

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
« » 2018 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01- Теплоэнергетика и теплотехника
код - наименование направления

Проект модернизации БГРЭС
тема

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

Выпускник _____
подпись, дата

_____ С.Р. Янов
инициалы, фамилия
_____ Э.Н. Асадулин
инициалы, фамилия

Технический контроль _____
подпись, дата

_____ С.А. Михайленко
инициалы, фамилия

Нормоконтролер _____
подпись, дата

_____ П.В. Шишмарев
инициалы, фамилия

Красноярск 2018

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
« » 2018 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Асадулину Эльдару Наильевичу _____

фамилия, имя, отчество

Группа ЗФЭ 13 - 01Б Направление (специальность) 13.03.01 _____

код

Теплоэнергетика и теплотехника _____

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект модернизации БГРЭС

Утверждена приказом по университету № _____ от _____ г.

Руководитель ВКР С.Р. Янов, доцент, канд. техн. наук, кафедра ТЭС _____

инициалы, фамилия, должность, место работы

Исходные данные для ВКР: Объект модернизации - паровой котел П-67 ;
паропроизводительность - 2650 т/ч; топливо - Канско-Ачинский бурый уголь.

Перечень разделов ВКР: Актуальность реконструкции котельного агрегата
П-67. Техническое решение. Тепловой расчет котельного агрегата П-67 до и
после реконструкции. Экономическая часть проекта.

Перечень графического материала:

Лист 1. Паровой котел П-67 до модернизации. Продольный разрез.

Лист 2. Паровой котел П-67 до модернизации. Поперечный разрез.

Лист 3. Паровой котел П-67 после модернизации. Продольный разрез.

Лист 4. Паровой котел П-67 после модернизации. Поперечный разрез.

Руководитель ВКР _____

подпись

С.Р. Янов

инициалы, фамилия

Задание принял к исполнению _____

подпись

Э.Н. Асадулин

инициалы, фамилия

«_____» _____ 2018 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа по теме «Проект модернизации БГРЭС» содержит 39 страниц текстового документа, 10 использованных источников, 4 листа графического материала.

ПАРОВОЙ КОТЕЛ, П-67 , L- ШПП, КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ, ЗОЛОВОЕ ЗАГРЯЗНЕНИЕ.

Бакалаврская работа включает в себя: тепловой расчет котельного агрегата П-67 до и после реконструкции, обоснование выбора технического решения, экономическую часть.

В данной бакалаврской работе представлен проект модернизации БГРЭС. Бакалаврская работа состоит из 4 разделов. Первый раздел включает в себя обоснование и актуальность реконструкции котельного агрегата. Во втором разделе приведено обоснование технического решения. Третий раздел содержит тепловой расчет котельного агрегата до и после реконструкции. В четвертом разделе проработаны экономические вопросы, были рассчитаны капитальные вложения, срок окупаемости.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. Актуальность реконструкции котельного агрегата П-67.....	4
1.1 Краткая характеристика котельного агрегата П-67.....	4
1.2 Обоснование модернизации.....	8
2. Технические решения.....	11
2.1 Модернизация поверхностей нагрева.....	11
3 Расчетная часть.....	11
3.1 Тепловой расчет котельного агрегата до реконструкции.....	11
3.1.1 Исходные данные.....	11
3.1.2 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха.....	12
3.1.3 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата.....	17
3.1.4 Расчет теплообмена в топке.....	19
3.1.5 Расчет полуррадиационных и конвективных поверхностей нагрева.....	23
3.2 Тепловой расчет котельного агрегата после модернизации.....	27
4 Экономическая часть проекта.....	30
4.1 Определение экономии топлива в процессе эксплуатации.....	30
4.2 Определение срока окупаемости проекта.....	32
4.2.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта.....	32
4.2.2 Расчет капитальных вложений.....	33
4.2.3 Расчет доходов от реализации проекта.....	33
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	36
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	37

ВВЕДЕНИЕ

Активное развитие энергетики влечет за собой все большее использование природных ресурсов. Ставится вопрос о разработке и внедрении новых технологий, которые позволят увеличить долю рационального использования природных богатств. Одновременно с экологическими проблемами, решаются и экономические вопросы, направленные на решение такой задачи, как уменьшение затрат на эксплуатацию используемого оборудования, в том числе, на очистку поверхностей нагрева от золовых отложений, которые снижают тепловой поток от греющей среды к нагреваемой и сокращают срок службы металла труб поверхности нагрева.

Эффективность и надежность работы современных энергетических котлов, работающих на твердом топливе, во многом определяется интенсивностью протекания процессов шлакования и золовых загрязнений различных поверхностей нагрева. Интенсивное загрязнение поверхностей нагрева оказывает влияние на снижение коэффициента полезного действия котельного агрегата и его установленной мощности, уменьшение срока межремонтного периода и увеличение затрат на расшлаковку поверхностей нагрева.

Целью данной работы является повышение надежности и экономичности работы котельного агрегата П-67 блока 800 МВт Березовской ГРЭС.

1. Актуальность реконструкции котельного агрегата П-67

1.1 Краткая характеристика котельного агрегата П-67

Прямоточный однокорпусный котел Пп-2650/255 (П-67) (рисунок 1.1) предназначен для работы в блоке 800 МВт с одновальной турбиной К-800-240-5 и рассчитан на сжигание бурых углей Канско-Ачинского бассейна.

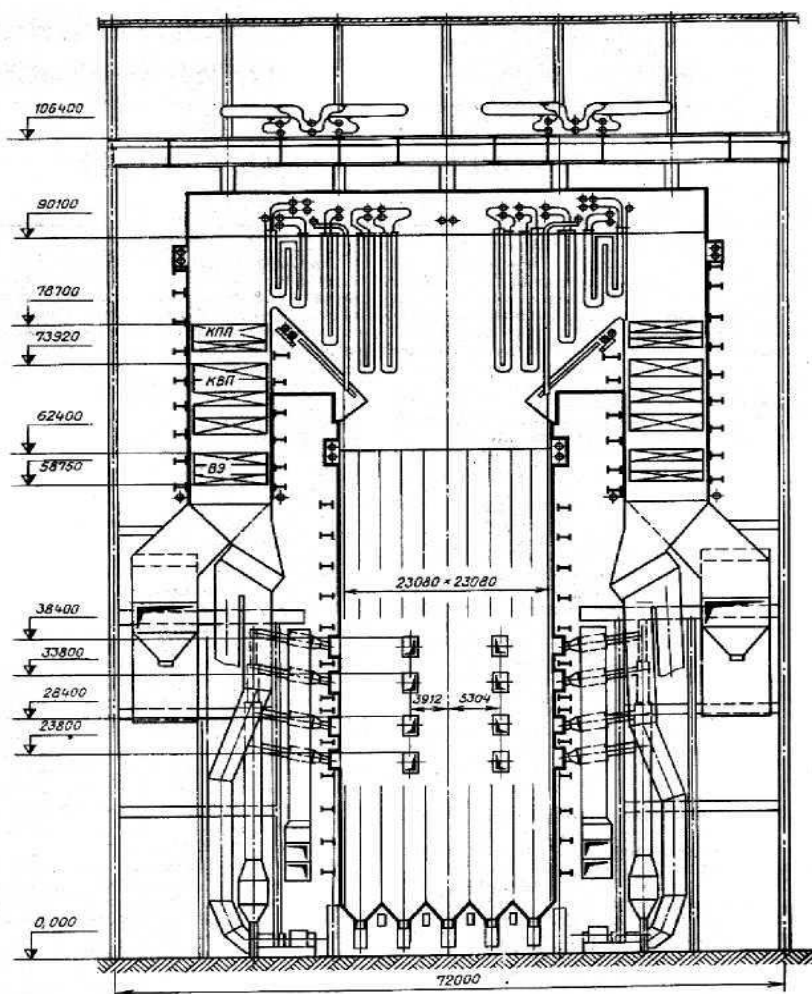


Рисунок 1.1 - Поперечный разрез котельного агрегата Пп-2650/255 (П-67)
Завод-изготовитель - Подольский машиностроительный завод имени Орджоникидзе. Основные расчетные параметры котла при номинальной нагрузке и гарантийном топливе (Березовский бурый уголь $Q^P = 15671$ кДж/кг (3740 ккал/кг) представлены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Основные расчётные параметры котла

Наименование	Величина
Паропроизводительность, кг/с (т/ч)	736,1 (2650)
Давление свежего пара, МПа (кгс/см)	25 (255)
Температура свежего пара, °С	545
Расход пара через вторичный пароперегреватель, кг/с (т/ч)	607,2 (2186)
Давление вторичного пара, МПа (кгс/см)	3,6 (36,8)
Температура вторичного пара, °С	545
Температура уходящих газов (по нормативу), °С	170
Температура горячего воздуха, °С	317
КПД котла (брутто), %	90,55

Котельный агрегат П-67 однокорпусный, выполнен по Т-образной компоновке газоходов и состоит из топочной камеры, двух горизонтальных газоходов и двух конвективных шахт.

Основные технические характеристики котла представлены в таблице 1.2.

Таблица 1.2 - Основные технические характеристики котла

Наименование	Величина
Емкость пароводяного тракта до встроенной задвижки (ВЗ),	400
Емкость пароводяного тракта после ВЗ, м ³	220
Емкость тракта промперегрева, м ³	700
<i>Поверхности нагрева</i>	
Нижняя радиационная часть (НРЧ-1), м	1380
Нижняя радиационная часть (НРЧ-2), м	3280
Верхняя радиационная часть (ВРЧ), м ²	1380
Фестоны боковых стен топки (ФБТ), м	1880
Потолочная радиационная часть (ПРЧ), м ²	1245
Ширмовый пароперегреватель 1 ст. (ШПП-1), м	3150
Ширмовый пароперегреватель 2 ст. (ШПП-2), м ²	3960
Ширмовый пароперегреватель 3 ст. (ШПП-3), м	3670
Конвективный первичный пароперегреватель (КПП), м	7040
Ширмовый вторичный пароперегреватель (ШВП), м ²	5630
Конвективный вторичный пароперегреватель (КВП), м	19250
Экраны горизонтального газохода, м ²	438
Водяной экономайзер (ВЭК), м	13100
Трубчатый воздухоподогреватель (ТВП), м ²	169000
Экраны конвективной шахты:	
в районе конвективного пароперегревателя (КПП), м	480
в районе конвективного вторичного пароперегревателя	1280
в районе водяного экономайзера (ВЭК), м	640
Подвесные трубы змеевиков:	
В районе КПП, м ²	765
В районе КВП, м ²	2200

Топочная камера имеет призматическую форму с размером по осям труб в плане 23080x23080 мм и отметкой по осям труб потолка 90100 мм.

Все стены топки, соединительных газоходов и конвективных шахт экранированы газоплотными панелями.

В нижней части топочной камеры расположены 32 щелевые горелки, расположенные в 4 яруса. Для создания вихревого факела горения топлива горелки установлены тангенциально к условной окружности в центре топки диаметром 2,3 м. Для растопки котла служат мазутные форсунки, расположенные на нулевом, первом и третьем ярусах горелок котла блока № 1 и на первом, третьем и четвертом ярусах горелок котла блока № 2.

Для уменьшения шлакования стен топки в котле принято "низкотемпературное" горение топлива, при котором температура ядра факела 1650-1700 °С достигается за счет рассредоточения горелок по высоте топки, газовой сушки топлива в пылесистемах и подачи через горелки в зону горения рециркулирующих газов с температурой 360 °С. Горелки установлены на каркасе здания, для уплотнения мест примыкания горелок к фланцам амбразур горелок предусмотрены специальные уплотнения горелок.

На выходе из топки в горизонтальных газоходах расположены последовательно по ходу газов ширмы 2 и 3 ступеней пароперегревателя первичного тракта, фестон боковых стен топки, ширмы 1 ступени и ширмы вторичного пароперегревателя, подвесные трубы ВРЧ и подвесные трубы экранов конвективной шахты.

В опускных газоходах (КШ) сверху вниз последовательно по ходу газов расположены 2 яруса пакетов конвективного первичного пароперегревателя (выходная ступень), 3 яруса пакетов конвективного вторичного пароперегревателя и 2 яруса пакетов мембранного экономайзера.

Опускные газоходы отличаются наличием в середине каждого из них особого канала, выделенного двухсветными мембранными панелями, по которому

газы из поворотной камеры направляются в пылесистемы с МВ.

Во вторичном тракте регулирование температуры перегрева осуществляется за счет изменения количества впрыскиваемой воды в пароохладителях, расположенных перед ширмовой ступенью вторичного пароперегревателя.

Золоудаление твердое. Удаление шлака, выпадающего в холодную воронку из топочной камеры, производится цепным скребковым конвейером.

После экономайзера дымовые газы направляются в трубчатый воздухоподогреватель (ТВП), расположенный в отдельном помещении главного корпуса. Часть газов до ТВП забирается посредством дымососов рециркуляции в систему рециркуляции газов для подачи их в специальные каналы горелок и в пылесистемы. Перед этими дымососами имеются золоуловители с циклонами.

Для снижения температуры уходящих из котла газов с 160-170 °С до 140 °С, необходимых по условиям обеспечения достаточно высокого КПД электрофильтров, на котле предусмотрена установка системы избыточного воздуха со своими вентиляторами и воздушно - водяными теплообменниками (ВВТО), позволяющими отдавать тепло газов в теплофикационную сеть блока (станции). В задачу этой же системы входит и поддержание постоянной температуры воздуха (40 °С) на входе в ТВП.

Холодный воздух забирается из верхней части котельного отделения и двумя вентиляторами подается на вход в ТВП через смесители, в которые поступает горячий воздух из системы избыточного воздуха.

Для уменьшения температуры воздуха в пространстве между топкой и КШ из верхней части пазух осуществляется забор воздуха на всас вентиляторов.

Пройдя ТВП, воздух из общего короба поступает к горелкам, в нижнюю часть топки (холодную воронку), в пылесистему и часть его идет на систему избыточного воздуха (рециркуляцию).

В качестве размольных устройств приняты мельницы-вентиляторы, работа которых не ограничивается влажностью сырого топлива.

Сушка топлива производится дымовыми газами: "горячими", забираемыми из поворотной камеры, с добавлением "холодных", забираемых после водяного экономайзера.

Котлоагрегат П-67 оборудован восемью пылесистемами, каждая из которых состоит из бункера сырого угля, ленточного питателя сырого угля, мельницы-вентилятора с сепаратором, делителем пыли и горелочным блоком - четыре прямоточно-щелевые горелки.

Номинальная производительность системы пылеприготовления по сырому углю расчетного качества около 70 т/ч.

На энергоблоках ст. № 1 и 2 Березовской ГРЭС установлено два дутьевых вентилятора ВДН-36х23, три осевых дымососа ДОД-43-500, четыре вентилятора рециркуляции горячего воздуха ГД-31 и два дымососа рециркуляции газов ДРГ-29х2.

На котлах блоков № 1 и 2 установлен комплекс очистки поверхностей нагрева от золовых отложений, включающий в себя:

- маловыдвижные обдувочные аппараты водяной очистки экранов ОБМ, глубоководыдвижные обдувочные аппараты водяной очистки экранов ОБГ и аппараты WLB для очистки топочной камеры;
- глубоководыдвижные обдувочные аппараты РК-SL для обдувки ширм;
- многосопловые аппараты РК-SB для обдувки КПП, КВП, ВЭК.

1.2 Обоснование модернизации.

Необходимость в модернизации котельного агрегата появилась в связи с тем, что в результате золового загрязнения конвективной части пароперегревателя ухудшается теплопередача от газов к пару и аэродинамика газов. Как следствие - из-за снижения температуры перегретого пара и ухудшенной аэродинамики газов, появляется необходимость к снижению нагрузки. Это приводит к ограничению мощности блока с 800 МВт до 750 МВт. Загрязненные поверхности нагрева

конвективного пароперегревателя представлены на рисунках 1.2, 1.3 и 1.4.



Рисунок 1.2 - Зашлакованный КПП котельного агрегата П-67 БГРЭС



Рисунок 1.3 - Зашлакованный КПП котельного агрегата П-67 БГРЭС



Рисунок 1.4 - Золовые отложения на поверхности конвективного пароперегревателя

Недостатки существующей конструкции конвективного пароперегревателя (КПП) с шахматным расположением змеевиков, установленного в конвективной шахте котла:

- ежегодная трудоемкая механическая очистка КПП в течение 30 - 40 дней;
- занос КПП приводит к нарушению аэродинамики потока газов в области следующего за КПП конвективного вторичного пароперегревателя, к снижению его теплосъема и увеличению температуры уходящих газов;
- невозможность установки необходимого количества обдувочных аппаратов для проведения эффективных эксплуатационных очисток паровыми аппаратами;
- низкая надежность и эффективность используемых обдувочных ап-

паратов, установленных внутри газохода, из - за высоких температур (до 780° С без проведения обдувок, 300-ч350° С во время их проведения);

- интенсивная динамика загрязнения КПП.

Таким образом, актуальность темы бакалаврской работы обосновывается необходимостью повышения надежности и экономичности эксплуатации котельного агрегата за весь период годовой эксплуатации.

2. Технические решения

2.1 Модернизация поверхностей нагрева

Предложено изменить расположение труб конвективной части первичного пароперегревателя (КПП) с шахматного на коридорное. Компенсировать перегрев первичного пара предлагается увеличением поверхности нагрева в ШПП-2, ШПП-3, заменив нижнюю U-образную часть на L-образную.

В отличие от шахматного пучка труб конвективного пароперегревателя пучок труб коридорного типа меньше подвержен золо-шлаковому загрязнению.

Меньшая динамика золо-шлакового загрязнения коридорного типа КПП достигается за счет большего поперечного шага ($s'=s_1$). Это не нарушит аэродинамику потока газов в области следующего за КПП конвективного вторичного пароперегревателя (КВП), не приведет к снижению его теплосъема и увеличению температуры уходящих газов.

3 Расчетная часть

3.1 Тепловой расчет котельного агрегата до реконструкции

Расчета в основном базируется на нормативных методах теплового (НТР) и гидравлического (НГР) расчета котельного агрегата. [1,3]

3.1.1 Исходные данные

Техническая характеристика котла Пп-2650/255 (П-67) и расчетные характеристики топлива приведена в таблицах 3.1 и 3.2 соответственно.

Таблица 3.1 - Техническая характеристика котла Пп-2650/255 (П-67)

Наименование	Значение
Прототип	Пп-2650-255
Топливо	Березовское 2Б
Паропроизводительность, кг/с	736,1
Давление острого пара, МПа	25
Температура острого пара	545
Расход пара через пром.перегрев, кг/с	607,2
Давление вторичного пара, МПа	3,75
Температура вторичного пара	545
Температура пит.воды	274
Температура ух.газов (по нормативу)	170
Температура холодного воздуха	35
Температура горячего воздуха	317

Таблица 3.2 - Расчетные характеристики топлива

Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, $V^I, \%$	Теплота сгорания $Q_{н.}^P$ кДж/кг	Температуры плавления зола, $^{\circ}C$		
W^P	A^P	S^P	C^P	H^P	N^P	O^P			t1	t2	t3
33,0	4,7	0,2	44,3	3,0	0,4	14,4	48	15671	1270	1290	1310

3.1.2 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха

Теоретический объем воздуха V_B^0 , m^3/kg , для твердого топлива определяем по формуле:

$$V_B^0 = 0,0889 \cdot (C^P + 0,375 \cdot S^P) + 0,265 \cdot H^P - 0,0333 \cdot O^P, \quad (1)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, %;

S^P – количество серы на рабочую массу топлива, % ;

H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, %;

O^P – количество кислорода на рабочую массу топлива, %;

Теоретический объем азота $V_{N_2}^0$, м³/кг, определяем по формуле

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100}, \quad (2)$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$, м³/кг;

N^P – количество азота на рабочую массу топлива, %;

V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$, м³/кг;

N^P – количество азота на рабочую массу топлива, %;

Объем трехатомных газов, м³/кг, определяется по формуле:

$$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100}, \quad (3)$$

Теоретический объем водяных паров для твердого топлива $V_{H_2O}^0$, м³/кг, определяем по формуле:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0, \quad (4)$$

где W^P – влажность топлива на рабочую массу, %;

Теоретический объем дымовых газов V_{Γ}^0 , м³/кг, определяем по формуле

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2}^0 + V_{H_2O}^0, \quad (5)$$

где $V_{RO_2}^0$ – теоретический объем трехатомных газов, м³/кг;

Расчеты объемов воздуха и продуктов сгорания сведены в таблицу 3.3.

Таблица 3.3 - Объемы воздуха и продуктов сгорания

Величина	Обозначение	Значение
Теоретический объем воздуха, м ³ /кг	V_B^0	4,278
Объем азота, м ³ /кг	$V_{N_2}^0$	3,383

Окончание таблицы 3.3

Объем трехатомных газов, м ³ /кг	V_{RO_2}	0,826
Объем водяных паров, м ³ /кг	$V_{H_2O}^0$	0,822
Объем дымовых газов, м ³ /кг	V_{Γ}^0	5,031

Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха $\alpha > 1$

Действительный объем водяных паров V_{H_2O} , м³/кг, при избытке воздуха в газоходах $\alpha > 1$ определяем по формуле:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0, \quad (6)$$

Полный объем дымовых газов V_{Γ} , м³/кг, определяем по формуле:

$$V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1,016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0, \quad (7)$$

Объемную долю трехатомных газов r_{RO_2} , определяем по формуле:

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}, \quad (8)$$

Объемную долю водяных паров r_{H_2O} определяем по формуле:

$$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}, \quad (9)$$

Суммарную объемную долю паров r_{Π} определяем по формуле:

$$r_{\Pi} = r_{RO_2} + r_{H_2O}, \quad (10)$$

Массу дымовых газов G_{Γ} , кг/кг, определяем по формуле:

$$G_{\Gamma} = 1 - 0,01 \cdot A^P + 1,306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0, \quad (11)$$

Концентрацию золовых частиц μ , кг/кг, определяем по формуле:

$$\mu = \frac{A^P \cdot a_{\text{ун}}}{100 \cdot G_T}, \quad (12)$$

где $a_{\text{ун}}$ – доля уноса золы из топки, принимаем =0,95 (по результатам испытаний)

Действительные объемы продуктов сгорания по газоходам при коэффициенте избытка воздуха больше единицы, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 3.4

Таблица 3.4 – Объемы продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины	топочная камера	СГГ				КШ			ТВП
		ШПП2	ШПП3	ШПП1	ШВП	КПП	КВП	ВЭК	
Коэф-т избытка воздуха за поверхн нагрева	1,2	1,208	1,216	1,224	1,232	1,239	1,246	1,253	1,273
Средний коэф-т избытка воздуха в поверхности нагрева	1,2	1,204	1,212	1,22	1,228	1,2355	1,2425	1,2495	1,263
Объем водяных паров, м.куб/кг,	0,8355	0,8358	0,8364	0,8369	0,8375	0,8380	0,8385	0,8389	0,8399
Полный объем газов, м.куб/кг	5,9001	5,9174	5,9522	5,9870	6,0218	6,0544	6,0848	6,1152	6,1739
Объемная доля трехатомарных газов	0,1400	0,1396	0,1388	0,1380	0,1372	0,1365	0,1358	0,1351	0,1338
Объемная доля водяных паров	0,142	0,141	0,141	0,140	0,139	0,138	0,138	0,137	0,136
Суммарная объемная доля	0,282	0,281	0,279	0,278	0,276	0,275	0,274	0,272	0,270
Масса дымовых газов, кг/кг	7,6575	7,6799	7,7246	7,7693	7,8140	7,8559	7,8950	7,9341	8,0095
Концентрация золовых частиц, кг/кг	0,0058	0,0058	0,0058	0,0057	0,0057	0,0057	0,0057	0,0056	0,0056

Энтальпия воздуха при температуре t , кДж/кг,

$$H_B^0 = V_B^0 \cdot c_B \cdot \vartheta, \quad (13)$$

Энтальпия газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ и температуре газов ϑ , °С, кДж/кг:

$$H_{\Gamma}^0 = (V_{\text{RO}_2} \cdot c_{\text{RO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 \cdot c_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2}^0 \cdot c_{\text{N}_2}) \cdot \vartheta, \quad (14)$$

Энтальпия золы невелика по сравнению с другими составляющими и учитывается, когда приведенный унос летучей золы с потоком газов значителен.

Так как приведенный унос летучей золы с потоком газов $a_{\text{пр}}$, % кг/МДж определяем по формуле

$$A^{\text{II}} < 1,4, \text{ то } H_{\text{зл}} = 0 \quad (15)$$

Энтальпию продуктов сгорания H_{Γ} , кДж/кг, при избытке воздуха $\alpha > 1$ определяем по формуле

$$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{зл}}, \quad (16)$$

Результаты расчетов сведены в таблицу 3.5.

Таблица 3.5 – Энтальпии продуктов сгорания

ϑ	H_{Γ}^0	$H_{\text{В}}^0$ ($\beta_{\text{В}}=1$)	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha i - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{зл}}$									
			Т.кам ера	ШПП 2	ШПП 3	ШПП 1	ШВП	КПП	КВП	ВЭК	ТВП	
100	18	565										172
200	1406	1134									1693	1716
300	2139	1711								2560	2572	2606
400	2936	2320							3490	3506	3522	3569
500	3723	2929						4403	4423	4444	4464	4523
600	4532	3552						5356	5381	5405		
700	5361	4188		6232	6266	6299	6333	6362				
800	6209	4834		7215	7253	7292	7331					
900	7072	5490	8170	8214	8258	8302	8346					
1000	7950	6154	9181	9230	9280	9329						
1100	8842	6868	10216	10271	10326	10381						
1200	9745	7507	11247									
1300	10661	8195	12300									

Окончание таблицы 3.5

1400	11583	8889	13361								
1500	12515	9585	14432								
1600	13454	10287	15511								
1700	14402	10991	16601								
1800	15353	11696	17692								
1900	16310	12410	18792								
2000	17272	13125	19897								
2100	18241	13845	21010								
2200	19209	14564									
2300	20184	15287									

3.1.3 Тепловой баланс, коэффициент полезного действия и расход топлива котельного агрегата

Коэффициент полезного действия проектируемого парового котла $\eta_{ка}^{бр}$, %, методом обратного баланса определяем по формуле:

$$\eta_{ка}^{бр} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6, \quad (17)$$

Потерю теплоты с уходящими газами q_2 , %, определяем по формуле

$$q_2 = \frac{(N_{yx} - \alpha_{yx} \cdot N_{xb}^0) \cdot (100 - q_4)}{Q_H^p}, \quad (18)$$

где N_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, определяется по температуре уходящих газов $t_{yx.г}$ при избытке воздуха в продуктах сгорания за воздухоподогревателем (см. таблицу 3.5);

α_{yx} – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем (см. таблицу 3.5);

N_{xb}^0 – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, определяется при расчетной температуре холодного воздуха $t_{x.в}$ и $\beta_b = 1$; (см. таблицу 3.5)

q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом топлива, %,

$$q_4 = 0,5 \text{ (по результатам испытаний)} \quad (19)$$

Потерю теплоты от химического недожога для пылеугольных котлов q_3 , %,

принимая $q_3 = 0$.

Значение потери теплоты в окружающую среду $q_5^{ном}$, %, при номинальной расчетной нагрузке определяем по формуле:

$$q_5^{ном} = \frac{(60/D_{ном})^{0,5}}{\lg D_{ном}}, \quad (20)$$

где $D_{ном}$ – номинальная паропроизводительность котла, кг/с;

Коэффициент сохранения тепла φ определяем по формуле

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{100}, \quad (21)$$

где q_5 – потеря теплоты в окружающую среду, %;

Потерю теплоты с физическим теплом шлака q_6 , %:

$$q_6 = \frac{\alpha \cdot A^p \cdot (ct)_{шл}}{Q_H^p}, \quad (22)$$

Полный расход топлива B , кг/с, подаваемого в топочную камеру парового котла, определяем по формуле:

$$B = \frac{D_{пе} \cdot (h_{пе} - \bar{t}_{пв}) + D_{вп} \cdot (h_{вп}'' - h_{вп}')}{Q_H^p \cdot \eta_{ка}^{6p}}, \quad (23)$$

где $D_{пе}$ – расход первичного пара, кг/с;

$h_{пе}$ – энтальпия перегретого пара, определяется по давлению и температуре перегретого пара, кДж/кг [3]

$\bar{t}_{пв}$ – энтальпия питательной воды, кДж/кг,

$D_{вп}$ – расход вторичного пара

$h_{вп}''$ – энтальпия вторичного пара на выходе из пароперегревателя

$h_{вп}'$ – энтальпия вторичного пара входе из пароперегревателя

Определяем значение расчетного расхода сгоревшего топлива B_p , кг/с:

$$B_p = B \cdot (1 - 0,01 \cdot q_4), \quad (24)$$

Расчет теплового баланса и расхода топлива сведен в таблицу 3.6.

Таблица 3.6 - Тепловой баланс и расход топлива

Наименование	Обозначение	Значение
Потери тепла, %:		
с уходящими газами	q_2	7,22
с химическим недожогом	q_3	0
с механическим недожогом	q_4	0,5
в окружающую среду	q_5	0,2
с теплом шлака	q_6	0,008
Коэффициент сохранения тепла	φ	0,998
КПД котла, %	$\eta_{ка}$	92,071
Расход топлива, т/ч (кг/с):		
полный	B	488,9 (135,814)
расчетный	B_p	486,5 (135,135)

3.1.4 Расчет теплообмена в топке

При расчете теплообмена в топочной камере является определение тепловосприятия экранов топки $Q_{л}$ и температуры газов на выходе из нее ϑ_m'' . При этом должны быть известны конструктивные данные топочной камеры. Для выполнения теплового расчета составляется эскиз.

Адиабатическая температура горения ϑ_a'' , °С определяется по полезному тепловыделению в топке Q_T при избытке воздуха α_T по таблице 3.4.

Полезное тепловыделение в топочной камере Q_T , кДж/кг, определяем по формуле:

$$Q_T = Q_H^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B, \quad (25)$$

где Q_B – теплота горячего воздуха, поступающего в топку, кДж/кг

$$Q_B = \beta_{ГВ} \cdot H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) \cdot H_{ХВ}^0, \quad (26)$$

где $\beta_{ГВ}$ – относительный избыток воздуха $N_{ХВ}^0$ определяем по формуле

$$\beta_{ГВ} = \alpha_T - \Delta\alpha_{ПЛ}, \quad (27)$$

где $\Delta\alpha_T$ – величина присоса холодного воздуха в топке;

$\Delta\alpha_{ПЛ}$ – величина присоса холодного воздуха в замкнутых системах пылеприготовления, работающих под разряжением;

$N_{ГВ}^0, N_{ХВ}^0$ – энтальпии горячего и холодного воздуха, кДж/кг

Значению Q_T соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке ϑ_a , °С, которую найдем посредством обратной интерполяции в зоне высоких температур газов, принимая энтальпию $N_a = Q_T$

Основной радиационной характеристикой продуктов сгорания служит критерий поглощательной способности Bu (критерий Бугера):

$$Bu = k \cdot p \cdot s_T, \quad (28)$$

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

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м;

k – коэффициент поглощения топочной среды, 1/(м МПа);

$$k = k_{Г} \cdot r_{П} + k_{3Л} \cdot \mu_{3Л} + k_{К}, \quad (29)$$

где $k_{Г}$ – коэффициент поглощения лучей фазой продуктов сгорания (RO_2, H_2O)

$$k_{Г} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{П} \cdot s_T}} - 1 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_{Г}''}{1000} \right), \quad (30)$$

где $r_{П}$ – объемная доля трехатомных газов, значения берутся для топочной камеры;

r_{H_2O} – объемная доля водяных паров для топочной камеры;

$T_{Г}''$ – абсолютная температура газов на выходе из топки, °К

$$T_{Г}'' = \vartheta_T'' + 273, \quad (31)$$

$k_{зл}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы, $1/(м МПа)$, определяем по формуле

$$k_{зл} = \frac{43 \cdot \rho_r}{(\Gamma_r \cdot d_{зл})^{0,67}}, \quad (32)$$

где ρ_r – плотность дымовых газов при атмосферном давлении, $\rho_r = 1300 \text{ г/м}^3$;

$d_{зл}$ – эффективный диаметр золовых частиц, мкм, при использовании молотковых мельниц, принимается $d_{зл} = 16$;

$\mu_{зл}$ – концентрация золовых частиц;

k_k – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, для бурых и каменных углей принимается $k_k = 0,5$

По найденному значению Bu найдем эффективное значение критерия Бугера

$$\widetilde{Bu} = 1,6 \cdot \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right), \quad (33)$$

Учет положения пылеугольного факела в камерной топке осуществляется с помощью эмпирического параметра M

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot X_r, \quad (34)$$

где X_r – характеризует относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке

$$X_r = \frac{h_r}{h_r}, \quad (35)$$

где h_r – высота размещения горелок от середины холодной воронки, $h_r = 3,5 \text{ м}$;

h_r – расчетная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна,

Коэффициент тепловой эффективности экрана ψ определяем по формуле:

$$\psi = \xi \cdot \chi, \quad (36)$$

где ξ – условный коэффициент загрязнения поверхности нагрева, выбирается согласно рекомендациям;

χ – угловой коэффициент экрана

$$\chi = 1 - 0,2 \cdot (s/d - 1), \quad (37)$$

где s/d – относительный шаг экранных труб,

s – шаг между экранными трубами, мм;

d – диаметр экранных труб, мм.

Находим температуру газов на выходе из топочной камеры °С,

$$t_{\text{г}}'' = \frac{T_{\text{а}}}{1 + M \cdot \text{Bu}^{0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot \psi \cdot F_{\text{ст}} \cdot T_{\text{а}}^3}{\phi \cdot B_{\text{р}} \cdot (V_{\text{с}})_{\text{ср}}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (38)$$

$$t_{\text{г}}'' = \frac{2049}{1 + 0,454 \cdot 0,794^{0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 7666 \cdot 2049^3}{0,998 \cdot 135,13 \cdot 10,686} \right]^{0,6}} - 273 = 1126$$

По найденной температуре газов на выходе из топки, определяем энтальпию газов $H_{\text{г}}''$, кДж/кг

$$H_{\text{г}}'' = 10484 \text{ кДж/кг.}$$

Общее количество теплоты $Q_{\text{л}}$, кДж/кг, переданное излучением от газов к поверхностям топки, определяем по формуле:

$$Q_{\text{л}} = \phi \cdot (Q_{\text{т}} - H_{\text{г}}''), \quad (39)$$

где $Q_{\text{т}}$ – полезное тепловыделение в топке, кДж/кг;

$H_{\text{г}}''$ – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки, кДж/кг;

$$Q_{\text{л}} = 0,998 \cdot (17438 - 10484) = 6940 \text{ кДж/кг.}$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки $q_{\text{л}}$ (воспринятый тепловой поток), кВт/м², определяем по формуле

$$q_{л} = \frac{V_p \cdot Q_{л}}{F_{ст} \cdot \chi}, \quad (40)$$

где $Q_{л}$ – общее количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям топки, кДж/кг;

χ – степень экранирования стен топки, принимаем $\chi=0,978$;

$$q_{л} = \frac{135,13 \cdot 6940}{7666 \cdot 0,98} = 124,8 \text{ кВт/м}^2.$$

Результаты расчета основных конструктивных характеристик представлены в таблице 3.7

Таблица 3.7 - Характеристика топки

Наименование	Обозначение	Значение
Объем топки, м ³	V_T	35539
Эф. толщина излучающего слоя, м	s_T	16,7
Коэффициент избытка воздуха в топке	α_T	1,2
Теплонапряжение объема, мкал/м ³ ч	qv	59,55
Полезное тепловыделение, кДж/кг	Q_T	17439
Коэффициент эффективности	ψ	0,45
Среднее тепловое напряжение экранов топки, кВт/м ²	$q_{л}$	124,8
Адиабатическая температура, °С	ϑ_a	1776
Темп. газов на выходе из топки, °С	ϑ_T	1126

3.1.5 Расчет полурadiaционных и конвективных поверхностей нагрева

В результате поверочного расчета полурadiaционных и конвективных поверхностей нагрева определяется их тепловосприятие, значения температуры газов за поверхностями и температуры пара на выходе из них .

В основу поверочного расчета положена методика последовательного приближения температуры газов на выходе из поверхности, обеспечивающей равенство между количеством тепла отданного пароперегревателю от проходящих газов и количеством тепла переданного в процессе теплопередачи через поверхность нагрева.

Для расчета тепловосприятий поверхностей нагрева используется урав-

нение теплового баланса отдельных поверхностей нагрева.

Теплота, отданная газами, кДж/кг:

$$Q = \varphi(H' - H'' + \Delta\alpha H_{\text{прс}}^0), \quad (41)$$

где φ - коэффициент сохранения теплоты, учитывающий потери теплоты поверхностью в окружающую среду;

H' , H'' - энтальпии газов на входе в поверхность нагрева и на выходе из нее, кДж/кг;

$\Delta\alpha$ - изменение избытка воздуха в поверхности;

$H_{\text{прс}}^0$ - энтальпия присасываемого воздуха, кДж/кг.

В ширмовых и конвективных пароперегревателях, получающих теплоту излучением из топки, кДж/кг:

$$Q_6 = \frac{D}{B_p} \cdot (h'' - h') - Q_{\text{л}}, \quad (42)$$

где D - расход рабочей среды через рассчитываемую поверхность, кг/с;

B_p - расчетный расход топлива, кг/с;

h'' , h' - энтальпии среды на выходе и на входе в поверхность;

$Q_{\text{л}}$ - теплота, полученная поверхностью из топки.

Балансное тепло, кДж/кг:

$$Q_6 = \frac{k \cdot F \cdot \Delta t}{10^3 \cdot B_p}, \quad (43)$$

где k - коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С);

Δt - температурный напор, °С;

F - площадь поверхности нагрева, м².

Проверка правильности распределения тепловосприятий осуществляется сведением теплового баланса.

Результаты расчета ширмовых поверхностей нагрева представлены в таб-

лице 3.8, конвективных - в таблице 3.9.

Таблица 3.8 - Результаты теплового расчета ширмовых поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	ШПП-2	ШПП-3	ШПП-1	ШВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		коридор.	коридор.	коридор.	коридор.
Характер тока		прямоток	прямоток	прямоток	прямоток
Материал		12X1МФ	12X18Н10	12X1МФ	12X1МФ
Поверхность нагрева, м ²	F	3960,0	3670,0	3960,0	5630,0
Наружный диаметр трубы, мм	d_n	32,0	32,0	32,0	57,0
Толщина стенки трубы, мм	δ	6,0	6,0	6,0	4,0
Живые сечения для прохода:					
греющей среды, м ²	f_r	810,0	810,0	711	453
Обогреваемой среды, м	f_n	0,406	0,547	0,43	1,991
Поперечный шаг, мм	S_1	576,0	576,0	576,0	447,0
Продольный шаг, мм	S_2	48,0	38,0	38,0	63,0
Длина трубы	l	32,0	24,3	21,7	31,3
К-ент тепл. эффективности	ψ	0,410	0,680	0,610	0,60
Перепад давления, кгс/см ²	Δp	-3	-2,4	-6,00	-0,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	S	0,767	0,767	0,751	0,692
Степень черноты потока	a	0,22	0,227	0,235	0,236
Линейная скорость, м/с	ω_r	4,8	4,57	4,9	7,4
Тепловосприятие					
по балансу, кДж/кг	Q_6	888	885	613	767
из топки, кДж/кг	$Q_{л}$	369	92,3	385	99
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	H'	10484	9605	8616	8201
на выходе, кДж/кг	H''	9604	8718	8201	7433
Температура					
на входе, °С	θ'	1126	1036	940	890
на выходе, °С	θ''	1036	945	880	836
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость, м/с	ω_n	17,5	12,9	11,2	29,3
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	h'	2776	3008	2616	3574
на выходе, кДж/кг	h''	3008	3187	2799	3382
Температура					
на входе, °С	t'	432	470	417	469
на выходе, °С	t''	470	512	432	545
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					

Окончание таблицы 3.8

конвекцией, Вт / (м ² ·°С)	α_k	58,58	43,2	44,1	42,24
излучением, Вт / (м ² ·°С)	α_l	64,58	72,2	57	55,42
от газов к стенке трубы, Вт/(м ² ·°С)	α_1	117,17	114,7	103	100,5
от стенки к рабочей среде, Вт/(м ² ·°С)	α_2	11363	6640	13355	1288
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°С)	K	48,0	60	53	55,12
Температурный напор, °С	Δt	630	500	495	340

Таблица 3.9 - Результаты теплового расчета конвективных поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		шахматны	шахматный	шахматн	шахматный
Характер тока		противото	смешанн	противото	противоток
Материал		12Х1МФ 12Х18Н10	12Х1МФ	Ст20	Ст3
Поверхность нагрева, м ²	F	1870	19250	19800	169000
Наружный диаметр трубы, мм	d_n	37	57,0	42,0	40,0
Толщина стенки трубы, мм	δ	7,0	4,0	6,5	1,6
Живые сечения для прохода:					
греющей среды, м ²	f_r	295,0	261,0	257	114
Обогреваемой среды, м	f_n	0,558	3,8	0,764	129
Поперечный шаг, мм	S_1	204,0	204,0	126,0	54,0
Продольный шаг, мм	S_2	50,0	80,0	61,5	40,5
Длина трубы	l	94,0	59,0	84,3	6,0
К-ент тепл. эффективности	ψ	0,4	0,45	0,6	
Перепад давления, кгс/см ²	Δp	-12	-0,36	-0,3	1,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	S	0,283	0,277	0,172	0,0332
Степень черноты потока	a	0,17	0,125	0,096	0,072
Линейная скорость, м/с	ω_r	10,3	11,5	10,7	15,5
Тепловосприятие					
по балансу, кДж/кг	Q_6	905	2440	966	1992
из топки, кДж/кг	Q_l	40	-	-	-
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	H'	7432	6486	4043	3047

Окончание таблицы 3.9

на выходе, кДж/кг	H''	6486	4043	3047	1563
Температура					
на входе, °С	θ'	810	712	457	340
на выходе, °С	θ''	712	457	350	176
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость, м/с	$\omega_{п}$	16	38,9	1,4	11
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	h'	3141	2933	1180	371
на выходе, кДж/кг	h''	3315	3476	1363	1855
Температура					
на входе, °С	t'	432	285	274	65
на выходе, °С	t''	545	511	323	317
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
конвекцией, Вт / (м ² ·°С)	$\alpha_{к}$	73,5	94,3	102	50
излучением, Вт / (м ² ·°С)	$\alpha_{л}$	25,5	12,5	5,7	-
от газов к стенке трубы, Вт/(м ² ·°С)	α_1	99	106,8	103	52
от стенки к рабочей среде, Вт/(м ² ·°С)	α_2	6877	1800	9720	87
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°С)	K	65,6	61	63,7	28
Температурный напор, °С	Δt	240	187	103	59

3.2 Тепловой расчет котельного агрегата после модернизации.

В рамках модернизации котельного агрегата планируется переход от шахматного расположения трубного пучка к коридорному с целью уменьшения интенсивности золового загрязнения КПП, как следствие это влечет уменьшение поверхности нагрева КПП в 2 раза. При этом компенсировать перегрев пара до КПП в ширмах позволяет увеличение длины петлевой части ширм 2 и 3 ступеней на 3 метра под углом 30 градусов по отношению к вертикальному участку. Данное техническое решение было получено в результате нескольких итерации теплового расчета, в программе "MatKad", методом подбора параметров сред и площадей поверхностей ШПП.

Результаты расчета модернизированных поверхностей нагрева представлены в таблице 3.10 - ширмовых, в таблице 3.11 - конвективных.

Таблица 3.10 - Результаты теплового расчета ширмовых поверхностей нагрева

Наименование	Обозначен	ШПП-2	ШПП-3	ШПП-1	ШВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		коридор.	коридор.	коридор.	коридор.
Характер тока		прямоток	прямоток	прямоток	прямоток
Материал		20Х23Н18	20Х23Н18	12Х1МФ	12Х1МФ
Поверхность нагрева, м ²	F	4732	4708	3960	5630
Наружный диаметр трубы, мм	d_n	32,0	32,0	32,0	57,0
Толщина стенки трубы, мм	δ	6,0	6,0	6,0	4,0
Живые сечения для прохода:					
греющей среды, м ²	f_r	894,0	890,0	711	453
Обогреваемой среды, м	f_n	0,406	0,547	0,43	1,991
Поперечный шаг, мм	S_1	576,0	576,0	576,0	447,0
Продольный шаг, мм	S_2	48,0	38,0	38,0	63,0
Длина трубы	l	32,0	24,3	21,7	31,3
К-ент тепл. эффективности	ψ	0,410	0,680	0,610	0,60
Перепад давления, кгс/см ²	Δp	-3	-2,4	-6,00	-0,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	S	0,769	0,769	0,751	0,692
Степень черноты потока	a	0,223	0,235	0,239	0,24
Линейная скорость, м/с	ω_r	4,24	3,96	4,9	7,4
Тепловосприятие					
по балансу, кДж/кг	Q_6	1044	974	608	765
из топки, кДж/кг	$Q_{л}$	428	173	530	13,5
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	H'	10484	9438	8507	8201
на выходе, кДж/кг	H''	9438	8462	7898	7131
Температура					
на входе, °С	θ'	1126	1020	920	860
на выходе, °С	θ''	1020	920	860	780
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость, м/с	ω_n	19,5	14,3	11,2	29,3
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	h'	2776	3048	2616	3382
на выходе, кДж/кг	h''	3048	3258	2824	3555
Температура					
на входе, °С	t'	436	480	417	469
на выходе, °С	t''	480	532	436	545
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
конвекцией, Вт / (м ² ·°С)	α_k	42,14	44,1	47	52
излучением, Вт / (м ² ·°С)	$\alpha_{л}$	86	72	62,25	48,4
от газов к стенке трубы, Вт/(м ² ·°С)	α_1	118	116	111,7	111,2

Окончание таблицы 3.10

от стенки к рабочей среде, Вт/(м ² ·°С)	α_2	12363	7390	14552	1288
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°С)	K	48,34	60,23	55	58,4
Температурный напор, °С	Δt	617	464	465	313

Таблица 3.11 - Результаты теплового расчета конвективных поверхностей нагрева

Наименование	Обозначение	КПП	КВП	ВЭК	ТВП
<i>Конструктивные характеристики</i>					
Тип пучка		шахматны	шахматны	шахм	шахматн
Характер тока		противото	смешанн	проти	противот
Материал		12X1МФ 12X18Н10	12X1МФ	Ст20	Ст3
Поверхность нагрева, м ²	F	3341	19250	198	169000
Наружный диаметр трубы, мм	d_n	37	57,0	42,0	40,0
Толщина стенки трубы, мм	δ	7,0	4,0	6,5	1,6
Живые сечения для прохода:					
греющей среды, м ²	f_e	343	261,0	257	114
Обогреваемой среды, м	f_n	0,138	3,8	0,764	129
Поперечный шаг, мм	S_1	204,0	204,0	126,0	54,0
Продольный шаг, мм	S_2	50,0	80,0	61,5	40,5
Длина трубы	l	94,0	59,0	84,3	
К-ент тепл. эффективности	ψ	0,4	0,45	0,6	
Перепад давления, кгс/см ²	Δp	-12	-0,36	-0,3	1,43
<i>Параметры греющего теплоносителя</i>					
Эф. толщина излуч. слоя, м	S	0,283	0,277	0,172	0,0332
Степень черноты потока	a	0,166	0,125	0,096	0,072
Линейная скорость, м/с	ω_r	9,1	9,9	10,7	14,8
Тепловосприятие					
по балансу, кДж/кг	Q_6	273	2440	1178	1934
из топки, кДж/кг	$Q_{л}$	13	-	-	-
Энтальпия					
на входе, кДж/кг	H'	7898	6859	4416	2950
на выходе, кДж/кг	H''	6859	4416	3237	1185
Температура					
на входе, °С	θ'	780	740	495	358
на выходе, °С	θ''	740	495	370	151
<i>Параметры обогреваемой среды</i>					
Линейная скорость, м/с	ω_n	16	38,9	1,4	11
Энтальпия					

Окончание таблицы 3.11

на входе, кДж/кг	h'	3259	3315	1180	371
на выходе, кДж/кг	h''	3315	3476	1362	1855
Температура					
на входе, °С	t'	530	285	274	65
на выходе, °С	t''	545	511	323	317
<i>Теплопередача</i>					
Теплоотдача:					
конвекцией, Вт / (м ² ·°С)	α_k	53,65	94,3	102	49
излучением, Вт / (м ² ·°С)	α_l	26,6	12,5	5,7	-
от газов к стенке трубы, Вт/(м ² ·°С)	α_1	80,3	106,8	103	51
от стенки к рабочей среде, Вт/(м ² ·°С)	α_2	6877	1800	9720	86
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°С)	K	48,5	61,3	63,7	27
Температурный напор, °С	Δt	227	187	103	57

4 Экономическая часть проекта

4.1 Определение экономии топлива в процессе эксплуатации

В процессе эксплуатации на поверхностях нагрева скапливаются остаточные загрязнения из - за несовершенства обдувки, это приводит к постепенному снижению коэффициента тепловой эффективности, что в свою очередь приводит к увеличению расхода топлива.

Для КПП снижение коэффициента тепловой эффективности в процессе эксплуатации составляет 10%, после модернизации - 5%. Учитывая эти значения, выполним расчет теплового баланса и расхода топлива. Расчет приведен в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Тепловой баланс и расход топлива

Наименование	Обозначение	КПП		КПП после модернизации	
		$\psi=0,4$	$\psi =0,36$	$\psi =0,4$	$\psi =0,38$
Потери тепла, %:					

Окончание таблицы 4.1

с уходящими газами	q_2	7,22	7,73	7,22	7,4005
с химическим недожогом	q_3	0	0	0	0
с механическим недожогом	q_4	0,5	0,5	0,5	0,5
в окружающую среду	q_5	0,43	0,43	0,43	0,43
с теплом шлака	q_6	0,008	0,008	0,008	0,008
Коэффициент сохранения тепла	φ	0,998	0,998	0,998	0,998
КПД котла, %	$\eta_{ка}$	92,071	91,57	92,071	91,892
Расход топлива, т/ч:					
полный	B	488,931	491,598	488,931	489,88
расчетный	B_p	486,486	489,14	486,486	487,437
Увеличение расхода топлива, т/ч		2,667		0,949	

Выгода от уменьшения расхода топлива в процессе эксплуатации, млн.руб:

$$Pr = (\Delta B_1 - \Delta B_2) \cdot T \cdot C_T \cdot 10^{-6} \quad (63)$$

где ΔB_1 - увеличение полного расхода топлива до модернизации, т/ч;

ΔB_2 - увеличение полного расхода топлива после модернизации, т/ч;

$T = 7600$ - число часов работы оборудования в год с учетом затрат времени на плановый ремонт, ч/год;

$C_T = 429$ - цена топлива, руб/т.

$$Pr = (2,667 - 0,959) \cdot 7600 \cdot 429 \cdot 10^{-6} = 5,6$$

Таким образом, в процессе эксплуатации котельного агрегата после реконструкции с учетом снижения коэффициента тепловой эффективности получаем

выгоду на экономии топлива 5,6 млн.руб.

4.2 Определение срока окупаемости проекта

4.2.1 Показатели эффективности инвестиционного проекта

Экономическая оценка мероприятий по реконструкции существующих ТЭС предполагает расчет коммерческой эффективности инвестиций, направляемых на данные цели, которая определяется на основе анализа хозрасчетных показателей предприятий.

Для оценки коммерческой эффективности рассчитываются показатели, устанавливающие соотношения финансовых затрат и результатов, обусловленных реализацией инвестиций инвестиционного проекта: чистый доход, срок окупаемости, рентабельность, внутренняя норма доходности.

Показатели эффективности определяются методом дисконтирования, который позволяет учесть неравноценность одинаковых сумм поступлений и платежей, относящихся к разным периодам времени осуществления проекта.

Первый в системе показателей коммерческой эффективности - чистый доход, который определяется как превышение интегральных результатов над интегральными затратами.

С учетом разграничения общей суммы затрат, стоимостной оценкой результата является, во-первых, прирост прибыли, достигаемый при внедрении тех или иных мероприятий, а так же, «амортизационные отчисления», являющиеся не статьей расхода, а наравне с прибылью - внутренним источником финансирования.

В качестве основного подхода к расчету результата от внедрения мероприятий по реконструкции предлагается использовать расчленение полного (интегрального) результата на отдельные составляющие. Так, прирост прибыли предприятия наблюдается как вследствие увеличения выручки от реализации продукции основного производства, так и вследствие экономии текущих затрат по производству продукции.

Оценка планируемых затрат и результатов осуществляется в пределах расчетного периода, включающего продолжительность процесса инвестиций и продолжительность периода отдачи от инвестиций.

4.2.2 Расчет капитальных вложений

Капитальные вложения по проекту реконструкции определяются на основании сметной стоимости конструктивных работ по разделам: стоимость работ, стоимость материалов, стоимость использования машин.

Сводный сметный расчет затрат на модернизацию приведен в таблице 4.2 по [8].

Таблица 4.2 - Сводный сметный расчет затрат на модернизацию

Наименование работ и затрат	Кол - во, тн	Цена ед, тыс.руб	Стоимость, тыс.руб	Примечание
Демонтаж части конвективного пароперегревателя с отглушением труб 32х6	230	57,900	13 317	Включая сопутствующие работы по ППР
Демонтаж элементов ШПП-2	14,4	57,900	834	Включая сопутствующие работы по ППР
Демонтаж элементов ШПП-3	10,8	57,900	625	Включая сопутствующие работы по ППР
Приобретение, доставка оборудования	90	85,113	7 660	
Монтаж элементов ШПП-2	43,2	81,060	3 502	Включая сопутствующие работы по ППР
Монтаж элементов ШПП-3	46,8	81,060	3 794	Включая сопутствующие работы по ППР
Итого			29 732	

4.2.3 Расчет доходов от реализации проекта

При расчете прибыли от реализации проекта будем учитывать прибыль от

ЭКОНОМИИ ТОПЛИВА.

Денежный поток от экономии топлива, млн.руб./год:

$$\Pi_T = (V_{др} - V_{пр}) \cdot T \cdot C_T \quad (64)$$

где $V_{др}$ - полный расход топлива до реконструкции, т/ч;

$V_{пр}$ - полный расход топлива после реконструкции, т/ч;

$T = 7600$ - число часов работы оборудования в год с учетом затрат времени на плановый ремонт, ч/год;

$C_m = 429$ - цена топлива, руб/т.

$$\Pi_T = (488,4 - 487,437) \cdot 7600 \cdot 429 \cdot 10^{-6} = 5,6 \text{ млн.руб./год.}$$

Размер амортизационных отчислений, млн.руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a \quad (65)$$

где K - капитальные вложения, млн.руб.;

$H_a = 6,7\%$ - норма амортизации.

$$U_a = 29,732 \cdot 0,067 = 2,598 \text{ млн.руб./год.}$$

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

$$\Pi = \Pi_m \cdot 0,8 + U_a. \quad (66)$$

$$\Pi = 5,6 \cdot 0,8 + 2,598 = 7,078 \text{ млн.руб./год.}$$

Далее проводим расчеты показателей экономической эффективности.

Чистый дисконтированный доход, млн.руб:

$$\text{ЧДД} = \sum_{n=0}^{10} \frac{\Pi}{(1+E)^n} - K, \quad (67)$$

где $E = 0,12$ - ставка дисконта;

n - порядковый номер года.

Результаты расчета срока окупаемости капитальных вложений в рекон-

струкцию котельного агрегата П-67 Березовской ГРЭС сведены в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 - Срок окупаемости капитальных вложений

Показатели	Расчетный период (год)											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Денежный поток от инвестиционной деятельности, млн.руб	-29,732											
Чистый денежный поток, млн.руб.	-29,732	7,078	7,078	7,078	7,078	7,078	7,078	7,078	7,078	7,078	7,078	7,078
Коэффициент дисконтирования	1	0,880	0,774	0,681	0,600	0,528	0,464	0,409	0,360	0,316	0,279	0,245
Дисконтированный денежный поток, млн.руб.	-29,732	6,23	5,48	4,82	4,24	3,74	3,29	2,89	2,55	2,24	1,97	1,73
Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн.руб.	-29,732	-23,50	-18,02	-13,20	-8,95	-5,22	-1,93	0,96	3,51	5,75	7,72	9,45

По результату расчета на 7-й год эксплуатации ЧДД становится больше нуля и все затраты по проекту окупаются доходами. Это значит, что данный проект инвестиций можно рекомендовать к реализации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной бакалаврской работы, был рассмотрен вопрос модернизации котельного агрегата П-67 БГРЭС. Целью модернизации являлось уменьшение интенсивности золового загрязнения конвективной части пароперегревателя, путем разряжения трубного пучка конвективного пароперегревателя и увеличения поверхности нагрева ширмового пароперегревателя 2й и 3й ступеней. Это позволило решить проблемы надежности и экономичности эксплуатации котельного агрегата.

В проекте были проведены расчеты, которые позволяют сделать техническое и экономическое обоснование проекта модернизации котельного агрегата П-67 БГРЭС.

Был выполнен тепловой расчет котельного агрегата до и после модернизации, который показал преимущество модернизированного варианта по полному расходу топлива.

В экономической части проекта определены капитальные затраты на реконструкцию и интегральные показатели коммерческой эффективности проекта, а именно чистый дисконтированный доход и срок окупаемости проекта. численные значения которых составили соответственно 9,45 млн.руб. и около 7 лет.

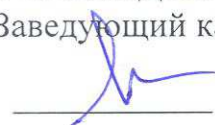
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1) Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод). Под ред. Н. В. Кузнецова и др., М. : «Энергия», 1973. - 296 с.
- 2) Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). Изд. 3 - е, перераб. и доп. С.-Петербург : НПО ЦКТИ - ВТИ, 1998. - 257 с.
- 3) Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (тепловой расчет парового котла) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2005. - 96 с.
- 4) Липов, Ю. М. Котельные установки и парогенераторы : учеб. Пособие для вузов / Ю. М. Липов, Ю. М. Третьяков. - Москва-Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2003. - 592 с.
- 5) Федеральные единичные расценки на монтаж оборудования ФЕРм - 2001 - 06. Теплосиловое оборудование. М. : Госстрой России, 2003. - 94 с.
- 6) Государственные сметные нормативы. Федеральные Единичные расценки на монтаж оборудования. ФЕРм 81-03-ОП-2001 Общие положения. Москва, 2014. - 58 с.
- 7) Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (конструкционные характеристики энергетических котельных агрегатов) : Справочное пособие для курсового и дипломного проектирования студентов специальностей 1005, 1007 / Е. А. Бойко, А. А. Шпиков.- Красноярск : КГТУ, 2003.- 230с.
- 8) Янов, С. Р. Разработка рекомендаций и мероприятий по обеспечению тепловой эффективности поверхностей нагрева пылеугольных паровых котлов: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.14 / Янов Сергей Романович. - Красноярск, 2010. - 20 с.
- 9) Ривкин, С. Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара : учеб. для вузов / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. - М. : Энергия, 1980. - 424с.
- 10) 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. - 60 с.

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
институт
Тепловые электрические станции
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой



Е.А. Бойко

« ____ » _____ 2018 г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
в форме бакалаврской работы

Студенту Асадулину Эльдару Наильевичу

фамилия, имя, отчество

Группа ЗФЭ 13 - 01Б Направление (специальность) 13.03.01

код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы: Проект модернизации БГРЭС

Утверждена приказом по университету № _____ от _____ г.

Руководитель ВКР С.Р. Янов, доцент, канд. техн. наук, кафедра ТЭС

инициалы, фамилия, должность, место работы

Исходные данные для ВКР: Объект модернизации - паровой котел П-67; паропроизводительность - 2650 т/ч; топливо - Канско-Ачинский бурый уголь.

Перечень разделов ВКР: Актуальность модернизации котельного агрегата П-67. Техническое решение. Тепловой расчет котельного агрегата П-67 до и после реконструкции. Экономическая часть проекта.

Перечень графического материала:

Лист 1. Паровой котел П-67 до модернизации. Продольный разрез.

Лист 2. Паровой котел П-67 после модернизации. Продольный разрез.

Лист 3. Паровой котел П-67. Поперечный разрез.

Лист 4. ШПП-2, ШПП-3 после модернизации.

Лист 5. Конвективный пароперегреватель до и после модернизации.

Руководитель ВКР

Задание принял к исполнению

подпись

подпись

С.Р. Янов

инициалы, фамилия

Э.Н. Асадулин

инициалы, фамилия

« 26 » мая 2018 г.