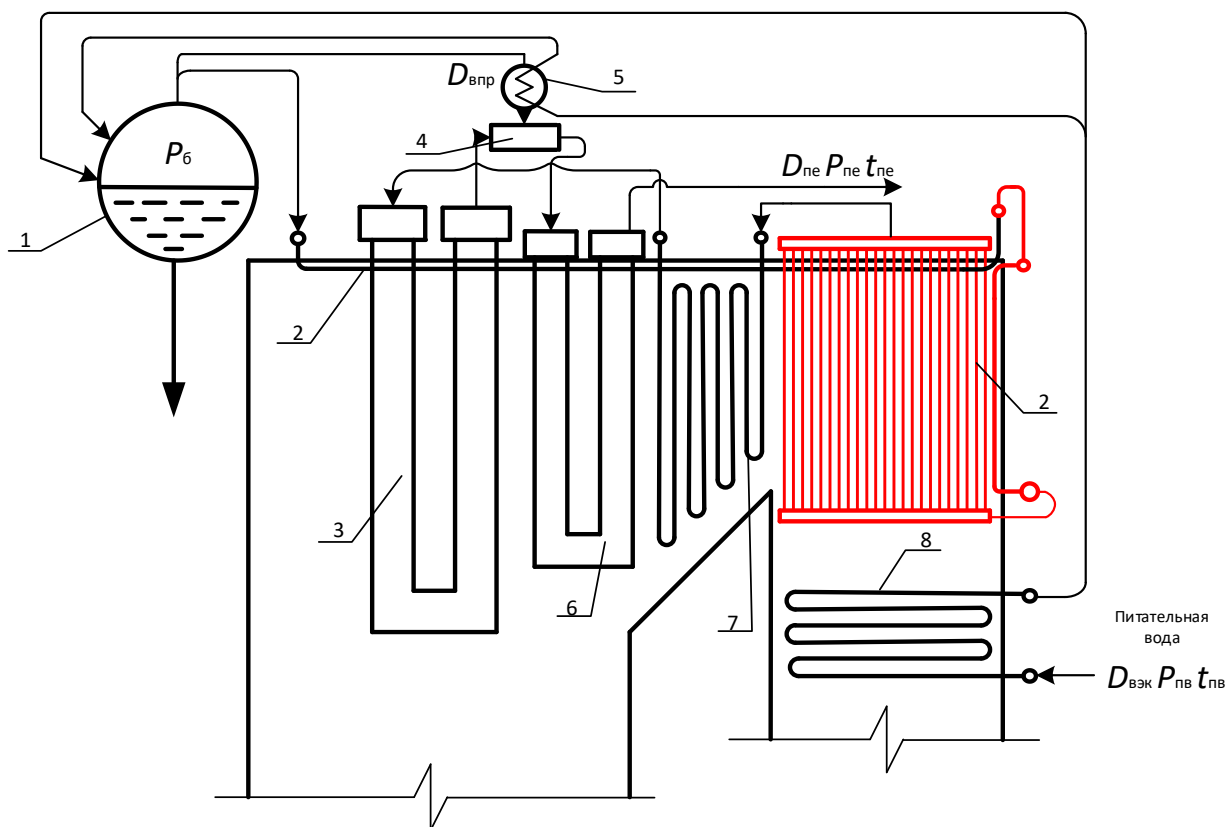
Наименование	Значение	
	До реконструкции	После реконструкции
Площадь стен $F_{ст}$, м	1236	1285,8
Объем топки V_T , м	2032	2256,59
Теплонапряжение объема q_V , кВт/м ³	154,13	139,89
Толщина излучающего слоя s_T , м	6,079	6,318
Темп-ры газов на выходе из топки ϑ_T'' , °С	1127	1063,8
Теплота горячего воздуха Q_B , кДж/кг	2258,137	2038,768
Тепловыделение в топочной камере Q_T , кДж/кг	17924,375	17759,05
Адиабатная температура в топке ϑ_a , °С	1675,5	1661,55
Коэффициент поглощения лучей газами k_T	3,292	3,324
Коэффициент поглощения лучей золой $k_{зл}$	71,025	72,547
Критерий Бугера Bu	1,068	1,242
Эффект. значение критерия Бугера $B\tilde{u}$	0,904	1,299
Степень черноты факела a_ϕ	0,656	0,727
Среднее значение тепловой эффективности $\psi_{ср}$	0,381	0,45
Степень черноты топочной камеры a_T	0,835	0,856
Среднюю суммарную теплоемкость продуктов сгорания $(Vc)_{ср}$, кДж/кг · °С	11,665	11,629
Уточняем температуру газов на выходе из топочной камеры ϑ_T'' , °С	1127,04	1063,81
Энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки H_T'' , кДж/кг	11525,27	10807,989
Количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки Q_L , кДж/кг	6371,157	6924,355
Среднее тепловое напряжение экранов топки q_L , кВт/м ²	103,105	108,569

Расчет показывает, что при реализации данной топочной камеры тепло напряжение составило $139,89 \text{ кВт/м}^3$, а искомая температура на выходе из топки составила $1063,81 \text{ }^\circ\text{C}$, что удовлетворяет условию шлакования поверхностей.

Расчет пароперегревателей выполнялся аналогично тепловому расчету топочной камеры, т.е. расчет до и после реконструкции.

Так как при реконструкции топочной камеры на твердое шлакоудаление заметно упала температура газов на выходе из топки (см. таблицу б), а за ней понизилась и температура перегретого пара, было принято решение об дополнительном экранировании стен поворотного газохода, а именно задней и боковых стен конвективной шахты см. рисунок 4, новые поверхности выделены красным.

Принципиальная тепловая схема пароперегревателей представлена на рисунке 4.



- 1- барабан котла; 2- радиационный потолочный и настенный пароперегреватель; 3- вторая ступень пароперегревателя, топочная ширма; 4- впрыскивающий пароохладитель; 5- установка собственного конденсата; 6- третья и четвертая ступень пароперегревателя, выходная ширма; 7- первая ступень пароперегревателя, конвективный пароперегреватель

Рисунок 4 - Принципиальная схема включения пароперегревателей

Основные размеры пароперегревателя представлены на эскизе ниже, рисунок 5.

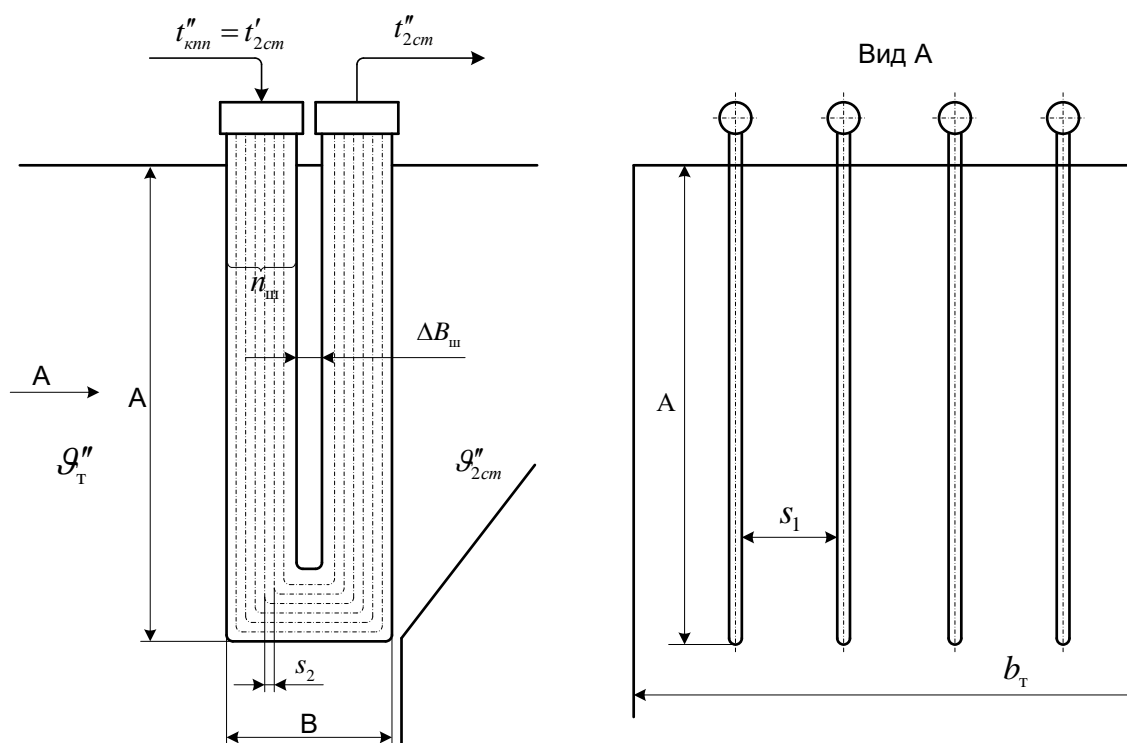


Рисунок 5 - Эскиз ширмового пароперегревателя

Расчет поверхностей пароперегревателей представлен в таблице 7. Расчет выполнен в соответствии с нормативным методом [3].

Таблица 7 – Данные теплового расчета второй и третьей ступени пароперегревателя.

Наименование	Значение			
	До реконструкции		После реконструкции	
	2 ст.	3 ст.	2 ст.	3 ст.
Ширина пароперегревателя B , м	1,702	1,25	1,702	1,25
Высота пароперегревателя A , м	9,6	7,32	9,6	7,32
Зазор между лентами $\Delta B_{ш}$, м	0,150	0,150	0,150	0,150
Наружный диаметр труб $d_{н}$, м	0,032	0,032	0,032	0,032
Внутренний диаметр труб $d_{вн}$, м	0,024	0,022	0,024	0,022
Шаг между соседними пароперегревателями s_1 , м	0,565	0,240	0,565	0,240
Продольный шаг труб в ленте ширмы s_2 , м	0,038	0,05	0,038	0,05
Число пакетов в одной ступени по ширине газохода z_1 , шт	24	32	24	32

Продолжение таблицы 7

Наименование	Значение			
--------------	----------	--	--	--

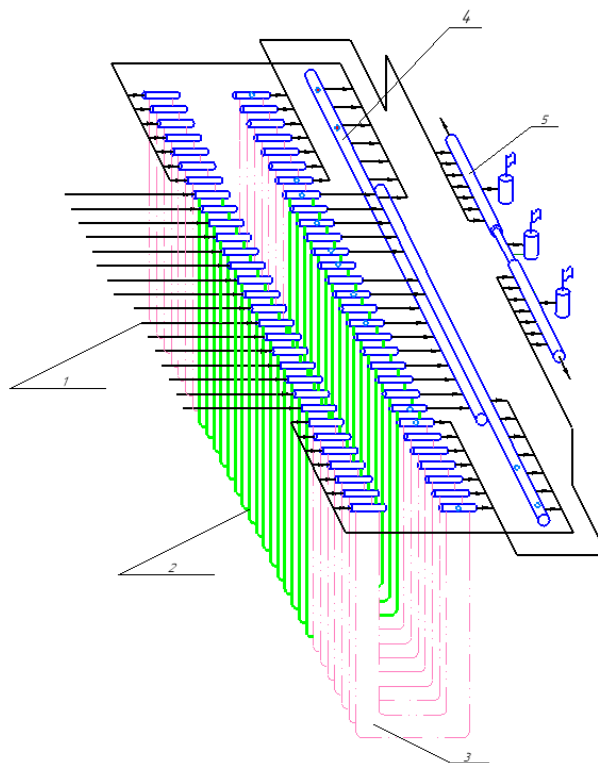
	До реконструкции		После реконструкции	
	2 ст.	3 ст.	2 ст.	3 ст.
Число параллельно включенных труб в одной ленте $n_{ш}$, шт	21	12	21	12
Площадь ступени $F_{2ст}$, м ²	944	496	944	496
Сечение для прохода газов $f_{ст}^г$, м ²	141,5	92,273	141,5	92,273
Сечения для прохода пара $f_{ст}^п$, м ²	0,114	0,146	0,114	0,146
Принимаем темп. пара на входе в ступень $t'_{ст}$, °С	407,8	450,9	423,65	463,6
Принимаем темп. пара на выходе из ступени $t''_{ст}$, °С	450,9	513,05	463,6	518,99
Энтальпия пара на входе $h'_{ст}$, кДж/кг	3021,74	3175,986	3079,9	3213,126
Энтальпия пара на выходе $h''_{ст}$, кДж/кг	3173,53	3358,879	3213,126	3375,348
Темп-ра газов перед ступенью $\vartheta'_{ст}$, °С	1127,04	1023,52	1063,81	970,765
Принимаем температуру газов за ступенью $\vartheta''_{ст}$, °С	1023,52	830,88	970,765	798,42
Тепловая нагрузка на ступень, q_l кВт/м ² .	67,018	-	70,57	-
Тепло излучения из топки $Q_{вх}^л$, кДж/кг	504,284	-	526,843	-
Угловой коэффициент ступени $\phi_{ст}$	0,162	0,095	0,162	0,095
Эффективная толщина излучающего слоя $s_{ст}$:	0,731	0,401	0,731	0,401
Коэф. поглощения лучей газами k_g	10,662	16,306	11,478	16,767
Коэф. поглощения лучей золой $k_{зл}$	74,036	78,17	76,086	80,084
Критерий Бугера Vi	0,245	0,193	0,281	0,211
Степень черноты газов ступени $a_{ст}$	0,271	0,175	0,245	0,19
Тепло излучения на поверхность расположенную за ступенью $Q_{вых}^л$, кДж/кг	188,569	-	193,329	-
Тепловосприятие ступени из топки или от предыдущей ступени $Q_{ст}^л$, кДж/кг	303,286	81,384	333,513	78,279
Теплота, отданная газами пароперегревателю $Q_{ст}^б$, кДж/кг	1043,318	973,679	919,142	850,207
Энтальпия дымовых газов за ступенью $H''_{ст}$, кДж/кг	10351,225	8343,01	9759,324	7985,491
Температура газов за ступенью $\vartheta''_{ст}$, °С	1023,52	830,883	970,765	798,42
Скорость газов ω_g , м/с	4,548	6,239	4,387	6,064
Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k , ккал/(ч · м ² · К)	31,877	52,68	31,274	53,507
Средний удельный объем пара $v_{п}$, м ³ /кг	0,019	0,021	0,019	0,022

Окончание таблицы 7

Наименование	Значение
--------------	----------

	До реконструкции		После реконструкции	
	2 ст.	3 ст.	2 ст.	3 ст.
Скорость пара $\omega_{п}$, м/с	18,242	16,955	19,001	17,302
Коэффициент теплоотдачи от стенки пару α_2 , ккал/(ч · м ² · К)	4564,664	3599,96	4439,93	3573,287
Температура загрязнённой стенки t_3 , °С	721,497	842,405	772,408	791,644
Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, ккал/(ч · м ² · К)	55,987	47,735	54,947	45,73
Коэффициент теплоотдачи от газов α_1 , ккал/(ч · м ² · К)	83,792	125,853	82,223	121,742
Коэффициент теплопередачи ступени k , Вт/(м ² · К),	48,105	89,643	48,059	88,999
Температурный напор для ступени Δt , °С	645,911	440,227	573,666	388,298
Количество тепла за счет теплопередачи $Q_{ст}^T$, кДж/кг	1043,876	972,608	918,98	850,222
Погрешность δQ , %	0,054	0,11	0,008	0,002

Особенностью расчета 3-ей и 4-ой ступени является то, что выполнены они в один ряд по ширине топки, пар поступает в средние ширмы (3 ступень), нагревается там, затем через впрыскивающий пароохладитель перебрасывается в крайние ширмы. Таким образом получается, что 3-ья и 4-ая включены по ходу газов параллельно, а по пару последовательно.



1- подвод пара из топочной ширмы; 2- третья ступень пароперегревателя; 3-четвертая ступень пароперегревателя, топочная ширма; 4- впрыскивающий парохладитель; 5- паросборные камеры

Рисунок 6 - Принципиальная схема включения выходной ширмы

Таблица 8 – Данные теплового расчета четвертой и первой ступени пароперегревателя.

Наименование	Значение			
	До реконструкции		После реконструкции	
	4 ст.	1 ст.	4 ст.	1 ст.
Ширина пароперегревателя B , м	1,25	1,3	1,25	1,3
Высота пароперегревателя A , м	7,32	2,8	7,32	2,8
Зазор между лентами $\Delta B_{ш}$, м	0,150	-	0,150	-
Наружный диаметр труб d_n , м	0,032	0,032	0,032	0,032
Внутренний диаметр труб $d_{вн}$, м	0,022	0,024	0,022	0,024
Шаг между соседними пароперегревателями s_1 , м	0,240	0,087	0,240	0,087
Продольный шаг труб в ленте ширмы s_2 , м	0,05	0,0616	0,05	0,0616
Число пакетов в одной ступени по ширине газохода z_1 , шт	28	358	28	358
Число параллельно включенных труб в одной ленте $n_{ш}$, шт	12	18	12	18

Продолжение таблицы 8

Наименование	Значение			
	До реконструкции		После реконструкции	
	4 ст.	1 ст.	4 ст.	1 ст.
Площадь ступени $F_{2ст}$, м ²	435	1408	435	1408
Сечение для прохода газов $f_{ст}^r$, м ²	92,273	46,583	92,273	46,583
Сечения для прохода пара $f_{ст}^п$, м ²	0,1396	0,1619	0,1396	0,1619
Темп. пара на входе в ступень $t_{ст}^l$, °C	511,01	351,4	512,198	357,2
Темп. пара на выходе из ступени $t_{ст}''$, °C	560	407,8	560	423,65
Энтальпия пара на входе $h_{ст}^l$, кДж/кг	3340,92	2651,734	3357,375	2727,922
Энтальпия пара на выходе $h_{ст}''$, кДж/кг	3487,542	3011,573	3487,542	3070,824
Темп-ра газов перед ступенью $\vartheta_{ст}'$, °C	1013,52	836,74	970,765	803,46
Температура газов за ступенью $\vartheta_{ст}''$, °C	842,614	646,95	813,445	623,01
Эффективная толщина излучающего слоя $s_{ст}$:	0,401	0,163	0,401	0,163

Коэф. поглощения лучей газами k_g	16,242	29,123	16,713	29,617
Коэф. поглощения лучей золой $k_{зл}$	77,915	87,176	79,713	88,854
Критерий Бугера Bu	0,194	0,135	0,207	0,142
Степень черноты газов ступени $a_{ст}$	0,175	0,126	0,188	0,132
Тепловосприятие ступени от предыдущей ступени ч/з излучение $Q_{ст}^л$, кДж/кг	66,077	-	71,375	-
Теплота, отданная газами пароперегревателю $Q_{ст}^б$, кДж/кг	783,765	1963,387	684,614	1856,313
Энтальпия дымовых газов за ступенью $H_{ст}''$, кДж/кг	8472,7622	6440,032	8096,39	6181,644
Температура газов за ступенью $\vartheta_{ст}''$, °C	842,614	646,95	813,445	623,011
Скорость газов ω_g , м/с	6,27	11,904	6,458	11,66
Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k , ккал/(ч · м ² · К)	53,665	88,293	54,839	87,41
Средний удельный объем пара $v_{п}$, м ³ /кг	0,024	0,016	0,024	0,015
Скорость пара $\omega_{п}$, м/с	19,975	9,283	20,082	9,879
Коэффициент теплоотдачи от стенки пару α_2 , ккал/(ч · м ² · К)	3624,7	4349,023	3621,9	4042,279
Температура загрязнённой стенки t_3 , °C	869,51	503,7	816,677	510,352
Коэффициент теплоотдачи излучением α_l , ккал/(ч · м ² · К)	75,425	24,37	71,885	24,418
Коэффициент теплоотдачи от газов α_1 , ккал/(ч · м ² · К)	128,932	112,663	126,894	111,828

Окончание таблицы 8

Наименование	Значение			
	До реконструкции		После реконструкции	
	4 ст.	1 ст.	4 ст.	1 ст.
Коэффициент теплопередачи ступени k , Вт/(м ² · К),	91,223	76,631	91,035	82,258
Температурный напор для ступени Δt , °C	394,912	363,581	348,538	322,811
Количество тепла за счет теплопередачи $Q_{ст}^т$, кДж/кг	783,449	1961,23	684,622	1856,313
Погрешность δQ , %	0,04	0,11	0,001	0,094

Так как упала температура продуктов сгорания на выходе из топочной камеры, а в след за ней и температура перегретого пара ~14 °C, в рамках реконструкции было принято о дополнительном экранировании поворотного газохода (см. рисунок 4), таким образом увеличить площадь радиационного

пароперегревателя и тем самым увеличить количество тепла воспринимаемо этой поверхностью. Этого тепла должно хватить чтобы покрыть образовавшуюся разницу температур. В расчете ниже это проверяется.

Расход пара, кг/с, через радиационный $D_{рпп}$ пароперегреватель определяется по формуле

$$D_{рпп} = D_{пе} - D_{впр}, \quad (24)$$

где $D_{впр}$ - расход пара на впрыск, данные взяты с ТЭЦ-2, кг/с. $D_{впр} = 7,528$;

$$D_{рпп} = D_{шпп} = 116,66 - 7,528 = 109,139 \text{ кг/с.}$$

Давление на выходе из радиационного пароперегревателя $P_{рпп}''$, МПа:

$$P_{рпп}'' = 1,1P_{пе}, \quad (25)$$

где $P_{пе}$ - давление острого пара.

$$P_{рпп}'' = 1,1 \cdot 14 = 15,4 \text{ МПа.}$$

Прирост энтальпии пара $\Delta h_{рпп}$, кДж/кг, в радиационном пароперегревателе определяется по формуле

$$\Delta h_{рпп} = \frac{Q_{рпп} B_p}{D_{рпп}}, \quad (26)$$

где $Q_{рпп}$ - суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя, кДж/кг.

Тепловосприятие пароперегревателя, кВт/м²:

$$Q_{рпп} = Q_{пот} + Q_{пк} \quad (27)$$

где $Q_{пот}$ – тепловосприятие поверхностей нагрева, на потолке котлоагрегата, кДж/кг;

$Q_{пк}$ – тепловосприятие поверхностей нагрева, расположенных в поворотной камере, кДж/кг.

Тепловосприятие потолочного радиационного пароперегревателя, кДж/кг, находится как:

$$Q_{пот} = \frac{q_l \cdot \eta_v \cdot F_{пот}^{топк}}{B_p} + \frac{q_0 \cdot (\bar{T}_{гг}/1273)^2 \cdot F_{пот}^{гг}}{B_p}, \quad (28)$$

а поверхностей в поворотной камере, кДж/кг, как:

$$Q_{\text{ПК}} = \frac{q_0 \cdot (s_{\text{ПК}}/2,8)^{0,25} \cdot (T''_{1\text{СТ}}/1273)^2 \cdot F_{\text{ПК}}}{B_p}, \quad (29)$$

где q_0 – среднее теплонапряжение экранов см. таблицу 6, $q_0 = 108,569$ кВт/м²;

$\eta_{\text{в}}$ – коэффициент неравномерности тепловосприятия для потолка, принимаем $\eta_{\text{в}} = 0,6$;

$F_{\text{ПОТ}}^{\text{ТОПК}}$ – площадь поверхности потолка в пределах топочной камеры, $F_{\text{ПОТ}}^{\text{ТОПК}} = 97,229$ м²

q_0 – удельное теплонапряжение поверхности, принимаем 35 кВт/м²;

$\bar{T}_{\text{ГГ}}$ – средняя температура газов в горизонтальном газоходе, К. $\bar{T}_{\text{ГГ}} = (T''_{2\text{СТ}} + T''_{1\text{СТ}})/2 = 1332,7$ К, где $T''_{2\text{СТ}}, T''_{1\text{СТ}}$ – температуры газов за второй и первой ступень пароперегревателя соответственно (см таблицу 7,8), К; $\bar{T}_{\text{ГГ}} = 1065,038$ К.

$F_{\text{ПОТ}}^{\text{ГГ}}$ – площадь поверхности потолка в пределах горизонтального газохода, $F_{\text{ПОТ}}^{\text{ГГ}} = 60,48$ м²

$s_{\text{ПК}}$ – эффективная толщина излучения объема газов в поворотной камере, м. $s_{\text{ПК}} = 3,6 \cdot (V_{\text{ПК}}/F_{\text{ПК}})$, где $V_{\text{ПК}}$ – объем поворотной камеры $V_{\text{ПК}} = 397,987$ м³, $F_{\text{ПК}}$ – площадь экранирования поворотной камеры $F_{\text{ПК}} = 206,692$ м²; $s_{\text{ПК}} = 6,932$ м.

Тепловосприятие потолочного радиационного пароперегревателя:

$$Q_{\text{ПОТ}} = \frac{108,569 \cdot 0,6 \cdot 97,229}{20,16} + \frac{35 \cdot (1065/1273)^2 \cdot 60,48}{20,16} = 387,65 \text{ кДж/кг.}$$

Тепловосприятие поверхностей нагрева в области поворотной камеры:

$$Q_{\text{ПК}} = \frac{35 \cdot (6,932/2,8)^{0,25} \cdot (896,16/1273)^2 \cdot 206,69}{20,16} = 305,66 \text{ кДж/кг.}$$

Суммарное тепловосприятие радиационного пароперегревателя находим по формуле (27), кДж/кг:

$$Q_{\text{рпп}} = 387,65 + 305,66 = 693,318.$$

Прирост энтальпии пара, кДж/кг, по формуле (26):

$$\Delta h_{\text{рпп}} = \frac{693,318 \cdot 20,16}{109,139} = 128,071.$$

Энтальпия пара на выходе из радиационного пароперегревателя равна:

$$h''_{\text{рпп}} = h'_{\text{рпп}} + \Delta h_{\text{рпп}}, \quad (30)$$

где $h'_{\text{рпп}}$ – энтальпия пара на входе в подогреватель, 2599,2 кДж/кг.

$$h''_{\text{рпп}} = 2599,2 + 128,071 = 2727,277.$$

По найденному значению энтальпии при давлении пара $P_{\text{рпп}}$ найдем температуру пара, °С: $t''_{\text{рпп}} = f(P_{\text{рпп}}, h''_{\text{рпп}}) = 357,2$. Что соответствует ранее заданной температуре пара на входе в первую ступень см. таблицу 8.

Расчет поверхностей нагрева в конвективной шахте.

Расчет хвостовых поверхностей нагрева выполнялся аналогично тепловому расчету топочной камеры и пароперегревателей. Имея данные с теплового расчета котлоагрегата до реконструкции, был составлен алгоритм поверочного расчета с целью полного повторения заводского расчета. На основе этого расчета был произведен новый расчет поверхностей нагрева уже после реконструкции.

Так как при реконструкции топочной камеры на твердое шлакоудаление нет нужды греть воздух до температур близких ~400°С, то расчет первой ступени ВЗП был выполнен конструкторской методикой для обеспечения температуры уходящих газов $\vartheta_{\text{ух}} = 147$ °С.

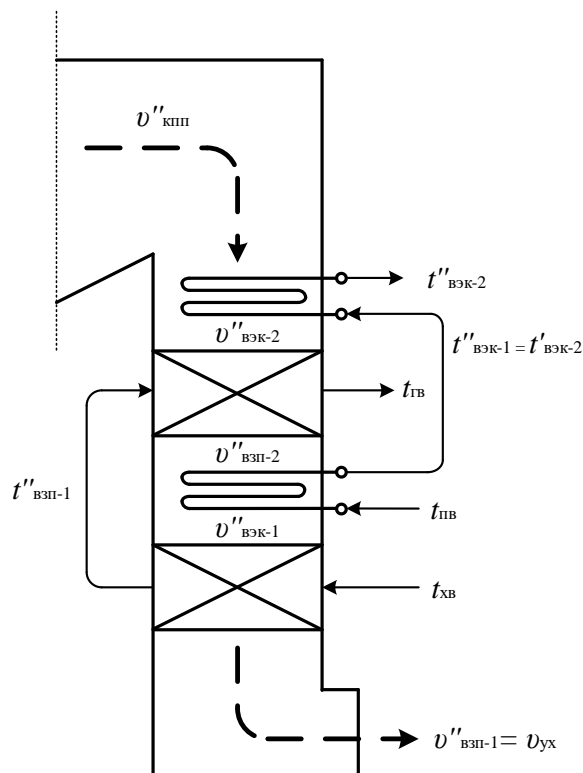


Рисунок 7 - Эскиз компоновки конвективной шахты

Таблица 9 – Данные теплового расчета вторых ступеней ВЭК и ВЭП

Наименование	Значение			
	До реконструкции		После реконструкции	
	ВЭК 2ст.	ВЭП 2ст.	ВЭК 2ст.	ВЭП 2ст.
Наружный диаметр труб d_n , м	0,032	0,04	0,032	0,04
Внутренний диаметр труб $d_{вн}$, м	0,022	0,037	0,022	0,037
Поперечный шаг s_1 , м	0,08	54	0,08	54
Продольный шаг труб s_2 , м	0,055	42	0,055	42
Площадь ступени $F_{2ст}$, м ²	2884	11830	2884	11830
Сечения для прохода газов $f_{ст}^г$, м ²	44,7	21,5	44,7	21,5
Сечения для прохода нагреваемой среды $f_{ст}^{сред}$, м ²	-	26,4	-	26,4
Темп. нагреваемой среды на входе в ступень $t'_{ст}$, °С	263,3	259	258,1	228
Темп. нагреваемой среды на выходе из ступени $t''_{ст}$, °С	344,792	366	336,67	332
Энтальпия нагреваемой среды на входе $h'_{ст}$, кДж/кг	1149,782	1459,23	1218,118	1282,331

Окончание таблицы 9

Наименование	Значение
--------------	----------

	До реконструкции		После реконструкции	
	ВЭК 2ст.	ВЗП 2ст.	ВЭК 2ст.	ВЗП 2ст.
Энтальпия нагреваемой среды на выходе $h''_{ст}$, кДж/кг	1728,977	2017,47	1564,373	1896,466
Темп-ра газов перед ступенью $\vartheta'_{ст}$, °С	626,5	437,6	611,08	424,4
Температура газов за ступенью $\vartheta''_{ст}$, °С	437,6	368,52	421,4	347,6
Эффективная толщина излучающего слоя $s_{ст}$:	0,129	-	0,129	-
Коэф. поглощения лучей газами k_r	37,088	-	37,397	-
Коэф. поглощения лучей золой $k_{зл}$	101,73	-	103,084	-
Критерий Бугера Bu	0,133	-	0,138	-
Степень черноты газов ступени $a_{ст}$	0,125	-	0,129	-
Теплота, отданная газами пароперегревателю $Q_{ст}^6$, кДж/кг	2149,08	605,689	2003,751	666,337
Энтальпия дымовых газов за ступенью $H''_{ст}$, кДж/кг	4284,871	3624,5	4117,048	3400,595
Температура газов за ступенью $\vartheta''_{ст}$, °С	437,6	368,52	421,4	347,59
Скорость газов ω_r , м/с	9,035	16,103	8,928	15,784
Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k , ккал/(ч · м ² · К)	82,251	47,856	81,737	47,561
Скорость воздуха ω_b , м/с	-	7,394	-	7,124
Коэффициент теплоотдачи от стенки воздуху α_2 , ккал/(ч · м ² · К)	-	86,905	-	80,48
Температура загрязнённой стенки t_3 , °С	364,046	-	357,389	-
Коэффициент теплоотдачи излучением α_l , ккал/(ч · м ² · К)	13,923	-	13,883	-
Коэффициент теплоотдачи от газов α_1 , ккал/(ч · м ² · К)	96,174	см. α_k	95,62	см. α_k
Коэффициент теплопередачи ступени k , Вт/(м ² · К),	68,723	28,714	62,208	27,814
Температурный напор для ступени Δt , °С	215,6	35,876	206,41	40,873
Количество тепла за счет теплопередачи $Q_{ст}^T$, кДж/кг	2136,32	609,252	2014,03	667,078
Погрешность δQ , %	0,594	0,585	0,513	0,11

Таблица 10 – Данные теплового расчета первых ступеней ВЭК и ВЗП

Наименование	Значение			
	До реконструкции		После реконструкции	
	ВЭК 1ст.	ВЗП 1ст.	ВЭК 1ст.	ВЗП 1ст.
Наружный диаметр труб d_n , м	0,032	0,04	0,032	0,04
Внутренний диаметр труб $d_{вн}$, м	0,024	0,037	0,024	0,037
Поперечный шаг s_1 , м	0,08	60	0,08	60
Продольный шаг труб s_2 , м	0,046	42	0,046	42
Площадь ступени $F_{2ст}$, м ²	4300	24700	4300	18525
Сечение для прохода газов $f_{ст}^r$, м ²	39,4	21,1	39,4	21,1
Сечения для прохода нагреваемой среды $f_{ст}^{сред}$, м ²	-	25,8	-	25,8
Темп. нагреваемой среды на входе в ступень $t'_{ст}$, °С	230	60	230	30
Темп. нагреваемой среды на выходе из ступени $t''_{ст}$, °С	263,3	259	258,2	228
Энтальпия нагреваемой среды на входе $h'_{ст}$, кДж/кг	993,146	334,964	993,146	167,272
Энтальпия нагреваемой среды на выходе $h''_{ст}$, кДж/кг	1149,782	1459,23	1125,152	1282,331
Темп-ра газов перед ступенью $\vartheta'_{ст}$, °С	368,52	277,95	347,6	270,68
Температура газов за ступенью $\vartheta''_{ст}$, °С	277,95	147	270,68	147
Эффективная толщина излучающего слоя $s_{ст}$:	0,103	-	0,103	-
Коэф. поглощения лучей газами k_r	46,582	-	46,893	-
Коэф. поглощения лучей золой $k_{зл}$	124,276	-	126,275	-
Критерий Бугера Bi	0,129	-	0,134	-
Степень черноты газов ступени $a_{ст}$	0,121	-	0,126	-
Теплота, отданная газами пароперегревателю $Q_{ст}^b$, кДж/кг	913,603	1256,748	763,911	1243,29
Энтальпия дымовых газов за ступенью $H''_{ст}$, кДж/кг	2710,279	1436,137	2673,083	1436,137
Температура газов за ступенью $\vartheta''_{ст}$, °С	277,95	1436,137	270,68	1436,137
Скорость газов ω_r , м/с	7,855	12,29	7,729	12,212
Коэффициент теплоотдачи конвекцией α_k , ккал/(ч · м ² · К)	67,033	44,087	66,507	44,194
Скорость воздуха $\omega_в$, м/с	-	5,806	-	5,436
Коэффициент теплоотдачи от стенки воздуху α_2 , ккал/(ч · м ² · К)	-	58,178	-	51,165
Температура загрязнённой стенки t_3 , °С	306,65	-	304,1	-

Окончание таблицы 10

Наименование	Значение			
	До реконструкции		После реконструкции	
	ВЭК 2ст.	ВЗП 2ст.	ВЭК 2ст.	ВЗП 2ст.
Коэффициент теплоотдачи излучением $\alpha_{л}$, ккал/(ч · м ² · К)	8,394	-	8,418	-
Коэффициент теплоотдачи от газов α_1 , ккал/(ч · м ² · К)	75,427	см. α_k	74,925	см. α_k
Коэффициент теплопередачи ступени k , Вт/(м ² · К),	54,42	26,252	55,894	22,062
Температурный напор для ступени Δt , °С	75,802	39,099	64,45	61,854
Количество тепла за счет теплопередачи $Q_{ст}^T$, кДж/кг	919,273	1267,501	768,349	1243,29
Погрешность δQ , %	0,8	0,585	0,221	0,848

Составление прямого баланса котла

Завершающим этапом распределения тепловосприятий является проверка правильности распределения с помощью определения невязки теплового баланса котельного агрегата, кДж/кг

$$\Delta Q = Q_H^p \eta_{ка}^{бр} - (Q_{л} + Q_{1ст}^б + Q_{2ст}^б + Q_{3ст}^б + Q_{4ст}^б + Q_{ВЭК2ст}^б + Q_{ВЭК1ст}^б) \left(\frac{100 - q_4}{100} \right), \quad (31)$$

где Q_H^p - низшая рабочая теплота сгорания, кДж/кг;

$\eta_{ка}^{бр}$ - коэффициент полезного действия (в относительных единицах);

$Q_{л}$ - тепловосприятие экранов в топке, кДж/кг;

$Q_{1ст}^б, Q_{2ст}^б, Q_{3ст}^б, Q_{4ст}^б$ - тепловосприятие первой, второй, третьей, четвертой ступени пароперегревателя соответственно, кДж/кг;

$Q_{ВЭК1ст}^б, Q_{ВЭК2ст}^б$ - тепловосприятие водяного экономайзера первой и второй ступени соответственно, кДж/кг;

q_4 - потеря от механического недожога, %.

$$\begin{aligned} \Delta Q_{дорек} &= 15658,6 \cdot 0,912 \\ &- (6371,15 + 1963,38 + 1043,318 + 973,679 + 783,765 \\ &+ 2149,08 + 913,603) \cdot \left(\frac{100 - 0,5}{100} \right) = 42,278 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

$$\Delta Q_{\text{рек}} = 15658,6 \cdot 0,91025 - (6924,35 + 1856,31 + 919,142 + 850,207 + 684,614 + 2003,751 + 763,911) \cdot \left(\frac{100 - 0,5}{100}\right) = 29,751 \text{ кДж/кг.}$$

Относительная величина невязки, %:

$$\delta Q_{\text{дорек}} = \left| \frac{\Delta Q_{\text{дорек}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \right| 100\% = \left| \frac{42,278}{15658,6} \right| \cdot 100 = 0,27\%.$$

$$\delta Q_{\text{рек}} = \left| \frac{\Delta Q_{\text{рек}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \right| 100\% = \left| \frac{29,751}{15658,6} \right| \cdot 100 = 0,19\%.$$

Величина невязки меньше 0,5%, значит тепловой расчет поверхностей нагрева котла выполнен верно.

Реконструкция котельного агрегата БКЗ-420-140 с использованием вихревого сжигания в предтопке с твердым шлакоудалением, позволяет обеспечить температуру газов на выходе из топки равную 1063 °С и при этом нести номинальную нагрузку. Повышение температуры перегретого пара было достигнуто номинальных 560 °С с помощью дополнительных радиационных панелей в поворотном газоходе котла. Установка данных панелей на боковых и задней стенках котлоагрегата не увеличивает аэродинамического сопротивления, а работы по монтажу и трудности с обслуживанием минимальны.

Чтобы обеспечить температуру уходящих газов в 147 °С и предупредить конденсацию водяных паров в дымовых газах, их соединение с сернистыми ангидридами, был демонтирован 1 ход ВЗП первой ступени.

По завершению теплового расчета котельного агрегата изобразим схему изменения температур по газовоздушному и пароводяному тракту (рисунок 8).

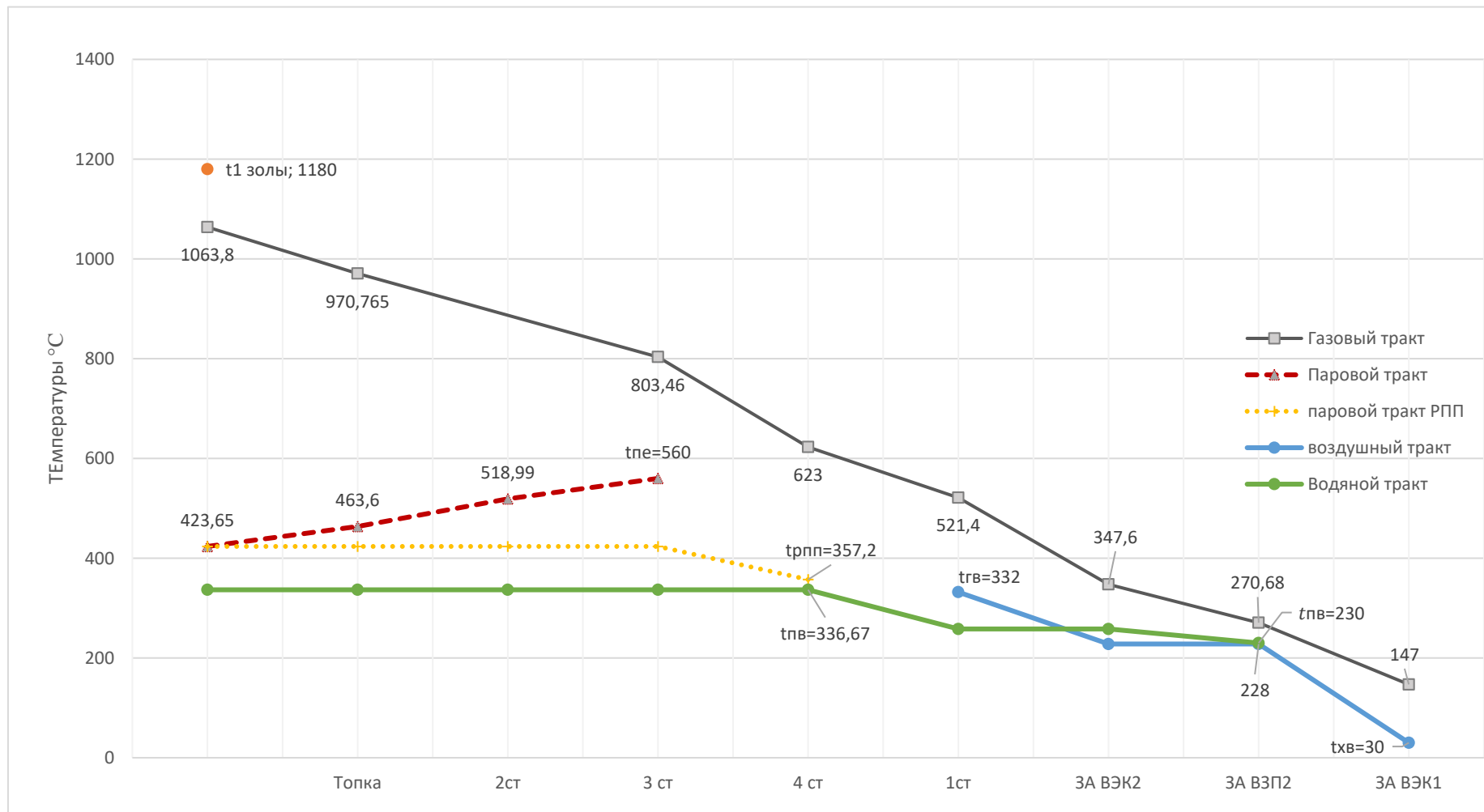


Рисунок 8 – Диаграмма изменения температур

2.2 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы.

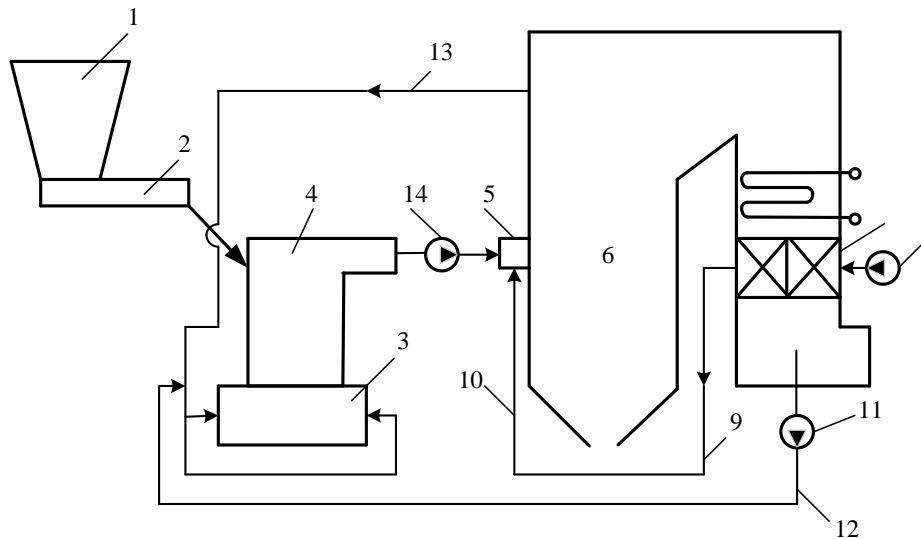
Выбор сушильного агента.

Характеристики топлива, на которое проектируется котел, представлены в таблице 11.

Таблица 11 - Характеристики исходного топлива и угольной пыли

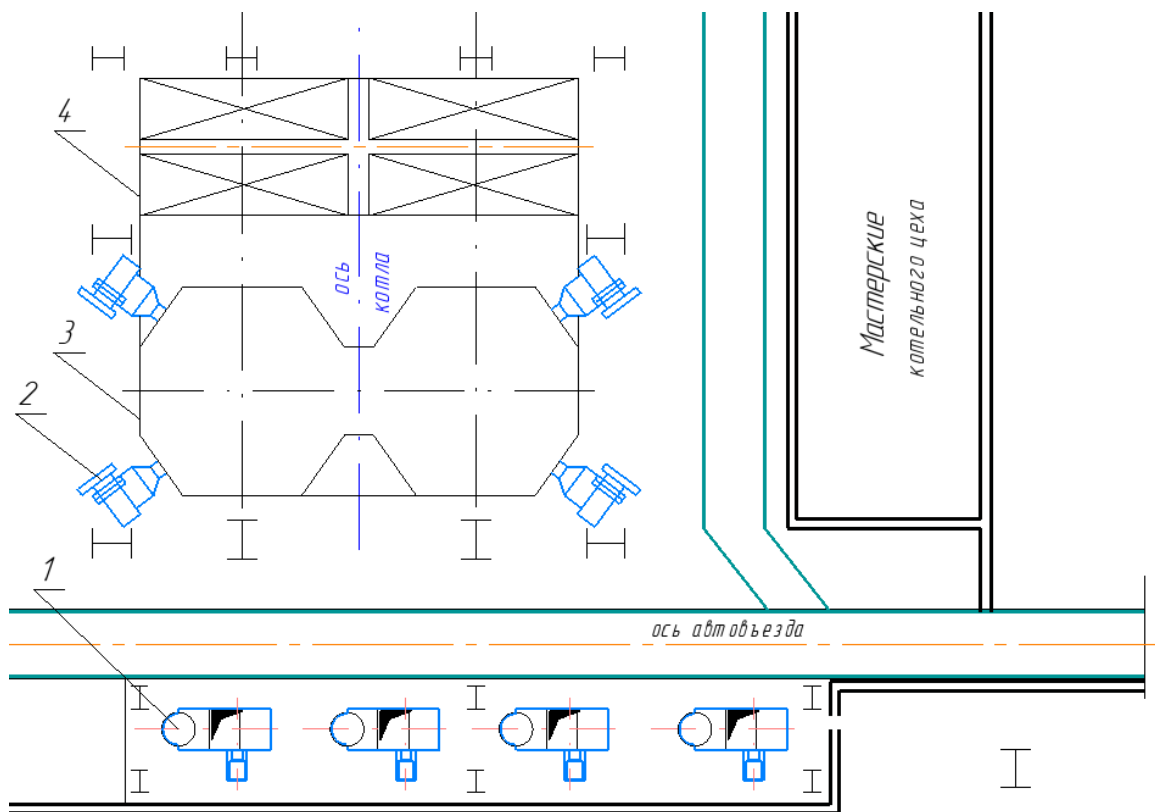
Бассейн, месторождение	Марка топлива	Влажность пыли $W^{пл}$, %	Приведенные		Коэффициент размолоспособности $K_{ло}$	Рекомендуемая тонкость помола R_{90}
			Влажность $W^п$, %·кг/МДж	Зольность $A^п$, %·кг/МДж		
Бородинское	2Б	14	0,99	1,38	1,2	55

На сегодняшний день на Красноярской ТЭЦ-2 используется закрытая система пылеприготовления с промбункером и газовой сушкой. Топливо с бункера сырого угля подается на 2 мельницы ММТ-2000/2590/730, где оно размалывается и высушивается, далее на пылеотделителе разделяется на 2 потока – угольная пыль и сушильный агент. Угольная пыль хранится в бункере пыли и через пылепитатель подается в горелки. А дымовые газы через мельничный вентилятор подаются на сбросные горелки. В рамках реконструкции было принято решение о замене данной системе на систему прямого вдувания в связи большой надежностью и простотой конструкции. Также в данной схеме топливо подается вместе с сушильным агентом и содержащимся в нем влажностью, что снизит температуру факела. Так как бурый уголь топливо высокорекреакционное на эффективность воспламенения это никак не повлияет. Сушка осуществляется топочными газам забираемыми с потолка котлоагрегата, к которым подмешивается «холодные» дымовые газы с ДРГ. Но здесь есть сложность в схемах с прямым вдуванием пыль из мельницы направляется непосредственно в топку, через горелки. На данный момент этим занимаются 16 пылепитателей, при прямом вдувании это придется обеспечивать мельничным вентилятором и необходимо установить 4 такие дутьевые машины, на каждый угол котлоагрегата, обеспечить это двумя имеющимися мельницами ММТ не представляется возможным. Поэтому было принято решение о замене данных мельниц на 2 менее мощные, но и более компактные. Данная реконструкция проводилась на Красноярской ТЭЦ-1 для котлов БКЗ-320(270)-140 при переводе их на с жидкого шлакоудаления на твердое. План котельного цеха после реконструкции системы пылеприготовления представлен на рисунке 10.



1- бункер сырого угля; 2- питатель сырого угля; 3- мельничное устройство; 4- сепаратор пыли; 5- горелочное устройство; 6- топочная камера; 7- воздухоподогреватель; 8- дутьевой вентилятор; 9- горячий воздух; 10- вторичный воздух; 11- дымосос рециркуляции газов; 12- уходящие дымовые газы; 13- газозаборная шахта.

Рисунок 9 - Замкнутая схема пылеприготовления с газозвоздушной сушкой топлива и прямым вдуванием



1 – мельничное устройство; 2 – мельничный вентилятор; 3 – топочная камера; 4 – конвективная шахта

Рисунок 10 – План реконструкции системы пылеприготовления

Выбор углеразмольного устройства

Производительность одной мельницы, кг/с:

$$B_M = \frac{B}{n_M}, \quad (32)$$

где B - расход топлива на котел, кг/с;

n_M - количество мельниц.

$$B_M = \frac{20,35}{4} = \frac{5,598 \text{ кг}}{\text{с}} = 20,151 \text{ т/ч.}$$

Выбираем углеразмольную мельницу в зависимости от коэффициента размолоспособности $K_{ло}$ и производительности B_M .

Характеристики выбранной мельницы представлены в таблице 12.

Таблица 12 - Характеристики мельницы

Типоразмер мельницы	Производительность, т/ч	Число оборотов в минуту
ММТ 1500/2510/750	28	750

Тепловой баланс сушильно-мельничной системы. Газовая сушка топлива

Приходные статьи баланса:

$$q_{\text{прих}} = q_{ca} + q_{\text{мех}} + q_{\text{прис}}, \quad (33)$$

где q_{ca} - физическое тепло, внесенное сушильным агентом, кДж/кг;

$q_{\text{мех}}$ - тепло, выделяющееся в результате работы размалывающих органов, кДж/кг;

$q_{\text{прис}}$ - тепло, внесенное с присосанным воздухом, кДж/кг.

Тепло, выделяющееся в результате размалывающих органов, кДж/кг:

$$q_{\text{мех}} = K_{\text{мех}} \cdot \mathcal{E}_{\text{разм}}, \quad (34)$$

где $K_{\text{мех}}$ - коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло в процессе размола. $K_{\text{мех}} = 0,8$.

$\mathcal{E}_{\text{разм}}$ - удельный расход энергии на размол, кДж/кг. $\mathcal{E}_{\text{разм}} = 43$.

$$q_{\text{мех}} = 0,8 \cdot 43 = 34,4.$$

Физическое тепло присосанного воздуха, кДж/кг:

$$q_{\text{прис}} = K_{\text{прис}} \cdot g_{\text{Г}} \cdot c_{\text{ХВ}} \cdot t_{\text{ХВ}}, \quad (35)$$

где $K_{\text{прис}}$ - коэффициент присоса. $K_{\text{прим}} = 0,2$;

$g_{\text{Г}}$ - количество газа, кг/кг находится в конце расчета.

$c_{\text{ХВ}}$ - теплоемкость холодного воздуха, 1,35 кДж/(кг · град);

$t_{\text{ХВ}}$ - температура холодного воздуха.

Физическое тепло, внесенное сушильным агентом, кДж/кг:

$$q_{\text{са}} = g_{\text{Г}} \cdot c_{\text{Г}} \cdot t_{\text{Г}}, \quad (36)$$

где $t_{\text{Г}}$ - температура газов, °С, отбираемых из верхней части топки;

$c_{\text{Г}}$ - теплоемкость газов, кДж/(кг·град), по температуре $t_{\text{Г}}$. $c_{\text{Г}} = 1,052$;

Расходные статьи баланса, кДж/кг:

$$q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q_{\text{Г}}'' + q_{\text{ТЛ}} + q_{\text{5}}, \quad (37)$$

где $q_{\text{исп}}$ - тепло, затрачиваемое на испарение влаги, кДж/кг;

$q_{\text{Г}}''$ - тепло, уносимое из установки сушильным агентом, кДж/кг;

$q_{\text{ТЛ}}$ - тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, кДж/кг;

q_{5} - потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду, кДж/кг.

Тепло, затрачиваемое на испарение влаги, кДж/кг:

$$q_{\text{исп}} = \Delta W \cdot (2500 + 1,9 \cdot t_2 - 4,19 \cdot t_{\text{ТЛ}}), \quad (38)$$

где t_2 - температура сушильного агента в конце установки, °С. $t_2 = t_{2\text{м}} - 5 = 180 - 5 = 175$;

$t_{\text{ТЛ}}$ - температура сырого топлива, °С, принимается равной $t_{\text{ХВ}} = 30$;

ΔW - количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг:

$$\Delta W = \frac{W^p - W^{пл}}{100 - W^{пл}},$$

где $W^{пл}$ - влажность угольной пыли, %. $W^{пл} = 14$.

$$\Delta W = \frac{33 - 14}{100 - 14} = 0,221 \text{ кг/кг.}$$

$$q_{исп} = 0,221 \cdot (2500 + 1,9 \cdot 175 - 4,19 \cdot 30) = 598 \text{ кДж/кг.}$$

Расход тепла с отработавшими в пылесистеме газами, кДж/кг:

$$q'' = g_{г} \cdot c_{г} \cdot t_2 \cdot (1 + K_{прис}), \quad (39)$$

Тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, кДж/кг:

$$q_{тл} = \frac{100 - W^p}{100} \cdot \left[c_{тл}^c + \frac{W^{пл} \cdot 4,19}{100 - W^{пл}} \right] \cdot (t_{2t} - t_{тл}), \quad (40)$$

где $c_{тл}^c$ - теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг·°С). $c_{тл}^c = 1,16$;

t_{2t} - температура угольной пыли в конце установки, °С. $t_{2t} = t_2 = 175$.

$$q_{тл} = \frac{100 - 33}{100} \cdot \left[1,16 + \frac{14 \cdot 4,19}{100 - 14} \right] \cdot (175 - 10) = 178,95 \text{ кДж/кг.}$$

Потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду, кДж/кг:

$$q_5 = \frac{Q_5^{\text{общ}}}{B_{м}}, \quad (41)$$

где $Q_5^{\text{общ}}$ - часовая потеря тепла на охлаждение установки, кВт. $Q_5^{\text{общ}} = 25$.

$$q_{тл} = \frac{25}{5,598} = 4,466 \text{ кДж/кг.}$$

Составим баланс

$$q_{прих} = q_{расх}, \quad (42)$$

$g_{г} = 0,95$ кг/кг, расход газов на сушку

Пересчет производительности углеразмольных мельниц на другое топливо

Метод пересчета производительности мельницы

Пересчет размольной производительности производится по формуле, т/ч

$$B'' = B'_M \frac{K''_{ло} \cdot \Pi''_{вл1} \cdot \Pi''_{вл2}}{K'_{ло} \cdot \Pi'_{вл1} \cdot \Pi'_{вл2}}, \quad (43)$$

где B'' , B'_M - производительность мельницы на рассчитываемом и эталонном топливах: с одним штрихом для эталонного и двумя для исследуемого топлива. $B'_M = 28$ т/ч;

$\Pi_{вл1}$, $\Pi_{вл2}$ - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности топлива на его размолоспособность;

$K_{ло}$ - коэффициент размолоспособности.

Характеристики эталонного топлива для ММТ:

$$W^p = 33\%; K'_{ло} = 1,7; R'_{90} = 55\%; W^{пл} = 8\%.$$

$$\Pi'_{вл1} = \frac{K^2 - (W^{cp})^2}{K^2 - (W^{пл})^2}, \quad (44)$$

где K - константа, характеризующая максимальную влажность топлива.

$$K = 4 + 1,07 \cdot W^{cp},$$

где W^{cp} - средняя влажность размалываемого топлива для каменных углей:

$$W^{cp} = \frac{W^p + 3W^{пл}}{7} = \frac{33 + 3 \cdot 8}{7} = 14,25\%.$$

$$K = 4 + 1,07 \cdot 14,25 = 19,248$$

$$\Pi'_{вл1} = \frac{19,248^2 - (14,25)^2}{19,248^2 - (8)^2} = 0,546.$$

$$\Pi'_{вл2} = \frac{100 - W^{cp}}{100 - W^p}, \quad (45)$$

$$\Pi'_{вл2} = \frac{100 - 14,25}{100 - 33} = 1,28.$$

Характеристики исходного топлива:

$$W^p = 33\%; K''_{л0} = 1,2; R''_{90} = 55\%; W^{пл} = 14\%.$$

$$\Pi''_{вл1} = \frac{K^2 - (W^{cp})^2}{K^2 - (W^{пл})^2} \quad (46)$$

$$W^{cp} = \frac{W^p + 3W^{пл}}{7} = \frac{8 + 3 \cdot 14}{7} = 18,75\%.$$

$$K = 4 + 1,07 \cdot 18,75 = 24,063.$$

$$\Pi''_{вл1} = \frac{24,063^2 - (18,75)^2}{24,063^2 - (14)^2} = 0,594.$$

$$\Pi''_{вл2} = \frac{100 - W^{cp}}{100 - W^p}, \quad (47)$$

$$\Pi''_{вл2} = \frac{100 - 18,75}{100 - 33} = 1,213.$$

$$B'' = 28 \frac{1,2 \cdot 0,594 \cdot 1,213}{1,7 \cdot 0,546 \cdot 1,28} = 20,359 \text{ т/ч.}$$

Полученная производительность не превышает производительность одной мельницы $B_m = 28$ т/ч, следовательно, выбранный типоразмер мельницы подходит.

Определение сушильной производительности мельницы

По найденному из теплового баланса значению расхода сушильного агента g_{ca} , кг/кг, подсчитывается сушильная производительность, кг/с:

$$B_c = \frac{V_{мв} \cdot \beta}{g_{\Gamma} \cdot (0,774 + 0,786 \cdot K_{прис} + 0,00125 \cdot d'_{см} + 1,245 \cdot \Delta W)}, \quad (48)$$

где $V_{мв}$ - производительность мельничного вентилятора, м³/с;

β - поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей;

$d'_{см}$ - влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу, г/кг.

$$\beta = \frac{273 \cdot \left(B - \frac{S'_{мв}}{13,6} \right)}{(273 + t'_{мв}) \cdot 760} \quad (49)$$

где B - барометрическое давление, мм.рт.ст. $B = 760$;

S'_{MB} - разрежение перед мельничным вентилятором, Па $S'_{MB} = 150$;

t'_{MB} - температура аэросмеси на входе в мельничный вентилятор. $t'_{MB} = t_{2M} = 180$ °С.

$$\beta = \frac{273 \cdot \left(760 - \frac{150}{13,6}\right)}{(273 + 180) \cdot 760} = 0,601.$$

$$d_{\Gamma} = \frac{10(9 \cdot H^p + W^p) + \rho_B \cdot \alpha \cdot V_B^0 \cdot d_B}{1 + \rho_B \cdot \alpha \cdot V_B^0 - \frac{A^p}{100}}, \quad (50)$$

где $d_B = 10$ г/кг;

α - коэффициент избытка воздуха в районе отбора газов. $\alpha = 1,2$;

ρ_B - плотность воздуха, кг/нм³. $\rho_B = 1,29$.

$$d_{\Gamma} = \frac{10(9 \cdot 3 + 33) + 1,29 \cdot 1,2 \cdot 4,237 \cdot 10}{1 + 1,29 \cdot 1,2 \cdot 4,237 - \frac{6}{100}} = 52,695 \text{ г/кг.}$$

Производительность мельничного вентилятора, м³/с:

$$V_{MB} = \left[\frac{g_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}} + \frac{\Delta W}{\rho_{ВП}} + V_B K_{прис} \right] \cdot \left(\frac{273 + t'_{MB}}{273} \right) \cdot B_M, \quad (51)$$

где ρ_{Γ} - плотность газов, кг/нм³. $\rho_{\Gamma} = 1,3$;

$\rho_{ВП}$ - плотность водяных паров, кг/нм³. $\rho_{ВП} = 0,804$.

$$V_{MB} = \left[\frac{0,95}{1,3} + \frac{0,221}{0,804} + 4,237 \cdot 0,2 \right] \cdot \left(\frac{273 + 180}{273} \right) \cdot 7,78 = 23,912 \text{ м}^3/\text{с.}$$

$$B_c = \frac{23,912 \cdot 0,601}{0,95 \cdot (0,774 + 0,786 \cdot 0,2 + 0,00125 \cdot 52,69 + 1,245 \cdot 0,221)} = 11,904 \text{ кг/с} = 42,855 \text{ т/ч.}$$

Сушильная производительность B_c больше производительности одной мельницы B_M , следовательно, типоразмер мельницы выбран правильно.

Таким образом выполнен тепловой расчет сушильно-мельничной системы, определены – новое мельничное устройство, ее проверка под проектное топливо, количество сушильного агента, и производительность мельничного вентилятора.

2.3 Расчет горелочных устройств

Необходимо определить новые проходные сечения для первичной, вторичной смеси и конструктивных размеров.

Определение проходного сечения для первичной смеси при газовой сушке топлива.

Характеристики горелок представлены в таблице 13.

Таблица 13 - Характеристики горелок

Паропроизводительность котла $D_{пе}$, кг/с	Кол-во горелок $z_{г}$	Кол-во ярусов $z_{яр}$	Тепловая мощность $Q_{г}$, МВт	Тип горелок	Скорость пылевоздушной смеси W_1 , м/с	Скорость вторичного воздуха W_2 , м/с
116,66	16	2	50	Прямотно-целевые	30	48

При газовой сушке топлива, в схеме с прямым вдуванием при отсутствии пылеконцентраторов, вся пылегазовая смесь распределяется по горелкам. Причем в смеси уже содержится воздух, который нужно подать как первичный. Тогда количество влажной смеси газов, воздуха и водяных паров, кг/кг, определяется по выражению:

$$g_{вл.смеси} = g_{г} \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{прис}) + \Delta W + g_{в.перв}, \quad (52)$$

где $g_{в.перв} = V_{в} \alpha_1 \rho_{в}$

α_1 - коэффициент расхода первичного воздуха. $\alpha_1 = 0,55$.

$$g_{в.перв} = 4,237 \cdot 0,55 \cdot 1,285 = 3,944 \text{ кг/кг}$$

$$g_{вл.смеси} = 0,95 \cdot (1 + 1,5 \cdot 0,2) + 0,221 + 3,944 = 4,45 \text{ кг/кг.}$$

Расход первичной пылегазовоздушной смеси, м³/с:

$$V_1 = \frac{B_p}{z_r} \cdot \left[\frac{g_r}{\rho_r} \cdot (1 + 1,5 \cdot K_{\text{прис}}) + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{вп}}} + \frac{g_{\text{в.перв}}}{\rho_{\text{в}}} \right] \cdot \frac{273 + t_2}{273}, \quad (53)$$

$$V_1 = \frac{20,25}{16} \cdot \left[\frac{0,95}{1,3} (1 + 1,5 \cdot 0,2) + \frac{0,221}{0,804} + \frac{3,944}{1,285} \right] \cdot \frac{273 + 180}{273} \\ = 4,5 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Проходное сечение канала первичной смеси, м²:

$$F_1 = \frac{V_1}{W_1}, \quad (54)$$

$$F_1 = \frac{4,5}{30} = 0,52 \text{ м}^2.$$

Определение проходного сечение горелки для вторичного воздуха.

Коэффициент расхода вторичного воздуха:

$$\alpha_2 = \alpha_r - \alpha_1, \quad (55)$$

где α_r - коэффициент избытка воздуха перед горелкой. $\alpha_r = 1,07$.

$$\alpha_2 = 1,07 - 0,55 = 0,52.$$

Расход вторичного воздуха через горелку, м³/с:

$$V_2 = \frac{V_B^0 \cdot \alpha_2 \cdot B_p}{z_r} \cdot \left(\frac{273 + t_{\text{гв}}}{273} \right), \quad (56)$$

$$V_2 = \frac{4,237 \cdot 0,52 \cdot 20,25}{16} \cdot \left(\frac{273 + 332}{273} \right) = 6,181 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Проходное сечение для канала вторичного воздуха, м²:

$$F_2 = \frac{V_2}{W_2}, \quad (57)$$

$$F_2 = \frac{6,181}{48} = 0,129 \text{ м}^2.$$

Определение конструктивных размеров прямооточных горизонтально-щелевых горелок с чередующейся подачей смеси

У данного типа горелочных устройств ширина горелки, м, равна ширине канала первичной пылевоздушной смеси

$$b_{\Gamma} = b_{\text{к}}, \quad (58)$$

Рекомендуемое соотношение сторон горелочного устройства:

$$\frac{h_{\Gamma}}{b_{\Gamma}} = 3 - 4, \quad (59)$$

где h_{Γ} - высота горелочного устройства, м.

Проходное сечение для первичной пылевоздушной смеси, м²:

$$F_1 = h_{\text{п}} \cdot b_{\Gamma} \cdot 5, \quad (60)$$

где $h_{\text{п}}$ - высота канала первичного воздуха.

Проходное сечение для вторичного воздуха, м²:

$$F_2 = h_{\Gamma} \cdot b_{\Gamma} - F_1, \quad (61)$$

Высота одного канала для прохода вторичного воздуха, м:

$$h_{\text{в}} = \frac{h_{\Gamma} - 5 \cdot h_{\text{п}}}{4}, \quad (62)$$

Пользуясь приведенными выше уравнениями, определим размеры b_{Γ} , $h_{\text{п}}$, $h_{\text{в}}$, h_{Γ} .

$$h_{\Gamma} \cdot b_{\Gamma} = F_2 + F_1 = 0,52 + 0,129 = 0,279 \text{ м}^2,$$

$$\frac{h_{\Gamma}}{b_{\Gamma}} = 4 \rightarrow h_{\Gamma} = 4 \cdot b_{\Gamma} \rightarrow h_{\Gamma} = 4 \cdot \frac{0,279}{h_{\Gamma}} \rightarrow h_{\Gamma} = 1,056 \text{ м.}$$

$$b_{\Gamma} = \frac{h_{\Gamma}}{4} = \frac{1,056}{4} = 0,264 \text{ м.}$$

$$h_{\text{п}} = \frac{F_1}{b_{\Gamma} \cdot 5} = \frac{0,15}{0,264 \cdot 5} = 0,114 \text{ м.}$$

$$h_B = \frac{h_T - 5 \cdot h_{II}}{4} = \frac{1,056 - 5 \cdot 0,114}{4} = 0,122 \text{ м.}$$

2.4 Аэродинамический расчет газового тракта

На сегодняшний на станции установлено: один основной дымосос ДОД-31,5 и два дымососа рециркуляции газов Д-15,5. Целью расчета является определение полного перепада давления газового тракта и объемный расход газовой среды после проведения реконструкции поверхностей нагрева. На основе этого расчета принимается решение о пригодности установленных тягодутьевых машин, в частности дымососа ДОД-31,5. А в ходе реконструкции пылеприготовления и переходе на прямое вдувание пылеугольной смеси, было принято решение о демонтаже обоих дымососов рециркуляции газов, и замене их на один более мощный, так как один из них мешает установке новых мельничных вентиляторов.

Исходные данные для выполнения расчета представлены в таблице 14.

Таблица 14 - Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета котельного агрегата

Участок тракта	Диаметр труб d , мм	Число рядов труб по ходу газов z_2	Отношение шага труб к диаметру		Длина продольно омываемых труб, м	Средняя температура газов ϑ_{cp} , °С	Средняя скорость газов ω_T , м/с
			$\frac{S_1}{d}$	$\frac{S_2}{d}$			
Конвективный пароперегреватель	32	9	0,087	0,062	-	721	13
Водяной экономайзер 2ой ст	32	28	0,08	0,055	-	526	9,5
Воздухоподогреватель 2ой ст	37	-	0,054	0,042	4,9	384	16,6
Водяной экономайзер 1ой ст	32	52	0,075	0,046	-	304	8,1
Воздухоподогреватель 1ой ст	37	-	0,054	0,042	7,8	210	12,9

Расчетная схема газового тракта представлена на рисунке 11.

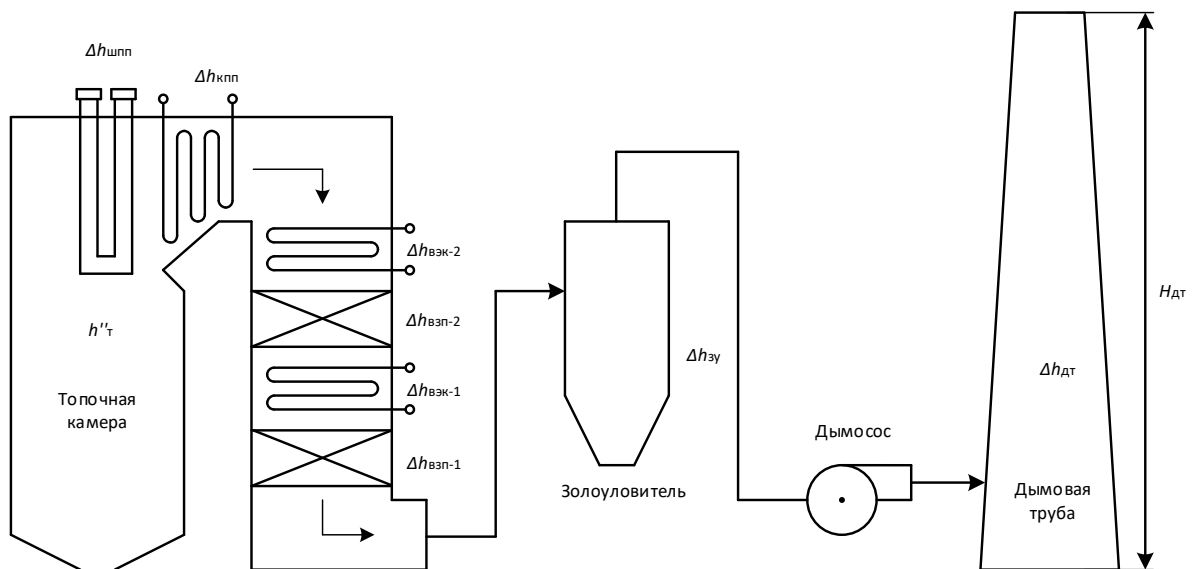


Рисунок 11- Расчетная схема газового тракта котельной установки

Суммарное сопротивление газового тракта при уравновешенной тяге определяется по формуле

$$\Delta H = \sum \Delta h_{к-зю}(1 + \mu_{мас}) + \sum \Delta h_{зю-дт}, \quad (63)$$

где $\sum \Delta h_{к-зю}$ – сумма сопротивлений на участке котел-золоуловитель, Па;

$\sum \Delta h_{зю-дт}$ – сумма сопротивлений на участке золоуловитель-дымовая труба, Па;

$\mu_{мас}$ – массовая концентрация золы в дымовых газах, $\mu_{мас} = 0,012$ кг/кг.

Сумма сопротивлений на участке котел-золоуловитель, Па, рассчитывается по формуле:

$$\begin{aligned} \sum \Delta h_{к-зю} = & \Delta h_{шпп} + \Delta h_{кпп} + \Delta h_{взк-1} + \Delta h_{взк-2} + \Delta h_{взп-1} \\ & + \Delta h_{взп-2} + \Delta h_{зю} + \sum \Delta h_{м}^{к-зю}, \end{aligned} \quad (64)$$

где $\Delta h_{шпп}$ – аэродинамическое сопротивление ширмового пароперегревателя, Па;

$\Delta h_{кпп}$ – аэродинамическое сопротивление конвективного пароперегревателя, Па;

$\Delta h_{взк-1}, \Delta h_{взк-2}$ – аэродинамическое сопротивление водяного экономайзера первой и второй ступени соответственно, Па;

$\Delta h_{\text{взп-1}}, h_{\text{взп-2}}$ – аэродинамическое сопротивление трубчатого воздухоподогревателя первой и второй ступени соответственно, Па;

$\Delta h_{\text{зю}}$ – сопротивление золоуловителя, Па;

$\sum \Delta h_{\text{м}}^{\text{к-зю}}$ – сопротивление газопроводов на участке котел-золоуловитель, Па.

Сумма сопротивлений на участке золоуловитель-дымовая труба, Па, рассчитывается по формуле:

$$\sum \Delta h_{\text{зю-дт}} = \sum \Delta h_{\text{ми}}^{\text{зю-дт}} + \Delta h_{\text{дт}}, \quad (65)$$

где $\sum \Delta h_{\text{ми}}^{\text{зю-дт}}$ – сопротивление газопроводов на участке золоуловитель-дымовая труба, Па;

$\Delta h_{\text{дт}}$ – сопротивление дымовой трубы, Па;

Перепад полных давлений по газовому тракту, Па, рассчитывается по формуле

$$H_{\text{п}} = h_{\text{т}}'' + \Delta H - H_{\text{с}}, \quad (66)$$

где $h_{\text{т}}''$ – разряжение в топке, Па;

$H_{\text{с}}$ – суммарная самотяга котельного агрегата, Па;

В настоящее время на котле БКЗ-420-140 установлен один дымосос ДОД-31,5 производительностью 1100 тыс. м³/ч. Необходимо произвести пересчет производительности дымососа, в случае, когда производительности существующего дымососа будет не для работы котла, необходимо рассмотреть возможность использования дымососа другого типоразмера или увеличить число дымососов на один котел.

Производительность дымососа, м³/с, определяется по формуле

$$Q_{\text{р}}^{\text{д}} = \beta_1 V_{\text{д}}, \quad (67)$$

где $\beta_1 = 1,1$ – запас по производительности;

$V_{\text{д}}$ – расход газов при номинальной нагрузке котла, м³/с.

$$V_{\text{д}} = B_{\text{р}} (V_{\text{yx}} + \Delta \alpha V_{\text{в}}^0) \frac{\vartheta_{\text{д}} + 273}{273}, \quad (79)$$

где V_{yx} объем уходящих газов, м³/кг (см. табл. 2 по колонке для воздухоподогревателя первой ступени) ;

$\Delta\alpha$ – присосы воздуха в газоход на участке между воздухоподогревателем и дымососом;

V_B^0 – теоретически необходимый для горения объем воздуха, Па;

ϑ_d – температура газов перед дымососом, Па.

Расчетный напор дымососа, Па, определяется по формуле

$$H_d = \beta_2 H_{\text{п}}, \quad (68)$$

где $\beta_2 = 1,2$ – запас по давлению.

Результаты аэродинамического расчёта по газовому тракту занесены в таблицу ниже.

Таблица 15 - Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета котельного агрегата

Наименование величины	Тракт котел-дымовая труба	Тракт ДРГ - ММТ
Сопротивление ШПП, Па	50	50
Сопротивление КПП, Па	49,49	49,49
Сопротивление ВЭК 2ст., Па	241,16	241,16
Сопротивление ВЗП 2ст., Па	367,5	367,5
Сопротивление ВЭК 1ст., Па	324,265	324,265
Сопротивление ВЗП 1ст., Па	506,07	506,07
Сопротивления газоходов, Па	134,8	570,35
Сопротивление золоуловителя, Па	400	-
Сопротивление дымовой трубы, Па	489,26	-
Сопротивление самотяги, Па	196,87	12,59
Полное сопротивление газового тракта, Па	1716,5	2832,677
Расчетный напор дымососа, Па	2059,89	3399,212
Расчетная производительность дымососов, тыс. м ³ /час	964,3	96,43
Расчетная мощность двигателя, кВт	724,19	119,5

Из-за удаления одного хода ВЗП первой ступени, расчетный напор дымососа ДОД-31,5 несколько снизился, но дымосос работает в области допустимых нагрузок с заниженным КПД. Расчетная производительность также в пределах допустимого, а это значит, что данный дымосос не нуждается в замене.

По расчетной производительности и расчетному напору выбираем ДРГ-19,5. Установка лишь только одного ДРГ негативно скажется на надежности котлоагрегата, но позволит нам выполнить удобную компоновку системы пылеприготовления.

2.5 Расчет воздушного тракта

Расчетная схема

Целью расчета является проверка установленного на станции дутьевого вентилятора и выбор мельничных вентиляторов, на основе определения производительности дутьевой системы и перепада полных давлений в воздушном тракте.

Расчетная схема воздушного тракта представлена на рисунке 12.

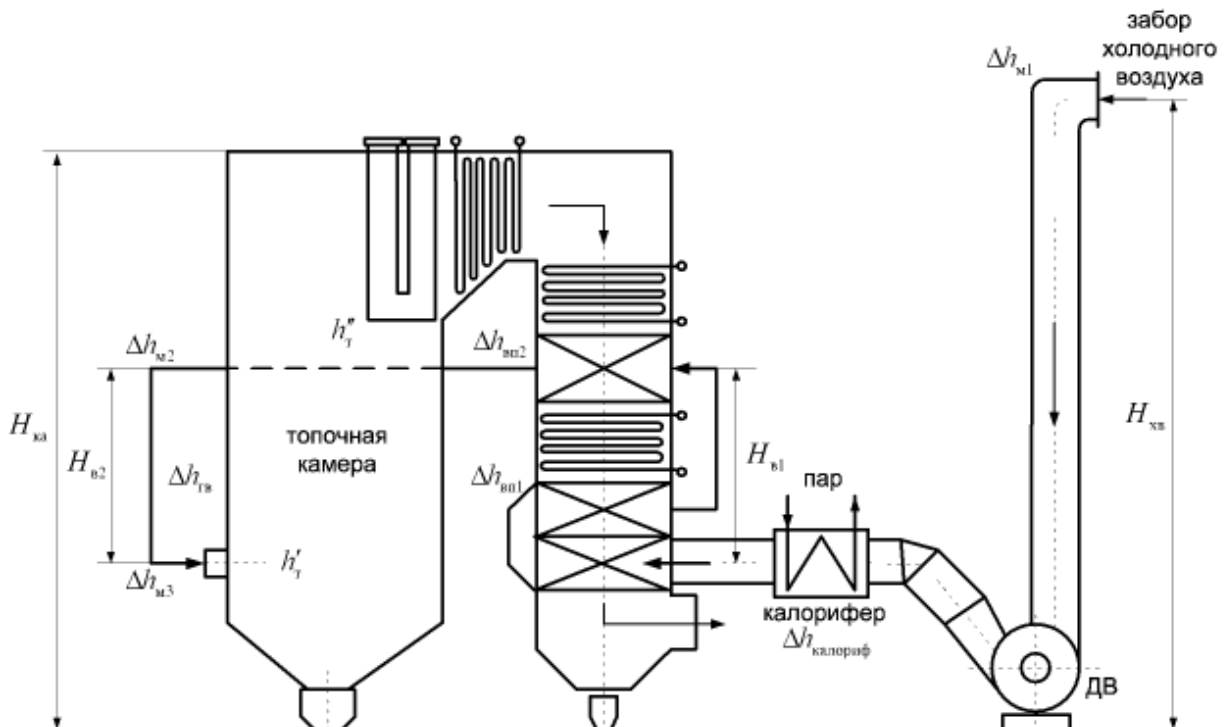


Рисунок 12 – Расчетная схема воздушного тракта котельной установки

Сопротивление воздухопровода холодного воздуха

Расчет сопротивления воздухопроводов сводится к определению местных сопротивлений от места забора холодного воздуха до воздухоподогревателя Δh_m , Па, и сопротивления трения $\Delta h_{тр}$, Па:

$$\Delta h_{впр} = \sum_{i=1}^n \Delta h_{mi} + \Delta h_{тр}, \quad (69)$$

Произвольное местное сопротивление, Па, рассчитывается по формуле

$$\Delta h_{mi} = \xi_m h_d, \quad (70)$$

где ξ_m – коэффициент местного сопротивления;

h_d – динамический напор, Па.

Сопротивление трения в воздухопроводе, Па, определяется по выражению

$$\Delta h_{тр} = \lambda \frac{l}{d_э} h_d, \quad (71)$$

где λ – коэффициент трения;

$d_э$ – эквивалентный диаметр воздухопровода, м;

l – длина воздухопровода холодного воздуха, м.

Сопротивление воздухоподогревателя, Па, определяется по формуле:

$$\Delta h_{взп} = \Delta h_{тр} + \Delta h_{пов}, \quad (72)$$

где $\Delta h_{тр}$ – сопротивление поперечно омываемых труб, Па;

$\Delta h_{пов}$ – сопротивление поворотов в перепускных коробах, Па

Сопротивление поперечно омываемых труб, Па, рассчитывается по выражению

$$\Delta h_{тр} = \Delta h_{гр}(z_2 + 1)m, \quad (73)$$

где $\Delta h_{гр}$ – сопротивление одного ряда труб шахматных пучков, Па;

z_2 – количество рядов труб по глубине в каждом ходе;

m – количество ходов по воздуху.

Сопротивление поворотов в перепускных коробах $\Delta h_{\text{пов}}$, Па, рассчитывается по уравнению

$$\Delta h_{\text{пов}} = \xi h_{\text{д}}, \quad (74)$$

где ξ – коэффициент местного сопротивления;

Сопротивление горелки $\Delta h_{\text{гор}}$, Па, определяется по формуле

$$\Delta h_{\text{гор}} = \xi_{\text{гор}} h_{\text{д}}, \quad (75)$$

где $\xi_{\text{гор}}$ – коэффициент сопротивления горелочного устройства;

Величина самотяги, Па, любого вертикального участка воздушного тракта, рассчитывается по формуле

$$h_c = \pm Hg \left(1,23 - \rho_0 \frac{273}{t_{\text{в}} + 273} \right), \quad (76)$$

где H – высота рассчитываемого участка, м;

$g = 9,81$ – ускорение свободного падения, м/с²;

$\rho_0 = 1,32$ – плотность дымовых газов, кг/м³;

$t_{\text{в}}$ – средняя температура газов на рассчитываемом участке, °С.

Расчет самотяги будем производить для двух участков: для воздухоподогревателя, для которого расчетная высота принимается равной разности отметок ввода воздухопровода холодного воздуха и вывода воздухопровода горячего воздуха $H_{\text{в1}} = 25$ м и для воздухопровода горячего воздуха, расчетная высота которого принимается равной разности отметок вывода воздухопровода горячего воздуха из воздухоподогревателя и входа в топку $H_{\text{в2}} = 12,2$ м.

На первом участке $t_{\text{в}} = (t_{\text{хв}} + t_{\text{гв}})/2 = 181$ °С;

На втором участке $t_{\text{в}} = t_{\text{гв}} = 332$ °С.

Перепад полных давлений в воздушном тракте, Па, определяется по формуле

$$\Delta H_{\Pi} = \Delta H_{\text{В}} - H_{\text{С}} - h'_{\text{Т}}, \quad (77)$$

где $\Delta H_{\text{В}}$ – суммарное сопротивление воздушного тракта котла, Па;

$h'_{\text{Т}}$ – разрежение в топке на уровне ввода воздуха, Па.

$$h'_{\text{Т}} = h''_{\text{Т}} + 0,95H', \quad (78)$$

где $H' = 23$ – расстояние по вертикали между высшей точкой сечения выхода газов из топки и средним сечением ввода воздуха в топку, м.

Суммарное сопротивление воздушного тракта котла, Па:

$$\Delta H_{\text{В}} = \Delta h_{\text{впр}} + \Delta h_{\text{калориф}} + \Delta h_{\text{взп-1}} + \Delta h_{\text{взп-2}} + \Delta h_{\text{гв}} + \Delta h_{\text{гор}}, \quad (79)$$

где $\Delta h_{\text{впр}}$ – сопротивление воздухопроводов холодного воздуха, Па;

$\Delta h_{\text{калориф}}$ – сопротивление калорифера, Па;

$\Delta h_{\text{взп-1}}, \Delta h_{\text{взп-2}}$ – сопротивление воздухоподогревателя первой и второй ступени соответственно, Па;

$\Delta h_{\text{гв}}$ – сопротивление воздухопроводов горячего воздуха, Па;

$\Delta h_{\text{гор}}$ – сопротивление горелочных устройств, Па.

В настоящее время на котле БКЗ-420-140 установлен один дутьевой вентилятор ВДН-28 II производительностью 480 тыс. м³/ч. Необходимо произвести пересчет производительности дутьевого вентилятора, в случае, когда производительности существующего дутьевого вентилятора будет не для работы котла, необходимо рассмотреть возможность использования вентилятора другого типоразмера или увеличить число вентиляторов на один котел.

Проверка типоразмера дутьевого вентилятора сводится к подбору агрегата, обеспечивающего необходимые производительность и давление, определенные при расчете воздушного тракта, и потребляющей наименьшее количество энергии при эксплуатации.

Также при переходе на систему прямого вдувания необходимо обеспечить транспортировку пыли от мельницы до горелочных устройств, с этой задачей справляется мельничный вентилятор. Для его выбора, также нужно рассчитать необходимые производительность и давление.

Производительность дутьевого вентилятора, м³/с, определяется по формуле

$$Q_p^B = \beta_1 V_B, \quad (80)$$

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

V_B – расход воздуха при номинальной нагрузке котла, м³/с.

$$V_B = B_p V_B^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} + \Delta\alpha_{взп}) \frac{t_{хв} + 273}{273}, \quad (81)$$

где $\alpha_T = 1,2$ – коэффициент избытка воздуха в топке;

$\Delta\alpha_T = 0,08$ – присосы воздуха в топке;

$\Delta\alpha_{пл} = 0,04$ – присосы в системе пылеприготовления;

$\Delta\alpha_{взп} = 0,03$ – относительная α_3 утечка воздуха в воздухоподогревателе.

Расчетный напор вентилятора, Па, определяется по формуле:

$$H_B = \beta_2 \Delta H_{п}, \quad (72)$$

где $\beta_2 = 1,2$ – коэффициент запаса по давлению.

Расчетная мощность двигателя, кВт, определяется по формуле

$$N_B = \beta_3 \frac{Q_B H_B 10^{-3}}{\eta_B}, \quad (83)$$

где $\beta_3 = 1,05$ – коэффициент запаса по потребляемой мощности;

Таблица 16 - Исходные данные для выполнения аэродинамического расчета котельного агрегата

Наименование величины	Дутьевой вентилятор	Мельничный вентилятор
Сопротивление воздухопроводов, Па	548,022	883,597
Сопротивление калорифера, Па	375	-
Сопротивление мельницы, Па	-	1000
Сопротивление ВЗП 2ст., Па	301,6	-
Сопротивление ВЗП 1ст., Па	763,2	-

Окончание таблицы 16

Наименование величины	Дутьевой вентилятор	Мельничный вентилятор
Сопротивления воздухопроводов горячего воздуха, Па	602,265	-
Сопротивление горелочных устройств, Па	412,5	412,5
Сопротивление самотяги, Па	-103,33	-
Полное сопротивление воздушного тракта, Па	2262,443	-
Расчетный напор вентилятора, Па	2714,93	12,59
Расход воздуха, тыс. м ³ /час	401,183	3581,911
Расчетная производительность вентиляторов, тыс. м ³ /час	441,302	193,54
Расчетная мощность двигателя, кВт	421,02	297,008

Полученные значения расчетных производительности и напор находятся в области допустимых нагрузок с приемлемым КПД для дутьевого вентилятора. Это значит, что реконструкция или замена дутьевого вентилятора не нужна.

По расчетной производительности и расчетному напору для столбца мельничный вентилятор, выбираем дутьевую машину – МВ-180/1100-І, данный вентилятор способен нести нагрузку от 100 тыс. м³/час до 250 тыс. м³/час. Данный мельничный вентилятор необходимо будет установить в количестве четырех штуку по углам топочной для обеспечения пневматической транспортировки пылегазовой смеси к горелочным устройствам.

2.6 Гидравлический расчет фронтального контура циркуляции

Целью гидравлического расчета фронтального контура циркуляции является определение действительной скорости циркуляции, полезного напора, возможности застоя и опрокидывания циркуляции при заданной нагрузке котла. Контур циркуляции изображен на рисунке 13.

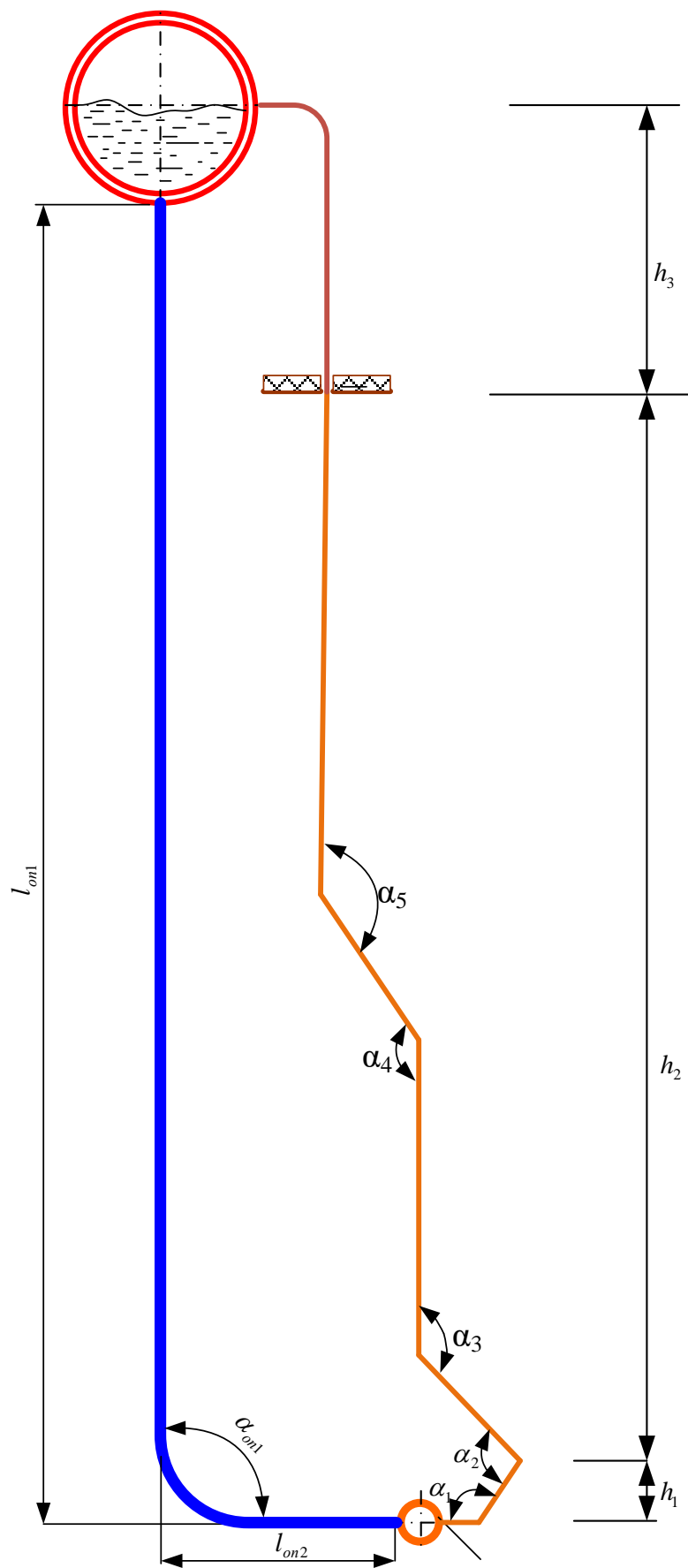


Рисунок 13 – Фронтальный контур циркуляции

При переводе котельного агрегата с ЖШУ на ТШУ необходимо обеспечить надежную циркуляцию воды в паровом котле для поддержания допустимых температур стенок металла. Особенностью данной реконструкции является нетипичная трассировка подъемных труб с большим количеством поворотов, а это негативно сказывается на общем гидравлическом сопротивлении.

Целью гидравлического расчета фронтального контура циркуляции является определение действительной скорости циркуляции, полезного напора, возможности застоя и опрокидывания циркуляции при заданной нагрузке котла.

Исходные конструктивные данные для выполнения расчета приведены в таблице 17.

Таблица 17- Конструктивные данные к расчету

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
1. Опускные трубы			
Внутренний диаметр труб, мм	$d_{\text{вн}}^{\text{оп}}$	Задается	183
Количество опускных труб	$n_{\text{оп}}$	Задается	9
Суммарное сечение опускных труб, м ²	$F_{\text{оп}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{оп}})^2}{4} \cdot n_{\text{оп}}$	0,237
Высота опускных труб, м	$h_{\text{оп}}$	Схема контура	32,65
Суммарная длина опускных труб, м	$l_{\text{оп}}$	Схема контура	37,93
Углы гибов труб	$\alpha_1^{\text{оп}}, \alpha_2^{\text{оп}}, \dots$	Схема контура	90°
Коэффициенты сопротивления поворотов в опускных трубах	$\xi_1^{\text{оп}}, \xi_2^{\text{оп}}, \dots$	[4]	1,75
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в опускных трубах	$\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}}$	$\xi_1^{\text{оп}} + \xi_2^{\text{оп}} + \dots$	1,75
Коэффициент сопротивления входа из барабана в опускные трубы и выхода в нижний коллектор	$\xi_{\text{вх}}^{\text{оп}}, \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}$	[4]	1; 1,3
Суммарный коэффициент местных сопротивлений опускных труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{оп}}$	$\xi_{\text{вх}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}}$	2,3
Приведенный коэффициент трения для опускных труб	$\lambda_0^{\text{оп}}$	[4]	0,09
2. Подъемные трубы			
Внутренний диаметр труб, м	$d_{\text{вн}}^{\text{экр}}$	Задается	0,048
Шаг труб в экране, м	s/d	Задается	0,064
Ширина экрана, включенная в контур, м	$B_{\text{экр}}$	Чертеж котла	4,53
Количество подъемных труб, шт	$n_{\text{экр}}$	$\frac{B_{\text{экр}}}{s} - 1$	70

Окончание таблицы 17

Наименование величины	Обозначение	Формула	Величина
Суммарное сечение подъемных труб, м ²	$F_{\text{экр}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{экр}})^2}{4} \cdot n_{\text{экр}}$	0,1267
Длина труб до обогрева, м	$l_{\text{до}}$	Схема контура	0,645
Длина обогреваемого участка труб, м	$l_{\text{об}}$	Схема контура	28,535
Длина труб после обогрева, м	$l_{\text{по}}$	Схема контура	0,645
Полная длина экранных труб, м	l_0	$l_{\text{до}} + l_{\text{об}} + l_{\text{по}}$	30,09
Высота труб до обогрева, м	$H_{\text{до}}$	Схема контура	0,658
Высота обогреваемой части труб, м	$H_{\text{об}}$	Схема контура	27,755
Высота участка после обогрева, м	$H_{\text{по}}$	Схема контура	0,645
Полная высота экранных труб, м	H_0	$H_{\text{до}} + H_{\text{об}} + H_{\text{по}}$	29,058
Углыгиба труб по высоте экранов	$\alpha_1^{\text{экр}}, \alpha_2^{\text{экр}}, \dots$	Схема контура	135°; 102°; 147°; 151° 151°
Коэффициент сопротивления поворота экранных труб	$\xi_1^{\text{экр}}, \xi_2^{\text{экр}}, \dots$	[4]	0,25; 0,23; 0,27; 0,3; 0,3
Суммарный коэффициент поворотов экранных труб	$\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{экр}}$	$\xi_1^{\text{экр}} + \xi_2^{\text{экр}} + \dots$	1,35
3. Пароотводящие трубы			
Внутренний диаметр, мм	$d_{\text{вн}}^{\text{отв}}$	Задается	107
Количество отводящих труб, шт	$n_{\text{отв}}$	Задается	6
Суммарное сечение отводящих труб, м ²	$F_{\text{отв}}$	$\frac{\pi \cdot (d_{\text{вн}}^{\text{отв}})^2}{4} \cdot n_{\text{отв}}$	0,0539
Полная длина отводящих труб, м	$l_{\text{отв}}$	Схема контура	16,95
Высота отводящих труб, м	$H_{\text{отв}}$	Схема контура	5,475
Углыгибов труб	$\alpha_1^{\text{отв}}, \alpha_2^{\text{отв}}, \dots$	Схема контура	55°; 90°; 90°; 90°
Коэффициенты сопротивления поворотов в отводящих трубах	$\xi_1^{\text{отв}}, \xi_2^{\text{отв}}, \dots$	[4]	0,7; 1,75; 1,75; 1,75
Суммарный коэффициент сопротивления отводящих труб	$\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{отв}}$	$\xi_1^{\text{отв}} + \xi_2^{\text{отв}} + \dots$	5,95
Коэффициент сопротивления выхода из сборного коллектора и входа в барабан	$\xi_{\text{вх}}^{\text{отв}}, \xi_{\text{вых}}^{\text{отв}}$	[4]	1; 1,3
Суммарный коэффициент входа-выхода пароотводящих труб	$\sum \xi_{\text{мест}}^{\text{отв}}$	$\xi_{\text{вх}}^{\text{отв}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{отв}}$	2,3

Кроме конструктивных характеристик контура нам также понадобятся данные из теплового расчета котла и некоторые дополнительные величины. Данные характеристики представлены в таблице 18.

Таблица 18 - Сводные данные из теплового расчета котла, подсчет исходных величин

Наименование величины	Обозначение	Порядок определения	Величина
Паропроизводительность котла, кг/с	$D_{пе}$	Из теплового расчета котла	116,66
Давление пара в барабане котла, МПа	$P_б$	Из теплового расчета котла	15,4
Расчетный расход топлива, кг/с	B_p	Из теплового расчета котла	20,35
Полное тепловосприятие топки, кДж/кг	Q_l	Из теплового расчета котла	6423,8
Энтальпия воды на линии насыщения при давлении в барабане, кДж/кг	h'	Из теплового расчета котла	1625,903
Плотность воды на линии насыщения при давлении в барабане, кг/м ³	ρ'	Из теплового расчета котла	596,208
Плотность пара в тех же условиях, кг/м ³	ρ''	Из теплового расчета котла	100,86
Скрытая теплота парообразования, кДж/кг	r	Из теплового расчета котла	973,303
Температура воды за водяным экономайзером, °С	$t''_{вЭК-2}$	Из теплового расчета котла	340,1
Энтальпия воды за водяным экономайзером, кДж/кг	$h''_{вЭК-2}$	Из теплового расчета котла	1591,01
Среднее удельное тепловосприятие экранов топки, кДж/м ²	q_l	$\frac{B_p \cdot Q_l}{F_{ст}}$	105,9
Ширина стены, занятая рассчитываемым контуром, м	$B_k = B_{ЭКР}$	По заданию	4,53
Поверхность стены, занятая экраном рассчитываемого контура, м ²	F_k	$l_{об} \cdot B_k$	129,29
Коэффициент неравномерности тепловосприятия по ширине стены топки	$\eta_{ш}$	[4]	1,1
Полное тепловосприятие контура, кДж/с	Q_k	$F_k \cdot \eta_{ш} \cdot q_l$	15061,235

Расчет контура циркуляции будем выполнять на три различные скорости циркуляции (таблица 19).

Таблица 19 - Порядок расчета естественной циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость циркуляции W_0 , м/с	[4]	1,5	2	2,5

Продолжение таблицы 19

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Опускные трубы				
Расход циркулирующей жидкости G , кг/с	$W_0 \cdot F_{\text{экр}} \cdot \rho'$	113,2	150,9	188,7
Скорость потока в опускных трубах $W_{\text{оп}}$, м/с	$\frac{G}{F_{\text{оп}} \cdot \rho'}$	6	6	6
Гидравлическое сопротивление опускных труб $\Delta P_{\text{оп}}$, Па	$\left(\lambda_0^{\text{оп}} l_{\text{оп}} + \sum \xi_{\text{пов}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вх}}^{\text{оп}} + \xi_{\text{вых}}^{\text{оп}} \right) \cdot \frac{W_{\text{оп}}^2 \rho'}{2}$	1422	2528,8	3951,2
Подъемные трубы экрана				
Кратность циркуляции в котле K	Принимаем	6	6	6
Недогрев до кипения в барабане Δh_6 , кДж/кг	$\frac{h' - h''_{\text{эк}}}{K}$	5,82	5,82	5,82
Количество тепла, необходимого для подогрева воды до кипения $Q_{\text{эк}}$, кДж/кг	$\Delta h_6 \cdot G$	658,5	878,00	1097,5
Паропростои тельность паросодержащего участка контура $D_{\text{к}}$, кг/с	$\frac{Q_{\text{к}} - Q_{\text{эк}}}{r}$	14,80	14,57	14,35
Средняя приведенная скорость пара W_0'' , м/с	$\frac{0,5 \cdot D_{\text{к}}}{F_{\text{экр}} \cdot \rho''}$	0,098	0,097	0,095
Скорость пара на участке после обогрева (от потолка до сборного коллектора) $W_{\text{опо}}''$, м/с	$\frac{D_{\text{к}}}{F_{\text{экр}} \cdot \rho''}$	1,16	1,14	1,12
Средняя скорость смеси в обогреваемых трубах $\bar{W}_{\text{см}}$, м/с	$W_0 + W_0'' \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'} \right)$	1,581	2,080	2,579

Продолжение таблицы 19

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Скорость смеси в участке после обогрева $W_{см.по}$, м/с	$W_0 + W''_{опо} \left(1 - \frac{\rho''}{\rho'}\right)$	2,46	2,95	3,43
Среднее объемное паросодержание в обогреваемой части $\bar{\beta}$	$\frac{W''_0}{\bar{W}_{см}}$	0,06	0,05	0,04
Объемное паросодержание в участке после обогрева $\beta_{по}$	$\frac{W''_{опо}}{W_{см.по}}$	0,470	0,387	0,327
Коэффициент пропорциональност и обогреваемой части C	Принимается по величине $\bar{W}_{см}$	0,94	0,96	0,97
Коэффициент пропорциональност и на участке после обогрева $C_{по}$	Принимается по величине $W_{см.по}$	0,97	0,975	0,975
Среднее напорное паросодержание в обогреваемой части $\bar{\varphi}$	$C \cdot \bar{\beta}$	0,06	0,04	0,04
Напорное паросодержание в участке после обогрева $\varphi_{по}$	$C_{по} \cdot \beta_{по}$	0,46	0,38	0,32
Высота экономайзерной части контура $H_{эк}$, м	$H_{до} + \frac{\Delta h_6 - \Delta h_{см} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4} \cdot (H_{оп} - H_{до} - \frac{\Delta P_{оп}}{10\rho'})}{\frac{Q_k}{H_{оп}G} + \frac{\Delta h}{\Delta p} \cdot \rho' \cdot 10^{-4}}$ где $\Delta h_{см}$ – определяется по рис. 12 [4]; $\frac{\Delta h}{\Delta p}$ – изменение энтальпии воды на линии насыщения при изменении давления воды на 1 МПа [5]	6,47	7,47	8,22
Длина экономайзерной части $l_{эк}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	6,741	7,838	8,687
Длина обогреваемой паросодержащей части трубы $l_{пар.об}$, м	Определяется по схеме контура и величине $H_{эк}$	21,79	20,696	9,847

Продолжение таблицы 19

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Длина необогреваемой паросодержащей части трубы (до входа в коллектор), $l_{по}, м$	Определяется по схеме контура и величине $H_{ЭК}$	0,645	0,645	0,645
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в экономайзерной части трубы $\sum \xi_{пов}^э$	Количество поворотов определяется по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов сопротивления найдены ранее	0,5	0,77	0,77
Суммарный коэффициент сопротивления поворотов в обогреваемой паросодержащей части труб $\sum \xi_{пов}^{об.пар}$	Количество поворотов определяется по схеме циркуляционного контура. Величины коэффициентов сопротивления найдены ранее	0,6	0,3	0,3
Сопротивление входа в трубы нижнего коллектора $\xi_{вх}$	Принимаем согласно [4]	0,7	0,7	0,7
Сопротивление выхода из необогреваемых труб в сборный коллектор $\xi_{вых}$	Принимаем согласно [4]	0,4	0,4	0,4
Высота паросодержащей, обогреваемой части труб $H_{пар.об}, м$	По схеме от точки закипания до выхода из топки (за обмуровку)	21,29	20,28	19,54
Движущий напор обогреваемой части $S_{об}, Па$	$\bar{\varphi} \cdot H_{пар.об} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	6140,23	4472,73	3457,09
Высота паросодержащей необогреваемой части труб $H_{по}$	Определяется по схеме циркуляционного контура от выхода за пределы обмуровки до сборного коллектора	0,645	0,645	0,645
Движущий напор необогреваемой части труб $S_{по}, Па$	$\varphi_{по} \cdot H_{по} \cdot (\rho' - \rho'') \cdot 10$	1457,25	1204,94	1018,58

Продолжение таблицы 19

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Полный движущий напор контура S_k , Па	$S_{об} + S_{по}$	7597,4	5677,6	4475,67
Среднее массовое паросодержание обогреваемой части \bar{x}	$\frac{0,5 \cdot D_k}{G}$	0,07	0,05	0,04
Массовое паросодержание в участке после обогрева $x_{по}$	$\frac{D_k}{G}$	0,13	0,10	0,08
Скоростной напор во входном сечении, Па/м (из нижнего коллектора)	$\frac{W_0^2 \rho'}{2}$	670,5	1192	1862,5
Коэффициент для расчета потери давления на трение ψ	Определяется по величинам W_0 и P_6 [4]	1,00	1,00	1,00
Потеря давления в экономайзерной части $\Delta P_{эк}$, Па/м ²	$\left(\xi_{вх} + \lambda_0^{экp} \cdot l_{эк} + \sum \xi_{пов} \right) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2}$ где $\lambda_0^{экp}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб [4]	1204,8	2579,6	4170,7
Потеря от трения в обогреваемой паросодержащей части $\Delta P_{тр.пар}$, Па/м ²	$\lambda_0^{экp} \cdot l_{пар.об} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot \bar{x} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	1709,1	2702,3	3884,4
Потеря от трения в участке после обогрева $\Delta P_{тр.по}$, Па/м ²	$\lambda_0^{экp} \cdot l_{по} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{по} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	62,87	100,35	146,09
Потеря давления в поворотах и при выходе из трубы в участке после обогрева $\Delta P_{по}$, Па/м ²	$\left(\sum \xi_{пов}^{но.пар} + \xi_{вых} \right) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{по} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right)$	1100,6	1229,7	1790,2

Окончание таблицы 19

Наименование величины	Расчетная формула	Величина		
		1	2	3
Сумма потерь давления $\sum \Delta P_{\text{экр}}$, Па/м ²	$\Delta P_{\text{эк}} + \Delta P_{\text{тр.пар}} + \Delta P_{\text{тр.по}} + \Delta P_{\text{по}}$	4077,5	6612	9991,5
Полезный напор экрана $S_{\text{пол}}^{\text{экр}}$, Па/м ²	$S_{\text{к}} + \sum \Delta P_{\text{экр}}$	3519,9	-934,41	-5515,9
Отводящие трубы экрана (от сборного коллектора до барабана котла)				
Скорость пароводяной смеси в пароотводящих трубах $W_{\text{см.отв}}$, м/с	$\frac{W_{\text{см.по}} \cdot F_{\text{экр}}}{F_{\text{отв}}}$	3,86	4,62	5,38
Потери давления от трения в отводящих трубах $P_{\text{тр}}^{\text{отв}}$, Па/м ²	$\lambda_0^{\text{отв}} \cdot l_{\text{отв}} \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{\text{отв}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	688,65	1099,18	1600,20
где $x_{\text{отв}} = x_{\text{по}}$; $\lambda_0^{\text{отв}}$ – приведенный коэффициент трения отводящих труб [4]				
Потеря на трение на входе и поворотах $\Delta P_{\text{м}}$, Па/м ²	$\left(\sum \xi_{\text{пов}}^{\text{отв}} + \xi_{\text{вх}}\right) \cdot \frac{W_0^2 \cdot \rho'}{2} \cdot \left(1 + \psi \cdot x_{\text{отв}} \cdot \left(\frac{\rho'}{\rho''} - 1\right)\right)$	1408,8	2248,66	3273,64
Потеря на подъем смеси выше уровня воды в барабане котла $\Delta P_{\text{вн}}$, Па/м ²	$10 \cdot (1 - \varphi_{\text{отв}}) \cdot H_{\text{вн}} \cdot (\rho' - \rho'')$ где $\varphi_{\text{отв}} = \varphi_{\text{по}}$	0,00	0,00	0,00
Сумма потерь давления в отводящих трубах $\sum \Delta P_{\text{отв}}$, Па/м ²	$\Delta P_{\text{тр}}^{\text{отв}} + \Delta P_{\text{м}} + \Delta P_{\text{вн}}$	2097,45	3347,84	4873,84
Движущий напор отводящих труб $S_{\text{отв}}$, Па/м ²	$10 \cdot \varphi_{\text{по}} \cdot H_{\text{отв}} \cdot (\rho' - \rho'')$	8461,11	6996,11	5914,06
Полезный напор отводящих труб $S_{\text{пол}}^{\text{отв}}$, Па/м ²	$S_{\text{отв}} + \sum \Delta P_{\text{отв}}$	6363,66	3648,27	1040,21
Полезный напор контура $S_{\text{пол}}^{\text{к}}$, Па/м ²	$S_{\text{пол}}^{\text{отв}} + S_{\text{пол}}^{\text{экр}}$	9883,61	2713,86	-4475,7

Далее выполним построение графика зависимости полезного напора контура $S_{\text{пол}}^{\text{к}}$ и гидравлического сопротивления опускных труб $\Delta P_{\text{оп}}$ от скорости циркуляции W_0 (рисунок 14). Пересечение этих двух кривых дает истинное значение скорости циркуляции $W_0 = 2,011 \text{ м/с}$ и полезного напора $S_{\text{пол}} = 2559 \text{ Па/м}^2$.

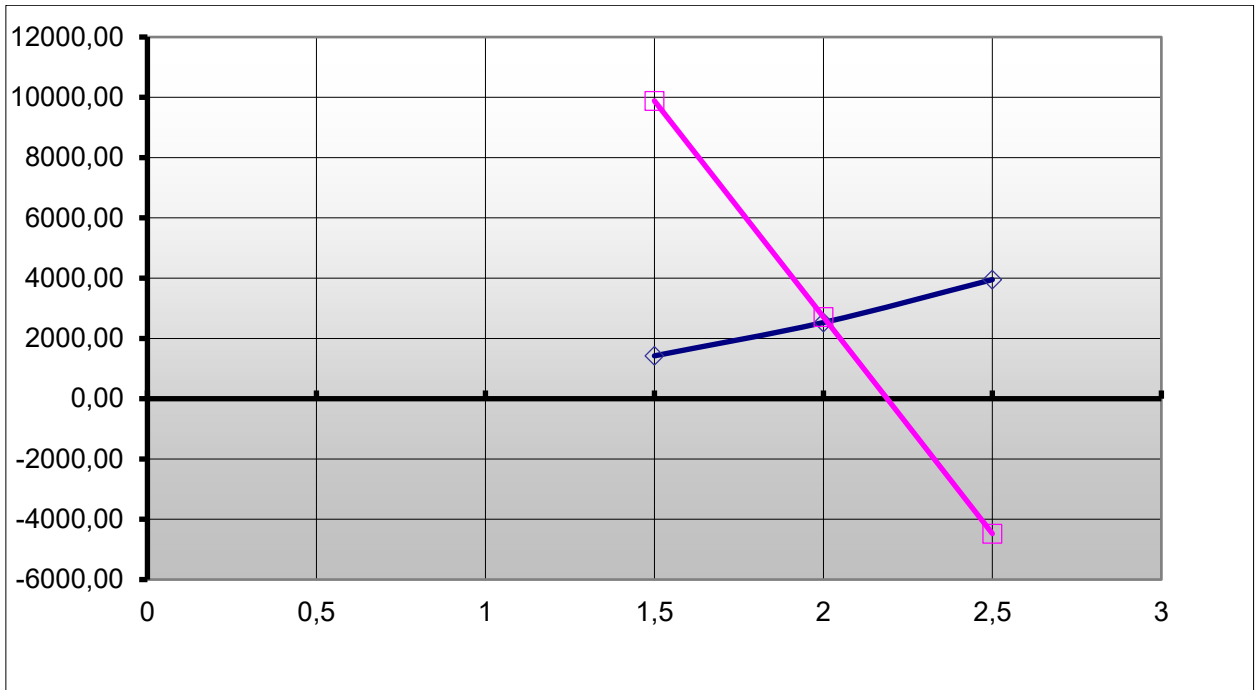


Рисунок 14 - Зависимость $S_{\text{пол}}^{\text{к}}$ и $\Delta P_{\text{оп}}$ от W_0

После определения действительного значения скорости циркуляции проверим контур на возможность застоя и опрокидывания циркуляции.

Таблица 20- Проверка возможности застоя циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части \bar{W}_0'' , м/с	$\frac{0,5 \cdot Q_{\text{к}}}{r \cdot \rho'' \cdot F_{\text{экв}}}$	0,606
Приведенная скорость пара в обогреваемой части $W_{\text{оп}}''$, м/с	$\frac{Q_{\text{к}}}{r \cdot \rho'' \cdot F_{\text{экв}}}$	1,211
Коэффициент неравномерности тепловосприятости развернутой трубы $\eta_{\text{т}}$	[4]	1,1
Коэффициент конструктивной нетождественности $\eta_{\text{к}}$		1
Средняя приведенная скорость пара в обогреваемой части развернутой трубы $\bar{W}_{\text{от}}'$, м/с	$\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \bar{W}_0''$	0,666

Окончание таблицы 20

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Конечная приведенная скорость пара в развернутой трубе $W''_{от}$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_K \cdot W''_{опо}$	1,332
Среднее напорное паросодержание застоя в обогреваемой части развернутой трубы $\bar{\varphi}_z$	Принимается по величинам \bar{W}_0'' и P_6 [4]	0,77
Напорное паросодержание застоя в участке после обогрева развернутой трубы $\varphi_{зпо}$	Принимается по величинам \bar{W}_0'' и P_6 [4]	0,85
Напор застоя в развернутой трубе S_z , Па/м ²	$10 \cdot (H_{об} \cdot \bar{\varphi}_z + H_{по} \cdot \varphi_{зпо})(\rho' - \rho'')$	108532,71
Полезный напор экрана $S_{пол}$, Па/м ²	Определен ранее по результату построения графика $\Delta P_{оп}, S_{пол}^K = f(W_0)$	2559,37
Коэффициент запаса по застою $S_z/S_{пол}$	$S_z/S_{пол} > 1,1$	42,41

Таблица 21 - Проверка на опрокидывание циркуляции

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении в обогреваемой части $\bar{W}_{об}''$, м/с	$\bar{W}_{об}'' = \bar{W}_0''$	0,0980
Средняя приведенная скорость пара при спускном движении на участке до обогрева $\bar{W}_{до}''$, м/с	$\bar{W}_{до}'' = W''_{опо}$	1,159
Средняя приведенная скорость пара в экране при опускном движении $\bar{W}_{эл}''$, м/с	$\frac{\bar{W}_{об}'' \cdot H_{об} + \bar{W}_{до}'' \cdot H_{до}}{H_0 - H_{по}}$	0,123
Средняя приведенная скорость пара в развернутой трубе при опускном движении $\bar{W}_{от}''$, м/с	$\eta_T \cdot \eta_K \cdot \bar{W}_{эл}''$	0,135
Полный коэффициент гидравлического сопротивления труб Z	$\lambda_0^{экр} \cdot l_0 \sum \xi_M$ где $\lambda_0^{экр}$ – приведенный коэффициент трения экранных труб [4] l_0 – длина труб экрана от нижнего коллектора до верхнего сборного, м; $\sum \xi_M = \sum \xi_{пов}^{экр} + \xi_{вх} + \xi_{вых}$ – сумма местных сопротивлений по всей высоте экранных труб	3,597

Окончание таблицы 21

Наименование величины	Расчетная формула	Величина
Удельный коэффициент сопротивления экрана	Z/H_0	0,124
Удельный напор опрокидывания циркуляции $S_{опр}^{уд}$, Па/м ²	Принимается согласно [4]	2500
Напор опрокидывания в экране $S_{опр}$, Па/м ²	$S_{опр}^{уд} \cdot (H_0 - H_{по})$	71032,50
Коэффициент запаса по опрокидыванию $S_{опр}/S_{пол}$	$S_{опр}/S_{пол} > 1,1$	27,75

Расчет естественной циркуляции показал, что коэффициент запаса по застою $S_з/S_{пол} > 1,1$ и коэффициент запаса по опрокидыванию $S_{опр}/S_{пол} > 1,1$, что свидетельствует о высокой надежности циркуляции.

2.7 Выбросы оксидов азота.

Перевод котельных агрегатов на твердое шлакоудаление имеет преимущество с экологической точки зрения и состоит в возможности снижения удельных выбросов оксидов азота даже без реализации дополнительных очистных сооружений. Уменьшение NO_x объясняется снижением максимальной температуры в ядре зоны горения.

Также учитывается тот факт, что данная реконструкция предусматривает введение дополнительных способов для снижения оксидов азота до нормативных значений, а именно применение системы нижнего дутья и третичного дутья, что приводит к общему снижению температур в зоне активного горения и уменьшению избытка воздуха на стадии формирования факела.

Топливные оксиды азота подсчитывают по формуле:

$$K_{NO_2}^{ТПЛ} = 0.12 * \xi_{NO_x} * \beta_{\alpha T} * \beta_{\alpha 1} * \beta_R * \beta_V * \beta_{CM} \quad (84)$$

где ξ_{NO_x} — безразмерный коэффициент, учитывающий характеристики топлива

$$\xi_{NO_x} = FR^{0.6} + (1 + N^d) \quad (85)$$

Здесь FR — топливный коэффициент, равный отношению связанного углерода к выходу летучих на рабочую массу, N^d — содержание азота в сухой массе топлива:

$$\xi_{NOx} = FR^{0.6} + (1 + N^d) \quad (86)$$

Влияние коэффициента избытка воздуха в прямоточной горелке

$$\beta_{\alpha r} = (0.53 * \alpha_r + 0.15)^2 \quad (87)$$

Влияние доли первичного воздуха в горелке

$$\beta_{\alpha 1} = (1.73 * \alpha_1 + 0.48)^2 \quad (88)$$

Влияние рециркуляции дымовых газов в первичный воздух

$$\beta_R = 1 - 0.016\sqrt{R} \quad (89)$$

Влияние максимальной температуры на участке образования топливных оксидов

$$\beta_V = 0.11 * \sqrt[3]{T''_{3AG} - 1100} \quad (90)$$

Влияние смесеобразования в корне факела прямоточных горелок

$$\beta_{см} = 0.98 * \frac{w_2}{w_1} - 0.47 \quad (91)$$

Для расчета воздушных оксидов азота, нужно найти коэффициент избытка воздуха в зоне активного горения:

$$\alpha''_{3AG} = \alpha_r + 1/2 * \Delta\alpha_r \quad (92)$$

Для подсчета $K_{NO_2}^{взд}$ используют зависимость, учитывающую известное уравнение Зельдовича:

$$\begin{aligned} K_{NO_2}^{взд} &= \frac{1.54 * 10^{16}}{\sqrt{T''_{3AG}}} * \sqrt{\frac{\alpha''_{3AG} - 1}{\alpha''_{3AG}}} * \exp\left(-\frac{6700}{T''_{3AG}}\right) \\ &= \frac{1.54 * 10^{16}}{\sqrt{1707}} * \sqrt{\frac{1,225 - 1}{1,225}} * \exp\left(-\frac{6700}{1707}\right) \end{aligned} \quad (93)$$

Суммарный удельный выброс оксидов азота г/МДж

$$K_{NO_2} = K_{NO_2}^{взд} + K_{NO_2}^{тпл} = \quad (94)$$

Массовая концентрация оксидов азота мг/м³

$$C_{NO_2} = K_{NO_2} \frac{Q_p^H}{V_r} = \quad (95)$$

Массовый выброс оксидов азота г/с

$$K_{NO_2} = B_p \cdot K_{NO_2} \frac{Q_p^H}{1000} \quad (96)$$

Таблица 22 – Выбросы оксидов азота в атмосферу.

Наименование величины	До реконструкции	После реконструкции	ПДКсс
Массовая концентрация оксидов азота мг/м ³	607,94	237,8	370
Массовый выброс оксидов азота г/с	79,162	31,21	

3 Экономическая часть

3.1 Оценка капиталовложений

Основными статьями капиталовложения являются: замена топочных экранов, установка новых мельничных аппаратов, дымосос рециркуляции газов, мельничных вентиляторов. Все цены были взяты из свободных источников, поэтому могут немного отличаться от рыночных.

Таблица 23 – Выбросы оксидов азота в атмосферу.

Наименование	Количество	Стоимость
Топочные экраны	78,8 т	10,15 млн. руб.
ММТ 1500/2510/750	4 шт.	16 млн. руб.
ДРГ- 19,5	1 шт.	0,4 млн. руб.
МВ-180/1100-I	4 шт.	2,4 млн. руб.
Доставка из г. Барнаул		0,82 млн. руб.
Фонд оплаты труда		12 млн. руб.
Итого включая монтаж:		54,301 млн. руб.

3.2 Расчет экономии затрат на расшлаковку и выплат за выбросы в атмосферу

Денежный поток от экономии затрат на расшлаковку, руб.:

$$P_{\text{шл}} = (T_{\text{др}} - T_{\text{пр}}) \cdot K_{W_3} \cdot W_3 \cdot 10^3 \cdot k_{\text{эз}} \quad (97)$$

где $T_{\text{др}}, T_{\text{пр}}$ - время остановки котлоагрегата на расшлаковку до и после реконструкции, ч. $T_{\text{др}} = 840, T_{\text{пр}} = 336$;

K_{W_3} - коэффициент нагрузки на Т-110-130 с одного котлоагрегата БКЗ-420-140. $K_{W_3} = \frac{420}{480} = 0,875$;

W_3 – номинальная мощность турбоагрегата, МВт, $W_3 = 110$.

$k_{\text{эз}}$ – тариф на электроэнергию в г. Красноярске, руб./кВт*ч, $k_{\text{эз}} = 2,5$

$$\begin{aligned} P_{\text{шл}} &= (840 - 336) \cdot 0,875 \cdot 110 \cdot 10^3 \cdot 2,5 = 122730300 \text{ руб.} \\ &= 122,73 \text{ млн. руб.} \end{aligned}$$

Денежный поток от экономии затрат на выплату за вредные выбросы, руб./год:

$$P_{NOx} = U_{NO2}^{\text{др}} - U_{NO2}^{\text{пр}} \quad (98)$$

где $U_{NO2}^{\text{др}}, U_{NO2}^{\text{пр}}$ – отчисления за загрязнение атмосферы руб./год определяются как:

$$U_{NO_2}^{др} = K_{NO_2}^{др} \cdot T_{к/а} \cdot k_{NOx}^{внорм} \quad (99)$$

$$U_{NO_2}^{пр} = K_{NO_2}^{пр} \cdot T_{к/а} \cdot k_{NOx}^{нор} \quad (100)$$

$K_{NO_2}^{др}$ – Массовый выброс оксидов азота до реконструкции (таблица 22), г/с,
 $K_{NO_2}^{др} = 79,162$.

$K_{NO_2}^{пр}$ – Массовый выброс оксидов азота после реконструкции (таблица 22),
 г/с, $K_{NO_2}^{пр} = 31,21$.

$T_{к/а}$ – время работы котлоагрегата в году (таблица 22), ч, $K_{NO_2}^{пр} = 6480$.

$k_{NOx}^{нор}$, $k_{NOx}^{внорм}$ – норматив выплаты за тонну загрязняющего вещества в ПДК
 и выше ПДК соответственно, руб./т, $k_{NOx}^{нор} = 52$, $k_{NOx}^{внорм} = 260$

$$U_{NO_2}^{др} = \frac{79,162}{1000000} \cdot (6480 \cdot 3600) \cdot 260 = 480139,6 \text{ руб./год}$$

$$U_{NO_2}^{пр} = \frac{31,21}{1000000} \cdot (6480 \cdot 3600) \cdot 52 = 37859,4 \text{ руб./год}$$

$$П_{NOx} = 480139,6 - 37859,4 = 442,28 \text{ тыс. руб./год.}$$

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a \quad (101)$$

где K – капитальные вложения, млн. руб. (таблица 23), $K = 37,6$;

$H_a = 6,7\%$ – норма амортизации.

$$U_a = 37,6 \cdot 0,067 = 2,5172 \text{ млн. руб./год}$$

Денежный поток с учетом налога на прибыль, млн. руб./год:

$$П = (П_{NOx} + П_{шл}) \cdot 0,8 + H_a \quad (102)$$

$$П = (0,442 + 122,73) \cdot 0,8 + 2,5172 = 101,05 \text{ млн. руб./год}$$

Срок окупаемости реконструкции определяется:

$$DPP = \frac{\sum_1^t П}{(1+r)^t} - (K + U_a) \quad (103)$$

где r – норма дисконтирования, %, , $r = 10$;

t – текущий год.

$$DPP = \frac{101,05}{(1 + 0.1)^1} - (54,301 + 3,638) = 33,92 \text{ млн. руб./год}$$

Чистый дисконтированный доход значительно больше нуля уже на первом году, следовательно, проект эффективный и целесообразно вкладывать деньги в этот проект.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для обоснования и подтверждения выбранной схемы реконструкции котельного агрегата БКЗ-420-140 проведены комплексные расчеты, включающие в себя: тепловой расчет котлоагрегата, расчет системы пылеприготовления и горелочных устройств, гидравлический расчет контура циркуляции, аэродинамический расчет еотла, расчет токсичных веществ.

Тепловой расчет парового котла позволили определить площадь нагрева поверхности топочной камеры (1285,8 м²) и топочный объем (2256,59 м³), чтобы обеспечить низкую температуру газов на выходе из топки, и оптимальное объемное тепловосприятие для топок с т. Пониженные значения температур газового потока на выходе из топочной камеры и тепло напряжений топочного объема приведут к существенному снижению интенсивности шлакования пароперегревательных поверхностей нагрева. Для обеспечения номинальных параметров пара был выполнен расчет дополнительной радиационной поверхности нагрева в конвективной шахте.

Тепловой расчет сушильно-мельничной системы позволил определить новое оборудование для реконструкции системы пылеприготовления с промбункером на систему прямого вдувания. Также были определены количество сушильного агента, подаваемого в мельницу, значения расходов через горелочные устройства.

В результате расчета естественной циркуляции определены коэффициенты запаса по застою и по опрокидыванию, которые свидетельствуют о надежности контура циркуляции. Аэродинамический расчет котла подтвердил отсутствие необходимости о замене основных тягодутьевых машин. Но вследствие перехода на систему прямого вдувания, необходимо заменить мельничный вентилятор и дымосос рециркуляции газов, соответственно был выполнен их аэродинамический расчет и выбрано оборудование.

Проведенная реконструкция котельного агрегата также благоприятным образом влияет на токсичные выбросы оксидов азота. Улучшение экологических характеристик котлоагрегата связано с понижением температуры факела из реконструкции топочной камеры и организацией третичного дутья.

Проведена оценка экономической эффективности. По результатам расчета, период окупаемости инвестиционного проекта меньше года. Проект эффективен, вкладывать инвестиции целесообразно.

Таким образом установлено, что реконструкция топочной камеры БКЗ-420-140, по рассмотренному варианту, экономически, экологически, технологически эффективна.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ


1. Энергетическая стратегия России на период до 2035 года // Правительство РФ; 2017 С. 30
2. Сутоцкий, Г.П. О причинах повреждениях экранных труб солевых отсеков котлов БКЗ-420-140 / В.Ф. Верич, Н.Е. Межевич // Электрические станции. – 1991, – №8. – С.11–13.
3. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). – 3-е изд., перераб. и доп. – СПб. : НПО ЦКТИ, 1998. – 257 с.
4. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (расчет естественной циркуляции в контурах барабанных котлов): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 47 с.
5. Ривкин, С. Л. Теплотехнические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. М.: Энергия, 1980. – 424 с.
6. Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (выбор и расчет систем пылеприготовления и горелочных устройств котельных агрегатов): Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 45 с.
7. СТО 4.2–07–2014. Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен взамен СТО 4.2–07–2012. Дата введения 30 декабря 2013 года. Красноярск ИПК: СФУ, 2014. – 60с.

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

институт
Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой


Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия
« 01 » 07 2019 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника
код – наименование направления

Проект реконструкции Красноярской ТЭЦ-2
тема

Руководитель


28.06.2019
подпись, дата

профессор, д.т.н
должность, ученая степень


Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

Выпускник


22.06.19
подпись, дата

И.В. Трифонов
инициалы, фамилия

Технический контроль


2.07.19
подпись, дата

С.А. Михайленко
инициалы, фамилия

Нормоконтролер


27.06.19
подпись, дата

П.В. Шишмарёв
инициалы, фамилия

Красноярск 2019

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

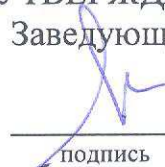
Политехнический институт

институт

Тепловые электрические станции

кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой



подпись

Е.А. Бойко

инициалы, фамилия

« _____ » _____ 20 ____ г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
по форме бакалаврской работы



