

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

« » _____ 2018г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Проект реконструкции Березовской ГРЭС

тема

Руководитель

профессор, д.т.н.
должность, ученая степень

подпись, дата

Е.А. Бойко
инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

А.А. Артамонов
инициалы, фамилия

Тех. 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

« » _____ 2018г.

ЗАДАНИЕ
НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ
по форме бакалаврской работы

Студенту Артамонову Артему Алексеевичу
фамилия, имя, отчество

Группы ФЭ14–01Б Направление (специальность) 13.03.01
номер группы код

Теплоэнергетика и теплотехника

наименование

Тема выпускной квалификационной работы Проект реконструкции
Березовской ГРЭС

Утверждена приказом по университету № 3943/с от 19 марта 2018 г

Руководитель ВКР Бойко Е.А, д-р техн. наук, профессор кафедры
ТЭС ПИ СФУ

инициалы, фамилия, должность, учёная степень и место работы

Исходные данные для ВКР Объект реконструкции – Березовская ГРЭС
филиал ПАО «Юнипро»; район размещения – Шарыповский район, г.
Шарыпово;

топливо –Березовский уголь марки Б2;

Перечень разделов ВКР: Актуальность реконструкции котельного агрегата
П-67. Рассмотрение целей и задач реконструкции БГРЭС. Разработка узла
сухого золошлакоудаления. Обоснование технических решений по возврату
шлака на догорание в топку котельного агрегата. Расчетная часть. Расчет
технико – экономических показателей проекта.

Перечень графического материала _____

Лист 1. Схема системы сухого золошлакоудаления

Лист 2. Чертеж разработки 1 Варианта по возврату шлака в топку

Лист 3. Чертеж разработки 2 Варианта по возврату шлака в топку

Лист 4. Чертеж разработки 3 Варианта по возврату шлака в топку

Руководитель ВКР

подпись

Е.А. Бойко

инициалы и фамилия

Задания принял к
исполнению

подпись

А.А. Артамонов

инициалы и фамилия

« _____ » _____ 2018 г.

РЕФЕРАТ

Бакалаврская работа по теме «Проект реконструкции Березовской ГРЭС» выполнена на 4 листах графической части и 74 страницах расчётно-пояснительной записки.

КОТЕЛ П-67, СУХОЕ ЗОЛОШЛАКОУДАЛЕНИЕ, СИЛОСНЫЙ СКЛАД, РЕКОНСТРУКЦИЯ, ЗОЛА, ШЛАК, КОНВЕЙЕР.

Цели реконструкции:

- перевод Березовской ГРЭС на сухое золошкоудаление;
- возврат шлака на догорание в топку котельного агрегата;

В данной бакалаврской работе представлен проект реконструкции Березовской ГРЭС. Бакалаврская работа состоит из:

1. Тепловой расчет котельного агрегата до и после реконструкции;
2. Тепловой расчет пылесистемы до и после реконструкции;
3. Расчет силосного склада;
4. Расчет конвейерной ленты;
5. Расчет технико-экономических показателей варианта;

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 Актуальность реконструкции котельного агрегата П-67.....	5
1.1 Характеристика филиала «Березовская ГРЭС» ПАО «Юнипро» и его оборудования.....	5
1.2 Краткая характеристика котельного агрегата П – 67.....	5
1.3 Краткая характеристика существующей системы гидрозолоудаления энергоблоков №1, 2	9
1.4 Краткая характеристика существующей системы гидротранспорта	10
1.5 Краткая характеристика действующего золошлакоотвала Березовской ГРЭС.....	10
1.6 Существующая система шлакоудаления.....	12
2 Рассмотрение целей и задач реконструкции БГРЭС	16
2.1 Постановка задачи по возврату шлака на догорание в топку котельного агрегата	16
2.2 Анализ недостатков существующей системы ГЗУ. Проработка целей для внедрения новой системы золошлакоудаления.....	17
3 Разработка узла сухого золошлакоудаления.....	18
3.1 Эстакада пневмозолопроводов.....	18
3.2 Силосный склад	19
3.3 Отгрузка сухой золы.....	20
3.4 Узел смешивания	22
3.5 Конвейерный транспорт.....	23
3.6 Система DRYCON	24
4 Обоснование технических решений по возврату шлака на догорание в топку котельного агрегата.....	26
4.1 Рассмотрение первого варианта по возврату шлака на догорание в топку	28
4.2 Рассмотрение второго варианта по возврату шлака на догорание в топку	29
4.3 Рассмотрение третьего варианта по возврату шлака на догорание в топку	30
5 Расчетная часть.....	32
5.1 Тепловой расчет котельного агрегата до реконструкции.....	32
5.2 Тепловой расчет котельного агрегата после реконструкции	52
5.3 Расчет системы сухого золошлакоудаления.....	66
6 Расчет технико – экономических показателей проекта	69
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	72
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	73

ВВЕДЕНИЕ

Утилизация золы и шлака представляет собой одну из наиболее значительных экологических и технологических проблем для угольных ТЭС вообще и Березовской ГРЭС в частности. Существующая на станции система золошлакоудаления не может рассматриваться в качестве основного решения уже в ближайшей перспективе, прежде всего, в виду отсутствия пригодных территорий для организации гидрозолоотвала в непосредственной близости от ГРЭС.

Для удаления образующегося в процессе сгорания угольной пыли шлака из топочной камеры котел оборудован системой непрерывного шлакоудаления, в которой происходит грануляция, охлаждения и вывод шлака из-под котла. В настоящее время, схема шлакоудаления предусматривает удаление шлака из-под холодной воронки котла с помощью цепного скребкового конвейера, заполненного водой. Шлак охлаждается и сбрасывается в контейнер. При заполнении контейнера производится его погрузка на автомобиль.

Схема требует остановки работы шлакоудалителя при замене контейнеров, круглосуточного дежурства транспорта и движения автомобилей по котельному цеху. Схема вывозки шлака автотранспортом оказалась очень неудобной в эксплуатации и не безопасной из-за постоянного нахождения и передвижения автотранспорта в цехе. Вывозка шлака из главного корпуса автотранспортом не соответствует требованиям гармоничной и слаженной работы оборудования блока 800 МВт.

В связи с тем, что доля негорючих в шлаке составляет всего 9,7% было принято решение рассмотреть проект по возврату шлака на догорание в топочную камеру котла. Производилась работа по нахождению вариантов для данного проекта. Реконструкция системы шлакоудаления предусматривает собой перевод станции на сухое золошлакоудаление.

Вследствие чего был проведен поиск альтернативных технологических решений по компактному складированию и отгрузке золошлаковых отходов. Актуальность принятия данного решения продиктована также модернизацией российского экологического законодательства. Так, с целью совершенствования сферы обращения с золошлаковыми отходами в РФ разработан законопроект ФЗ № 466482-5 «О внесении изменений в отдельные законодательные акты РФ в целях улучшения использования золошлаковых отходов», устанавливающий необходимые требования законодательства для качественного и эффективного функционирования, и развития системы переработки отходов тепловых электростанций.

Сухое удаление и складирование золы и шлака на котельных и ТЭС в России применялись с начала развития электроэнергетики. Однако широкого распространения сухие золоотвалы не получили. Опыт эксплуатации систем сухого складирования золошлаков в насыпные отвалы ранее ограничивался отдельными отопительными котельными и небольшими ТЭС, такими как

Барнаульская ТЭЦ-1 и ТЭЦ Красногорского завода искусственных кож. На этих энергопредприятиях сухая зола, удаленная от котлов механическим или пневматическим транспортом, вывозилась в открытых самосвалах и сбрасывалась в ближайшие овраги, болота или на другие малоценные земельные участки без последующего ее уплотнения и закрепления поверхности отвала. Такое складирование золошлаков не соответствует современным требованиям охраны окружающей среды.

В настоящее время в России отсутствует достаточный опыт по сухому золошлакоудалению, включая транспортировку золы от золоуловителей (циклоны, электрофильтры), транспортировку шлака и золы конвективной шахты, складирование на временных складах, кондиционирование, транспортировку на золоотвал в сухом и увлажненном виде, складирование на золоотвале в соответствии с экологическими требованиями.

Удаление, транспортировка и складирование золошлаковых в условно сухом виде представляет собой нетривиальную задачу, решение которой основывается на понимании индивидуальных свойств золошлаковых отходов, определяемых их минеральным и гранулометрическим составом. Зола, получаемая при сжигании Канско-Ачинских бурых углей с разреза Березовский, обладает специфическими свойствами: Содержание оксидов щелочноземельных металлов составляет около 50%, причем содержание СаО составляет около 40%. (СаО – 42%; MgO – 6%; K₂O+Na₂O - 2%).

Исходя из выше сказанного можно считать тему бакалаврской работы актуальной.

1 Актуальность реконструкции котельного агрегата П-67

1.1 Характеристика филиала «Березовская ГРЭС» ПАО «Юнипро» и его оборудования

Березовская ГРЭС - филиал ПАО «Юнипро», расположенный в Шарыповском районе Красноярского края. Установленная мощность – 2400 МВт.

На Березовской ГРЭС установлено 3 энергетических блока мощностью по 800 МВт, в состав каждого из которых входит:

- 1) паровой пылеугольный котел типа П-67 ЗИО производительностью 2650 т/час на закритические параметры;
- 2) паровая конденсационная турбина типа К-800-240-5 ЛМЗ номинальной мощностью 800 МВт;
- 3) генератор типа ТВВ-800-2 мощностью 800 МВт ПО "Электросила".

Топливом для энергетических котлов служит бурый уголь Березовского месторождения Канско-Ачинского бассейна. С открытого разреза "Березовский-1», расположенного в 14 км от промышленной площадки электростанции. Уголь доставляется двумя внешними конвейерами производительностью по 4400 т/час, один из которых резервный.

Так как в данном проекте моя реконструкция касается котельного агрегата П-67, привожу ниже его характеристики.

1.2 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.

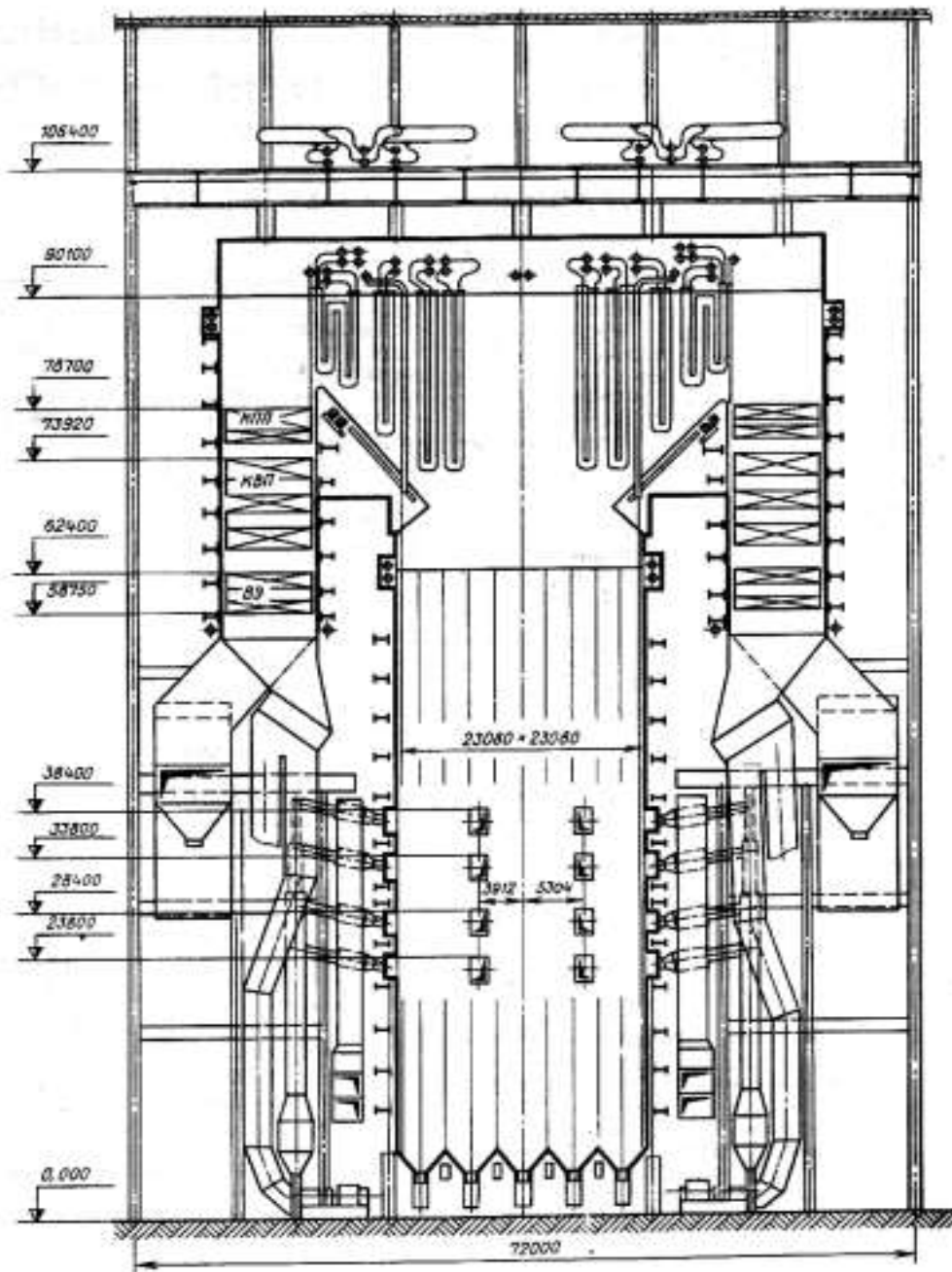


Рисунок 1.1 – Поперечный разрез котельного агрегата Пп-2650/255 (П-67)

Завод-изготовитель - Подольский машиностроительный завод им. Орджоникидзе.

Основные расчётные параметры котла при номинальной нагрузке и гарантийном топливе (Березовский бурый уголь $Q_H^p = 15671$ кДж/кг (3740 ккал/кг)) представлены в таблице 1.1:

Таблица 1.1 – Основные расчётные параметры котла

Наименование величины	Значение
Паропроизводительность, Кг/с (т/ч)	736,1 (2650)
Давление свежего пара, МПа (кгс/см ²)	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 ²)	3,6 (36,8)
Температура вторичного пара, °С	545
Температура уходящих газов, °С	177,7
Температура горячего воздуха, °С	335
КПД котла (брутто), %	90,55
Температура холодного воздуха, °С	35

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

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 1250-1300 °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 $\varnothing 530$ мм.

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.

1.3 Краткая характеристика существующей системы гидрозолоудаления энергоблоков №1, 2

В настоящий момент для улавливания летучей золы энергоблоков №1, 2 Березовской ГРЭС используются по три на каждый энергоблок параллельно включенных двухъярусных четырехпольных горизонтальных электрофильтра типа ЭГД-2-128-9-6-4-200-5 (рис. 1.2) с эффективностью работы 98,5 %.

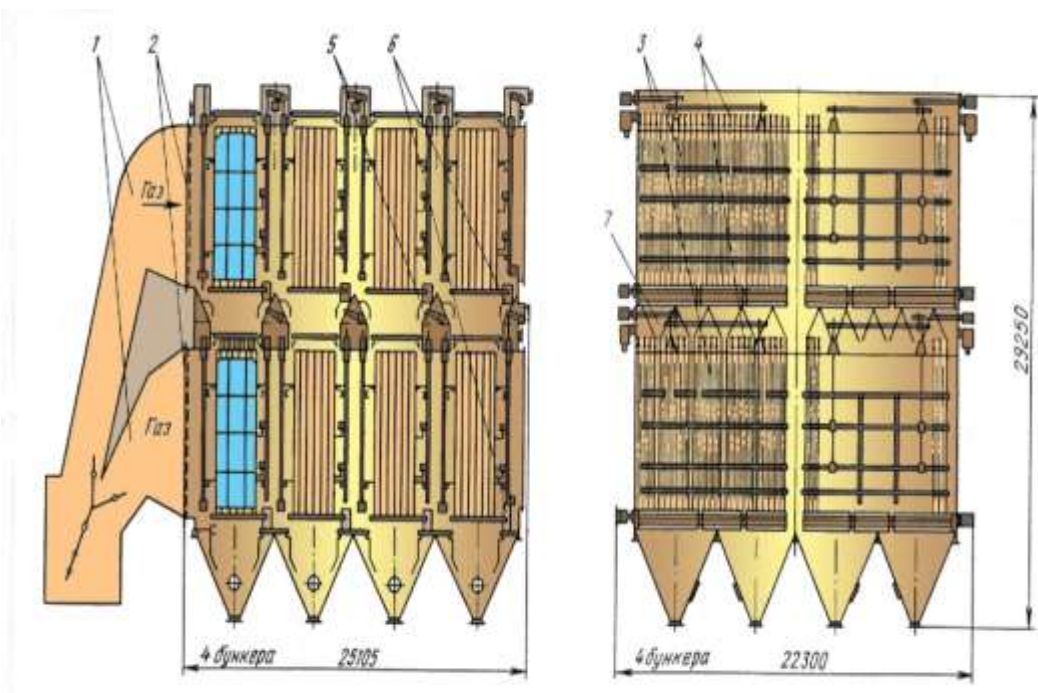


Рисунок 1.2 – Электрофильтр типа ЭГД-2-128-9-6-4-200-5

Далее зола из бункеров электрофильтров и форкамеры подается системой струйных насосов в золоосадительные станции (ЗОС), откуда пневмовинтовыми насосами транспортируется в осадительные станции (ОС) Главного корпуса. Под каждой осадительной станцией установлены золосмывные аппараты, после которых пульпа в соотношении 1:12 подается в багерную насосную.

От багерной насосной до золоотвала золошлаковые отходы транспортируются гидравлическим способом на золошлакоотвал. Система водоснабжения ГЗУ – обратная, с возвратом осветленной воды в технологический цикл.

1.4 Краткая характеристика существующей системы гидротранспорта

В состав действующих сооружений внешнего гидрозолошлакоудаления (ГЗУ) Березовской ГРЭС входят следующие объекты и сооружения:

- три магистральных золопровода Ду 425 мм протяженностью трассы 4,8 км;
- насосная станция осветленной воды (НОВ) Секций №1 и №2, оборудованная тремя насосами Д 630–90, производительностью каждый 725 м³/час каждый (два рабочих и один резервный);
- пруд осветленной воды;
- насосная станция осветленной воды (НОВ), оборудованная тремя насосами Д1250-125Б, производительностью 1250 м³/час каждый (один насос рабочий, один ремонтный, один резервный);
- два водовода осветленной воды Ду 600 мм протяженностью трассы 4,8 км;
- распределительные золопроводы;
- шахтные водосбросные колодцы секций золошлакоотвала;
- дренажная насосная станция, оборудованная двумя насосами С569М, производительностью 240 м³/час каждый;
- насосная станция добавочной воды, предназначенная для подачи добавочной воды в систему внешнего ГЗУ из р. Береш.

1.5 Краткая характеристика действующего золошлакоотвала Березовской ГРЭС

Золошлакоотвал располагается в пределах Назаровской котловины, в долине рек Береш и Базыр, в верховье водохранилища Березовской ГРЭС. Река Береш протекает в 100 м северо восточнее площадки золоотвала, река Базыр – в 800 м западнее.

В постоянную эксплуатацию первая очередь золошлакоотвала (Секции №1 и №2) введена в 1988 г, Секция № 3 второй очереди золошлакоотвала в 2006 г.

Площадь золошлакоотвала первой очереди строительства (Секции №1 и №2) - 50 га, площадь каждой секции - 25 га. Проектный объем - 1,8 млн.м³. Выполнено наращивание первичной ограждающей дамбы.

Проектные параметры первичной ограждающей дамбы (Секции №1 и №2):

- длина ограждающей дамбы - 3500 м;
- ширина дамбы по гребню - 6 м;
- максимальная высота дамбы - 5,5 м;
- отметка гребня дамбы - 288,5 м;
- заложение верхового откоса - 1:3;
- заложение низового откоса - 1:3 (фактически 1:3);

- грунты тела дамбы - суглинки;
- крепление дамбы - песчано-гравийным грунтом;
- грунты основания дамбы - с поверхности залегают торф, суглинки и глины, ниже песчано гравийные и галечниковые отложения; слабопрочные грунты в виде торфов частично удалены;
- грунты основания ложа золошлакоотвала - торф, глины и суглинки, на отдельных участках выходы песков и галечников на дневную поверхность.

Проектные параметры дамб наращивания:

- высота дамбы - 2,5-3,0 м;
- ширина дамбы по гребню - 6,0 м (фактически 6,0 м);
- заложение низового откоса - 1:3 (фактически 1:3);
- заложение верхового откоса - 1:5;
- тело дамбы наращивания отсыпается из золошлаковых отложений внутрь золошлакоотвала;
- крепление верхового откоса и гребня дамбы слоем песчано-галечникового грунта толщиной 0,5 м;
- крепление низового откоса слоем песчано-галечникового грунта толщиной 0,5 м.

Наращивание ограждающей дамбы выполнено до отм. 291,5 м.

Секция №3 золошлакоотвала примыкает к Секциям №1 и №2. Полезная емкость Секции №3 с размерами по осям 540 x 1010 м равна 2,897 млн. м³.

Проектные параметры отстойного пруда Секции №3 золошлакоотвала:

- отметка гребня ограждающей дамбы 292,50 м;
- высота ограждающей дамбы около 10 м;
- ширина дамбы по гребню 8,0 м;
- длина 2090 м;
- заложение верхового откоса 1:3;
- заложение низового откоса выше отм. 288,50 м - 1:2, до отм. 288,50 м - 1:3;
- тело ограждающей дамбы в области верхового клина выполнено из золошлакового материала, в области низового клина - до отм. 286,50 м из насыпного грунта (суглинок, щебень), выше отм. 286,50 м из золошлакового материала;
- крепление верхового откоса - горная масса (мергель, известняк, супесчано-суглинистый песчаник) слоем толщиной 0,7 м по слою суглинка толщиной 0,6 м;
- крепление низового откоса до отм. 288,50 м - слоем горной массы толщиной 0,5 м по слою песчано-гравийной смеси толщиной 0,5 м, крепление низового откоса ниже отм. 288,50 м слоем горной массы толщиной 0,5 м;
- крепление гребня ограждающей дамбы - слоем песчано-гравийной смеси толщиной 0,3 м.

На отметке 288,50 м устроена берма шириной 5,6 - 8,0 м. В области низового клина дамбы на расстоянии 11 - 12,0 м от ее оси устроен трубчатый дренаж из металлических перфорированных труб.

Ложе золошлакоотвала экранировано слоем уплотненных золошлаков толщиной 1,5 - 2,4 м, уложенным на естественное основание.

Для сбора осветленной воды из Секции №3 предусмотрен бассейн осветленной воды. Бассейн примыкает непосредственно к ограждающей дамбе секции. Размеры бассейна в плане 250,0 x 85,0 м. Отметка гребня ограждающей дамбы бассейна 288,50 м., ширина дамбы по гребню 5,6 – 8,0 м, заложение откосов 1:3.

Ограждающая дамба бассейна отсыпана из суглинка. Откосы дамбы укреплены горной массой.

В геологическом строении площадки секции №3 принимают участие четвертичные отложения и коренные породы девона. Кровлю площадки слагают почвенно-растительный слой мощностью 0,1 - 1,4 м; торф темно-коричневый слаборазложившийся, водонасыщенный, мощностью 0,2 - 1,1 м; суглинок от тугопластичной до мягкопластичной консистенции, мощностью 0,4 - 2,5 м. Ниже залегают пески гравелистые мощностью 0,3 - 0,4 м и гравийно-галечниковый грунт с песчано-глинистым заполнителем мощностью 0,3 - 4,9 м.

1.6 Существующая система шлакоудаления

Для удаления образующегося в процессе сгорания угольной пыли шлака из топочной камеры котел оборудован системой непрерывного шлакоудаления, в которой происходит грануляция, охлаждение и вывод шлака из-под котла. Система удаления шлака (в соответствии с первоначальным проектом) ранее состояла из пяти шнековых шлакоудалителей, расположенных поц бункерами холодной воронки котла.

В настоящее время, после перехода станции на сухое шлакоудаление технологическая схема шлакоудаления предусматривает удаление шлака из— под холодной воронки котла с помощью цепного скребкового конвейера, заполненного водой.



Рисунок 1.3 – Бункер холодной воронки

Шлак охлаждается и сбрасывается в контейнер объемом 20 МВ. При заполнении контейнера произойдет его погрузка на автомобиль с крюковым мультилифтом и установка на его место ранее опорожисинового контейнера со второго автомобиля.



Рисунок 1.4 – Вид с отметки



Рисунок 1.5 – Отгрузка шлака

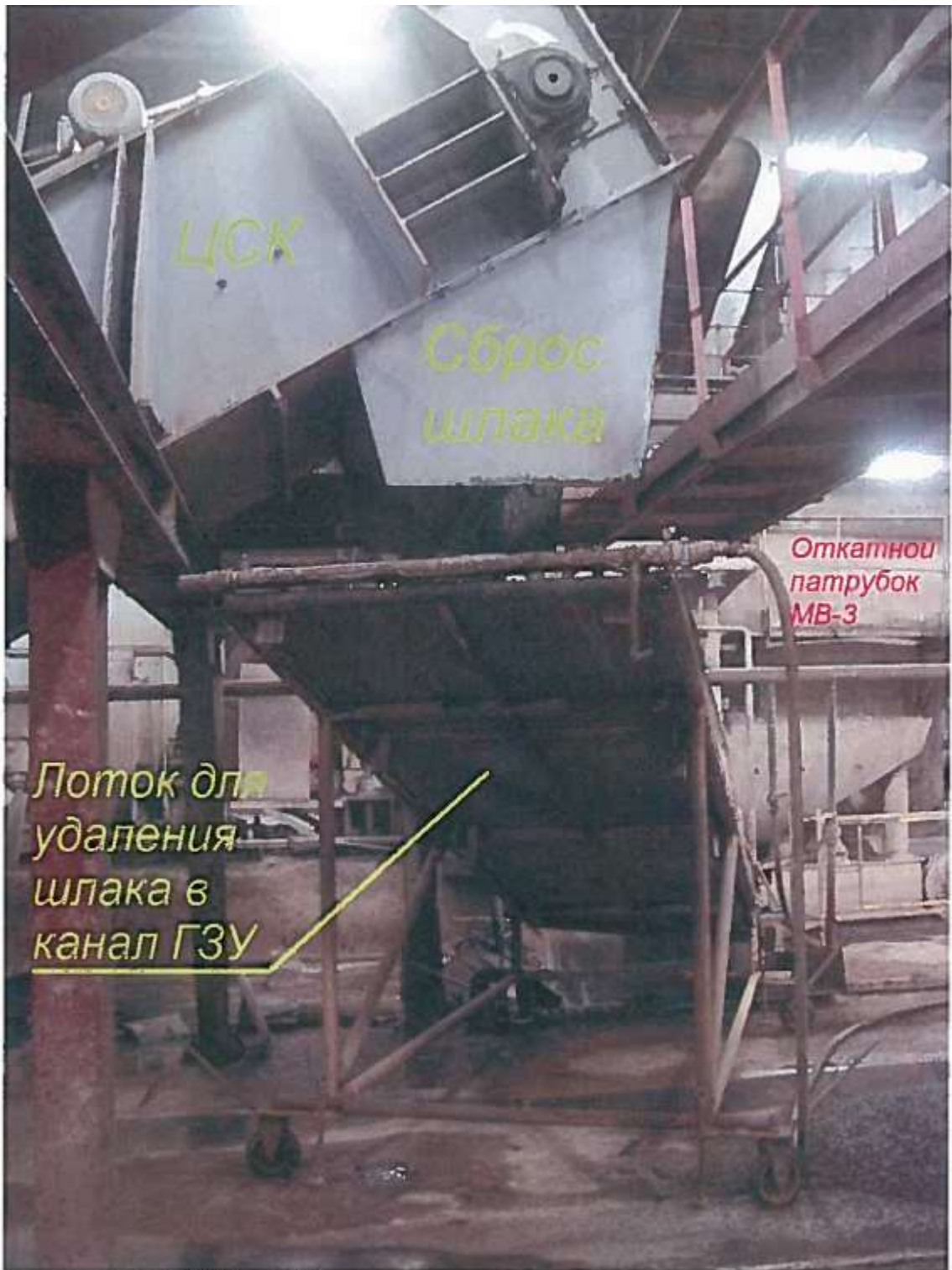


Рисунок 1.6 – Сброс шлака

2 Рассмотрение целей и задач реконструкции БГРЭС

2.1 Постановка задачи по возврату шлака на догорание в топку котельного агрегата

На основании исходных данных доля вывозимого шлака с $Q_H^p = 1460$ ккал/кг от общего в количества сжигаемого топлива с $Q_H^p = 3740$ ккал/кг составляет:

$$\frac{64000 \text{ тн/год}}{6000000 \text{ тн/год}} \cdot 100\% = 1,07\%. \quad (1)$$

Исходя из опыта эксплуатации и проведения испытаний основная (горючая) часть шлака представляет из себя спекшиеся частицы размером от 5 мм до 30 мм. Кроме того, присутствует негорючая составляющая шлака представляющая из себя куски с более крупными размерами (более 30 мм). Доля негорючей части в среднем составляет- 90 % от общего объема удаляемого шлака:

$$90\% \cdot 64000 \frac{\text{тн}}{\text{год}} = 57600 \frac{\text{тн}}{\text{год}} \quad (2)$$

Следовательно, отделив мелкую фракцию от негорючей составляющей, появляется возможность вернуть горючую часть шлака на дожигание в топку котла.

$$64000 \frac{\text{тн}}{\text{год}} - 6220 \frac{\text{тн}}{\text{год}} = 6400 \frac{\text{тн}}{\text{год}} \quad (3)$$

Для возврата шлака на дожигание к общему расходу топлива составит:

$$\frac{6400}{6000000} = 0,001 \quad (4)$$

Основной целью для реализации данного технологического решения являются следующие критерии:

- Оптимизация затрат, связанных с вывозом шлака автотранспортом, его складированием и рекультивацией на территории золоотвала;
- Усовершенствование существующей схемы шлакоудаления с повышением уровня механизации и автоматизации данного процесса;
- Повышение уровня санитарно-гигиенического состояния помещений рабочей зоны участка шлакоудаления.
- Возможность рассмотрения возврат шлака на дожигание с целью экономии основного топлива

2.2 Анализ недостатков существующей системы ГЗУ. Проработка целей для внедрения новой системы золошлакоудаления

Используемая в настоящее время система ГЗУ имеет ряд существенных недостатков.

1. Высокий расход электроэнергии на нужды насосного оборудования системы гидротранспорта (багерные насосы и насосы осветленной воды).

2. Фильтрация загрязненной воды через тело ограждающей дамбы, обуславливающая высокую антропогенную нагрузку существующего золошлакоотвала. Для подпитки системы оборотного водоснабжения ГЗУ в настоящее время используются техническая вода из водохранилища.

3. Расход воды из водохранилища на подпитку оборотной системы водоснабжения ГЗУ по данным «Индивидуальных норм водопотребления и водоотведения филиала «Березовская ГРЭС» ОАО «ОГК-4» в год составляют 657,950 тыс. м³.

4. Низкая удельная вместимость единицы площади секций гидрозолоотвала, что обуславливает необходимость отводить дополнительные земли. Для сравнения, при дальнейшем использовании системы гидрозолоудаления (ГЗУ) на перспективные 40 лет потребуются отвод порядка 300 га новой земли под гидрозолошлакоотвалы (из расчета 50 га на 5 лет). В результате проведения инженерно-геологических изысканий установлено, что плотность скелета золошлаковых отходов при складировании сухим способом в 2,3 раза выше.

5. Эксплуатация гидротехнических сооружений IV класса накопителей жидких промышленных отходов в соответствии с ПБ 03-438-02. Накопитель жидких промышленных отходов накладывает ряд дополнительных обязательств на собственника, создает опасность затопления окружающих земель, в том числе сельскохозяйственного назначения, что может нанести непоправимый урон экосистеме.

Основной целью для реализации данного технологического решения являются следующие критерии.

- Снижение уровня потребления электроэнергии на станции;
- Полное исключение использования водных ресурсов в системе золоудаления;
- Возможность использования обычных видов стали в трубопроводных системах;
- Уменьшение стоимости технического обслуживания оборудования.

Реализация проекта строительства системы сухого золоудаления и складирования золошлаковых отходов на сухом полигоне по высоконагруженной схеме позволит обеспечить станцию накопителем для складирования на период до 40 лет. При этом вредное воздействие на окружающую среду будет минимизировано.

3 Разработка узла сухого золошлакоудаления

3.1 Эстакада пневмозолопроводов

Эстакада пневмозолопроводов предназначена для прокладки трубопроводов для энергоблоков №1 и №2.

Проектом предусмотрена технологическая эстакада для прокладки четырех пневмозолопроводов DN 150 от Дымососного отделения до Силосного склада учтенных в рамках проекта «Строительства 3-го энергоблока на базе ПСУ-800 филиала Березовская ГРЭС ОАО «Э.ОН Россия».

Классификация пневмозолопроводов в соответствии с ПБ 03-585-03 принята согласно проектной документацией ОАО «Зарубежэнергопроект» группа В, категория V.

Пневмозолопроводы проложенные по эстакаде будут выполнены в виде отрезков стальных бесшовных горячедеформированных труб, изготовленных из стали 09Г2С по ГОСТ 19281-89 наружным диаметром 168,3 мм, толщиной стенки 7,11 мм длиной 6 м оторцованных фланцами DN 150, PN10, соответствующими по конструкции ГОСТ 12820-80.

Для повышения износостойчивости отводы приняты усиленными.

Для минимизации абразивного износа прокладка пневмозолопроводов по эстакаде проводится без уклона. Опорожнение пневмозолопроводов в случае необходимости производится сжатым воздухом.

Эстакада на всем протяжении будет иметь проходные мостки из несгораемых материалов, проход для обслуживания шириной 1650 мм, высотой в свету 2090 мм, ограждением 1200 мм и отбортовкой понизу 150мм.

Также по эстакаде будут проложены трубопроводы сжатого воздуха высокого (0,9 МПа, DN80) и низкого (0,24 МПа, DN150) давления. Для прокладки силовых и контрольных кабелей над проходом предусмотрены короба.

Присоединение к существующей сети сжатого воздуха будет выполнено у неподвижной опоры Н-13 существующей эстакады технологических трубопроводов.

Трубопроводы проектируемой наружной сети сжатого воздуха будут выполнены по ГОСТ 8732-78ВС1 - 102x9 из стали 20, ВС2 - 168x9 из стали 17ГС. Теплоизоляция будет выполнена из минеральноватных цилиндров.

Компенсация температурных удлинений трубопроводов сжатого воздуха будет осуществляется за счет упругой деформации на углах поворота трассы.

Схема раскладки пневмозолопроводов принята в один ряд по верхнему ярусу эстакады. Трубопроводы вспомогательных инженерных систем будут расположены на нижнем ярусе. Расстояния между пневмозолопроводами по вертикали и по горизонтали приняты между осями трубопроводов 340 мм, от оси до ограждающих конструкций 190 мм.

Ввиду недопустимости компенсации температурных деформаций пневмозолопроводов геометрией трассы (хрупкость базальтовых отводов) будут предусмотрены сальниковые компенсаторы.

Пневмозолопроводы по эстакаде прокладываются вне рабочей/обслуживаемой зоны, температура стенки трубопроводов составит более 60 °С, таким образом во избежание ожогов применяются ограждающие конструкции.

Наружную поверхность пневмозолопроводов на открытом воздухе защищается от атмосферной коррозии. Для этого наносится грунт ГФ-021 с последующей окраской краской БТ – 177 за 2 раза. Покрытие выбрано в соответствии со СНиП 2.03.11-85 «Защита строительных конструкций от коррозии».

3.2 Силосный склад

Эстакада пневмозолопроводов и силосный склад представляют собой технологически обособленный комплекс обеспечивающий прием, хранение и распределение сухой золы потребителям. Введение в эксплуатацию силосного склада позволит вести отгрузку сухой золы в автомобильный и железнодорожный транспорт, осуществлять контроль качества отпускаемой продукции.

От энергоблоков до силосного склада зола будет доставляться пневмотранспортом по пневмозолопроводам. На крыше силоса, расположенного в плане ближе к дымососному отделению расположены трехходовые клапаны DN 150, предназначенные для распределения потоков золы между силосами. Далее, после распределительного клапана, поток направляется в концевую муфту DN 150, предназначенную для гашения остаточной скорости потока, откуда зола ссыпается в емкость силоса

Объем хранимой золы принят равным двухсуточной производительности Березовской ГРЭС по золе

Для контроля заполнения силоса на крыше силоса установлен радарный уровнемер. Для целей технологической и аварийной сигнализации предусмотрены сигнализаторы нижнего, верхнего и верхнего аварийного уровней.

Наиболее пригодной площадкой для расширения силосного склада является северное направление. При этом существующий проезд для транспорта сохраняется, строительство новых силосных емкостей будет вестись сразу за площадкой загрузки. Таким образом, общая вместимость силосного склада может быть увеличена до 14000м³.

Режим работы силосного склада принят 365 дней в году, 8760 часов в год.

Две емкости по 3500 м³ силосного склада выполнены в виде монолитной железобетонной конструкции внутренним диаметром 15 м, высотой 25,5 м. В центре конструкции для равномерного распределения нагрузки по площади основания предусмотрен внутренний конус диаметром в основании 5000 мм,

высотой 2750 мм, ниже конуса расположен цилиндрический участок диаметром 3800 мм, высотой 1400 мм.

Нижняя часть силоса имеет два последовательных сужения выполненных в виде усеченных конусов диаметрами 15000 мм – 10000 мм, высотой 4330 мм и диаметрами 10000 – 2000 мм, высотой 1070 мм соответственно.

На крыше каждого силоса для очистки транспортного воздуха, воздуха аспирации систем загрузки в автомобильный транспорт, системы подачи золы на смесители и воздуха аэрации днища силоса предусмотрен автоматический рукавный фильтр номинальной производительностью 11320 м³/час. Площадь поверхности фильтра составляет 94,3 м², запыленность воздуха на выходе фильтра не более 20 мг/м³. Также для снижения шумового воздействия выпускной патрубков фильтра оснащен глушителем.

Фильтр оснащен вытяжным вентилятором с частотно регулируемым электроприводом мощностью 18,5 кВт. Управление производительностью вентилятора ведется по разрежению в верхней части емкости силоса.

Для защиты от превышения 3,15 кПа и понижения ниже - 3,15 кПа давления в емкости силоса предусмотрены предохранительные тарельчатые клапаны избыточного давления и вакуума DN 400.

Для очистки (регенерации) фильтра используется сжатый воздух давлением 0,4 МПа, расходом 6,1 нм³/час, продолжительность очистки 240 секунд.

На случай аварии фильтра предусмотрена байпасная линия, сообщающая емкости силосов. На линии предусмотрена арматура с дистанционно управляемым пневмоприводом.

Система аэрации днища силоса предназначена для ожижения столба золы с целью облегчения разгрузки силоса. Выполнена на основе аэрационных плит условных размеров 20 и 40. Плиты для обеспечения равномерности аэрации и равномерности разгрузки силоса уложены по днищу в следующей последовательности: две плиты размера 20, далее одна плита размера 40.

Аэрируемая площадь дна силоса разбита на восемь сегментов, причем одновременно производится аэрация только одного сегмента. Распределение воздуха на аэрацию осуществляется при помощи двухходовых электромагнитных клапанов, установленных на подаче воздуха в каждую секцию. Управление клапанами ведется АСУ ТП.

Воздух для аэрации в количестве 12 нм³/мин используется от существующей сети сжатого воздуха 0,24 МПа с точкой росы +3 °С путем редуцирования до 0,05 МПа, для чего внутри силосного склада на вводе предусмотрен фильтр и регулятор давления прямого действия.

3.3 Отгрузка сухой золы

Для отгрузки сухой золы потребителям в железнодорожные вагоны хопперы-цементовозы вместимостью 62 м³ предусмотрена загрузочная

площадка над существующими железнодорожными путями с двумя загрузочными устройствами, производительностью по 100 т/час каждый.

Транспортировка золы до узла загрузки в железнодорожный транспорт осуществляется системой аэрожелобов. Узел выгрузки из силоса в аэрожелоб условным размером 40 оборудован задвижной с пневматическим приводом и дополнительной дублирующей задвижкой с ручным приводом. Ожижение столба золы, образованного в узле выгрузки, осуществляется от сети сжатого воздуха низкого давления. Для ограничения расхода золы транспортный аэрожелоб оборудован сегментным краном с пневматическим управлением. Скольжение материала обеспечивается за счет ожижения транспортным воздухом и уклоном аэрожелоба в сторону узла разгрузки. Угол уклона в соответствии с рекомендациями производителя принят 6° .

После транспортного желоба зола распределяется аэрожелобами условным размером 30 на два потока, каждый из потоков направляется в разгрузочное устройство.

Снабжение системы аэрожелобов транспортным воздухом осуществляется от воздуходувки производительностью $45 \text{ м}^3/\text{мин}$, напором 8 кПа, мощность электропривода 11 кВт.

Загрузочное устройство представляют собой конструкцию «рукав в рукаве». По внутреннему рукаву производится транспортировка материала, полость между внешним и внутренним рукавом образует отводящий канал системы пылеудаления. Для регулирования разрежения в полости предусмотрена дроссельная заслонка на всасе. Загрузочное устройство оборудовано сигнализатором уровня для автоматической блокировки загрузки в случае заполнения вагона, а также электрифицированной лебедкой для управления спуском и подъемом рукава в загрузочное отверстие вагона.

Для очистки транспортного воздуха на площадке разгрузки предусмотрен автоматический рукавный фильтр номинальной производительностью $5150 \text{ м}^3/\text{час}$. Площадь поверхности фильтра составляет $42,8 \text{ м}^2$, запыленность воздуха на выходе фильтра на более $20 \text{ мг}/\text{м}^3$. Фильтр оснащен вытяжным вентилятором с электроприводом мощностью 11 кВт.

Регулирование производительности вентилятора осуществляется дросселированием на байпасной линии. Для снижения шумового воздействия выпускной патрубков фильтра оснащен глушителем

Отгрузка сухой золы потребителям в автомобильный транспорт осуществляется в автоцементовозы вместимостью 31 м^3 двумя загрузочными устройствами производительностью по 100 т/час. Для удобства загрузки автотранспорта организована разворотная площадка и сквозной проезд для двух автоцементовозов.

Транспортировка золы до узла загрузки в автомобильный транспорт осуществляется системой аэрожелобов условным размером 30.

Узел выгрузки из силоса в аэрожелоб условным размером 30 оборудован задвижной с пневматическим приводом и дополнительной дублирующей задвижкой с ручным приводом. Для ограничения расхода золы транспортный аэрожелоб оборудован сегментным краном с пневматическим управлением.

Очистка транспортного воздуха осуществляется автоматическими фильтрами, установленными на крыше силосов, для чего внутри емкости силоса предусмотрены трубопроводы системы аспирации, побуждение движения воздуха в которых достигается за счет разрежения в верхней части силоса. Гашение скорости потока в верхней части силоса осуществляется в расширительной камере.

Снабжение системы аэрожелобов транспортным воздухом осуществляется от двух воздуходувок (одна рабочая, одна резервная) производительностью 8 м³/мин, напором 6,3 кПа, мощность электропривода 3 кВт.

Загрузочные устройства для выгрузки в автотранспорт имеют конструкцию аналогичную описанной выше

3.4 Узел смешивания

Смешение золы с минерализованным стоком водоподготовительной установки Березовской ГРЭС в вихревом смесителе осуществляется с целью пылеподавления. Для первой ступени увлажнения золы предусмотрено два смесителя (один рабочий, второй резервный) производительностью по сухой золе 200 т/час каждый.

Смеситель представляет собой горизонтальную цилиндрическую смешивающую камеру, в которой происходит смешивание в кольцевом потоке, образованном за счет вращательного движения расположенных на горизонтальном валу плужных лемехов. Вся конструкция установлена на раму и оснащена комплектом виброизолирующих опор.

Для обеспечения равномерности смешения смеситель оборудован пятью рядами форсунок DN32 PN10. Первичное увлажнение производится в соотношении 8-12,5% к массе сухой золы. Минерализованный сток разбирается на увлажнение из проектируемой системы кольцевой подачи, давление в точке подключения не менее 0,3 МПа.

Привод вала смесителя осуществляется от электродвигателя через муфту и редуктор. Вращающиеся части смесителя накрыты защитным кожухом. Установленная мощность электроприводов 200 кВт.

Конструкцией смесителя предусмотрены люки для ревизий и обслуживания, а также люк для аварийного опорожнения смесителя. Аварийное опорожнение смесителя производится на передвижной ленточный конвейер, далее в автосамосвал.

В верхней части корпуса смесителя располагается вентиляционное отверстие $\varnothing 450$, обеспечивающее отвод образующегося в смесителе пара. Доочистки паров от частиц золы, образующихся в процессе смешивания, не требуется, так как скорость движения паров в канале принята 0,7 м/с, что значительно меньше скорости пылеуноса. Защита выбросов от обледенения в зимнее время выполнена греющим кабелем.

3.5 Конвейерный транспорт

Конвейерный транспорт предназначен для транспортировки кондиционированной золы уноса до границ земельного участка Березовской ГРЭС и включает в состав два ленточных конвейера – конвейер ленточный №1 и конвейер ленточный №2, а также один узел перегрузки.

Конвейер ленточный оборудован системой приточно-вытяжной вентиляции, обеспечивающей удаление избытков водяного пара. Общая производительность конвейерного транспорта составляет 200 т/час.

Производительность конвейерного транспорта 200 т/час принята из условия обеспечения отгрузки суточного выхода золы трех энергоблоков за одну 12 часовую рабочую смену.

Сводная таблица основных технических показателей конвейерного транспорта см. Таблица 3.5

Таблица 3.5 – Сводная таблица основных технологических показателей конвейерного транспорта

Наименование	Значение	Примечание
Конвейер ленточный №1		
Часовая производительность, т/час	200	По сухой золе
Скорость движения конвейерной ленты, м/с	2	
Потребная ширина конвейерной ленты, мм	800	
Диаметр ролика подающего/обратного, мм	133/133	
Длина конвейера, м	85	
Тип конвейерной ленты	EP250	Трудно сгораемая
Окружное (тяговое) усилие на приводном барабане, кН	12	
Мощность привода конвейера, кВт	15	
Передвижной конвейер		
Часовая производительность, т/час	200	По сухой золе

Окончание таблицы 3.5.

Скорость движения конвейерной ленты, м/с	2	
Потребная ширина конвейерной ленты, мм	800	
Диаметр ролика подающего/обратного, мм	133/133	
Длина конвейера, м	16	
Тип конвейерной ленты	EP250	Трудно сгораемая
Окружное (тяговое) усилие на приводном барабане, кН	5,4	
Мощность привода конвейера, кВт	2x1,1	
3. Конвейер ленточный №2		
Часовая производительность, т/час	200	По сухой золе
Скорость движения конвейерной ленты, м/с	0,07	
Потребная ширина конвейерной ленты, мм	2500	
Диаметр ролика подающего/обратного, мм	159/193	
Длина конвейера, м	1040	
Тип конвейерной ленты	ST2500	Трудно сгораемая
Окружное (тяговое) усилие на приводном барабане, кН	1869	
Мощность привода конвейера, кВт	2x30	
4. Реверсивный конвейер		
Часовая производительность, т/час	200	По сухой золе
Скорость движения конвейерной ленты, м/с	1,25	
Потребная ширина конвейерной ленты, мм	800	
Диаметр ролика подающего/обратного, мм	133/133	
Длина конвейера, м	16	
Тип конвейерной ленты	EP250	Трудно сгораемая
Окружное (тяговое) усилие на приводном барабане, кН	5,4	
Мощность привода конвейера, кВт	2x1,1	

3.6 Система DRYCON

Так как в данном проекте мы рассматриваем систему сухого золошлакоудаления, было принято решение о вводе в эксплуатацию системы DRYCON фирмы “Clide Bergemann”. Система DRYCON представляет собой стальной пластинчатый конвейер и используется для автоматической транспортировки и охлаждения котельного шлака посредством окружающего воздуха. Пластинчатый конвейер предназначен для эксплуатации в сложных условиях, таких как экстремальные температуры и существенно меняющиеся объемы котельного шлака. Благодаря ударным планкам снизу и специальным

механизмам гашения колебаний, система DRYCON (рис 3.1) способна выдержать внезапное поступление большого объема шлака, выгружаемого с высоты 30 метров, без необратимых деформаций

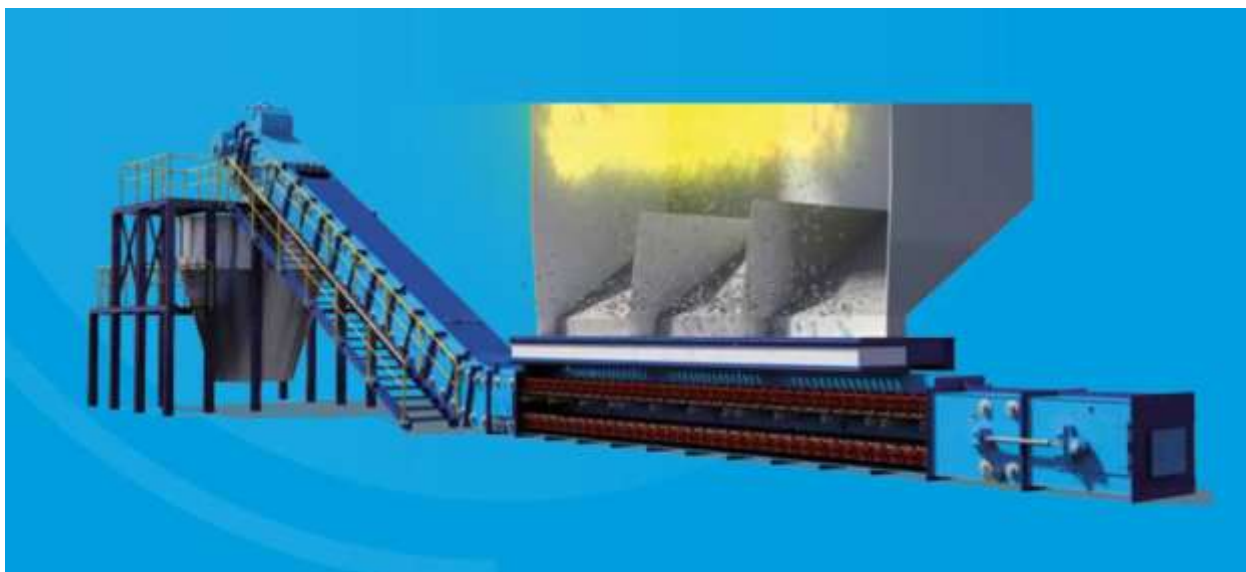


Рисунок 3.1 – Система DRYCON

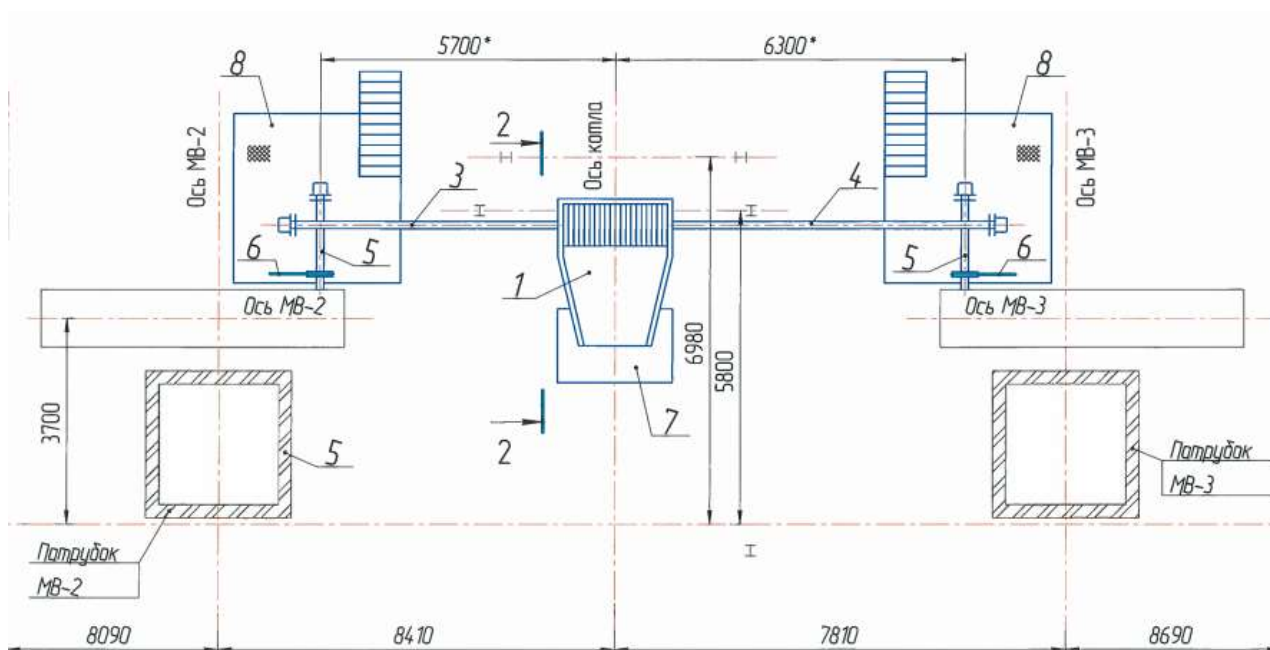
4 Обоснование технических решений по возврату шлака на догорание в топку котельного агрегата

Рассматриваются три варианта возврата шлака на дожигание в топку котлоагрегатов №1,2. В них рассматривается возможность подачи шлака в две мельницы. Во всех вариантах выбрано следующее основное технологическое оборудование:

- Грохот (индивидуальной конструкторской разработки) с вибратором производства Ярославского завода “Красный Маяк” ИВ-05-50Е 220В.
- Шнековые транспортеры с гибкой спиралью диаметром 133 мм., производства Завода Агрегатов, Московская обл.
- Бункер промежуточного сбора просеянного шлака (индивидуальной конструкторской разработки).
- Всеми вариантами предусмотрен периодический вывоз крупной (негорючей) фракции шлака, автотранспортом. (Два автомобиля в сутки грузоподъемностью– 10 тн.)

В настоящей работе выбраны следующие варианты:

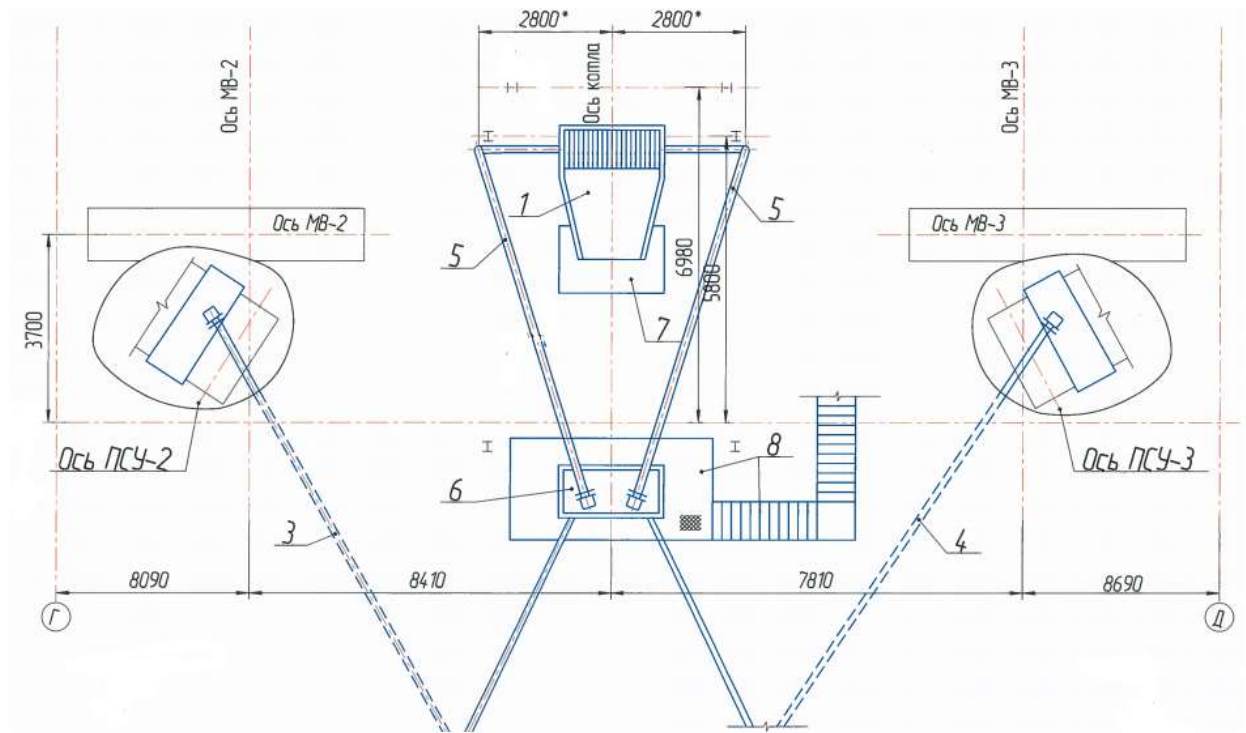
Вариант 1. Подача просеянного шлака шнековыми транспортерами с гибкой спиралью в корпус мельницы-вентилятора на отм. 1,250 (рис 4.1).



- 1 – грохот с вибратором; 2 – бункер; 3 – шнековый транспортер с гибкой спиралью; 4 – тоже что и 3; 5 – тоже что и 4; 6 – задвижка шиберная межфланцевая ручная; 7 – контейнер; 8 – площадки и лестницы

Рисунок 4.1 – схема варианта 1.

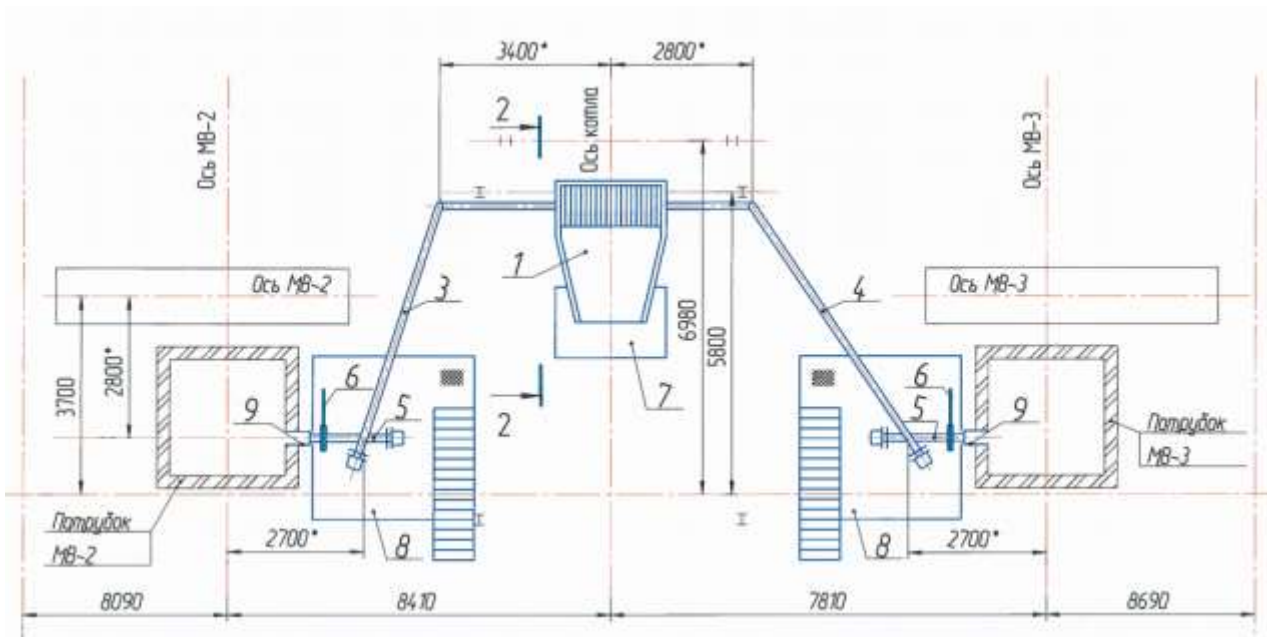
Вариант 2. Подача просеянного шлака, шнековыми транспортерами с гибкой спиралью на ленточные питатели сырого угля, которые расположены на отм. 26,4 в рядах осей В–Г (рис. 4.2).



1 – грохот с вибратором; 2 – бункер; 3 – шнековый транспортер с гибкой спиралью; 4 –
тоже что и 3; 5 – тоже что и 4; 6 – задвижка шиберная межфланцевая ручная; 7 –
контейнер; 8 – площадки и лестницы

Рисунок 4.2 – Схема варианта 2.

Вариант 3. Подача просеянного шлака, шнековыми транспортерами с гибкой спиралью в подводящий патрубок мельницы-вентилятора на отм. 4,200 (рис 4.3).



- 1 – грохот с вибратором; 2 – бункер; 3 – шнековый транспортер с гибкой спиралью; 4 – тоже что и 3; 5 – тоже что и 4; 6 – задвижка шиберная межфланцевая ручная; 7 – контейнер; 8 – площадки и лестницы; 9 – труба $\text{Ø}273 \times 10$

Рисунок 4.3 – Схема варианта 3.

4.1 Рассмотрение первого варианта по возврату шлака на догорание в топку

Данный вариант предусматривает подачу шлака в корпус мельницы на отметке 1250 мм.

Шлак из-под холодной воронки котла с помощью конвейера через существующую течку поступает на грохот где происходит отделение мелкой фракции шлака (≤ 30 мм) от крупных кусков.

Крупные куски шлака и металла поступают в дробилку, мелкая фракция шлака ссыпается в бункер. Из нижней части боковых стенок бункера, через устройства загрузки, расположенные с двух сторон, шлак поступает на транспортеры с гибкой спиралью длиной соответственно - 6 м, 7 м. Непосредственно в районе мельницы-вентилятора, через устройства загрузки и выгрузки, шлак подается на транспортер с гибкой спиралью длиной 2 м, который подает шлак в корпус мельницы. Для поступления шлака в мельницу-вентилятор, на отм. 1.250 выполняется отверстие в корпусе мельницы со штуцером $\text{Ø}_H=133$ мм. К штуцеру приваривается фланец на который устанавливается задвижки шиберной EX-O2-125-HW-M, Ду 125, которая закрывается при отключении мельницы, или транспортера с гибкой спиралью.

Для обслуживания устройств загрузки и выгрузки, приводов транспортеров с гибкой спиралью, а также задвижки шиберной, предусмотрены площадки обслуживания.

Этот вариант самый простой для монтажа. Длина шнеков минимальна, очень удобное расположение для обслуживания и ремонта оборудования. Не требуется строительства громоздких дополнительных площадок для обслуживания.

4.2 Рассмотрение второго варианта по возврату шлака на догорание в топку

Данный вариант предусматривает подачу просеянного шлака, шнековыми транспортерами с гибкой спиралью на ленточные питатели сырого угля, которые расположены на отм. 26.400 в рядах осей В–Г.

Шлак из-под холодной воронки котла с помощью стального пластинчатого конвейера DRYCON поступает на грохот где происходит отделение мелкой фракции шлака (≤ 30 мм) от крупных кусков.

Крупные куски шлака и металла поступают в дробилку, мелкая фракция шлака ссыпается в бункер. Из нижней части боковых стенок бункера, через устройства загрузки, расположенные с двух сторон, шлак поступает на транспортеры с гибкой спиралью длиной - 25 м. Транспортерами шлак поднимается на отметку 15.000 где, через устройства выгрузки, шлак ссыпается в промежуточный бункер, установленный на металлической площадке, закрепленной на новых (проектируемых) металлоконструкциях на отм. 13.000. Из нижней части боковых стенок промежуточного бункера, через устройства загрузки, расположенные с двух сторон, шлак поступает на транспортеры с гибкой спиралью длиной соответственно - 32 м, 33 м. Этими транспортерами шлак подается через устройства выгрузки на ленточные питатели сырого угля. Затем вместе с углем через течку сырого угля попадает в газоход нисходящей суши (шахта газозаборная) и далее в мельницу-вентилятор.

Для установки промежуточного бункера на отм. 13.000 выполняются металлоконструкции, а также лестницы и площадки (поз. 8), для обслуживания приводного оборудования транспортеров с гибкой спиралью. Кроме того, площадки обслуживания предусмотрены на отм. 26.400, в местах выгрузки шлака на питатели сырого угля.

В этом варианте исключаются дополнительные врезки в оборудование.

Однако, в этом варианте понадобятся транспортеры длиннее серийно выпускаемых (по индивидуальному заказу), что предполагает подъем шлака почти на предельную для данного оборудования высоту. Возможен вариант при котором появится необходимость включить в каждую цепочку еще по одному транспортеру и соответственно, дополнительному промежуточному бункеру. Все это снижает надежность системы подачи шлака.

Устройство дополнительных узлов пересылки с установкой промежуточных бункеров предполагает большой объем выполнения металлических строительных конструкций, с креплением их к существующим строительным конструкциям и соответственно передачу на них дополнительных весовых нагрузок. Это повлечет за собой необходимость

обследования технического состояния существующих строительных конструкции и выполнения расчетов несущей способности этих конструкций, с учетом дополнительных нагрузок.

4.3 Рассмотрение третьего варианта по возврату шлака на догорание в топку

Данный вариант предусматривает подачу просеянного шлака, шнековыми транспортерами с гибкой спиралью в подводящий патрубок мельницы-вентилятора на отм. 4.200.

Шлак из-под холодной воронки котла с помощью стального пластинчатого конвейера DRYCON поступает на грохот где происходит отделение мелкой фракции шлака (≤ 30 мм) от крупных кусков.

Крупные куски шлака и металла поступают в контейнер, мелкая фракция шлака ссыпается в бункер. Из нижней части боковых стенок бункера, через устройства загрузки, расположенные с двух сторон, шлак поступает на транспортеры с гибкой спиралью длиной соответственно - 14 м, и 15 м.



Рисунок 4.4 – Прорисовка варианта

Непосредственно в районе входного патрубка мельницы-вентилятора, через устройства загрузки и выгрузки, шлак подается на транспортер с гибкой спиралью длиной 1,5 м (поз.5), который подает шлак в патрубок мельницы-вентилятора.

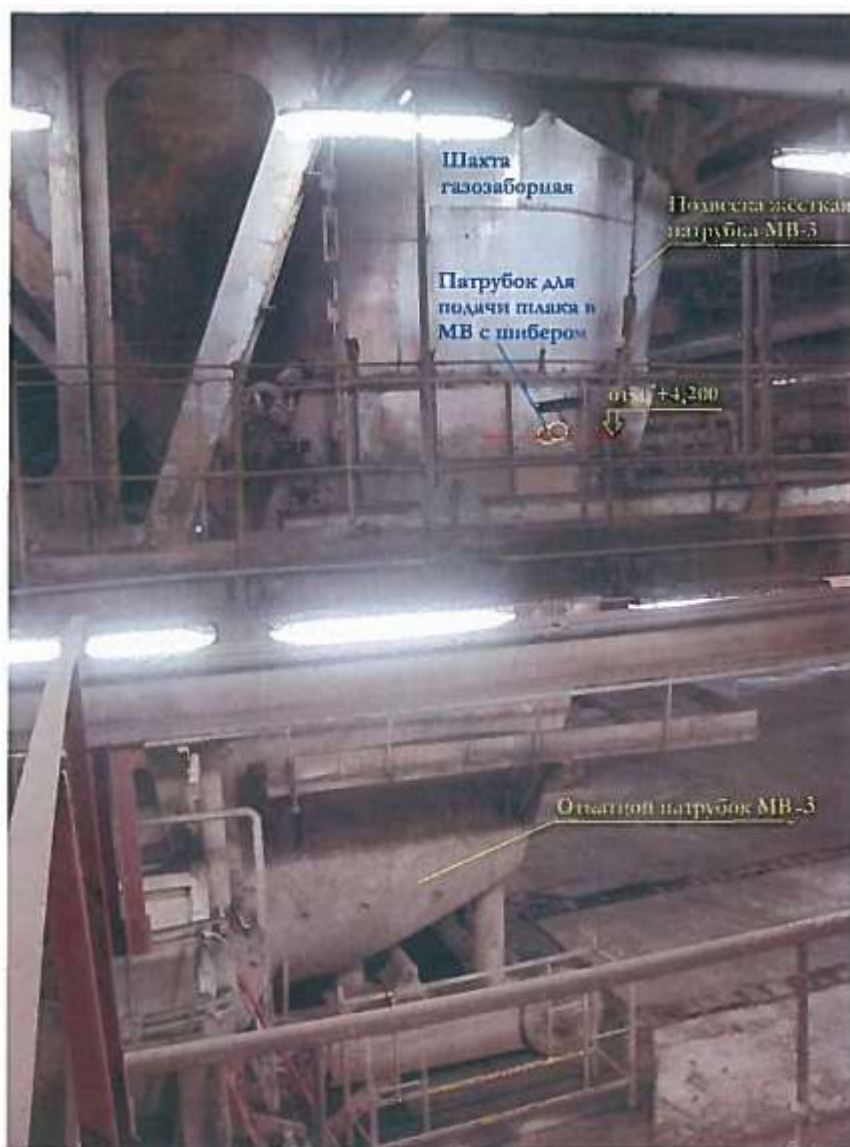


Рисунок 4.5 – Подход шлама в МВ

Для поступления шлама в мельницу-вентилятор, на отм. 4.200 выполняется отверстие в корпусе входного патрубка мельницы со штуцером из трубы $\text{Ø}=273 \times 10$ мм с переходом на $\text{Øн}=133$ мм. Точка врезки выбрана по оси крепления жестких подвесок патрубка, для исключения вертикальных перемещений конвейеров.

К штуцеру приваривается фланец на который устанавливается задвижка шиберная ЕХ-О2-125-НВ-М, Ду 125 (поз. 6), которая закрывается при отключении мельницы, или транспортера с гибкой спиралью.

Для обслуживания устройств загрузки и выгрузки, приводов транспортеров с гибкой спиралью, а также задвижки шиберной, предусмотрены площадки обслуживания.

В этом варианте шлак будет подаваться в зону высоких температур газов ($500\text{--}600^\circ\text{C}$) и до размола успеет прогреться и подсохнуть. Учитывая незначительную долю шлама относительно объема угля, завалы мельниц шлаком будут практически сведены к нулю.

5 Расчетная часть

5.1 Тепловой расчет котельного агрегата до реконструкции

Исходные данные:

Паровой котел Пп-2650–255 прямоточный, вертикально-водотрубный, с принудительной циркуляцией, предназначен для получения пара высокого давления при сжигании Березовского бурого угля марки Б2 с твердым шлакоудалением. Характеристики топлива приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.1 – 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, °С	545
Расход пара через пром.перегрев, кг/с	607,2
Давление вторичного пара, Мпа	3,75
Температура вторичного пара, °С	545
Температура пит.воды, °С	274
Температура ух.газов (по нормативу), °С	140
Температура холодного воздуха, °С	35
Температура горячего воздуха, °С	317

Таблица 5.2 – Характеристика топлива

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, V^p , %	Теплота сгорания $Q_{H^p}^p$, кДж/кг	Температуры плавления золы, °С		
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p			t_1	t_2	t_3
Березовское	2Б	33,0	4,7	0,2	44,3	3,0	0,4	14,4	48	15671	1270	1290	1310

5.1.1 Расчет объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха

Теоретический объем воздуха, V_B^0 , м³/кг, для твердого топлива определяется по следующему выражению:

$$V_B^0 = 0.0889 \cdot (C^p + 0.375 \cdot S^p) + 0.265 \cdot H^p - 0.033 \cdot O^p, \quad (5)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.2);

S^P – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.2);

H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.2);

O^P – количество кислорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.2).

$$V_B^0 = 0.0889(44,3 + 0,375 \cdot 0,2) + 0,265 \cdot 3 - 0,033 \cdot 14,4 = 4,26$$

Объем азота, m^3/kg , определяется по следующему выражению:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100} \quad (6)$$
$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot 4,26 + 0,8 \cdot \frac{0,4}{100} = 3,369$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, m^3/kg (см. формулу 5);

N^P – количество азота на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.2).

Объем трехатомных газов, определяется по следующей формуле:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100} \quad (7)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.2);

S^P – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.2).

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{44,3 + 0,375 \cdot 0,4}{100} = 0,828$$

Теоретический объем водяных паров для твердого топлива, m^3/kg , определяется по следующему выражению:

$$V_{H_2O}^0 = 0.111 \cdot H^P + 0.0124 \cdot W^P + 0.0161 \cdot V_B^0 \quad (8)$$

где H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.2);

W^P – влажность топлива на рабочую массу, % (см. таблицу 5.2);

V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, m^3/kg (см. формулу 5).

$$V_{H_2O}^0 = 0.111 \cdot 3 + 0.0124 \cdot 33 + 0.0161 \cdot 4,26 = 0,811 \quad (9)$$

Объем дымовых газов, м³/кг, определяется по следующей формуле:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 = 3,37 + 0,83 + 0,81 = 5,008 \quad (10)$$

где V_{RO_2} – теоретический объем трехатомных газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг (см. формулу 7);

$V_{N_2}^0$ – теоретический объем азота, м³/кг (см. формулу 6);

$V_{H_2O}^0$ – теоретический объем водяных паров, м³/кг (см. формулу 8).

Действительные объемы продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха больше единицы

Объем газов, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 5.3.

Таблица 5.3 – Объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход					
	Топочная камера	ШПП-2 ШПП-3 ШПП-1 ШВП	КПП	КВП	ВЭ	ТВП
Коэффициент избытка воздуха за поверхность нагрева, $\alpha = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,235	1,265	1,271	1,277	1,297	1,327
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева, α_{cp}	1,235	1,25	1,268	1,274	1,287	1,312
Объём водяных паров, м ³ / кг , $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,808	0,809	0,810	0,8106	0,8115	0,8132
Полный объём газов, м ³ / кг , $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}^0 + 1.016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	4,994	6,076	6,153	6,179	6,236	6,344
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_{\Gamma}$	0,139	0,137	0,136	0,135	0,134	0,132
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$	0,1317	0,103	0,129	0,1281	0,127	0,1248
Суммарная объёмная доля $r_{п} = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,271	0,268	0,264	0,263	0,261	0,256
Масса дымовых газов $G_{\Gamma} = 1 - 0.01 \cdot A^p + 1.306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	7,821	7,905	8,005	8,038	8,11	8,249
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{зл} = A^p \cdot a_{ун} / 100 \cdot G_{\Gamma}$	0,0057	0,0056	0,0055	0,0055	0,0055	0,0054

Энтальпия золы при температуре t , °С, кДж/кг:

$$H_{\text{зл}} = 0.01 \cdot \alpha_{\text{ун}} \cdot A^p \cdot C_{\text{зл}} \cdot \vartheta, \quad (11)$$

Так как отношение $\alpha_{\text{ун}} \cdot A^n < 1,4$, то $H_{\text{зл}} = 0$.

Результаты расчетов сведены в таблицу 5.4.

Таблица 5.4 – Энтальпия продуктов сгорания (H – ϑ – таблица)

ϑ , °С	$H_{\text{Г}}^0$, кДж/кг	$H_{\text{В}}^0$, кДж/кг	$H_{\text{Г}} = H_{\text{Г}}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{зл}}$					
			$H_{\text{Т}}$	$H_{\text{ШПП-1,2,3,ШВП}}$	$H_{\text{КПП}}$	$H_{\text{КВП}}$	$H_{\text{ВЭ}}$	$H_{\text{ВЭП}}$
100	690,6	562,2	822,7	839,6	843,0	846,3	857,5776	874,4447
200	1400,5	1129,2	1665,9	1699,8	1706,5	1713,3	1735,889	1769,763
300	2130,5	1703,3	2530,8	2581,9	2592,1	2602,3	2636,389	2687,489
400	2924,5	2309,8	3467,3	3536,5	3550,4	3564,3	3610,459	3679,753
500	3708,9	2916,6	4394,3	4481,8	4499,3	4516,8	4575,171	4662,67
600	4514,5	3537,5	5345,9	5452,0	5473,2	5494,4		
700	5341,1	4170,6	6321,2	6446,3	6471,3	6496,4		
800	6185,9	4813,5	7317,1	7461,5	7490,4			
900	7046,0	5466,9	8330,7	8494,7	8527,5			
1000	7920,7	6127,6	9360,6	9544,5	9581,2			
1100	8809,0	6838,7	10416,1	10621,3	10662,3			
1200	9708,7	7475,3	11465,4	11689,7	11734,5			
1300	10621,0	8160,8	12538,8	12783,6				
1400	11539,5	8851,2	13619,5	13885,1				
1500	12467,5	9544,7	14710,5	14996,9				
1600	13403,2	10243,8	15810,4					
1700	14347,9	10944,8	16919,9					
1800	15294,8	11646,9	18031,9					
1900	16247,9	12357,9	19152,0					
2000	17206,0	13069,7	20277,4					
2100	18171,3	13786,7						
2200	19135,4	14502,2						
2300	20106,7	15222,2						

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

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется методом обратного баланса

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (12)$$

Потеря тепла с уходящими газами, %, зависит от заданной температуры уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г.}}$ и определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{H_{\text{ух.г.}} - \alpha_{\text{ух.г.}} \cdot H_{\text{хв}}^0}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \cdot (100 - q_4), \quad (13)$$

где $H_{\text{ух.г.}}$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г.}} = 140^\circ\text{C}$, по таблице 5.1:

$$H_{\text{ух.г.}} = H_{100} + (H_{200} - H_{100}) \cdot \left(\frac{\vartheta_{\text{ух.г.}} - 100}{100}\right) = 690,6 + (1400,5 - 690,6) \cdot \left(\frac{140 - 100}{100}\right) = 974,56 \text{ кДж/кг} \quad (14)$$

где $H_{\text{хв}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, находится по температуре холодного воздуха $t_{\text{хв}} = 35^\circ\text{C}$ по таблице 5.1:

$$H_{\text{хв}}^0 = 196,7;$$

$\alpha_{\text{ух.г.}} = 1,327$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем первой ступени;

q_4 – потеря тепла от механического недожога, %:

$$q_4 = 0,5 \%$$

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 1).

Определим потерю тепла с уходящими газами по формуле (4.2)

$$q_2 = \frac{974,56 - 1,327 \cdot 196,7}{15671} \cdot (100 - 0,5) = 4,54 \% \quad (15)$$

Потеря тепла с химическим недожогом топлива. Для всех пылеугольных котлов данная тепловая потеря равна нулю:

$$q_3 = 0$$

Потеря тепла в окружающую среду q_5 , %, принимается в зависимости от производительности котельного агрегата

$$q_5 = q_5^{\text{н}} \frac{D_{\text{пе}}^{\text{н}}}{D_{\text{пе}}} \quad (16)$$

$D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность, кг/с, берётся из исходных данных.

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

$$q_5^{\text{н}} = \frac{(60/736,111)^{0,5}}{\lg(736,111)} = 0,43 \%$$

Находим потерю тепла в окружающую среду по формуле (16):

$$q_5 = 0,43 \%$$

Тепловая потеря с физическим теплом шлаков q_6 , %, опеределяется по следующей формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^p \cdot (c_{\text{шл}} \cdot t_{\text{шл}})}{Q_p^p}, \quad (18)$$

где Q_p^p – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см.таблицу 5.2);

$(c_{\text{шл}} \cdot t_{\text{шл}})$ – теплосодержание 1 кг золы, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, принимается для твердого шлакоудаления,

$$\begin{aligned} (c_{\text{шл}} \cdot t_{\text{шл}}) &= 560 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}; \\ a_{\text{шл}} &= 1 - a_{\text{ун}}, \end{aligned} \quad (19)$$

где $a_{\text{ун}}=0,95$ – доля золы топлива, уносимая газами;

$$a_{\text{шл}} = 1 - 0,95 = 0,05$$

Находим тепловую потерю с физическим теплом шлаков по формуле (18):

$$q_6 = \frac{0,05 \cdot 4,7 \cdot 560}{15671} = 0,008\%$$

Найдем коэффициент полезного действия, %, котельного агрегата брутто по формуле:

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100\% - (4,54 + 0 + 0,5 + 0,43 + 0,008) = 94,531\% \quad (20)$$

Полный расход топлива, кг/с, определяется из следующего выражения:

$$B = \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{вт}} \cdot (h_{\text{вт}}'' - h_{\text{вт}}')}{Q_{\text{н}}^p \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}, \quad (21)$$

где $D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность, кг/с;

$h_{\text{пе}}$, $\bar{t}_{\text{пв}}$, $h_{\text{вт}}''$, $h_{\text{вт}}'$ – энтальпии соответственно перегретого пара, питательной воды и энтальпия вторичного пара на выходе и входе из промперегревателя, кДж/кг, определяются по соответствующим температурам пара и воды и давлению в пароводяном тракте;

$D_{\text{вт}}$ – расход вторичного пара:

$$\begin{aligned} h_{\text{пе}} &= 3317,021 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \\ t_{\text{пв}} &= 1205 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

$$h''_{\text{BT}} = 1570,87 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$D_{\text{BT}} = 604,1 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

где Q_{H}^{P} – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 5.2);
 $\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}$ – коэффициент полезного действия, % (см. формулу 20).

$$B = \frac{761,111(3317,021-1205)+604,1(3544-2932)}{15671 \cdot 0,946} = 133,468 \text{ кг/с}$$

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, кг/с:

$$B_{\text{p}} = B \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) = 133,44 \left(1 - \frac{0,5}{100}\right) = 132,801 \text{ кг/с} \quad (22)$$

Действительный расход топлива позволит выбрать необходимую мельницу для размола топлива и выбрать горелочные устройства. Так же все удельные тепловосприятости поверхностей нагрева в тепловом расчете парогенератора относят к одному килограмму сгоревшего топлива.

5.1.3 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы

Подготовка твердого топлива к пылевидному сжиганию включает в себя процессы его очистки от посторонних примесей, предварительного дробления, сушки и измельчения.

Целью расчета сушильно–мельничной системы является выбор типа пылесистемы, сушильного агента, мельничного и горелочного устройств.

Для заданного котла и топлива выбираем пылесистему с прямым вдуванием. Топлива имеет выход летучих равное 65,5% и влажность более 25% ($V^{\text{r}} = 65,5 > 25\%$, $W^{\text{p}} = 52 > 25\%$). Исходя из этого применяем газовую сушку

Некоторые характеристики исходного топлива и угольной пыли приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Характеристики исходного топлива и угольной пыли

Топливо	Марка топлива	Влажность пыли $W^{\text{пл}}$, %	Приведенные		Коэффициент размолоспособности, $K_{\text{ло}}$	Рекомендуемая тонкость помола, R_{90}
			Влажность $W^{\text{п}}$, % · кг/МДж	Зольность $A^{\text{п}}$, % · кг/МДж		
Березовский	2Б	15	8,83	1,25	1,3	60

Выбор типа мельниц производится в зависимости от физических свойств топлива и мощности котельного агрегата. Для данного топлива и котельного агрегата выбираем мельницу вентилятор.

Для мельниц вентиляторов используем замкнутую схему пылеприготовления с прямым вдуванием, которая изображена на рисунке 5.1.

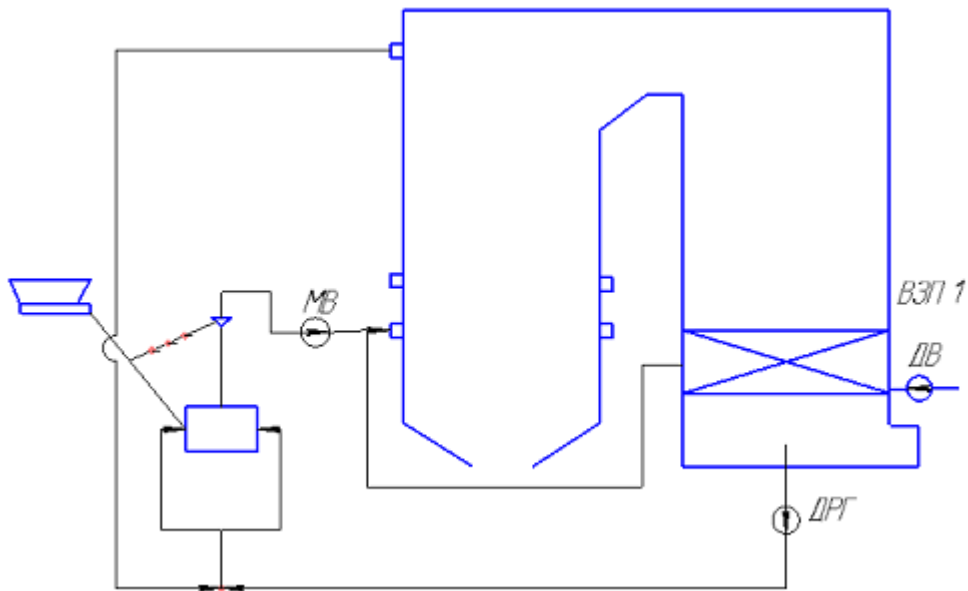


Рисунок 5.1 - Замкнутая схема пылеприготовления с прямым вдуванием и газовой сушкой.

Так как выбрана мельница вентилятор, на котле будет установлено 8 индивидуальных системы пылеприготовления. При этом производительность одной мельницы из учебного пособия, кг/с:

$$B_M = K_{\text{зап}} \cdot \frac{B}{n_M}, \quad (23)$$

где $K_{\text{зап}}$ – коэффициент запаса, принимается $K_{\text{зап}}=1,1$;
 B – полный расход топлива на котел, кг/с;
 n_M – количество мельниц, шт.

$$B_M = 1,1 \cdot \frac{133,462}{8} = 18,351 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 66,064 \frac{\text{т}}{\text{ч}}$$

Определив производительность одной мельницы, выбираем тип мельничного устройства:

МВ 3300/800/490 с производительностью $B'_M = 72$ т/ч.

При газовой сушке неизвестной является расход газов, подаваемых на сушку в сушильно-мельничную систему (g_g , кг/кг), который определяется в конце из теплового баланса.

Приходные статьи баланса из учебного пособия [3]:

$$q_{\text{прих}} = q'_g + q_{\text{мех}} + q_{\text{прис}}, \quad (24)$$

где q'_g - физическое тепло, вносимое газами, подаваемыми для сушки и транспортировки пыли в системе пылеприготовления, кДж/кг;

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

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

Физическое тепло, вносимое газами, подаваемыми для сушки и транспортировки пыли в системе пылеприготовления (из учебного пособия [3]), кДж/кг:

$$q'_Г = g_Г \cdot c_Г \cdot t'_Г \quad (25)$$

где $t'_Г$ – температура газов, подаваемых в систему, так как забор газов производится из верхней части топки принимается $t'_Г = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$;

$c_Г$ – теплоемкость газов, кДж/(кг·°C), $c_Г = 1,12$;

$g_Г$ – количество газов, кг/кг, является неизвестной величиной и определяется в конце из теплового баланса.

$$q'_Г = g_Г \cdot 1,12 \cdot 1000 = 1120 \cdot g_Г$$

Тепло, выделяющееся в результате работы размалывающих органов (из учебного пособия [3]), кДж/кг:

$$q_{\text{мех}} = K_{\text{мех}} \cdot \mathcal{E}_{\text{разм}} \quad (26)$$

где $K_{\text{мех}}$ – коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло в процессе размолла. В расчетах для мельниц вентиляторов (МВ) принимает равным $K_{\text{мех}} = 0,7$;

$\mathcal{E}_{\text{разм}}$ – удельный расход энергии на размол, кДж/кг, принимается по таблице 8 учебного пособия [2]: $\mathcal{E}_{\text{разм}} = 50$.

$$q_{\text{мех}} = 0,7 \cdot 50 = 35$$

Тепло, внесенное с присосанным воздухом (из учебного пособия [3]), кДж/кг:

$$q_{\text{прис}} = K_{\text{прис}} \cdot g_Г \cdot c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{хв}} \quad (27)$$

где $K_{\text{прис}}$ – коэффициент присоса (количество холодного воздуха, присасываемого в систему, в долях от весового количества сушильного агента), по опытным данным для системы с прямым вдуванием принимается равным от 0,18 до 0,3, поэтому принимаем $K_{\text{прис}} = 0,2$;

$g_Г$ – то же, что и в формуле (25);

$t_{\text{хв}}$ – температура холодного воздуха, °C, (см. таблицу 5.1);

$c_{\text{хв}}$ – теплоемкость холодного воздуха, кДж/(кг·°C), $t_{\text{хв}} = 35^\circ\text{C}$; $c_{\text{хв}} = 1,000494$.

$$q_{\text{прис}} = 0,2 \cdot g_Г \cdot 1,000494 \cdot 35 = 7,0035 \cdot g_Г \quad (28)$$

$$q_{\text{прих}} = 881,44 + 35 + 5,36 = 921,976$$

Расходные статьи баланса, кДж/кг

$$q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q''_{\text{в}} + q_{\text{тл}} + q_5, \quad (29)$$

где $q_{\text{исп}}$ – тепло, затрачиваемое на испарение влаги, кДж/кг;
 $q''_{\text{в}}$ – 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

$$q_{\text{исп}} = \Delta W(2500 + 1,9 \cdot t_2 - 4,19 \cdot t_{\text{тл}}), \quad (30)$$

где ΔW – количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг.

$$\Delta W = \frac{W^{\text{р}} - W^{\text{пл}}}{100 - W^{\text{пл}}}, \quad (31)$$

Влажность угольной пыли.

$$\Delta W = \frac{33 - 15}{100 - 15} = 0,212$$

$$t_2 = t_{2\text{м}} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$q_{\text{исп}} = 0,212 \cdot (2500 + 1,9 \cdot 180 - 4,19 \cdot 35) = 543,716 \text{ кДж/кг}$$

Тепло, уносимое газами из системы пылеприготовления, кДж/кг:

$$q''_{\text{г}} = (1 + K_{\text{прис}}) \cdot g_{\text{г}} \cdot c_{\text{г}} \cdot t_2 \quad (32)$$

где $g_{\text{г}}$ – то же, что и в формуле (25);
 $K_{\text{прис}}$ – то же, что и в формуле (27);
 $c_{\text{г}}$ – то же, что и в формуле (25);
 t_2 – температура смеси за мельницей, $^\circ\text{C}$.

$$q''_{\text{г}} = (1 + 0,2) \cdot 0,787 \cdot 1,12 \cdot 180 = 190,391$$

Тепло, затрачиваемое на подогрев топлива (из учебного пособия [3]), кДж/кг:

$$q_{\text{мл}} = \frac{100 - W^{\text{р}}}{100} \cdot \left[c_{\text{тл}}^{\text{с}} + \frac{W^{\text{пл}} \cdot 4,19}{100 - W^{\text{пл}}} \right] \cdot (t_{2\text{т}} - t_{\text{тл}}), \quad (33)$$

где $c_{\text{тл}}^{\text{с}}$ – теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг · $^\circ\text{C}$), для бурых углей принимается равной 1,16;

$t_{2\text{т}}$ – температура угольной пыли в конце установки, $^\circ\text{C}$, принимается в расчетах $t_{2\text{т}} \approx t_2$.

$$q_{\text{тл}} = \frac{100 - 33}{100} \cdot \left[1,16 + \frac{15 \cdot 4,19}{100 - 15} \right] \cdot (180 - 35) = 184,459$$

Потери тепла от охлаждения установки в окружающую среду (из учебного пособия [3]), кДж/кг:

$$q_5 = \frac{Q_5^{\text{общ}}}{B_M}, \quad (34)$$

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

$$q_5 = \frac{44}{18,351} = 2,398 \text{ кДж/кг}$$

Составим баланс:

$$q_{\text{прих}} = q_{\text{расх}} \\ 921,976 = 921,976$$

Находим расход газов, подаваемых на сушку в сушильно-мельничную систему, g_r , кг/кг:

$$g_r = 0,787.$$

На производительность мельницы оказывает влияние целый ряд факторов: размолоспособность топлива, начальный размер кусков, конечная тонкость помола, начальная влажность топлива, влажность пыли. Так как для мельничного устройства указана производительность при размоле эталонного топлива, возникает необходимость пересчитать производительность для заданного топлива.

Характеристики эталонного топлива для молотковых мельниц приведены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 - Характеристики эталонного топлива для молотковой мельницы

Влажность топлива W^p , %	Влажность пыли $W^п$, %	Коэффициент размолоспособности $K_{\text{ло}}$	Рекомендуемая тонкость помола R_{90}
56,6	6,5	1,7	60%

Пересчет производительности молотковой мельницы, т/ч, производится по следующей формуле:

$$B'' = B'_M \cdot \frac{K_{\text{ло}}'' \cdot \Pi_{\text{вл1}}'' \cdot \Pi_{\text{вл2}}'' \cdot \Pi_{\text{др}}'' \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R'_{90}}}}{K_{\text{ло}}' \cdot \Pi_{\text{вл1}}' \cdot \Pi_{\text{вл2}}' \cdot \Pi_{\text{др}}'' \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R''_{90}}}}, \quad (35)$$

где B'_M - максимальная производительность мельницы на эталонном топливе, $B'_M = 20$ кг/с.

B'' - производительность мельницы на рассчитываемом топливе, кг/с;

(') – эталонное топливо;

(') – исследуемое топливо;

$\Pi_{вл1}$, $\Pi_{вл2}$ - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности топлива на его размолоспособность для заданного топлива, определяется по формуле (из учебного пособия [3]):

$$\Pi_{вл1} = \frac{K^2 - (W^{cp})^2}{K^2 - (W^{nl})^2} \quad (36)$$

где K - константа, характеризующая максимальную влажность заданного топлива, определяется по формуле (из учебного пособия [3]):

$$K = 4 + 1,07 \cdot W^{cp}, \quad (37)$$

где W^{cp} - средняя влажность размалываемого топлива, %, для бурых углей определяется по следующей формуле (из учебного пособия [3]):

$$W^{cp} = \frac{W^p + 3 \cdot W^{пл}}{4}, \quad (38)$$

где W^p - влажность заданного топлива на рабочую массу, % (см. таблицу 5,1);

W^{nl} - влажность угольной пыли заданного топлива за мельницей, %.

Характеристики эталонного топлива, представленные в таблице 5,5:

Характеристики расчетного топлива, представленные в таблице 5,4:

Тогда для эталонного топлива:

$$\begin{aligned} W^{cp'} &= \frac{56,6 + 3 \cdot 6,5}{4} = 19,025 \\ K' &= 4 + 1,07 \cdot 19,025 = 24,357 \\ \Pi'_{вл1} &= \frac{24,357^2 - 19,025^2}{24,357^2 - 6,5^2} = 0,42. \end{aligned}$$

Для расчетного топлива:

$$\begin{aligned} W^{cp''} &= \frac{33 + 3 \cdot 15}{4} = 19,5, \\ K'' &= 4 + 1,07 \cdot 19,5 = 24,865, \\ \Pi''_{вл1} &= \frac{24,865^2 - 19,5^2}{24,865^2 - 15^2} = 0,605. \end{aligned}$$

Определяем $\Pi_{вл2}$:

$$\Pi_{вл2} = \frac{100 - W^{cp}}{100 - W^p}, \quad (39)$$

где W^{cp} - средняя влажность размалываемого топлива, % (см. формулу 37);
 W^p - влажность заданного топлива на рабочую массу.

Для эталонного топлива:

$$P'_{вл2} = \frac{100-19,025}{100-56,6} = 1,866.$$

Для расчетного топлива:

$$P''_{вл2} = \frac{100-19,5}{100-33} = 1,201.$$

Тогда, размольная производительность мельницы:

$$B'' = 20 \cdot \frac{1,38 \cdot 0,605 \cdot 1 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{60}}}{1,7 \cdot 0,42 \cdot 1,866 \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{60}}} = 18,756.$$

Полученная производительность превышает производительность одной мельницы $B'' > B_M$, следовательно, мельница была выбрана правильно.

По найденному из теплового баланса значению расхода сушильного агента g_{ca} , кг/кг, подсчитывается ограничиваемая условиями сушки производительность (сушильная производительность) мельницы по следующему выражению:

$$B_c = \frac{V_{MB} \cdot \beta}{g_{ca} \cdot (0,774 + 0,786 \cdot K_{прис} + 0,00125 \cdot d'_{см} + 1,245 \cdot \Delta W)} \quad (40)$$

где g_{ca} - расход сушильного агента, кг/кг, при газовой сушке $g_{ca} = g_r$
 β - поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей, который определяется по формуле:

$$\beta = \frac{273 \cdot \left(B - \frac{S'_{MB}}{13,6} \right)}{(273 + t'_{MB}) \cdot 760}, \quad (41)$$

где B - барометрическое давление, мм.рт.ст., принимается в расчетах: $B = 760$;

S'_{MB} - разряжение перед мельничным вентилятором, мм.вод.ст., принимается в расчетах $S'_{MB} = 170$;

t'_{MB} - температура аэросмеси на входе в мельничный вентилятор, принимается равной температуре на выходе из мельницы t_{2M} ;

$$\beta = \frac{273 \cdot \left(760 - \frac{170}{13,6} \right)}{(273 + 180) \cdot 760} = 0,59,$$

где $K_{прис}$ - то же, что и в формуле (27);

ΔW – то же, что и формуле (32);

$d'_{\text{см}}$ – влагосодержание сушильного агента на входе в мельницу, г/кг. При сушке газами $d'_{\text{см}} = d_{\text{г}}$, где влагосодержание газов определяется по формуле (из учебного пособия [3]):

$$d_{\text{г}} = \frac{10 \cdot (9 \cdot H^{\text{P}} + W^{\text{P}}) + \rho_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{т}} \cdot V_{\text{в}}^{\circ} \cdot d_{\text{в}}}{1 + \rho_{\text{в}} \cdot \alpha_{\text{т}} \cdot V_{\text{в}}^{\circ} - \frac{A^{\text{P}}}{100}}, \quad (42)$$

где H^{P} – то же, что и в формуле (5);

W^{P} – то же, что и в формуле (8);

$\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха, кг/нм³, в расчетах принимается $\rho_{\text{в}} = 1000$;

$\alpha_{\text{т}}$ – коэффициент избытка воздуха в топке котлоагрегата (таблица 5,3);

$d_{\text{в}}$ – влагосодержание воздуха, г/кг, в расчетах принимается $d_{\text{в}} = 10$;

$V_{\text{в}}^{\circ}$ – смотреть формулу (5);

A^{P} – то же, что и в формуле (13);

$$d_{\text{г}} = \frac{10 \cdot (9 \cdot 2,1 + 52) + 1000 \cdot 1,18 \cdot 2,2576 \cdot 10}{1 + 1000 \cdot 1,18 \cdot 2,257 - \frac{14,4}{100}} = 10,26$$

где $V_{\text{мв}}$ – производительность мельничного вентилятора, м³/с, равная объёму газов на выходе из сушильно-мельничной системы. При газовой сушке:

$$V_{\text{мв}} = \left[\frac{g_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}}} + \frac{\Delta W}{\rho_{\text{вп}}} + V_{\text{в}}^{\circ} \cdot K_{\text{прис}} \right] \cdot \left(\frac{273 + t'_{\text{мв}}}{273} \right) \cdot B_{\text{м}} \quad (43)$$

где $g_{\text{г}}$ – расход газа, кг/с;

ΔW – то же, что и в формуле (31);

$V_{\text{в}}^{\circ}$ – смотреть формулу (5);

$K_{\text{прис}}$ – то же, что и в формуле (28);

$\rho_{\text{г}}$ – плотность газов, кг/нм³, в расчетах принимается $\rho_{\text{г}} = 1,3$;

$\rho_{\text{вп}}$ – плотность водяных паров, кг/нм³, в расчетах принимается $\rho_{\text{вп}} = 0,804$;

$t'_{\text{мв}}$ – то же, что и в формуле (41);

$B_{\text{м}}$ – расчетная производительность мельницы, кг/с;

$$V_{\text{мв}} = \left[\frac{0,787}{1,3} + \frac{0,212}{0,804} + 3,228 \cdot 0,22 \right] \cdot \left(\frac{273 + 180}{273} \right) \cdot 18,756 = 46,106.$$

Следовательно, сушильная производительность мельницы, кг/с:

$$B_{\text{с}} = \frac{46,106 \cdot 0,594}{0,787 \cdot (0,774 + 0,786 \cdot 0,2 + 0,00125 \cdot 10 + 1,245 \cdot 0,212)} = 28,823$$

Так как условия $B'' > B_{\text{м}}$ ($18,756 \text{ кг/с} > 18,348 \text{ кг/с}$) и $B_{\text{с}} > B_{\text{м}}$ ($28,823 \text{ кг/с} > 18,348 \text{ кг/с}$) выполняются, то это свидетельствует о том, что выбранный ранее типоразмер мельницы, а также тип сушильного агента и его

температура удовлетворяют как по размольной, так и по сушильной производительности. На этом расчет сушильно-мельничной системы считается законченным.

5.1.4 Расчет теплообмена в топке

При поверочном тепловом расчёте топочной камеры определяются теоретическая температура горения и температура газов на выходе из топки, при этом должны быть известны конструктивные данные топочной камеры. Для выполнения теплового расчета составляется эскиз (рисунок 5.2).

Задачей расчета теплообмена в топке является определение тепловосприятия экранов топки $Q_{\text{л}}$ и температуры газов на выходе из нее $\vartheta_{\text{т}}''$. В основу расчета положена методика последовательного приближения. Согласно этой методике необходимо предварительно задаться значением температуры газов на выходе из топки. Примем $\vartheta_{\text{т}}'' = 1165,703$ °С.

Полезное тепловыделение в топочной камере $Q_{\text{т}}$, кДж/кг, складывается из теплоты сгорания топлива, а также теплоты горячего воздуха $Q_{\text{в}}$, поступающего в топку:

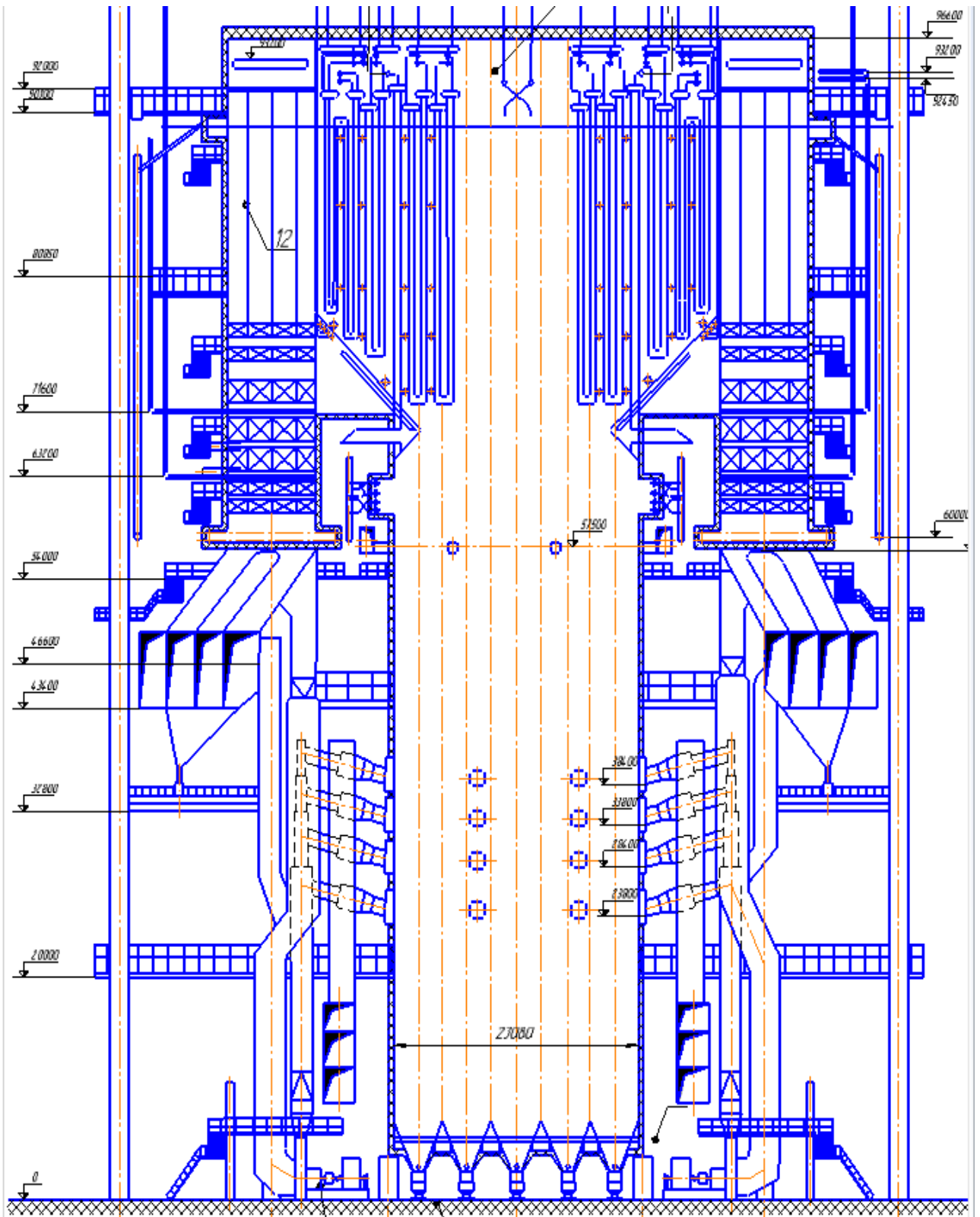


Рисунок 5.2 – Эскиз топочной камеры

$$Q_T = Q_H^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_B \quad (44)$$

где Q_H^p – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг;
 q_3 – потеря теплоты с химическим недожогом, %;
 q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом, %;

q_6 – тепловая потеря с физическим теплом шлаков, %;

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

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг, рассчитывается по формуле:

$$Q_B = \beta_{ГВ} \cdot H_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{ПЛ})H_{ХВ}^0, \quad (45)$$

Где $\beta_{ГВ}$ – относительный избыток воздуха;

$H_{ГВ}^0$ – энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг;

$\Delta\alpha_T = 0,05$ – присосы воздуха в топочную камеру;

$\Delta\alpha_{ПЛ} = 0,04$ – присосы воздуха в пылесистему;

$H_{ХВ}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

Энтальпии горячего и холодного воздуха определяются по температурам $t_{ГВ}$ и $t_{ХВ}$.

$$H_{ГВ}^0 = 1806,405 \text{ кДж/кг},$$

$$H_{ХВ}^0 = 196,7$$

Относительный избыток воздуха

$$\beta_{ГВ} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{ПЛ} = 1,235 - 0,05 - 0,04 = 1,145 \quad (46)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха в топке.

$$Q_B = 1,145 \cdot 1806,6 + (0,05 - 0,04) \cdot 196,802 = 2086,037 \text{ кДж/кг}$$

$$Q_T = 15671 \cdot \frac{100 - 0 - 0,5 - 0,008}{100 - 0,05} + 2086,037 = 17755,714 \text{ кДж/кг}.$$

Значению Q_T соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке ϑ_a , °С. Найдем ее методом обратной интерполяции в зоне высоких температур газов при значении α_T .

$$H_a = Q_T = 17755,714 \text{ кДж/кг}$$

$$\vartheta_a = 1775,163 \text{ °С}$$

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

$$Bu = kps_T, \quad (47)$$

Где k – коэффициент поглощения топочной среды;

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

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м.

Коэффициент поглощения топочной среды, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, при сжигании твердых топлив определяется по формуле:

$$k = k_T r_{П} + k_{ЗЛ} \mu_{ЗЛ} + k_K, \quad (48)$$

где k_{Γ} – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания;

r_{Π} – объемная доля трехатомных газов (принимается по табл. 5.1 для α_T);

$k_{3л}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы;

$\mu_{3л}$ – концентрация золовых частиц в топочной камере;

k_{κ} – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимаем $k_{\kappa} = 0,5, 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$.

Коэффициент поглощения лучей, $1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$, газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8+16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{\Pi} \cdot s_T}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000} \right) \quad (49)$$

где r_{H_2O} – объемная доля водяных паров;

r_{Π} – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топки, м;

$T_T'' = \vartheta_T'' + 273 = 1165,703 + 273 = 1438,703\text{K}$ – абсолютная температура газов на выходе из топки.

$$k_{\Gamma} = \left(\frac{7,8+16 \cdot 0,135}{\sqrt{0,272 \cdot 16,7}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{1438,648}{1000} \right) = 1,718 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы:

$$k_{3л} = \frac{43 \rho_{\Gamma}}{(T_T'' d_{3л})^{0,67}} \quad (50)$$

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

T_T'' – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$d_{3л} = 16 \text{ мкм}$ – эффективный диаметр золовых частиц, для среднеходных валковых мельниц.

$$k_{3л} = \frac{43 \cdot 1300}{(1438,648 \cdot 16)^{0,67}} = 1,718 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

Тогда коэффициент поглощения топочной средой по уравнению (46):

$$k = 1,718 \cdot 0,272 + 66,807 \cdot 0,0052 + 0,5 = 1,315 \frac{1}{\text{м} \cdot \text{МПа}}$$

Критерий Бугера по уравнению по уравнению (47):

$$Bu = 1,315 \cdot 0,1 \cdot 16,7 = 2,196$$

По найденному значению Bu определяем эффективное значение критерия Бугера \widetilde{Bu} :

$$\begin{aligned}\widetilde{Bu} &= 1,6 \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right) \\ \widetilde{Bu} &= 1,6 \ln \left(\frac{1,4 \cdot 2,196^2 + 2,196 + 2}{1,4 \cdot 2,196^2 - 2,196 + 2} \right) = 0,821\end{aligned}\quad (51)$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в ее верхней части. Для учета положения пылеугольного факела в камерной топке вводится эмпирический параметр M , который для высокорекреационных топлив считается по формуле:

$$M = 0,59 - 0,5X_T, \quad (52)$$

где X_T – параметр, характеризующий относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке.

$$X_T = \frac{h_r}{h_T}, \quad (53)$$

где h_r – высота размещения горелок от пода топки;
 h_T – расчетная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна.

Высота размещения горелок $h_r = 28,1$ м, высота факела $h_T = 81,5$ м.
 Тогда по (31) и (32)

$$\begin{aligned}X_T &= \frac{28,1}{81,5} = 0,345 \\ M &= 0,59 - 0,5 \cdot 0,345 = 0,418\end{aligned}$$

Коэффициент тепловой эффективности экрана:

$$\psi = x \cdot \xi, \quad (54)$$

где ξ – условный коэффициент загрязнения;
 x – угловой коэффициент экрана.

Угловой коэффициент экрана x определяется по формуле:

$$x = 1 - 0,2 \cdot \left(\frac{s}{d} - 1 \right), \quad (55)$$

где $s/d=1,07$ – относительный шаг труб настенного экрана.

$$x = 1 - 0,2 \cdot (1,5 - 1) = 0,9.$$

Условный коэффициент загрязнения ξ для настенных гладкотрубных экранов паровых котлах, работающих на буром угле:

$$\xi = 0,5$$

$$\psi = 0,9 \cdot 0,5 = 0,45$$

Уточняем температуру газов на выходе из топочной камеры ϑ_T'' , °С, по формуле:

$$\vartheta_T'' = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{u}^{0,3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{cp} F_{ст} T_a^3}{\phi B_p (Vc)_{cp}} \right]^{0,6}} - 273, \quad (56)$$

где M – эмпирический параметр;
 \tilde{u} – эффективное значение критерия Бугера;
 ψ_{cp} – средний коэффициент тепловой эффективности;
 $F_{ст}$ – полная площадь поверхности стен топки, м²;
 T_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К;
 ϕ – коэффициент сохранения тепла;
 B_p – расход топлива на котел, кг/с;
 $(Vc)_{cp}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг·°С):

$$(Vc)_{cp} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''} \quad (57)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;
 H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг, на выходе из топки, определяется по принятой ранее температуре ϑ_T'' и избытку воздуха на выходе из топки α_T : $H_T'' = 11176,286$ кДж/кг;
 ϑ_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С;
 ϑ_T'' – температура газов на выходе из топки, °С.

$$(Vc)_{cp} = \frac{17756,059 - 10897,958}{1812,801 - 1175,703} = 10,681 \frac{\text{кДж}}{(\text{кг} \cdot ^\circ\text{С})}$$

$$(\vartheta_T'')_p = \frac{2085,801}{1 + 0,418 \cdot 0,822^{0,3} \cdot \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 7473,77 \cdot 2048,163^3}{0,996 \cdot 132,794 \cdot 10,681} \right]^{0,6}} - 273 = 1165,702^\circ\text{С}$$

Полученное значение отличается от ранее принятого менее, чем на 1°С, поэтому принимаем его за окончательное.

Общее количество теплоты, кДж/кг, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки:

$$Q_T^l = \phi (Q_T - H_T''), \quad (58)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;
 H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг.

$$Q_T^l = 0,996 (17755,714 - 11075,816) = 6651,174 \text{ кДж/кг}$$

Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток), кВт/м²:

$$q_{л} = \frac{B_p \cdot Q_T^л}{F_{ст} \cdot \chi} \quad (59)$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/с;

$Q_T^л$ – количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки, кДж/кг;

$F_{ст}$ – полная площадь поверхности стен топки, м².

$\chi = 0,975 \div 0,985$ – степень экранирования стен топки, примем $\chi = 0,985$

$$q_{л} = \frac{132,801 \cdot 6651,174}{7473,77 \cdot 0,98} = 119,984 \text{ кВт/м}^2$$

5.2 Тепловой расчет котельного агрегата после реконструкции

Таблица 5.6 – Характеристика смеси топлива и шлака

Бассейн, месторождение	Марка топлива	Рабочая масса топлива, %							Выход летучих, V^r , %	Теплота сгорания Q_H^p , кДж/кг	Температуры плавления золы, °С		
		W^p	A^p	S^p	C^p	H^p	N^p	O^p			t_1	t_2	t_3
Березовское	2Б	31,43	4,72	0,2	45,6	2,86	0,38	14,7	45,7	15259,35	1270	1290	1310

Теоретический объем воздуха, V_B^0 , м³/кг, для твердого топлива определяется по следующему выражению:

$$V_B^0 = 0.0889 \cdot (C^p + 0.375 \cdot S^p) + 0.265 \cdot H^p - 0.033 \cdot O^p, \quad (60)$$

где C^p – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.6);

S^p – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.6);

H^p – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.6);

O^p – количество кислорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.6).

Объем азота, м³/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V_B^0 + 0,8 \cdot \frac{N^P}{100} \quad (61)$$

где V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг (см. формулу 60);

N^P – количество азота на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.6).

Объем трехатомных газов, определяется по следующей формуле:

$$V_{RO_2} = 1,866 \cdot \frac{C^P + 0,375 \cdot S^P}{100} \quad (62)$$

где C^P – количество углерода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.6);

S^P – количество серы на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.6).

Теоретический объем водяных паров для твердого топлива, м³/кг, определяется по следующему выражению:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^P + 0,0124 \cdot W^P + 0,0161 \cdot V_B^0 \quad (63)$$

где H^P – количество водорода на рабочую массу топлива, % (см. таблицу 5.6);

W^P – влажность топлива на рабочую массу, % (см. таблицу 5.6);

V_B^0 – теоретически необходимый объем воздуха при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг (см. формулу 60).

Объем дымовых газов, м³/кг, определяется по следующей формуле:

$$V_{\Gamma}^0 = V_{N_2}^0 + V_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \quad (64)$$

где V_{RO_2} – теоретический объем трехатомных газов при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$, м³/кг (см. формулу 62);

$V_{N_2}^0$ – теоретический объем азота, м³/кг (см. формулу 61);

$V_{H_2O}^0$ – теоретический объем водяных паров, м³/кг (см. формулу 63).

Расчеты объемов воздуха и продуктов сгорания сведены в таблицу 5.7.

Таблица 5.7 – Объёмы воздуха продуктов сгорания.

Величина	Обозначение	Значение
Теоретический объем воздуха, м ³ /кг	V_B^0	4,258
Объем азота, м ³ /кг	$V_{N_2}^0$	3,367
Объем трехатомных газов м ³ /кг	V_{RO_2}	0,835
Объем водяных паров, м ³ /кг	$V_{H_2O}^0$	0,792
Объем дымовых газов, м ³ /кг	V_{Γ}^0	4,994

Действительные объемы продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха больше единицы

Объем газов, их масса, а также концентрация угольной пыли, подсчитанные для различных участков газохода, занесены в таблицу 5.8.

Таблица 5.8 – Объёмы продуктов сгорания, объёмные доли трехатомных газов и концентрация золовых частиц

Название величины и обозначение	Газоход				ВЭ	ТВП
	Топочная камера	ШПП-2 ШПП-3 ШПП-1 ШВП	КПП	КВП		
Коэффициент избытка воздуха за поверхностью нагрева, $\alpha = \alpha_T + \sum \alpha_i$	1,235	1.265	1.271	1.277	1.297	1.327
Средний коэффициент избытка воздуха в поверхности нагрева, α_{cp}	1,235	1,25	1,268	1,274	1,287	1,312
Объём водяных паров, м ³ / кг, $V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0.0161 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	0,808	0,809	0,810	0,8106	0,8115	0,8132
Полный объём газов, м ³ / кг, $V_G = V_G^0 + 1.016 \cdot (\alpha_{cp} - 1) \cdot V_B^0$	4,994	6,076	6,153	6,179	6,236	6,344
Объёмная доля трёхатомных газов $r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_G$	0,139	0,137	0,136	0,135	0,134	0,132
Объёмная доля водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_G$	0,1317	0,103	0,129	0,1281	0,127	0,1248
Суммарная объёмная доля $r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$	0,271	0,268	0,264	0,263	0,261	0,256
Масса дымовых газов $G_G = 1 - 0.01 \cdot A^p + 1.306 \cdot \alpha_{cp} \cdot V_B^0$	7,821	7,905	8,005	8,038	8,11	8,249
Концентрация золовых частиц, кг/кг, $\mu_{зл} = A^p \cdot a_{ун} / 100 \cdot G_G$	0,0057	0,0056	0,0055	0,0055	0,0055	0,0054

Энтальпия золы при температуре t , °С, кДж/кг:

$$H_{зл} = 0.01 \cdot \alpha_{ун} \cdot A^p \cdot C_{зл} \cdot \vartheta, \quad (65)$$

Так как отношение $a_{ун} \cdot A^n < 1,4$, то $H_{зл} = 0$.

Результаты расчетов сведены в таблицу 5.9.

Таблица 5.9 – Энтальпия продуктов сгорания (H – ϑ – таблица)

ϑ , °C	H_{Γ}^0 , кДж/кг	$H_{\text{В}}^0$, кДж/кг	$H_{\Gamma} = H_{\Gamma}^0 + (\alpha - 1) \cdot H_{\text{В}}^0 + H_{\text{ЗЛ}}$					
			H_{Γ}	$H_{\text{ШПП-1,2,3,ШВП}}$	$H_{\text{КПП}}$	$H_{\text{КВП}}$	$H_{\text{ВЭ}}$	$H_{\text{ВЗП}}$
100	688,3	562,0	820,4	837,2	840,6	844,0	855,2194	872,0785
200	1396,0	1128,6	1661,3	1695,1	1701,9	1708,7	1731,232	1765,091
300	2123,8	1702,5	2523,9	2575,0	2585,2	2595,4	2629,437	2680,513
400	2915,5	2308,7	3458,0	3527,3	3541,1	3555,0	3601,14	3670,4
500	3697,6	2915,2	4382,7	4470,1	4487,6	4505,1	4563,429	4650,886
600	4500,8	3535,8	5331,7	5437,8	5459,0	5480,2		
700	5324,9	4168,7	6304,5	6429,6	6454,6	6479,6		
800	6167,2	4811,2	7297,8	7442,1	7471,0			
900	7024,5	5464,3	8308,7	8472,6	8505,4			
1000	7896,5	6124,7	9335,8	9519,5	9556,3			
1100	8782,0	6835,5	10388,3	10593,4	10634,4			
1200	9678,8	7471,8	11434,7	11658,8	11703,7			
1300	10588,1	8157,0	12505,0	12749,7				
1400	11503,6	8847,0	13582,6	13848,0				
1500	12428,5	9540,3	14670,5	14956,7				
1600	13361,0	10239,0	15767,1					
1700	14302,4	10939,7	16873,3					
1800	15246,1	11641,5	17981,9					
1900	16195,9	12352,1	19098,6					
2000	17150,6	13063,5	20220,5					
2100	18112,5	13780,2						
2200	19073,1	14495,4						
2300	20041,0	15215,0						

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

Коэффициент полезного действия, %, проектируемого парового котла определяется методом обратного баланса

$$\eta_{\text{ка}}^{\text{бр}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6), \quad (66)$$

Потеря тепла с уходящими газами, %, зависит от заданной температуры уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г.}}$ и определяется по формуле:

$$q_2 = \frac{H_{\text{ух.г.}} - \alpha_{\text{ух.г.}} \cdot H_{\text{хв}}^0}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}} \cdot (100 - q_4), \quad (67)$$

где $H_{\text{ух.г}}$ – энтальпия уходящих газов, кДж/кг, находится методом линейной интерполяции по температуре уходящих газов $\vartheta_{\text{ух.г}} = 140^\circ\text{C}$, по таблице 5.6:

$$H_{\text{ух.г}} = H_{100} + (H_{200} - H_{100}) \cdot \left(\frac{\vartheta_{\text{ух.г}} - 100}{100} \right) \quad (68)$$

где $H_{\text{хв}}^0$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг, находится по температуре холодного воздуха $t_{\text{хв}} = 35^\circ\text{C}$ по таблице 5.1:

$\alpha_{\text{ух.г}}$ – коэффициент избытка воздуха за воздухоподогревателем первой ступени;

q_4 – потеря тепла от механического недожога, %;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 5.6).

Потеря тепла с химическим недожогом топлива. Для всех пылеугольных котлов данная тепловая потеря равна нулю:

Потеря тепла в окружающую среду q_5 , %, принимается в зависимости от производительности котельного агрегата

$D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность, кг/с, берётся из исходных данных.

$$q_5^{\text{н}} = \frac{(60/D_{\text{ном}})^{0,5}}{\lg(D_{\text{ном}})} \quad (70)$$

Находим потерю тепла в окружающую среду по формуле (70):

Тепловая потеря с физическим теплом шлаков q_6 , %, определяется по следующей формуле:

$$q_6 = \frac{a_{\text{шл}} \cdot A^{\text{р}} \cdot (c_{\text{шл}} \cdot t_{\text{шл}})}{Q_{\text{р}}^{\text{р}}}, \quad (71)$$

где $Q_{\text{р}}^{\text{р}}$ – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 5.6);

$(c_{\text{шл}} \cdot t_{\text{шл}})$ – теплосодержание 1 кг золы, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$, принимается для твердого шлакоудаления,

$$a_{\text{шл}} = 1 - a_{\text{ун}}, \quad (72)$$

где $a_{\text{ун}} = 0,95$ – доля золы топлива, уносимая газами;

$$a_{\text{шл}} = 1 - 0,95 = 0,05$$

Полный расход топлива, кг/с, определяется из следующего выражения:

$$B = \frac{D_{\text{пе}} \cdot (h_{\text{пе}} - \bar{t}_{\text{пв}}) + D_{\text{вт}} \cdot (h_{\text{вт}}'' - h_{\text{вт}}')}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \cdot \eta_{\text{ка}}^{\text{бр}}}, \quad (73)$$

где $D_{\text{пе}}$ – паропроизводительность, кг/с;

$h_{\text{пе}}$, $\bar{t}_{\text{пв}}$, $h_{\text{вт}}''$, $h_{\text{вт}}'$ – энтальпии соответственно перегретого пара, питательной воды и энтальпия вторичного пара на выходе и входе из

промперегревателя, кДж/кг, определяются по соответствующим температурам пара и воды и давлению в пароводяном тракте;

$D_{вТ}$ – расход вторичного пара:

где Q_H^p – теплота сгорания топлива, кДж/кг (см. таблицу 5.6);

$\eta_{ка}^{бр}$ – коэффициент полезного действия, % (см. формулу 66).

Расчетный расход топлива с учетом механической неполноты сгорания, кг/с:

$$B_p = B \left(1 - \frac{q_4}{100} \right) \quad (74)$$

Расчет теплового баланса и расхода топлива сведен в таблицу 5.10.

Таблица 5.10 – Тепловой баланс и расход топлива

Наименование	Обозначение	Значение
Потери тепла, %:		
с уходящими газами	q_2	4,249
с химическим недожогом	q_3	0
с механическим недожогом	q_4	0,5
в окружающую среду	q_5	0,43
с теплом шлака	q_6	0,009
Коэффициент сохранения тепла	φ	0,996
КПД котла, %	$\eta_{ка}^{бр}$	94,812
Расход топлива, т/ч (кг/с):		
полный	B	491,983 (136,662)
расчетный	B_p	489,524 (135,979)

5.2.2 Тепловой расчет сушильно-мельничной системы

Производим расчет сушильно–мельничной системы как в исходном варианте.

$$B_M = K_{зап} \cdot \frac{B}{n_M}, \quad (75)$$

где $K_{зап}$ – коэффициент запаса, принимается $K_{зап}=1,1$;

B – полный расход топлива на котел, кг/с;

n_M – количество мельниц, шт.

Приходные статьи баланса:

$$Q_{прих} = q'_Г + q_{мех} + q_{прис}, \quad (76)$$

где $q'_Г$ – физическое тепло, вносимое газами, подаваемыми для сушки и транспортировки пыли в системе пылеприготовления, кДж/кг;

$q_{мех}$ – тепло, выделяющееся в результате работы рахмалывающих органов, кДж/кг;

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

Физическое тепло, вносимое газами, подаваемыми для сушки и транспортировки пыли в системе пылеприготовления, кДж/кг:

$$q'_Г = g_Г \cdot c_Г \cdot t'_Г \quad (77)$$

где $t'_Г$ – температура газов, подаваемых в систему, так как забор газов производится из верхней части топки;

$c_Г$ – теплоемкость газов, кДж/(кг·°С);

$g_Г$ – количество газов, кг/кг, является неизвестной величиной и определяется в конце из теплового баланса.

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

$$q_{\text{мех}} = K_{\text{мех}} \cdot \mathcal{E}_{\text{разм}} \quad (78)$$

где $K_{\text{мех}}$ – коэффициент, учитывающий долю энергии, переходящей в тепло в процессе размолла. В расчетах для мельниц вентиляторов (МВ) принимает равным;

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

Тепло, внесенное с присосанным воздухом, кДж/кг:

$$q_{\text{прис}} = K_{\text{прис}} \cdot g_Г \cdot c_{\text{хв}} \cdot t_{\text{хв}} \quad (79)$$

где $K_{\text{прис}}$ – коэффициент присоса (количество холодного воздуха, присасываемого в систему, в долях от весового количества сушильного агента;

$g_Г$ – то же, что и в формуле (77);

$t_{\text{хв}}$ – температура холодного воздуха, °С, (см. таблицу 5.1);

$c_{\text{хв}}$ – теплоемкость холодного воздуха, кДж/(кг·°С),

Расходные статьи баланса, кДж/кг

$$q_{\text{расх}} = q_{\text{исп}} + q''_{\text{в}} + q_{\text{тл}} + q_5, \quad (80)$$

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

$q''_{\text{в}}$ – 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:

$$q_{\text{исп}} = \Delta W (2500 + 1,9 \cdot t_2 - 4,19 \cdot t_{\text{тл}}), \quad (81)$$

где ΔW – количество испаренной влаги на 1 кг сырого топлива, кг/кг.

$$\Delta W = \frac{W^{\text{р}} - W^{\text{пл}}}{100 - W^{\text{пл}}}, \quad (82)$$

Влажность угольной пыли.

Тепло, уносимое газами из системы пылеприготовления, кДж/кг:

$$q'' = (1 + K_{\text{прис}}) \cdot g_{\text{г}} \cdot c_{\text{г}} \cdot t_2 \quad (83)$$

где $g_{\text{г}}$ – то же, что и в формуле (76);

$K_{\text{прис}}$ – то же, что и в формуле (77);

$c_{\text{г}}$ – то же, что и в формуле (76);

t_2 – температура смеси за мельницей, °С.

Тепло, затрачиваемое на подогрев топлива, кДж/кг:

$$q_{\text{мл}} = \frac{100 - W^{\text{п}}}{100} \cdot \left[c_{\text{тл}}^{\text{с}} + \frac{W^{\text{пл}} \cdot 4,19}{100 - W^{\text{пл}}} \right] \cdot (t_{2\text{т}} - t_{\text{тл}}), \quad (84)$$

где $c_{\text{тл}}^{\text{с}}$ – теплоемкость сухой массы топлива, кДж/(кг·°С);

$t_{2\text{т}}$ – температура угольной пыли в конце установки, °С, принимается в расчетах $t_{2\text{т}} \approx t_2$.

Потери тепла от охлаждения установки, кДж/кг:

$$q_5 = \frac{Q_5^{\text{общ}}}{B_{\text{м}}}, \quad (85)$$

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

Составим баланс:

$$q_{\text{прих}} = q_{\text{расх}}$$

Находим расход газов, подаваемых на сушку в сушильно-мельничную систему, $g_{\text{г}}$, кг/кг:

На производительность мельницы оказывает влияние целый ряд факторов: размолоспособность топлива, начальный размер кусков, конечная тонкость помола, начальная влажность топлива, влажность пыли. Так как для мельничного устройства указана производительность при размоле эталонного топлива, возникает необходимость пересчитать производительность для заданного топлива.

Характеристики эталонного топлива для молотковых мельниц приведены в таблице 5.11.

Таблица 5.11 - Характеристики эталонного топлива для молотковой мельницы

Влажность топлива $W^{\text{п}}$, %	Влажность пыли $W^{\text{п}}$, %	Коэффициент размолоспособности $K_{\text{ло}}$	Рекомендуемая тонкость помола R_{90}
56,6	6,5	1,7	60%

Пересчет производительности молотковой мельницы, т/ч, производится по следующей формуле:

$$B'' = B'_m \cdot \frac{K_{ло}'' \cdot \Pi_{вл1}'' \cdot \Pi_{вл2}'' \cdot \Pi_{др}'' \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R'_{90}}}}{K_{ло}' \cdot \Pi_{вл1}' \cdot \Pi_{вл2}' \cdot \Pi_{др}'' \cdot \sqrt{\ln \frac{100}{R''_{90}}}}, \quad (86)$$

где B'_m - максимальная производительность мельницы на эталонном топливе.

B'' - производительность мельницы на рассчитываемом топливе, кг/с;

($'$) - эталонное топливо;

($''$) - исследуемое топливо;

$\Pi_{вл1}$, $\Pi_{вл2}$ - поправочные коэффициенты, учитывающие влияние влажности топлива на его размолоспособность для заданного топлива, определяется по формуле:

$$\Pi_{вл1} = \frac{K^2 - (W^{cp})^2}{K^2 - (W^{nl})^2} \quad (87)$$

где K - константа, характеризующая максимальную влажность заданного топлива, определяется по формуле:

$$K = 4 + 1,07 \cdot W^{cp}, \quad (88)$$

где W^{cp} - средняя влажность размалываемого топлива, %, для бурых углей определяется по следующей формуле):

$$W^{cp} = \frac{W^p + 3 \cdot W^{nl}}{4}, \quad (89)$$

где W^p - влажность заданного топлива на рабочую массу;

W^{nl} - влажность угольной пыли заданного топлива за мельницей, %.

Характеристики эталонного топлива, представленные в таблице 5.11:

Характеристики расчетного топлива, представленные в таблице 5.11:

Определяем $\Pi_{вл2}$:

$$\Pi_{вл2} = \frac{100 - W^{cp}}{100 - W^p}, \quad (90)$$

где W^{cp} - средняя влажность размалываемого топлива, %;

W^p - влажность заданного топлива на рабочую массу.

Тогда, размольная производительность мельницы:

По найденному из теплового баланса значению расхода сушильного агента g_{ca} , кг/кг, подсчитывается ограничиваемая условиями сушки производительность (сушильная производительность) мельницы по следующему выражению:

$$B_c = \frac{V_{MB} \cdot \beta}{g_{ca} \cdot (0,774 + 0,786 \cdot K_{прис} + 0,00125 \cdot d'_{cm} + 1,245 \cdot \Delta W)} \quad (91)$$

где g_{ca} – расход сушильного агента, кг/кг, при газовой сушке $g_{ca} = g_{г}$
 β – поправочный коэффициент на барометрическое давление и температуры аэросмеси за мельницей, который определяется по формуле:

$$\beta = \frac{273 \cdot \left(B - \frac{S'_{MB}}{13,6} \right)}{(273 + t'_{MB}) \cdot 760} \quad (92)$$

где B – барометрическое давление, мм.рт.ст;

S'_{MB} – разрежение перед мельничным вентилятором, мм.вод.ст., принимается в расчетах;

t'_{MB} – температура аэросмеси на входе в мельничный вентилятор, принимается равной температуре на выходе из мельницы t_{2M} ;

$$d_{г} = \frac{10 \cdot (9 \cdot H^P + W^P) + \rho_B \cdot \alpha_T \cdot V_B^\circ \cdot d_B}{1 + \rho_B \cdot \alpha_T \cdot V_B^\circ - \frac{AP}{100}} \quad (93)$$

где ρ_B – плотность воздуха, кг/нм³, в расчетах принимается $\rho_B = 1000$;

α_T – коэффициент избытка воздуха в топке котлоагрегата;

d_B – влагосодержание воздуха, г/кг, в расчетах принимается $d_B = 10$;

где V_{MB} – производительность мельничного вентилятора, м³/с, равная объёму газов на выходе из сушильно-мельничной системы. При газовой сушке:

$$V_{MB} = \left[\frac{g_{г}}{\rho_{г}} + \frac{\Delta W}{\rho_{ВП}} + V_B^\circ \cdot K_{прис} \right] \cdot \left(\frac{273 + t'_{MB}}{273} \right) \cdot B_M \quad (94)$$

где $g_{г}$ – расход газа, кг/с;

$\rho_{г}$ – плотность газов, кг/нм³;

$\rho_{ВП}$ – плотность водяных паров, кг/нм³;

B_M – расчетная производительность мельницы, кг/с;

Расчет сушильно-мельничной системы сведен в таблицу 5.12.

Таблица 5.12 – Расчет сушильно–мельничной системы

Наименование	Обозначение	Значение
Тепло, кДж/кг:		
вносимое газами, в систему пылеприготовления	$q'_г$	881,44
выделяющееся в результате работы размалывающих органов	$q_{мех}$	35
с механическим недожогом	$q_{прис}$	5,536
затрачиваемое на испарение влаги в окружающую среду	$q_{исп}$	532,389
затрачиваемое на подогрев топлива с теплом шлака	$q_{тл}$	185,492
уносимое из установки сушильным агентом	$q''_в$	190,391
Производительность, т/ч:		
максимальная производительность мельницы на эталонном топливе	$B'_м$	72
производительность мельницы на рассчитываемом топливе	B''	67,707
расчетная производительность мельницы	$B_м$	67,648
производительность по сушильному агенту	$B_с$	106,367

Так как условия $B'' > B'_м$ и $B_с > B_м$ выполняются, то это свидетельствует о том, что выбранный ранее типоразмер мельницы, а также тип сушильного агента и его температура удовлетворяют как по размольной, так и по сушильной производительности. На этом расчет сушильно–мельничной системы считается законченным.

5.2.3 Расчет теплообмена в топке

После реконструкции размеры топочной камеры остаются не измененными.

Полезное тепловыделение в топочной камере $Q_т$, кДж/кг, складывается из теплоты сгорания топлива, а также теплоты горячего воздуха $Q_в$, поступающего в топку:

$$Q_т = Q_н^p \cdot \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100 - q_4} + Q_в, \quad (95)$$

где $Q_н^p$ – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

q_3 – потеря теплоты с химическим недожогом, %;

q_4 – потеря теплоты с механическим недожогом, %;

q_6 – тепловая потеря с физическим теплом шлаков, %;

$Q_в$ – теплота поступающего в топку горячего воздуха, кДж/кг.

Теплота поступающего в топочную камеру воздуха, кДж/кг, рассчитывается по формуле:

$$Q_в = \beta_{гв} \cdot H_{гв}^0 + (\Delta\alpha_т + \Delta\alpha_{пл})H_{хв}^0, \quad (96)$$

где $\beta_{гв}$ – относительный избыток воздуха;

$H_{гв}^0$ – энтальпия горячего воздуха после воздухоподогревателя, кДж/кг;

$\Delta\alpha_т$ – присосы воздуха в топочную камеру;

$\Delta\alpha_{пл}$ – присосы воздуха в пылесистему;

H_{XB}^0 – энтальпия холодного воздуха, кДж/кг.

Энтальпии горячего и холодного воздуха определяются по температурам $t_{Г.В}$ и $t_{Х.В}$.

Относительный избыток воздуха

$$\beta_{ГВ} = \alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл} \quad (97)$$

где α_T – коэффициент избытка воздуха в топке.

Значению Q_T соответствует теоретическая (адиабатная) температура продуктов сгорания в топке ϑ_a .

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

$$Bu = kps_T, \quad (98)$$

Где k – коэффициент поглощения топочной среды;

p – давление в топочной камере, МПа;

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топочной камеры, м.

Коэффициент поглощения топочной среды, $1/(м \cdot МПа)$, при сжигании твердых топлив определяется по формуле:

$$k = k_{Г}r_{п} + k_{зл}\mu_{зл} + k_{к}, \quad (99)$$

где $k_{Г}$ – коэффициент поглощения лучей газовой фазой продуктов сгорания;

$r_{п}$ – объемная доля трехатомных газов;

$k_{зл}$ – коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы;

$\mu_{зл}$ – концентрация золowych частиц в топочной камере;

$k_{к}$ – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимаем $k_{к} = 0,5, 1/(м \cdot МПа)$.

Коэффициент поглощения лучей, $1/(м \cdot МПа)$, газовой фазой продуктов сгорания:

$$k_{Г} = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{r_{п} \cdot s_T}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \cdot \frac{T_T''}{1000} \right) \quad (100)$$

где r_{H_2O} – объемная доля водяных паров;

$r_{п}$ – суммарная доля трехатомных газов в продуктах сгорания;

s_T – эффективная толщина излучающего слоя топки, м;

$T_T'' = \vartheta_T'' + 273$ – абсолютная температура газов на выходе из топки.

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы:

$$k_{зл} = \frac{43\rho_{Г}}{(T_T'' d_{зл})^{0,67}}, \quad (101)$$

где ρ_{Γ} – плотность дымовых газов при атмосферном давлении, г/м³;
 T_{Γ}'' – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;
 $d_{3л} = 16$ мкм – эффективный диаметр золы частиц.
 По найденному значению Bu определяем эффективное значение критерия Бугера $B\tilde{u}$:

$$\widetilde{Bu} = 1,6 \ln \left(\frac{1,4 \cdot Bu^2 + Bu + 2}{1,4 \cdot Bu^2 - Bu + 2} \right) \quad (102)$$

Изменение положения ядра факела в топке существенно сказывается на температуре в ее верхней части. Для учета положения пылеугольного факела в камерной топке вводится эмпирический параметр M , который для высокорекреационных топлив считается по формуле:

$$M = 0,59 - 0,5X_{\Gamma}, \quad (103)$$

где X_{Γ} – параметр, характеризующий относительную высоту положения зоны максимальных температур в топке.

$$X_{\Gamma} = \frac{h_{\Gamma}}{h_{\Gamma}'}, \quad (104)$$

где h_{Γ} – высота размещения горелок от пода топки;
 h_{Γ}' – расчетная высота заполняющего топку факела от низа топки до середины выходного газового окна.

Коэффициент тепловой эффективности экрана:

$$\psi = x \cdot \xi, \quad (105)$$

где ξ – условный коэффициент загрязнения;
 x – угловой коэффициент экрана.

Угловой коэффициент экрана x определяется по формуле:

$$x = 1 - 0,2 \cdot \left(\frac{s}{d} - 1 \right), \quad (106)$$

где s/d – относительный шаг труб настенного экрана

Условный коэффициент загрязнения ξ для настенных гладкотрубных экранов паровых котлах, работающих на буром угле:

$$\xi = 0,5$$

Уточняем температуру газов на выходе из топочной камеры ϑ_{Γ}'' , °С, по формуле:

$$\vartheta_{\Gamma}'' = \frac{T_a}{1 + MB\tilde{u}^{0.3} \left[\frac{5,67 \cdot 10^{-11} \psi_{\text{cp}} F_{\text{ст}} T_a^3}{\phi B_p (Vc)_{\text{cp}}} \right]^{0.6}} - 273, \quad (107)$$

где M – эмпирический параметр;
 \widetilde{Bi} – эффективное значение критерия Бугера;
 $\psi_{\text{ср}}$ – средний коэффициент тепловой эффективности;
 $F_{\text{ст}}$ – полная площадь поверхности стен топки, м²;
 T_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, К;
 ϕ – коэффициент сохранения тепла;
 B_p – расход топлива на котел, кг/с;
 $(Vc)_{\text{ср}}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания 1 кг топлива, кДж/(кг·°С):

$$(Vc)_{\text{ср}} = \frac{Q_T - H_T''}{\vartheta_a - \vartheta_T''} \quad (108)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;
 H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива, кДж/кг, на выходе из топки, определяется по принятой ранее температуре ϑ_T'' и избытку воздуха на выходе из топки α_T ;
 ϑ_a – теоретическая температура продуктов сгорания в топке, °С;
 ϑ_T'' – температура газов на выходе из топки, °С.
 Общее количество теплоты, кДж/кг, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки:

$$Q_T^{\text{л}} = \phi(Q_T - H_T''), \quad (109)$$

где Q_T – тепловыделение в топочной камере, кДж/кг;
 H_T'' – энтальпия продуктов сгорания топлива на выходе из топки кДж/кг.
 Среднее тепловое напряжение экранов топки (воспринятый тепловой поток), кВт/м²:

$$q_{\text{л}} = \frac{B_p \cdot Q_T^{\text{л}}}{F_{\text{ст}} \cdot \chi} \quad (110)$$

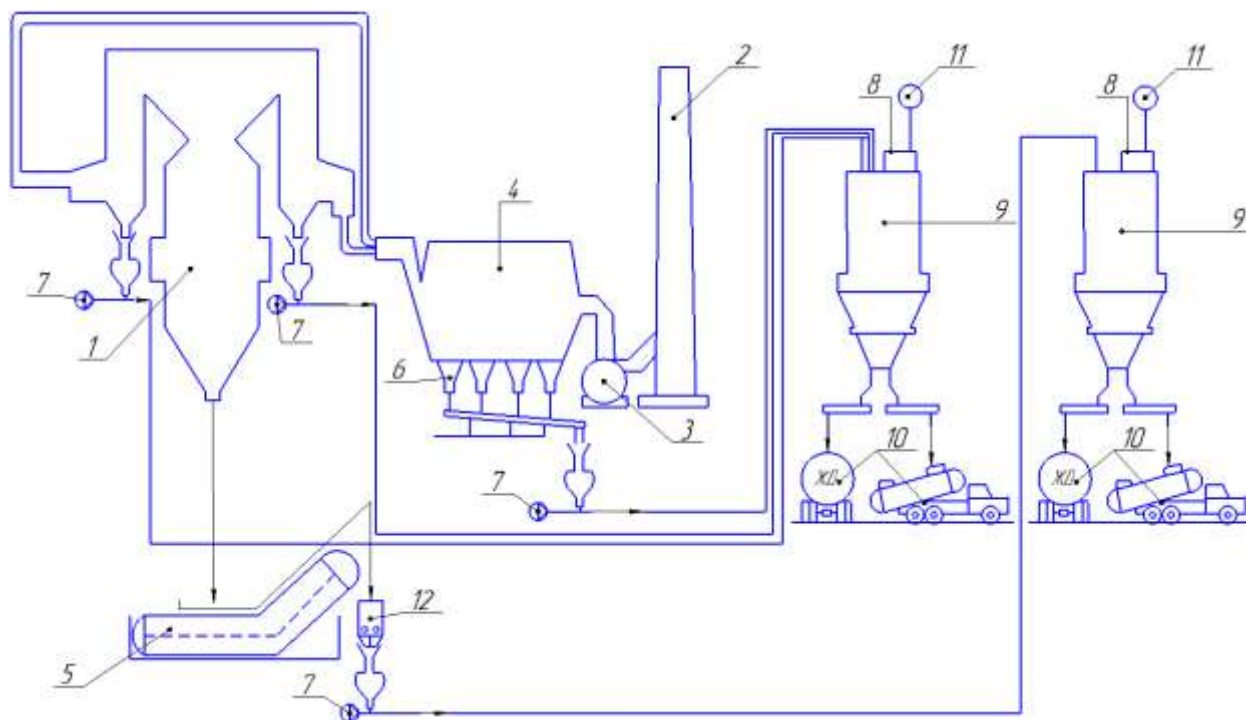
где B_p – расход топлива на котел, кг/с;
 $Q_T^{\text{л}}$ – количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки, кДж/кг;
 $F_{\text{ст}}$ – полная площадь поверхности стен топки, м².
 $\chi = 0,975 \div 0,985$ – степень экранирования стен топки, примем $\chi = 0,985$

Расчет топочной камеры котла сведен в таблицу 5.12.

Таблица 5.12 – Расчет топочной камеры котла

Наименование	Обозначение	Значение
Полезное тепловыделение в топочной камере	Q_T	17347,079
Теплота поступающего в топку горячего воздуха	Q_B	2089,041
Критерий поглощательной способности	Bu	2,202
Эффективное значение критерия Бугера	$\bar{B}u$	0,819
Температура продуктов сгорания в топке	ϑ_a	1742,737
Температура газов на выходе из топочной камеры	ϑ_T''	1158,834
Количество теплоты, переданное излучением от газов к поверхностям нагрева топки, кДж/кг	Q_T^l	6315,843
Среднее тепловое напряжение экранов топки	q_l	116,662

5.3 Расчет системы сухого золошлакоудаления



1 – Котел П-67; 2 – Дымовая труба; 3 – Дымосос; 4 – Электрофильтр; 5 – Конвейер DRYCON; 6 – Золоборник; 7 – Пневмовинтовой насос; 8 – Уровнемер радарный; 9 – Силосный склад; 10 – Отгрузка сухой золы автотранспортом или ЖД транспортом; 11 – Датчик; 12 – Дробильное устройство

Рисунок 5.3 – Схема системы сухого золошлакоудаления

От энергоблоков до силосного склада зола будет доставляться пневмотранспортом по пневмозолопроводам.

Объем хранимой золы принят равным двухсуточной производительности Березовской ГРЭС по золе (с учетом работы энергоблоков №1, 2)

$$V_c = B_{зл} \cdot 24 \cdot n \cdot T, \quad (111)$$

где $B_{зл}$ – расход золы, удаляемой из котла, кг/ч;
 n – количество блоков;
 T – суточное хранение золы на складе.

$$V_c = 33,3 \cdot 24 \cdot 3 \cdot 2 = 4795,2 \text{ тонны},$$

$V_c = 4795,2$ тонны, или $V_c = 6850,3 \text{ м}^3$. При округлении, потребная емкость силосного склада составит $V_c = 7000 \text{ м}^3$.

Для контроля заполнения силоса на крыше силоса установлен радарный уровнемер. Для целей технологической и аварийной сигнализации предусмотрены сигнализаторы нижнего, верхнего и верхнего аварийного уровней.

Наиболее пригодной площадкой для расширения силосного склада является северное направление. При этом существующий проезд для транспорта сохраняется, строительство новых силосных емкостей будет вестись сразу за площадкой загрузки. Таким образом, общая вместимость силосного склада может быть увеличена до 14000 м^3 .

Режим работы силосного склада принят 365 дней в году, 8760 часов в год.

Две емкости по 3500 м^3 силосного склада выполнены в виде монолитной железобетонной конструкции внутренним диаметром 15 м, высотой 25,5 м. В центре конструкции для равномерного распределения нагрузки по площади основания предусмотрен внутренний конус диаметром в основании 5000 мм, высотой 2750 мм, ниже конуса расположен цилиндрический участок диаметром 3800 мм, высотой 1400 мм.

Нижняя часть силоса имеет два последовательных сужения выполненных в виде усеченных конусов диаметрами 15000 мм – 10000 мм, высотой 4330 мм и диаметрами 10000 – 2000 мм, высотой 1070 мм соответственно.

Конвейерный транспорт предназначен для транспортировки кондиционированной золы уноса до границ земельного участка Березовской ГРЭС и включает в состав два ленточных конвейера – конвейер ленточный №1 и конвейер ленточный №2, а также один узел перегрузки.

Конвейер ленточный №2 оборудован системой приточно-вытяжной вентиляции, обеспечивающей удаление избытков водяного пара. Общая производительность конвейерного транспорта составляет 200 т/час.

Производительность конвейерного транспорта 200 т/час принята из условия обеспечения отгрузки суточного выхода золы трех энергоблоков за одну 12 часовую рабочую смену.

Средний выход золы за сутки от трех энергоблоков составляет:

$$V_{\text{золы}}^{\text{ср.сут}} = V_{\text{золы бл}}^{\text{ср.сут}} \cdot n \cdot 24 \quad (112)$$

где $V_{\text{золы бл}}^{\text{ср.сут}}$ – среднесуточный выход золы за сутки с одного блока, т/ч;
 n – количество блоков.

$$V_{\text{зл}}^{\text{ср.сут}} = 22,77 \cdot 3 \cdot 24 = 1639,44 \text{ тонн,}$$

С учетом первой ступени увлажнения 15% $V_{\text{зл}}^{\text{ср.сут}} = 1928,75$ тонн. Таким образом, потребная производительность транспорта с учетом коэффициента запаса составит:

$$V_{\text{кон}} = \frac{K \cdot V_{\text{зл}}^{\text{сут}}}{12} \quad (113)$$

где K – коэффициент запаса 1,2;
 $V_{\text{зл}}^{\text{сут}}$ – среднесуточный выход золы за сутки с учетом увлажнения, ТОНН.

$$V_{\text{кон}} = \frac{1,2 \cdot 1928,75}{12} = 192,88 \text{ т/ч,} \quad (114)$$

6 Расчет технико – экономических показателей проекта

Исходные данные для расчета срока окупаемости проекта реконструкции Березовской ГРЭС представлены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 – Исходные данные

Наименование	Станция до реконструкции	Станция после реконструкции
Расход топлива, кг/с	133,468	135,662
Расход топлива, т/ч	480,5	488,38
Стоимость топлива, руб	640	640
Мощность до реконструкции МВт.	800	800
Время работы в год, ч	7100	7100
Затраты на оборудование, млн. руб.	40	
Затраты на монтаж, млн. руб.	8	

Т.к. при реконструкции системы золошлакоудаления происходит снижение расхода угля то рассчитаем экономию топлива, т/год:

$$\Delta B = \frac{Q_{н2}^p}{Q_{н1}^p} \cdot B_{шл}, \quad (115)$$

Где $Q_{н2}^p$ – теплота сгорания шлака;

$Q_{н1}^p$ – теплота сгорания топлива;

$B_{шл}$ – количество шлака подаваемое в топку.

Экономия затрат на топливо после реконструкции за один календарный год, руб., рассчитывается по формуле:

$$I_{топл} = \Delta B \cdot C_m, \quad (116)$$

Так же при реконструкции системы золошлакоудаления происходит снижение затрат электроэнергии на собственные нужды, а именно снижение потребления электроэнергии багерными насосами.

Экономия электроэнергии после реконструкции за один календарный год, руб., рассчитывается по формуле:

$$\Delta \mathcal{E} = \mathcal{E}_{до} - \mathcal{E}_{после}, \quad (117)$$

Экономия затрат электроэнергии, руб., рассчитывается по формуле:

$$I_{э/эн} = \Delta \mathcal{E} \cdot C_{э/эн}, \quad (118)$$

Так же при реконструкции системы золошлакоудаления происходит снижение затрат воды на нужды ГЗУ.

Вода в системе сухого золошлакоудаления не требуется.

$$I_{вод} = G \cdot C_{вод} \quad (119)$$

Результаты расчетов занесем в таблицу 6.2.

Таблица 6.2 – расчет экономии ресурсов

	Станция до реконструкции	Станция после реконструкции
Стоимость топлива за 10 месяцев, млн.руб.	2183,392	2174,1
Экономия по топливу, млн. руб.	9,1	
Расход воды из водохранилища на подпитку оборотной системы водоснабжения ГЗУ тыс. м ³	657,950	
Затраты стоимости воды на систему золошлакоудаления, млн. руб.	3,29	
Прибыль с продажи золы млн. руб.	4,781	

Затраты на амортизацию, рассчитываются по формуле:

$$I_{ам} = K \cdot H_{ам}, \quad (120)$$

где $H_{ам}$ - норма амортизации.

Чистая прибыль, млн. руб.:

$$ЧП_t = D_{осн} - H_{пр}, \quad (121)$$

Чистый денежный поток, млн. руб.:

$$ЧДП_t = ЧП_t + U_a, \quad (122)$$

Чистый денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$ЧДПНИ_t = ЧДПНИ_{t-1} + ЧДП_t, \quad (123)$$

В нулевой год принимается равным капитальным затратам со знаком минус.

Дисконтированный денежный поток, млн. руб.:

$$ДДП_t = \frac{ЧДП_t}{(1+r)^t}, \quad (124)$$

где r - норма дисконта.

Дисконтированный денежный поток нарастающим итогом, млн. руб.:

$$ДДПНИ_t = ДДПНИ_{t-1} + ДДП_t, \quad (125)$$

Занесем результаты расчетов в таблицу 6.3.

Таблица 6.3 – Расчёт показателей эффективности инвестиций

	0	1	2	3	4
Денежный поток от инвестиционной деятельности	-48				
Денежный поток от основной деятельности		17,173974	17,173974	17,173974	17,173974
Чистый денежный поток		17,173974	17,173974	17,173974	17,173974
ЧДПНИ	-48	-30,826026	-13,652052	3,521922	20,695896
ДДП	-48	15,61270364	14,19336694	12,90306086	11,73005532
ДДПНИ	-48	-32,38729636	-18,19392942	-5,290868565	6,439186759

Простой срок окупаемости:

$$PP = 3 \text{года} + \frac{5,29}{11,7} = 3,5 \text{года}, \quad (126)$$

В соответствии с таблицей 6.3 реконструкция Березовской ГРЭС окупается за 3,5 года, так как дисконтированный денежный поток нарастающим итогом в этом году становится положительным, и все затраты по проекту окупаются доходами. Данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данном проекте было рассмотрено комплексное решение по удалению золы и шлака на станции. Было рассмотрено изменение системы гидрозолошлакоудаления на сухое золошлакоудаление. Вот таких эффектов удалось достичь:

1 Реализация проекта строительства системы сухого золоудаления и складирования золошлаковых отходов на сухом полигоне по высоконагруженной схеме позволит обеспечить станцию накопителем для складирования на период до 40 лет.

2 Будет минимизировано вредное воздействие на окружающую среду, путем снижения загрязнения подземных вод пульпой.

3 Уменьшение площади золоотвалов.

4 Уменьшение потребления воды станцией.

5 Снижение уровня потребления электроэнергии на станции.

6 Возможность использования обычных видов стали в трубопроводных системах.

7 Уменьшение стоимости технического обслуживания оборудования.

Так как доля горючих в шлаке очень высока, было принято решение рассмотреть возврат шлака в топочную камеру котла. Вот каких эффектов удалось достичь:

1 Оптимизация затрат, связанных с вывозом шлака автотранспортом, его складированием и рекультивацией на территории золоотвала.

2 Усовершенствование существующей схемы шлакоудаления с повышением уровня механизации и автоматизации данного процесса.

3 Повышение уровня санитарно-гигиенического состояния помещений рабочей зоны участка шлакоудаления.

4 Возможность экономии основного топлива путем возврата шлака в топочную камеру котла.

Проект является самоокупаемым, срок окупаемости составил 3 года и 5 месяцев.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Котельные и турбинные установки энергоблоков мощностью 500 и 800 МВт/ Н.Ф. Комаров, Г.И. Мосеев, Р.А. Петросян [и др.]; под общ. ред. В.Е. Дорощука и В.Б. Рубина. М. : Энергия, 1979. – 680 с.
- 2 Ривкин, С. Л. Теплотехнические свойства воды и водяного пара / С. Л. Ривкин, А. А. Александров. М. : Энергия, 1980. – 424 с.
- 3 ТТ.123.7.00 Т0 – Техническое описание /Установка золоулавливающая блока 800 МВт Берёзовской ГРЭС. 1985. – 32 с.
- 4 Будовский, Д.Б. Котел П – 67 (конструкция и монтаж). – М. : Энергоатомиздат, 1990. – 96 с. с ил.
- 5 Деев, Л.В. Котельные установки и их обслуживание / Л.В. Деев, Н.А. Балахничев. – М. : Высш. шк. 1990. – 239 с. с ил.
- 6 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.
- 7 Бойко, Е. А. Котельные установки и парогенераторы (аэродинамический расчет котельных установок) : Учебное пособие / Е. А. Бойко, И. С. Деринг, Т. И. Охорзина. Красноярск : ИПЦ КГТУ, 2006. – 71 с.
- 8 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.
- 9 Паровой котел Пп 2650-255 (П-67) : Техническое описание. – г. Шарыпово, 2006 – 34 с.
- 10 Техническое предложение по реконструкции котельной установки с модернизацией ранее поставленного котла П-67(заводской №3) филиала ОАО «ОГК-4» «Березовской ГРЭС» В103 АК03Н**Х001 ПЗ/ С.А. Евдакимов. Подольский филиал «ЭМАльянс», 2008. – 155 с.
- 11 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.
- 12 Инструкция по эксплуатации золошлакопроводов филиала «Березовская ГРЭС» 2016 – 155 с.
- 13 Инструкция по эксплуатации системы внутреннего пневмозолоудаления эн. блоков №1,2 филиала «Березовская ГРЭС» ПАО «Юнипро» 2016 – 101 с.