

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Иркутский национальный исследовательский технический университет»

На правах рукописи



Ижганайтис Максим Иозо

**ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОТЛОАГРЕГАТОВ
УГОЛЬНЫХ ТЭС ПРИ ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ С УЧЕТОМ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ**

Специальность 05.14.01 – Энергетические системы и комплексы

Диссертация на соискание учёной степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
д.т.н. Тюрина Элина Александровна

Иркутск 2017

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ КОМПЛЕКСНОЙ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СХЕМ И ПАРАМЕТРОВ КОТЛОАГРЕГАТОВ УГОЛЬНЫХ ТЭС ПРИ ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ С УЧЕТОМ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА.....	14
1.1 Методика проведения оптимизационных исследований котлоагрегатов угольных ТЭС при их модернизации с учетом низкотемпературной коррозии	14
1.2 Методика определения целевой функции задачи оптимизации схемы и параметров модернизируемых котлоагрегатов.....	21
ГЛАВА 2. СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ В КОТЛОАГРЕГАТАХ ТЭС	29
2.1 Анализ подходов к снижению низкотемпературной коррозии.....	29
2.2 Обзор способов предварительного подогрева воздуха в котлоагрегатах ТЭС	40
2.3 Анализ способов непрямого подогрева воздуха перед котлоагрегатами ТЭС	56
ГЛАВА 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ РОСЫ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ НА ОСНОВАНИИ РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РАВНОВЕСИЯ ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ ОБРАЗОВАНИЯ СЕРНОЙ КИСЛОТЫ С УЧЕТОМ КОНДЕНСИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ	61
3.1 Определение элементного состава продуктов сгорания угля на основании термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты.....	64
3.2 Определение фазового состава продуктов сгорания угля на основании термодинамического равновесия многокомпонентной парожидкостной смеси	69
ГЛАВА 4. ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ КОТЛОАГРЕГАТОВ ПРИ ИХ	

МОДЕРНИЗАЦИИ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ.....	75
4.1 Верификация математической модели расчета температуры точки росы при исследовании котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ.....	75
4.2 Оптимизационные исследования с применением математической модели котлоагрегата БКЗ-420-140 с различными способами предварительного подогрева воздуха перед ВЗП.....	86
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	99
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	102
ПРИЛОЖЕНИЕ А	116
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	122

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Существенная часть потребности в тепловой и электрической энергии в России обеспечивается тепловыми электрическими станциями, использующими органическое топливо – природный газ, уголь, мазут – в качестве первичного источника энергии. Несмотря на существующую структуру потребления органических топлив на ТЭС России, лидирующую роль в которой занимает природный газ, необходимость увеличения доли угольных электростанций обусловлена важным фактором – высоким значением отношения объема разведанных запасов угля к скорости его добычи и потребления [1].

Среди разведанных на территории России запасов угля 52,3 % приходится на долю бурых углей, 44 % на долю каменных углей (в том числе 20,5 % – на долю коксующихся, из которых порядка половины – особо ценные марки) и 3,5 % на антрациты. При этом высококачественных углей с невысоким содержанием золы (до 10 – 16 %) и серы (0,3 – 0,8 %) среди разведанных запасов меньше половины, а около трети всех запасов не соответствуют мировым стандартам качества. Наибольшим содержанием серы в своем составе выделяются угли Иркутского (1,5 – 5 %) и Донецкого (1,8 – 4,2 %) месторождений. Помимо этого наблюдается отсутствие стимулов к повышению качества угля и глубины его переработки, получению новых видов высококачественной угольной продукции в условиях неостребованности у потребителей [2 – 5].

В остальном мире структура потребления первичных энергоресурсов предприятиями энергетики существенно отличается от таковой в России – согласно [6] доминирующее положение в среднем по миру занимает уголь – порядка 42,5 %, потребление природного газа предприятиями энергетики составляет 18,6 %, нефти и мазута – 4,3 %, атомной энергии – порядка 13,5 %, возобновляемых энергоресурсов – 21 %. Прогноз предполагает некоторое перераспределение долей со снижением потребления нефти, угля и атомной

энергии, и увеличением потребления возобновляемых энергоресурсов. Однако существенного изменения топливно-энергетического баланса в мире до 2030 года не предполагается, а значит, уголь по-прежнему будет занимать позицию главного источника энергии в мире.

Таким образом, необходимость решения технических проблем, связанных с использованием на ТЭС низкокачественных, высокосернистых углей, обусловлена динамикой добычи и использования угля в целях производства тепловой и электрической энергии, которая непосредственно связана с перспективой увеличения доли угольных электростанций в структуре генерирующих мощностей отрасли.

Одной из таких проблем является наличие процесса низкотемпературной коррозии, протекающего на конвективных поверхностях нагрева котлоагрегатов, обусловленного конденсацией паров серной кислоты, образующейся в результате преобразования серы и ее соединений, входящих в состав топлива.

Низкотемпературная коррозия зачастую приводит к нарушению нормальной работы поверхностей нагрева – вплоть до выхода из эксплуатации – и существенному снижению эффективности работы всего котлоагрегата. Особенно сильно наличие низкотемпературной коррозии сказывается на надежности работы последней по ходу газов теплообменной поверхности – воздухоподогревателя. В результате нарушения целостности структурных элементов данной поверхности возникают перетоки воздуха в дымовые газы, приводящие к увеличению нагрузки на тягодутьевые агрегаты котельной установки; увеличиваются потери с механическим и химическим недожогом, что связано с возникающим недостатком подаваемого в топку котла воздуха; снижается общая экономичность котельного агрегата, что приводит к перерасходу топлива и сложностям в достижении и поддержании номинальной нагрузки [7, 8].

Естественно, что данный процесс учитывается при разработке новых установок, предназначенных для сжигания топлив различного качества и состава. Однако существует большое количество действующих котельных агрегатов, проектировавшихся для сжигания высококачественных, низкосернистых углей.

Перевод таких агрегатов на сжигание углей с более высоким содержанием серы, связанный с изменением экономических, технических или иных условий, предполагает разрешение проблем эксплуатации, не учтенных на этапе проектирования. Исследование возможности и целесообразности модернизации таких агрегатов с учетом процесса низкотемпературной коррозии является актуальной задачей.

Степень разработанности темы

Изучению возможностей снижения влияния процесса низкотемпературной коррозии на работу элементов котлоагрегата и его элементов уделено большое внимание в работах как отечественных, так и зарубежных специалистов. Исследованиями природы и характера процессов, приводящих к возникновению низкотемпературной коррозии, а также оценкой влияния параметров эксплуатируемого оборудования на интенсивность низкотемпературной коррозии, занимались Ebara R., Tanaka F., Kawasaki M, Магадеев В.Ш., Rockel M.B., Bender R., Zaki Ahmad, Горохов В.А, Семенова И.В., Флорианович Г.М., Хорошилов А.В., Holmes D.R., Внуков А.К и др.

Теоретическим и практическим исследованиями методов повышения надежности конвективных поверхностей нагрева котлоагрегатов, сжигающих сернистые топлива, посвящены работы таких авторов, как Бугай Н.В., Березина Т.Г., Трунин И.И., Шмиголь И.Н., Абрамов В.В., Bruce G. Miller, Basu P, Асланян Г.С., Пермьяков Б.А., Ежов В.С., Семичева Н.Е., Добряков Т.С., Мигай В.К., Назаренко В.С., Апатовский Л.Е., Фомина В.Н., Халупович В.А., Батухтин А.Г., Сафронов П.Г., Кириллов М.В. и др.

Математическому моделированию и оптимизационным исследованиям сложных энергетических установок уделено внимание в работах Андриющенко А.И., Аминова Р.З., Попырина Л.С., Клера А.М., Декановой Н.П., Wojici L., Neaga C. и др.

Разработке математических и статистических методов исследования процесса низкотемпературной коррозии посвящены работы Alireza Bahadori, Xiaona Song, Changshun Zhang, Pei Li, Jun Zheng, Yanping Hu, Xiaoxia Hou, Gang

Хи, А. Л. Ма, Горячкин В.Ю., Корниенко В.С., Романова В.А., Дмитриева Г.И., Щербинкина В.И., Проценко Г.В. и др.

Анализ существующих работ, посвященных оптимизационным исследованиям теплоэнергетических установок, в частности – котельных агрегатов, показал, что прежде не проводилось оптимизационных исследований котельных агрегатов при их модернизации или реконструкции. В основном в них представлены результаты оптимизации режимов работы действующего оборудования, либо результаты схемно-параметрической оптимизации только конструируемого оборудования. Решение же задачи оптимизации оборудования при его модернизации предполагает совмещения этих направлений исследований с совместным проведением оптимизационных поверочных и конструкторских расчетов.

Необходимо также сказать, что оптимизационных исследований способов снижения низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева котлоагрегата с определением по выбранному критерию оптимальности сочетания конструктивных параметров отдельных элементов и режимных параметров работы установки также прежде не проводилось.

Цель работы

В данной работе основной задачей является проведение комплексной технико-экономической оптимизации схем и параметров котлоагрегата при его модернизации для снижения низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя с использованием разработанных математических моделей вариантов реконструированной установки по выбранному критерию экономической эффективности.

Также ставится задача разработки методики аналитического определения температуры точки росы дымовых газов – ключевого параметра для проведения оптимизационных исследований, характеризующего процесс низкотемпературной коррозии – на основании расчета термодинамического равновесия протекающих химических реакций образования серной кислоты. Необходимость создания такой методики связана с тем, что существующие способы расчета температуры точки

росы не учитывают (или учитывают, но не всегда адекватно отражают) влияния совокупности протекающих в элементах котлоагрегата процессов на значение данного параметра.

Основные задачи исследования

1. Постановка задачи комплексной технико-экономической оптимизации схем и параметров котлоагрегатов при их модернизации с учетом низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя с совместным выполнением оптимизационных поверочных и конструкторских расчетов.

2. Разработка методики определения температуры точки росы дымовых газов на основании расчета термодинамического равновесия протекающих химических реакций образования серной кислоты с определением фазового состава газовой смеси.

3. Реализация на базе программно-вычислительного комплекса математического моделирования и оптимизации теплоэнергетических установок СМПП (система машинного построения программ) математических моделей котлоагрегатов позволяющих: верифицировать математическую модель определения температуры точки росы дымовых газов на основании расчета термодинамического равновесия; провести оптимизационные исследования способов снижения влияния процесса низкотемпературной коррозии на работу котлоагрегата.

4. Проведение комплексных технико-экономических исследований вариантов модернизации котельного агрегата с целью снижения низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя по выбранному критерию экономической эффективности. Анализ возможности внедрения исследуемых способов снижения низкотемпературной коррозии на фактически действующем оборудовании.

Научная новизна

1. Сформулирована задача комплексной технико-экономической оптимизации схем и параметров котлоагрегатов при их модернизации с учетом

низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя с совместным выполнением оптимизационных поверочных и конструкторских расчетов.

2. Разработана методика и соответствующая математическая модель определения температуры точки росы дымовых газов на основании расчета термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты с учетом конденсированного состояния.

3. Разработана математическая модель котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ, идентифицированная на основании полученных в ходе испытаний экспериментальных данных и позволившая верифицировать математическую модель определения температуры точки росы на основании расчета термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты.

Разработаны математические модели вариантов модернизации котлоагрегата БКЗ-420-140, пригодные для проведения совместных оптимизационных поверочных и конструкторских расчетов.

4. Проведены оптимизационные технико-экономические исследования вариантов модернизации котлоагрегата БКЗ-420-140 по выбранному критерию экономической эффективности с целью снижения низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя с совместным выполнением оптимизационных поверочных и конструкторских расчетов.

Практическая значимость

Работа направлена на решение реальной практической задачи, поэтому ее результаты могут рассматриваться как первая итерация в подготовке частных решений с возможностью получения технической и экономической оценок вариантов модернизации действующих котельных агрегатов с учетом низкотемпературной коррозии их воздухоподогревателей.

Разработанные математические модели могут быть использованы при исследовании возможности реализации иных способов снижения влияния низкотемпературной коррозии на эффективность работы котельных агрегатов как при их модернизации, так и на этапе предпроектных разработок.

Методология и методы исследования

В работе используется методология системных исследований сложных теплоэнергетических установок на основании комплексных оптимизационных исследований с использованием подробных математических моделей элементов этих установок, с учетом нелинейности происходящих в них процессов и получением набора технико-экономических показателей эффективности их работы.

Разработка математических моделей котлоагрегатов, оптимизационные исследования вариантов модернизации котельного агрегата с целью снижения низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя по выбранному критерию экономической эффективности, разработка математической модели определения температуры точки росы дымовых газов на основании расчета термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты проводились с использованием программно-вычислительного комплекса «Система машинного построения программ», разработанного и применяемого в Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева.

Автор защищает

1. Методику комплексной технико-экономической оптимизации схем и параметров котлоагрегатов при их модернизации с учетом низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя с совместным выполнением оптимизационных поверочных и конструкторских расчетов.

2. Методику определения температуры точки росы дымовых газов на основании расчета термодинамического равновесия химических реакций преобразования серной кислоты с учетом конденсированного состояния.

3. Набор конструктивных и режимных параметров представленных вариантов модернизации котлоагрегата БКЗ-420-140, полученные в результате оптимизационных исследований по выбранному критерию экономической эффективности.

4. Оценки возможности внедрения представленных вариантов модернизации фактически действующего котельного агрегата с целью снижения низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя.

Личный вклад автора

1. Поставлена задача и разработана методика комплексной технико-экономической оптимизации схем и параметров котлоагрегатов при их модернизации с учетом низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя по выбранному критерию экономической эффективности.

2. При участии автора разработана методика определения температуры точки росы дымовых газов на основании расчета термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты с учетом конденсированного состояния.

3. Разработаны математические модели котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ, базовой компоновки котлоагрегата БКЗ-420-140, вариантов модернизации котлоагрегата БКЗ-420-140, расчета температуры точки росы дымовых газов на основании представленной методики.

4. Лично автором выполнены расчеты с применением разработанных математических моделей, произведен анализ полученных результатов и в соответствии с ними сделаны выводы по работе.

Соответствие паспорту специальности

Диссертационное исследование соответствует пунктам паспорта специальности ВАК 05.14.01 – «Энергетические системы и комплексы»: пункт 3. «Использование на этапе проектирования и в период эксплуатации методов математического моделирования с целью исследования и оптимизации структуры и параметров энергетических систем и комплексов и происходящих в системах энергетических процессов»; пункт 5. «Разработка и исследование в области энергосбережения при производстве тепловой и электрической энергии, при транспортировке теплоты и энергоносителей в энергетических системах и комплексах».

Степень достоверности и апробация результатов

Используемые математические модели элементов исследуемых установок основаны на апробированных методах расчета, а получаемые с их применением результаты имеют высокую степень достоверности по причине применения в исследовании ПВК СМПП-ПК, отлаженного за период применения до высокой точности выполняемых расчетов. Математические модели котлоагрегатов идентифицированы на основании данных о реально действующем оборудовании. Математическая модель определения температуры точки росы на основании расчета термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты верифицирована в ходе исследований на фактически действующем оборудовании.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 10 научно-исследовательских работы, в том числе 2 в журналах, входящих в перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы, содержащего 143 источника, и 2 приложений. Работа изложена на 135 страницах текста, содержит 19 рисунков и 11 таблиц.

Во введении кратко обоснована актуальность темы диссертационной работы, дана краткая характеристика проработанности темы на момент проведения исследований, сформулированы цели и задачи работы, отмечены значимость научной и практической сторон полученных результатов, перечислены выносимые на защиту положения.

В первой главе представлена постановка задачи комплексной технико-экономической оптимизации схем и параметров угольных котельных агрегатов при их модернизации с учетом низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева. Дается математическая формулировка задачи оптимизации по минимуму

суммарных ежегодных затрат. Приводится методика расчета суммарных ежегодных затрат, связанных с эксплуатацией и ремонтом котельного агрегата.

Вторая глава посвящена анализу подходов к снижению низкотемпературной коррозии. В качестве наиболее перспективного с точки зрения сочетания универсальности, стоимости и сложности реализации выбрано повышение минимальной температуры стенки трубок воздухоподогревателя. Приведен обзор существующих способов предварительного подогрева воздуха перед ВЗП котлоагрегата и представлен анализ реализующих их технологий.

В третьей главе дан краткий обзор существующих аналитических зависимостей, позволяющих определить с различной точностью температуру точки росы дымовых газов. Представлено описание методики определения температуры точки росы на основании расчета термодинамического равновесия химических процессов образования серной кислоты с определением фазового состава газовой смеси.

В четвертой главе представлены разработанные математические модели котлоагрегатов БКЗ-75-39ФБ и БКЗ-420-140. Последнего – в виде базовой схемы и вариантов модернизации с целью снижения низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя, использующихся для совместного проведения оптимизационных поверочных и конструкторских расчетов. Приводятся исходные данные для проведения оптимизационных расчетов, результаты оптимизационных расчетов базовой схемы и вариантов модернизации котлоагрегата БКЗ-420-140 по критерию минимума суммарных ежегодных затрат, произведен анализ полученных результатов.

В заключении представлены выводы, сделанные на основании проведенных исследований.

ГЛАВА 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ КОМПЛЕКСНОЙ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ОПТИМИЗАЦИИ СХЕМ И ПАРАМЕТРОВ КОТЛОАГРЕГАТОВ УГОЛЬНЫХ ТЭС ПРИ ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ С УЧЕТОМ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Разработка проектов по модернизации основного и вспомогательного оборудования ТЭС предполагает обоснованный выбор вариантов решения поставленной технической задачи и определение параметров работы реконструированной установки. Наиболее гибким подходом к исследованию сложных теплоэнергетических установок, функционирование которых основано на большом количестве зависимостей, описываемых нелинейными алгебраическими и трансцендентными уравнениями и множеством параметров, является их математическое моделирование.

1.1 Методика проведения оптимизационных исследований котлоагрегатов угольных ТЭС при их модернизации с учетом низкотемпературной коррозии

Одним из основных принципов, позволяющих производить непосредственное сопоставление сложных технических систем, в том числе вариантов наборов оборудования, входящего в состав энергетических установок, является принцип оптимальности, в соответствии с которым каждый из рассматриваемых вариантов должен быть приведен к оптимальным условиям. Этим в частности вызвана необходимость проведения оптимизации параметров для каждого из рассматриваемых в работе вариантов модернизации котлоагрегата.

В первую очередь при анализе существующей ситуации в вопросе снижения низкотемпературной коррозии внимание уделялось исследованиям, направленным на изучение теоретических и практических подходов к повышению

надежности конвективных поверхностей нагрева котлоагрегатов, работающих в условиях, способствующих развитию рассматриваемого процесса [9 – 18]. В результате анализа существующих материалов было выяснено, что прежде не проводилось оптимизационных исследований в этом направлении. Подробно результаты изучения способов снижения низкотемпературной коррозии представлены в разделе 2.1.

На этапе разработки необходимых математических моделей были изучены работы, посвященные математическому моделированию и оптимизационным исследованиям сложных теплоэнергетических установок [19 – 23]. Было выявлено, что в основном внимание в них уделяется либо оптимизации режимов работы действующего оборудования в изменившихся условиях, либо выбору оптимального конструкторского решения по определенным критериям эффективности на этапе предпроектных разработок. Исследование же возможности модернизации оборудования предполагает как выявление наиболее подходящего для решения определенной технической задачи конструкторского решения, так и получение параметров работы реконструированной установки, соответствующих практике ее эксплуатации, а значит проведение совместных оптимизационных поверочных и конструкторских расчетов.

В качестве основного инструмента в данной работе используется программно-вычислительный комплекс математического моделирования и оптимизации теплоэнергетических установок СМПП-ПК (система машинного построения программ), предназначенный для генерации математических моделей исследуемых установок на основании математических моделей отдельно взятых элементов, информации о технологических связях между ними, целях расчета. Данный комплекс разработан в Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН и за время его применения в исследованиях теплоэнергетических установок была создана база математических моделей отдельных узлов и элементов, использование которой позволяет достаточно эффективно создавать математические модели установок различной сложности для расчетов различной направленности.

Однако решение каждой конкретной задачи требует существенного дополнения базовых математических моделей и доработки генерируемых СМПП-ПК программ расчета. Так в ходе разработки математической модели котлоагрегата возникла необходимость определения одного из ключевых параметров, обуславливающих процесс низкотемпературной коррозии – температуры точки росы дымовых газов. Необходимость эта объясняется отсутствием универсального способа к определению температуры точки росы, подходящего для проведения оптимизационных расчетов, при выполнении которых важно учитывать влияние достаточно большого количества факторов, зависящих от режима работы оборудования, способа и условий сжигания топлива – состава исходного топлива и его золы, коэффициента избытка воздуха, наличия и величины присосов воздуха по газовому тракту котлоагрегата, параметров и состава дымовых газов в области низкотемпературных поверхностей нагрева котла и т.д.

В работе представлена методика определения температуры точки росы дымовых газов на основании термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты с учетом конденсированного состояния (глава 3).

Работа посвящена исследованию возможности модернизации фактически действующего оборудования, поэтому математические модели котлоагрегатов, разработанные с применением СМПП-ПК и используемые для проведения комплексных оптимизационных исследований, были идентифицированы путем настройки коэффициентов тепловой эффективности теплообменных поверхностей, коэффициентов механического и химического недожога и др., что позволило достичь соответствия параметров работы котлоагрегатов, рассчитанных с применением данных моделей, параметрам работы действующего оборудования.

Основным критерием оценки возможности использования различных мероприятий по снижению низкотемпературной коррозии является экономическая целесообразность их внедрения. Применение любого из способов

требует существенных затрат, связанных как с необходимостью реализации соответствующих конструкторских решений, так и с изменением режимов работы основного и вспомогательного котельного оборудования (тягодутьевой установки, поверхностей нагрева котлоагрегата, систем топливоподготовки и топливоподачи, систем золошлакоудаления и т.д.).

Особенность оптимизационных расчетов при модернизации действующего энергетического оборудования, в отличие от подобных расчетов для нового оборудования, состоит в том, что при модернизации часть существующих элементов и соединяющих их связей сохраняется, часть же элементов и связей убираются и появляются новые элементы и соответствующие связи. Оптимизации же подлежат конструктивные параметры только новых элементов. Что касается оптимизируемых режимных параметров, то оптимизации подлежат параметры, относящиеся ко всем элементам, как новым, так и старым. Так же должны учитываться все ограничения, относящиеся как к новым, так и к старым элементам. При модернизации должны учитываться капиталовложения только в новые элементы, поскольку капиталовложения в существующие элементы уже сделаны и они одинаковы для всех вариантов.

С целью оценки экономической эффективности рассматриваемых в работе вариантов за основу принята методика, разработанная в Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН [24], позволяющая наиболее полно учесть последствия от их внедрения по всем элементам котлоагрегата.

Данная методика доработана и учитывает также скорость низкотемпературной коррозии, изменение мощности тягодутьевых агрегатов, затраты, связанные с установкой, эксплуатацией и ремонтом дополнительных элементов модернизируемой установки.

В основе методики лежит определение части суммарных ежегодных затрат по ТЭС, связанных с эксплуатацией котельного агрегата. В соответствии с этим задача оптимизации была сформулирована как задача минимизации суммарных ежегодных затрат:

$$\min_{x_i^P, x_i^M} Z_i(x_i^P, x_i^K, x_i^M, y_i) \quad (1.1)$$

при условиях:

$$H_i(x_i^K, x_i^M, y_i) = 0, \quad (1.2)$$

$$G_i(x_i^K, x_i^M, y_i) \geq 0, \quad (1.3)$$

$$x_{\min_i}^P \leq x_i^P \leq x_{\max_i}^P, \quad (1.4)$$

$$x_{\min_i}^M \leq x_i^M \leq x_{\max_i}^M, \quad (1.5)$$

$$i=1, \dots, I;$$

где I – число вариантов модернизации котельного агрегата;

Z_i – суммарные ежегодные затраты, связанные с эксплуатацией варианта модернизации котельной установки;

x_i^P – вектор независимых оптимизируемых параметров (входные расчетные параметры, определяющие режим работы котлоагрегата);

x_i^K – вектор конструктивных параметров, не меняющихся в ходе модернизации;

x_i^M – вектор оптимизируемых конструктивных параметров, изменяющихся при модернизации котлоагрегата;

y_i – вектор зависимых вычисляемых параметров;

H_i – вектор ограничений-равенств (уравнения материального, энергетического балансов, теплопередачи и др.);

G_i – вектор ограничений-неравенств (ограничения на соблюдение технологических требований к работе котлоагрегата);

$x_{\min_i}^P, x_{\max_i}^P$ – векторы граничных значений оптимизируемых параметров, определяющих режим работы котлоагрегата;

$x_{\min_i}^M$, $x_{\max_i}^M$ – векторы граничных значений оптимизируемых конструктивных параметров, меняющихся в ходе модернизации.

Результатом решения данной задачи является минимальное в заданных условиях значение суммарных ежегодных затрат для каждого из рассматриваемых вариантов, а также набор режимных и конструктивных параметров схем, реализующих различные способы снижения низкотемпературной коррозии (термодинамические параметры и расходы теплоносителей, площади поверхностей, мощности тягодутьевых установок и т.д.), соответствующих оптимальному решению.

Описанные в данном разделе положения позволили сформулировать подход к проведению оптимизационных исследований котельных агрегатов угольных ТЭС при их модернизации с целью снижения низкотемпературной коррозии конвективных поверхностей, в общем виде представленный на рисунке 1.1.

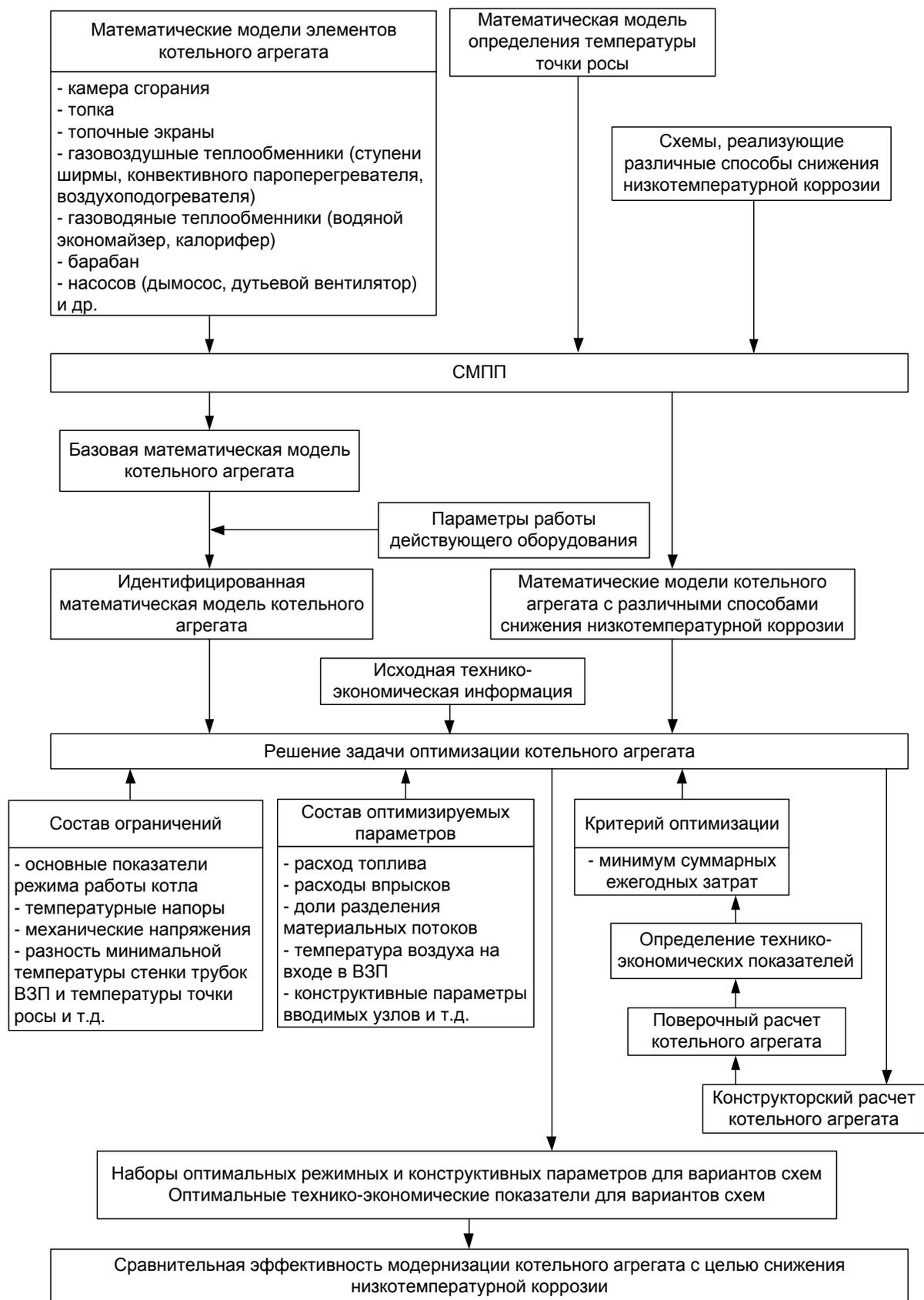


Рисунок 1.1 – Блок-схема методического подхода к решению задачи комплексных оптимизационных технико-экономических исследований при модернизации котельного агрегата с целью снижения низкотемпературной коррозии

1.2 Методика определения целевой функции задачи оптимизации схемы и параметров модернизируемых котлоагрегатов

Как отмечалось, в качестве целевой функции при проведении оптимизационных расчетов вариантов модернизации котлоагрегатов приняты суммарные ежегодные затраты.

Суммарные ежегодные затраты, связанные с эксплуатацией и ремонтом котельного агрегата при его модернизации могут быть представлены в следующем виде:

$$Z = U^{топл.} + U^{т.скл.} + U^{р.скл.} + U^{р.кот.} + U^{з.улав.} + U^{р.з.улав.} + U^{з.удал.} + U^{р.з.удал.} + U^{з.хр.} + U^{з.выбр.} + U^{SO_2.выбр.} + U^{доп.} \quad (1.6)$$

где $U^{топл.}$ – затраты на покупку и перевозку топлива, руб.;

$U^{т.скл.}$ – затраты на разгрузку, складирование и подачу топлива, руб.;

$U^{р.скл.}$ – затраты на ремонт систем разгрузки, складирования и подачи топлива, руб.

$U^{р.кот.}$ – затраты на ремонт основного и вспомогательного котельного оборудования, руб.;

$U^{з.ул.}$ – затраты на золоулавливание, руб.;

$U^{р.з.ул.}$ – затраты на ремонт систем золоулавливания, руб.;

$U^{з.уд.}$ – затраты на золошлакоудаление, руб.;

$U^{р.з.уд.}$ – затраты на ремонт систем золошлакоудаления, руб.;

$U^{з.хр.}$ – затраты на хранение золы и шлака, руб.;

$U^{з.выбр.}$ – плата за выбросы золы, руб.;

$U^{SO_2.выбр.}$ – плата за выбросы SO_2 , руб.;

$U^{доп.}$ – дополнительные затраты, связанные с технической стороной реализации схем предварительного подогрева воздуха, руб.

Величины, входящие в выражение (1.6) определяются следующим образом.

Затраты на покупку и перевозку твердого топлива:

$$U^{топл.} = C^{топл.} \cdot B^{год}, \quad (1.7)$$

где $C^{топл.}$ – цена 1 т условного топлива с учетом доставки, руб./т у.т.;

$B^{год}$ – годовой расход условного топлива, т у.т.

Потребление натурального топлива пересчитывается в условное по соотношению

$$B_{у.т.} = B_{нат.} \cdot \frac{Q_H^P}{Q_{у.т.}}, \quad (1.8)$$

где $B_{у.т.}$, $B_{нат.}$ – расход условного и натурального топлива соответственно, т;

Q_H^P – низшая теплота сгорания рабочей массы натурального топлива, кДж/кг;

$Q_{у.т.} = 29300$ кДж/кг – теплота сгорания условного топлива.

Среднегодовой расход угля по ТЭС определяется, как

$$B^{год} = \sum_i \tau_i B_i^{час}, \quad (1.9)$$

где i – количество режимов работы установки;

τ_i – число часов работы котла в каждом отдельно взятом режиме, ч;

$B_i^{час}$ – расход топлива при соответствующей нагрузке, кг/ч.

Затраты на разгрузку, складирование и подачу твердого топлива:

$$U^{т.скл.} = C^{т.скл.} \cdot B^{год}, \quad (1.10)$$

где $C^{т.скл.}$ – удельные затраты на разгрузку, складирование и подачу твердого топлива, руб./ т у.т.

Затраты на ремонт систем разгрузки, складирования и подачи твердого топлива:

$$U^{P.скл.} = C^{P.скл.} \cdot B^{200}, \quad (1.11)$$

где $C^{P.скл.}$ – удельные затраты на ремонт систем разгрузки, складирования и подачи твердого топлива, руб./т у.т.

Затраты на ремонт основного и вспомогательного котельного оборудования (с учетом абразивности топлива и золы, а также низкотемпературной коррозии воздухоподогревателей) включают в себя затраты, связанные с расходами на ремонт систем пылеприготовления и ремонт конвективных поверхностей нагрева котла – водяного экономайзера и воздухоподогревателя (как основных поверхностей, так и дополнительно устанавливаемых при реализации конструктивных решений):

$$U^{P.кот.} = C_{пыл.} + C_{вэж} + C_{взн}, \quad (1.12)$$

где $C_{пыл.}$ – годовые затраты на ремонт систем пылеприготовления, руб.;

$C_{вэж}$ – годовые затраты на ремонт водяного экономайзера, руб.;

$C_{взн}$ – годовые затраты на ремонт воздухоподогревателя, руб.

Годовые затраты на ремонт систем пылеприготовления котла (приведенные к началу расчетного периода), обусловленные абразивностью топлива определяются, как

$$C_{пыл.} = \frac{S_{пыл.} \cdot n}{(1 + E)^{\tau_{пыл.}}} \cdot \frac{1}{\tau_{пыл.}}, \quad (1.13)$$

где $S_{пыл.}$ – стоимость изготовления и замены сменного набора бил, билодержателей и брони на одну мельницу, руб.;

n – число мельниц, установленных на котле;

E – ставка дисконтирования, выражаемая в долях;

$\tau_{пыл.}$ – срок службы сменного набора бил, билодержателей и брони мельницы до замены, ч.

Годовые затраты на замену водяного экономайзера котла (или его ступени), приведенные к началу расчетного периода:

$$C_{\text{вЭК}} = \frac{S_{\text{вЭК}}}{(1+E)^{\tau_{\text{вЭК}}}} \cdot \frac{1}{\tau_{\text{вЭК}}}, \quad (1.14)$$

где $S_{\text{вЭК}}$ – стоимость изготовления и замены водяного экономайзера, руб.;

$\tau_{\text{вЭК}}$ – срок службы водяного экономайзера до замены, ч.

Годовые затраты на замену воздухоподогревателя (или его ступени), как основного, так и дополнительно вводимого в тепловую схему котлоагрегата, приведенные к началу расчетного периода:

$$C_{\text{вЭП}} = \frac{S_{\text{вЭП}}}{(1+E)^{\tau_{\text{вЭП}}}} \cdot \frac{1}{\tau_{\text{вЭП}}}, \quad (1.15)$$

где $S_{\text{вЭП}}$ – стоимость изготовления и замены воздухоподогревателя, руб.;

$\tau_{\text{вЭП}}$ – срок службы воздухоподогревателя до замены, ч.

Затраты на золоулавливание:

$$U^{\text{з.ул.}} = C^{\text{з.ул.}} \cdot B^{\text{зод}}, \quad (1.16)$$

где $C^{\text{з.ул.}}$ – удельные затраты на золоулавливание, руб./т у.т.

Удельные затраты на золоулавливание:

$$C^{\text{з.ул.}} = \frac{A^P \cdot Q_{\text{у.т.}}}{Q_{\text{н}}^P} \cdot Z^{\text{з.ул.}} \cdot K_{\text{ул.}} \cdot (1 - a_{\text{ул}}), \quad (1.17)$$

где A^P – зольность топлива, выраженная в долях;

$Z^{\text{з.ул.}}$ – удельные затраты на золоулавливание 1 т летучей золы твердого топлива, руб./т золы;

$K_{\text{ул.}}$ – коэффициент улавливания золы;

$a_{\text{ул}}$ – доля минеральной части угля, попадающей в шлак.

Затраты на ремонт систем золоулавливания:

$$U^{p.z.ул.} = C^{p.z.ул.} \cdot B^{zod}, \quad (1.18)$$

где $C^{p.z.ул.}$ – удельные затраты на ремонт систем золоулавливания руб./т у.т.

Удельные затраты на ремонт систем золоулавливания определяются, как

$$C^{p.z.ул.} = \frac{A^P \cdot Q_{y.m.}}{Q_H^P} \cdot Z^{p.z.ул.} \cdot k_{ул.} \cdot (1 - a_{шл}), \quad (1.19)$$

где $Z^{p.z.ул.}$ – удельные затраты на ремонт систем золоулавливания в расчете на 1 т летучей золы твердого топлива, руб./т золы.

Затраты на золошлакоудаление:

$$U^{z.уд.} = C^{z.уд.} \cdot B^{zod} \quad (1.20)$$

где $C^{z.уд.}$ – удельные затраты на золошлакоудаление руб./т у.т.

Затраты на золошлакоудаление золы различных углей (на 1 т у.т.) определяются, как

$$C^{z.уд.} = \frac{A^P \cdot Q_{y.m.}}{Q_H^P} \cdot Z^{z.уд.} \cdot [k_{ул.} (1 - a_{шл}) + a_{шл}] \quad (1.21)$$

где $Z^{z.уд.}$ – удельные затраты на гидрозолоудаление 1 т золы и шлака твердого топлива, руб./т золы.

Затраты на ремонт систем золошлакоудаления:

$$U^{p.z.уд.} = C^{p.z.удал.} \cdot B^{zod}, \quad (1.22)$$

где $C^{p.z.удал.}$ – удельные затраты на ремонт систем золошлакоудаления, руб./т у.т.

Удельные затраты на ремонт систем золошлакоудаления:

$$C^{p.z.уд.} = \frac{A^P \cdot Q_{y.m.}}{Q_H^P} \cdot Z^{p.z.уд.} \cdot [k_{ул.} (1 - a_{шл}) + a_{шл}] \quad (1.23)$$

где $Z^{p.zy}$ – удельные затраты на ремонт систем гидрозолоудаления в расчете на 1 т золы и шлака твердого топлива, руб./т золы.

Затраты на хранение золы и шлака:

$$U^{z.xp.} = C^{z.xp.} \cdot B^{zod}, \quad (1.24)$$

где $C^{z.xp.}$ – удельные затраты на хранение золы и шлака, руб./т у.т.

Удельные затраты на хранение золы и шлака:

$$C^{z.xp.} = \frac{A^P \cdot Q_{y.m.}}{Q_H^P} \cdot Z^{z.xp.} \cdot [k_{yl}(1 - a_{шл}) + a_{шл}], \quad (1.25)$$

где $Z^{z.xp.}$ – удельные затраты на хранение золы и шлака в расчете на 1 т золы твердого топлива, руб./т золы.

Плата за выбросы золы:

$$U^{z.vybr.j} = C^{z.vybr.j} \cdot B^{zod}, \quad (1.26)$$

где $C^{z.vybr.j}$ – удельная плата за выбросы золы, руб./т у.т.

Удельная плата за выбросы золы:

$$C^{z.vybr.j} = \frac{A^P \cdot Q_{y.m.}}{Q_H^P} \cdot C_{зол}^{vybr.j} \cdot (1 - k_{yl}) \cdot (1 - a_{шл}), \quad (1.27)$$

где $C_{зол}^{vybr1}$ – удельная плата за выбросы при соблюдении ПДВ, руб./т золы;

$C_{зол}^{vybr2}$ – удельная плата за выбросы при превышении ПДВ, но соблюдении временно согласованных выбросов, руб./т золы;

$C_{зол}^{vybr3}$ – удельная плата при превышении временно согласованных выбросов, руб./т золы.

Плата за выбросы SO_2 :

$$U^{SO_2.vybr.} = C^{SO_2.vybr.k} \cdot B^{zod}, \quad (1.28)$$

где $C^{SO_2 \text{выбр.к}}$ – удельная плата за выбросы SO_2 , руб./т у.т.

Удельная плата за выбросы SO_2 :

$$C^{SO_2 \text{выбр.к}} = \frac{S^P \cdot Q_{y.m.}}{Q_n^P} \cdot \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_S} C_{SO_2}^{\text{выбр.к}}, \quad (1.29)$$

где S^P – содержание серы в топливе, выраженное в долях;

$\mu_S = 32$ – молекулярная масса серы, кг/кмоль;

$\mu_{SO_2} = 64$ – молекулярная масса SO_2 , кг/кмоль;

$C_{SO_2}^{\text{выбр.к}1}$ – удельная плата за выбросы при соблюдении ПДВ, руб./т SO_2 ;

$C_{SO_2}^{\text{выбр.к}2}$ – удельная плата при превышении ПДВ, но соблюдении временно согласованных выбросов, руб./т SO_2 ;

$C_{SO_2}^{\text{выбр.к}3}$ – удельная плата при превышении временно согласованных выбросов, руб./т SO_2 .

В состав дополнительных затрат входят следующие составляющие.

Затраты, связанные с изменением мощности тягодутьевой установки:

$$\Delta U^{\text{вент}} = \sum_i \Delta P_i^{\text{вент}} \cdot \tau_i \cdot c_{c.n.}, \quad (1.30)$$

где $\Delta P^{\text{вент}}$ – изменение мощности дутьевых вентиляторов и дымососов при разной паропроизводительности, кВт;

$c_{c.n.}$ – стоимость электроэнергии на собственные нужды установки, руб/кВт·ч.

Капиталовложения в дополнительные поверхности теплообмена – к данному виду затрат относятся капиталовложения в дополнительные конвективные поверхности (дополнительная поверхность воздухоподогревателя или водяного экономайзера) и поверхность калорифера:

$$K^{\text{доп.}} = F^{\text{доп.}} \cdot C^{\text{доп.}}, \quad (1.31)$$

где $F^{\text{доп.}}$ – площадь поверхностей нагрева калорифера, м²;

$C^{доп.}$ – удельная стоимость поверхностей нагрева калорифера, руб./м².

Капиталовложения в дополнительные тягодутьевые мощности (вентиляторы рециркуляции воздуха):

$$K^{вент.} = P^{вент.} \cdot C^{вент.}, \quad (1.32)$$

где $P^{вент.}$ – мощность дополнительных вентиляторов, кВт;

$C^{вент.}$ – удельная стоимость дополнительных тягодутьевых установок, руб./кВт.

Очевидно, что увеличение срока службы подверженных низкотемпературной коррозии поверхностей в результате внедрения методов ее снижения приведет к уменьшению затрат, связанных с их ремонтом. Однако изменение конструкции котлоагрегата приведет к изменению режимов работы отдельных элементов установки, расходов, связанных с эксплуатацией и ремонтом этих элементов, к изменению эффективности работы котлоагрегата в целом.

ГЛАВА 2. СПОСОБЫ СНИЖЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ В КОТЛОАГРЕГАТАХ ТЭС

Исходя из характера процесса низкотемпературной коррозии [25 – 30], различают несколько способов снижения ее влияния на работу оборудования: переход на сжигание менее сернистого топлива; предварительная подготовка топлива (обессеривание); связывание входящих в состав дымовых газов соединений серы активными компонентами; изменение способа сжигания топлива; выполнение конвективных поверхностей нагрева котлоагрегата из коррозионностойких материалов; повышение минимальной температуры стенки подверженных коррозии поверхностей.

2.1 Анализ подходов к снижению низкотемпературной коррозии

Одним из наиболее очевидных способов снижения содержания оксидов серы в дымовых газах представляется переход на сжигание менее сернистого топлива – природного газа или угля с меньшим содержанием соединений серы. Опыт перевода основного и вспомогательного оборудования станций на сжигания газа достаточно обширен, как за рубежом, так и в России [31 – 38].

Однако при детальном изучении становится ясно, что данный подход оказывается как минимум паллиативным – запасы природного низкосернистого угля невелики, а перевод на сжигание природного газа может быть оправдан только для небольших агрегатов промышленного и бытового назначения. Перевод же мощных котельных установок, задействованных в генерации электроэнергии, не является рациональным ни с точки зрения энергетической политики, ни с точки зрения обеспечения энергетической безопасности.

Существующая на данный момент в России структура потребления первичных энергоресурсов сложилась в ходе естественного процесса развития энергетической отрасли. Существенную роль в формировании стратегий их добычи и потребления сыграло наличие больших запасов органических топлив. Доминирующее положение среди проектных и используемых топлив занимает природный газ, доля которого в соответствии с [1] составляет более 70 %. Высокие темпы добычи и потребления природного газа в совокупности с данными о разведанных и перспективных месторождениях вызывают сомнения в целесообразности дальнейшего перевода генерирующих мощностей ТЭС на него как на базовое топливо. Помимо этого, в соответствии с Энергетической стратегией России до 2030 года, одобренной Правительством Российской Федерации в ноябре 2009 года, предполагается снижение доли потребления природного газа в топливно-энергетическом балансе страны до 65 % к концу запланированного периода. Достижение такого результата предполагается за счет обеспечения увеличения доли нетопливных источников энергии (АЭС, возобновляемые источники энергии), а также доли угля в потреблении первичных топливно-энергетических ресурсов с 25 % до 35 % к 2030-у году. В данном аспекте уголь рассматривается в качестве базового стратегического топлива, огромные запасы которого (порядка 160364 млн. т согласно [6]) позволяют прорабатывать долговременную концепцию развития энергетических технологий, основанных на переработке угля. Из представленного анализа следует, что, несмотря на положительный опыт и широко распространение перевода энергетического оборудования на сжигание природного газа, данное направление не может рассматриваться как перспективное, в том числе с точки зрения решения задачи снижения скорости низкотемпературной коррозии.

Широкое распространение в металлургической промышленности получили способы предварительной подготовки топлива перед его утилизацией – обессеривание – с целью получения качественного кокса. Однако в мировой практике существует также опыт обессеривания энергетических углей [39 – 44].

Методы, реализуемые в данном направлении, подразделяются в зависимости от используемых технологий на физические (основанные на разделении угля на фракции, отличающиеся по магнитным, флотационным, электростатическим свойствам, плотности и т.д.), химические и их сочетания. Эффективность этих методов существенно зависит от состава и характера распределения соединений серы в угле.

Физические методы обессеривания углей позволяют добиться снижения содержания серы в топливе на 10 – 60 % за счет удаления ее соединений, содержащихся в минеральной части углей в виде пирита, марказита, сульфатов и сульфидов железа. Наиболее простыми из физических методов являются разделение фракций по плотности в сепараторах различного вида (пневматических, с магнетитовой суспензией, тяжелосредные, противоточные и т.д.) и флотационная обработка углей. Степень обессеривания исходного угля при применении этих технологий зависит от размера конкреций пирита и, соответственно, снижается с уменьшением их размера вплоть до абсолютной неэффективности [45]. Более высокой эффективностью характеризуются методы, основанные на сепарации в центробежном поле в средах с плотностью выше 1000 кг/м³ (с применением органических жидкостей и растворов солей) [46 – 48].

Для обессеривания углей мелких классов используются методы магнитной сепарации, позволяющие выделить из угля тонкие (меньше 10 мкм и меньше) включения пирита. Пиритные включения обычно имеют невысокую магнитную восприимчивость, резко увеличивающуюся при окислении и температурной обработке в результате образования новых соединений и структурных изменений. Применение высокоградиентной магнитной сепарации с предварительной термообработкой (скоростной паровоздушной термообработкой, нагревом в ВЧ- и СВЧ-полях, обработкой газообразным пентакарбонилем железа и т.д.) позволяет снизить содержание соединений серы в концентрате (тяжелой фракции с плотностью 2200-2400 кг/м³, содержащей до 40 % минеральной серы угля) с эффективностью до 60 % [49, 50].

В отличие от физических методов, позволяющих удалить соединения серы только из минеральной части топлива, химические методы обессеривания предназначены для выделения как минеральной, так и органической серы из исходного сырья. Также при химической обработке угля из него удаляются связанные с органической серой микроэлементы – сурьма, мышьяк, кобальт, ртуть, селен.

Существенная часть органической серы углей (порядка 70 %) находится в составе плотных гетероциклических структур. Основа всех химических методов обессеривания – выделение молекулы серы путем разрушения этих структур в результате действия окислительных и реже восстановительных агентов с переводом серы в газообразные или растворимые в водных средах продукты [51 – 54].

Паровоздушная термообработка углей Донецкого угольного бассейна позволяет перевести до 60 % исходной серы топлива в газообразные оксиды серы [55, 56].

Применение водных растворов кислот позволяет извлечь из угля практически все количество неорганических и свыше 70 % органических соединений серы [57].

Использование в качестве агента раствора сульфата железа позволяет организовать практически безреагентный, замкнутый процесс обессеривания угля [58].

Также высокую эффективность показывает технология обессеривания углей некоторых месторождений бактериологическим выщелачиванием хемоавтотрофными микроорганизмами, позволяющая удалить до 90 % пиритной серы [59].

Обогащение угля позволяет добиться существенного снижения содержания серы и золы в исходном топливе, что с одной стороны увеличивает его потребительскую стоимость, с другой – позволяет снизить расходы на транспорт угля (обогащение угля в основном осуществляется непосредственно на месте его добычи), увеличить номинальную и пиковую мощности энергетических

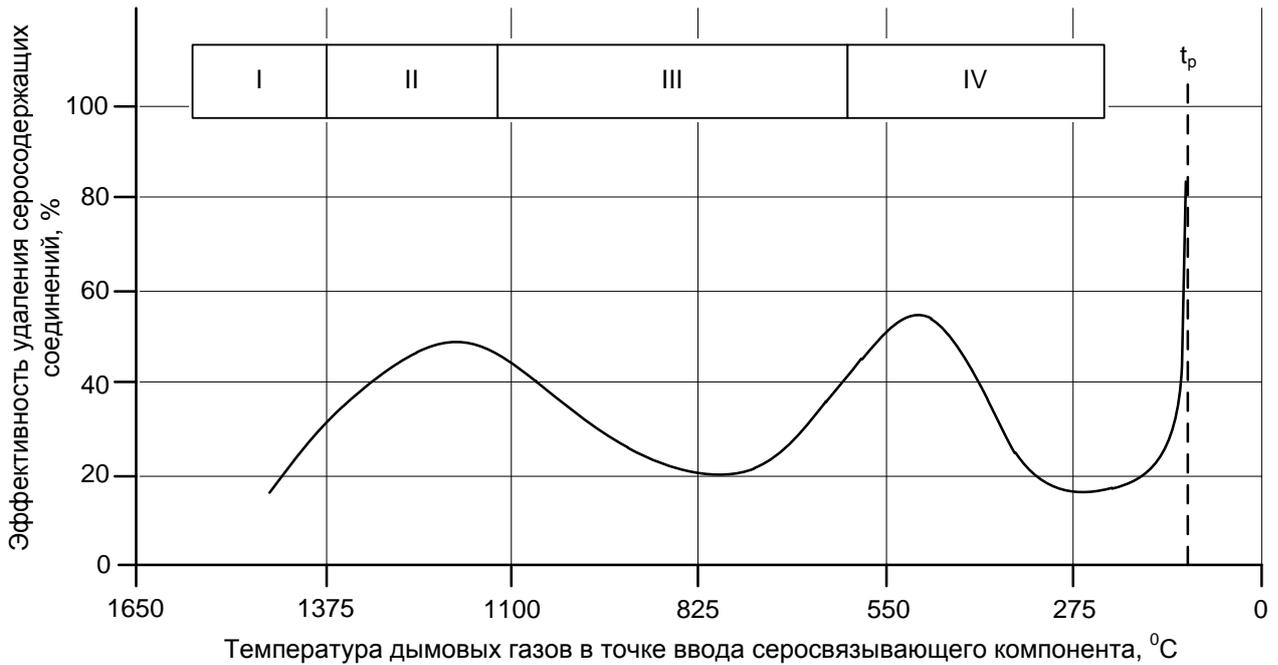
установок. Однако, несмотря на эффективность данных способов, необходимо отметить высокую стоимость организации технически сложных процессов обессеривания угля при невысокой производительности (в сравнении с суммарным расходом топлива котлоагрегатами станций) установок обессеривания. Обстоятельства, делающие обогащение угля экономически эффективным и потенциально применимым для обессеривания угля, включают: существенный рост цен на уголь и его транспортировку; снижение качества угля, связанное с применением низкоселективных способов его добычи; ужесточение нормативов на выбросы загрязняющих веществ с дымовыми газами энергетических установок и т.д.

Непосредственное применение установок обессеривания угля на ТЭС также затруднено, поскольку ни одна из существующих технологий не является универсальной, а определение эффективности их применения на станциях, зачастую использующих угли нескольких марок, различные по физическому и химическому составу и свойствам, требует более тщательного изучения.

Некоторая часть оксидов серы дымовых газов вступает в реакцию с оксидами щелочных и щелочноземельных металлов (прежде всего кальция и магния), входящих в состав минеральной части твердого топлива, благодаря чему связывается и удаляется вместе с золой, не участвуя в образовании паров серной кислоты. Доля оксидов серы, связываемых летучей золой дымовых газов, зависит от щелочности угля и его золы и может достигать 15 %. Этот эффект можно усилить, организовав подачу активно взаимодействующего с оксидами серы вещества в объем топки или газового тракта котлоагрегата. Данный способ относится к технологиям газофазной десульфуризации и получившим широкое распространение при решении экологических задач [10, 60 – 64].

Наиболее широко применяются технологии, основанные на связывании оксидов серы соединениями, содержащими кальций – гашеной и негашеной известью (CaO , Ca(OH)_2), известняком (CaCO_3), доломитом ($\text{CaCO}_3 \cdot \text{MgCO}_3$). Интенсивность реакций взаимодействия серосвязывающего компонента с серосодержащими соединениями дымовых газов (при неполном сгорании угля

помимо серного и сернистого ангидрида в дымовых газы могут присутствовать оксид-сульфид углерода – COS , сероуглерод – CS_2 , сероводород – H_2S) в существенной степени зависит от площади и времени контакта активного компонента с дымовыми газами, а как следствие – от точки его введения в газовый тракт котла (рисунок 2.1).



I – высокотемпературная зона топки, II – зона выхода газов из топки, III – зона пароперегревателя, IV – зона конвективных поверхностей нагрева

Рисунок 2.1 – Зависимость эффективности связывания серосодержащих соединений от зоны ввода извести/известняка [11].

Поэтому зачастую серосвязывающий компонент подается в топку вместе с топливом, что в том числе избавляет от необходимости организации дополнительного механизма его ввода в дымовые газы. Однако когда известь или известняк попадают в зону пламени с температурой порядка 2000 – 2300 К, которая, кроме того, что она выше температуры разложения сульфата кальция (то есть, связывание оксидов серы фактически не реализуется за счет термического разложения в высокотемпературной зоне факела продуктов реакции взаимодействия оксидов серы с серосвязывающим компонентом), возникает так

называемое «мертвое горение» извести – образование эвтектической смеси оксида кальция с не кальцинированным углеродом. В результате расплавления этой смеси образуется плотная структура без пор, и взаимодействие оксидов серы с твердыми частицами прекращается.

Следует отметить ряд особенностей, связанных с применением содержащих кальций реагентов:

– наличие в дымовых газах известняка может привести к изменению химического состава золы и вызвать снижение температуры начала ее деформации, что может стать причиной увеличения интенсивности шлакования поверхностей нагрева;

– присутствие в продуктах сгорания угля безводного гипса может привести к образованию в установках мокрого золоулавливания трудноудаляемых отложений, что создает необходимость точного химического баланса такой установки.

Также в качестве серосвязывающего компонента в некоторых работах предлагается использование карбоната и бикарбоната натрия (Na_2CO_3 и NaHCO_3 соответственно) [65 – 67]. Ввод их в дымовые газы позволяет достичь более весомого эффекта, однако и стоимость используемых реагентов существенно выше. К тому же, наибольшую эффективность (до 60 %) данная технология показывает в зоне температур 100 – 200 °С, соответствующих температуре дымовых газов уже на выходе из хвостовых поверхностей нагрева котлоагрегата.

Существует метод, основанный на применении твердого сорбента, получаемого при нанесении соды на поверхность носителя – альфа-модификации оксида алюминия [68]. Данный способ интересен возможностью регенерации сорбента обработкой его в малых количествах восстановительным газом и паром при высокой температуре. Недостатками процесса являются наличие узла высокотемпературной регенерации сорбента, увеличивающего продолжительность пусков и остановов агрегата; отсутствие испытаний процесса на промышленных установках.

Сложность организации оптимального распыления сорбента, проблемы с загрязнением теплообменных поверхностей и золоулавливающего оборудования не позволяют успешно реализовывать описанные процессы связывания оксидов серы в топках и газоходах крупных энергетических котлоагрегатов даже с минимальной заявленной эффективностью. В ходе опытной эксплуатации были достигнуты очень низкие уровни удаления оксидов серы – до 30 %.

Снижения содержания в дымовых газах оксидов серы можно также добиться применением высокоэффективных способов сжигания угля.

С точки зрения решаемой задачи – снижения скорости низкотемпературной коррозии – в первую очередь внимания заслуживает технология сжигания угля в кипящем слое. Данная технология еще в середине прошлого века привлекла внимание специалистов как высокорентабельное средство утилизации низкокачественного – высоковлажного, высокозольного, низкорекреационного твердого топлива [12, 69 – 80]. В ходе дальнейшего исследования данной технологии были обнаружены возможности сокращения выбросов в атмосферу оксидов серы и азота.

В типовой топке с кипящим слоем топливо поддерживается во взвешенном состоянии подачей воздуха в нижнюю часть камеры сгорания. Вследствие высокой скорости перемешивания тепловыделение происходит равномернее по объему камеры сгорания и при существенно более низких температурах, чем в пылеугольных топках. При невысоких температурах сжигания (850 – 930 °С) не возникает проблем, связанных со спеканием частиц угля и ошлакованием теплообменных поверхностей. Значимым преимуществом топок с кипящим слоем с позиции решаемой задачи является возможность непосредственной очистки продуктов сгорания в самой камере. В первую очередь это касается именно оксидов серы.

Для этого непосредственно в кипящий слой вводятся добавки известняка, извести, доломита, которые связывают серу, содержащуюся в угле. Эффективное перемешивание реагента со взвешенными в газозооной смеси частицами топлива позволяет добиться высокой степени связывания соединений серы – до

90 % с остаточным содержанием оксидов серы в дымовых газах на уровне 200 – 400 мг/м³ [81]. Степень связывания оксидов серы зависит от следующих параметров:

- молевого отношения реагента к содержанию серы в исходном топливе;
- температуры протекания реакции (оптимальная температура лежит в интервале 800 – 900 °С);
- давления;
- времени существования газа;
- размера среднего частиц топлива и частиц вводимого реагента;
- типа связующего реагента.

В топках с кипящим слоем скорость потока газа относительно твердых частиц очень высока, что способствует интенсификации процесса сгорания. В результате тепловая эффективность типовых топок достигает высоких значений – до 3 МВт/м². К недостаткам данной технологии следует отнести: необходимость глубокой очистки продуктов сгорания от золовых частиц; необходимость организации дожигания уноса до 1 мм, связанную с выносом до 30 % углерода топлива из зоны горения; зашлаковывание межсоплового пространства и самих воздухораспределительных сопел при недостаточном напоре дутьевого воздуха; трудность создания и поддержания равномерного кипящего слоя в больших топках, что ограничивает размер и мощность единичного агрегата; очень большой абразивный износ теплообменных поверхностей [82 – 86].

Организация циркулирующего кипящего слоя, характеризующегося высокими скоростями подачи воздуха, высокой степенью рециркуляции топлива и разделением топливных частиц на крупную и мелкую фракцию с выгоранием последней в конвективном потоке надслойного пространства, позволяет увеличить тепловую эффективность до 8 МВт/м², что позволяет проектировать единичные агрегаты паропроизводительностью до 100 т/ч [87 – 92]. В отличие от базовой технологии реализация циркулирующего кипящего слоя не предъявляет жестких требований к тонкости помола угля и однородности его состава. Помимо этого в установках с циркулирующим кипящим слоем теплообменные

поверхности отделены от камеры сгорания, что существенно снижает абразивный износ этих поверхностей.

За рубежом разработкой и производством топок с кипящим слоем – обычным, под давлением, циркулирующим – занимается несколько фирм. Самыми известными среди них являются «Lurgi», «Battele», «Ahlstrom» и «Stone-Webster». Среди проводимых ими исследований и реализуемых проектов выделяется котел с циркулирующим кипящим слоем мощностью 900 МВт, произведенный фирмой «Lurgi» [13] со сдвоенной камерой сгорания. Подобные проекты подтверждают возможность создания котлов большой мощности со сжиганием угля в циркулирующем кипящем слое. Однако опыт исследований выявляет ряд недостатков: большой расход электроэнергии на дутье, сложность изготовления и существенные трудности автоматизации таких агрегатов [93, 94]. В настоящее время в России котлы с циркулирующим кипящим слоем не выпускаются.

Достаточно высокой эффективности связывания оксидов серы в топке котла позволяет добиться многоступенчатое сжигание угля, реализуемое за счет уровневой подачи воздуха в топку [95 – 97]. Благодаря такому подходу в нижней части факела возникает восстановительная среда и устанавливается сравнительно невысокая температура, способствующие повышению эффективности использования серосвязывающего реагента – известняка, извести, оксида магния.

Основным препятствием, ограничивающим применение многоступенчатого сжигания угля, является интенсивное шлакование экранных труб. Это происходит вследствие понижения температуры плавления золы в восстановительной среде. Это происходит даже в топках, не зашлаковывающихся при нормальных условиях – при подаче необходимого для сгорания угля воздуха в полном объеме. Помимо этого наблюдается увеличение интенсивности высокотемпературной коррозии, предположительно – вследствие возникновения напряжений, связанных с увеличением объема отложений при взаимодействии оксидов железа и серы [97].

Еще одним способом предотвращения коррозии элементов воздухоподогревателей котлоагрегатов, работающих на сернистых углях и мазутах, является установка в качестве последней по ходу газов газам и первой по ходу воздуха ступени воздухоподогревателя, изготовленной из некорродирующего материала, в частности из стеклянных труб [14, 15]. Работая полностью или частично в зоне температур, предполагающих конденсацию паров серной кислоты, эта ступень дает возможность разместить основную часть воздухоподогревателя в такой температурной зоне, где сочетание входящего подогретого воздуха и не полностью охлажденных газов исключает возможность наружной коррозии труб или набивки воздухоподогревателя.

Первые в России стеклянные воздухоподогреватели с шахматной компоновкой труб внедрялись на котлоагрегатах Новокуйбышевской ТЭЦ-1, Урусинской ГРЭС, ГЭС-1 Мосэнерго, Ефремовской ТЭЦ и др. Для их изготовления использовалось малощелочное стекло составом: SiO_2 – 80 %, B_2O_3 – 13 %, Al_2O_3 – 2,25 %, Na_2O – 3,5 %, K_2O – 1,15 %, Fe_2O_3 – 0,05 %. Это стекло устойчиво к воздействию практически всех химических веществ (в том числе, входящих в состав дымовых газов) кроме фтора, некоторых соединений фосфора и горячих щелочных растворов с рН свыше 10 [16].

Основная трудность обеспечения эксплуатационной надежности таких воздухоподогревателей была связана с удалением золовых отложений, формировавшихся весьма интенсивно, что привело к необходимости осуществления водных обмывок, усиливающих коррозию газоходов.

Также к недостаткам стеклянного воздухоподогревателя можно отнести его высокую материалоемкость, низкую компактность, высокую стоимость, ограниченную прочность труб, особенно под воздействием изгибающих, растягивающих и ударных усилий. Поэтому широкое внедрение стеклянных воздухоподогревателей на вновь проектируемых мощных котлах требует технико-экономического обоснования с учетом специфических особенностей эксплуатации в каждом конкретном случае.

Одним из весьма интересных способов снижения влияния процесса низкотемпературной коррозии на работу оборудования видится повышение минимальной температуры стенки трубок ВЗП. При повышении ее до значения, выше температуры точки росы дымовых газов, практически исключается конденсацию паров серной кислоты на поверхностях и, тем самым, фактически устраняется угроза низкотемпературной коррозии.

Реализация входящих в данное направление методов не требует глубокой реконструкции оборудования, сами технологии не имеют ограничения по мощности агрегатов и кажутся более универсальными, по сравнению с рассмотренными методами. Исследованию именно этого направления снижения влияния низкотемпературной коррозии на работу котлоагрегата посвящены следующие разделы данной работы.

2.2 Обзор способов предварительного подогрева воздуха в котлоагрегатах ТЭС

Температура металла воздухоподогревателя котлоагрегата связана с температурами уходящих газов и холодного воздуха в каждой его точке. Непосредственное повышение температуры уходящих газов существенно отразится на экономичности котлоагрегата. Увеличение подогрева воздуха перед воздухоподогревателем позволяет при заданном значении температуры точки росы добиться повышения температуры металла воздухоподогревателя, но приводит к снижению температурного напора в воздухоподогревателе, соответственно, либо при фиксированной площади поверхности температура уходящих газов будет возрастать и приводить к снижению экономичности котлоагрегата, либо вызовет необходимость увеличения площади поверхности. Поэтому нахождение оптимального варианта является комплексной, требующей детального анализа, задачей.

В настоящее время разработаны и применяются разнообразные способы предварительного подогрева воздуха [17, 18, 98], различающиеся по типу теплоносителя, по аэродинамической схеме (замкнутая, разомкнутая, одно- и двухступенчатая и т.д.), по конструкции и компоновке устройств, используемых для подогрева воздуха, и т.д.. Основным же признаком, определяющим тепловую схему установки, является вид используемого в схеме греющего агента. По этому признаку способы подогрева можно разделить на следующие группы:

- подогрев теплотой продуктов сгорания топлива;
- подогрев теплотой отборного пара турбины;
- паровой подогрев в сочетании с изменением соотношения водяных эквивалентов газов и воздуха в воздухоподогревателе;
- подогрев воздуха от посторонних источников;
- комбинированные схемы подогрева.

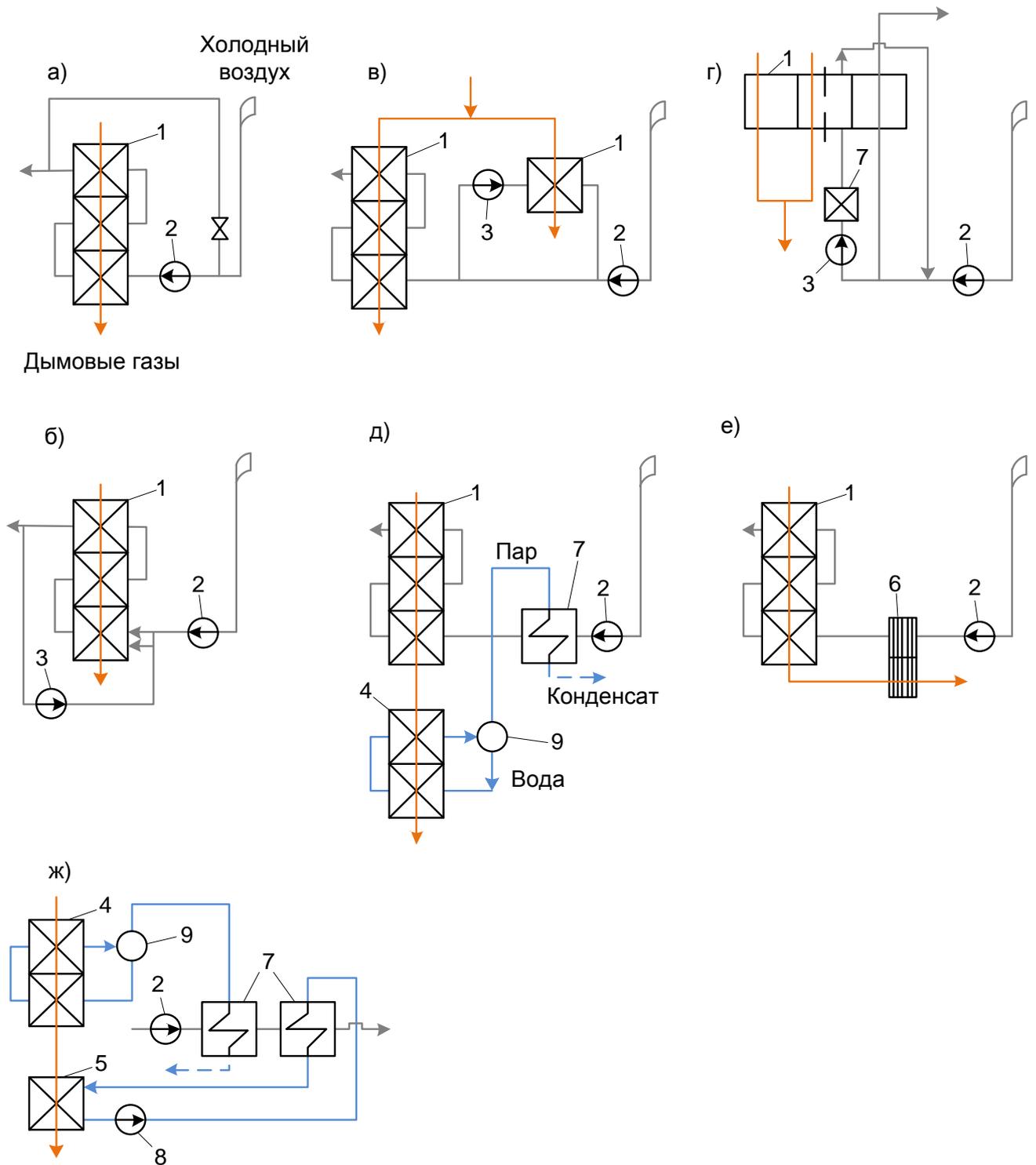
Наиболее простым и широко распространенным способом подогрева воздуха теплотой продуктов сгорания является организация рециркуляции горячего воздуха (рисунок 2.2, а).

Очевидным недостатком этой простейшей схемы является увеличенный объем воздуха, перекачиваемого дутьевым вентилятором, и соответственно увеличенный расход электроэнергии на его привод.

Частично этот недостаток устраняется в схеме с использованием дополнительного вентилятора рециркуляции (рисунок 2.2, б), нагнетающего горячий воздух в напорный воздуховод дутьевого вентилятора [99].

Существует схема рециркуляции воздуха, в которой предварительный подогрев воздуха осуществляется смешением холодного воздуха и воздуха, нагретого в отдельной секции воздухоподогревателя, включенной по газам параллельно основному воздухоподогревателю [100]. Такая схема представлена на рисунке 2.2, в.

Для подогрева воздуха в котлах с регенеративными воздухоподогревателями применяется схема рециркуляции воздуха с установкой вентилятора рециркуляции на линии холодного воздуха (рисунок 2.2, д) [101].



1 – воздухоподогреватель; 2 – дутьевой вентилятор; 3 – вентилятор рециркуляции воздуха; 4 – газовый испаритель; 5 – экономайзер низкого давления; 6 – воздухоподогреватель с водонаполненными трубками; 7 – калорифер; 8 – насос; 9 – барабан газового испарения

Рисунок 2.2 – Схемы подогрева воздуха теплотой продуктов сгорания

На рисунке 2.2, е представлена схема подогрева воздуха в воздухоподогревателе с водонаполненными трубками [102]. Такие воздухоподогреватели обладают рядом преимуществ по сравнению с трубчатыми воздухоподогревателями в отношении влияния на их надежность процесса низкотемпературной коррозии. В отличие от трубчатых воздухоподогревателей, сквозная коррозия трубок которых приводит к возникновению перетоков воздуха в дымовые газы, плотность воздухоподогревателя из водонаполненных труб не нарушается даже при сквозной коррозии отдельных труб, поскольку при этом вытекает вода из поврежденных коррозией труб, и из строя выходит только соответствующая часть всей поверхности нагрева. Еще одной важной особенностью таких воздухоподогревателей является локализация зоны коррозии. Эта особенность связана с тем фактом, что в воздухоподогревателе с водонаполненными трубками каждая трубка имеет постоянную температуру стенки, определяемую температурой кипения содержащейся в ней жидкости, поэтому изотермы температур стенок у такого воздухоподогревателя проходят вдоль трубок и в коррозионно-опасную область температур металла попадает лишь часть трубок. По мере выхода поверхности из строя зона коррозии смещается к следующему ряду элементов. За счет этого обеспечивается достаточно продолжительная работа поверхности. В трубчатом же воздухоподогревателе с перекрестным током газов и воздуха практически все трубы последней по ходу газов ступени оказываются в коррозионно-опасной области температур металла.

На рисунке 2.2, ж изображена схема с газовым испарителем и паровыми калориферами [103].

Накоплен большой опыт освоения и исследования различных типов газовых испарителей с калориферами на различных котельных агрегатах.

Реконструкция котлоагрегатов Кизеловской ГРЭС и Рижской ТЭЦ с установкой многоступенчатых газовых испарителей выявили наличие существенных затруднений в наладке и эксплуатации сложных многоступенчатых систем. Эффективнее оказались системы подогрева воздуха с использованием

одноступенчатой схемы с газотрубным газовым испарителем, работающим при атмосферном давлении, примененные на Дорогобужской ГРЭС [103].

На многих котлоагрегатах газовые испарители выполнялись в сочетании с экономайзерами низкого давления и с воздухоподогревателями с водонаполненными трубками. Дальнейшие исследования привели к разработке установок, состоящих из двух независимых контуров «газовый испаритель – калорифер» и «экономайзер низкого давления – калорифер» [104] (рисунок 2.2, ж). Первый контур рассчитан на работу в зоне температур, обеспечивающих значение минимально температуры стенки выше температуры точки росы, второй – в зоне коррозии, поэтому выполнялся с толщиной стенки порядка 6 мм и был спроектирован с возможностью быстрой замены секций. Такое решение было применено на Заинской и Верхнетагильской ГРЭС, что позволило добиться достаточно высокой надежности системы с трубчатых воздухоподогревателем при относительно невысоких габаритах установки [103]. Испытания и эксплуатация таких систем на газомазутных котлоагрегатах показали, что хвостовые поверхности нагрева работают вполне эффективно, их эксплуатация не требует большего внимания, чем эксплуатация обычных воздухоподогревателей.

Исследования многоконтурных систем подогрева воздуха также связаны с особенностями условий работы воздухоподогревателя, которые существенно отличаются от условий работы других поверхностей. С одной стороны, разность температур в воздухоподогревателе меньше, чем в других поверхностях нагрева, с другой – отношение водяных эквивалентов (суммарных теплоемкостей) греющей и нагреваемой сред в этой поверхности больше единицы, в то время как в остальных поверхностях нагрева – меньше единицы. В связи с этим меньшая разность температур в воздухоподогревателе наблюдается не на выходной по ходу газов (холодной) стороне, как у других поверхностей нагрева, а на входной (горячей). Поэтому температура уходящих газов котельных установок определяется экономически обоснованной разницей температур на входной стороне воздухоподогревателя (в большинстве случаев 30 – 40 °С).

На рисунке 2.3 представлены диаграммы температур дымовых газов и воздуха в одноступенчатом воздухоподогревателе при разных отношениях водяных эквивалентов сред (ψ). Как следует из диаграммы, температура уходящих газов определяется соотношением водяных эквивалентов дымовых газов и воздуха при заданной минимальной разности температуры газов на входе в ВЗП и температуры горячего воздуха, которое зависит от влажности сжигаемого топлива, содержания в нем водорода и от количества присосов воздуха по газовоздушному тракту котла.

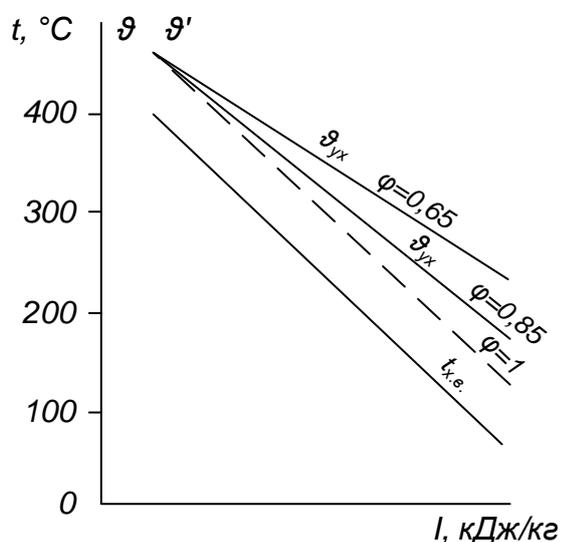


Рисунок 2.3 – $g-t-I$ -диаграмма одноступенчатого воздухоподогревателя при разных отношениях водяных эквивалентов воздуха и дымовых газов [105].

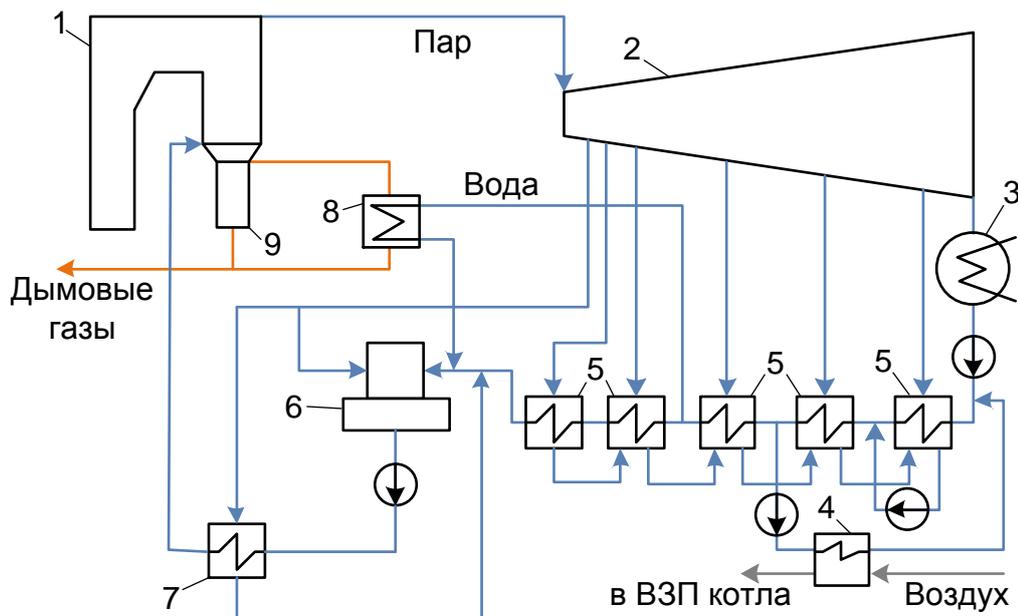
В случаях, когда в соответствии с условиями горения топлива необходим высокий уровень подогрева воздуха, это соотношение определяет возможность снижения температуры уходящих газов.

Как следствие – с целью увеличения разности температур в трубчатых воздухоподогревателях применяется двухступенчатая компоновка воздухоподогревателя в рассечку с водяным экономайзером. Однако при такой компоновке резко увеличивается высота конвективной шахты котла, а во многих случаях и всего котельного агрегата. Для регенеративных воздухоподогревателей

двухступенчатая компоновка никогда не применялась, так как она могла бы привести к резкому увеличению присосов воздуха.

С целью снижения ограничений по подогреву воздуха, связанных с небольшой разностью температур рабочих сред на горячей стороне поверхности, и снижению температуры газов оправдано создание условий работы воздухоподогревателя, при которых водяные эквиваленты дымовых газов и воздуха становятся сопоставимы.

На рисунке 2.4 представлена схема, реализующая подогрев воздуха основным конденсатом турбоустановки в сочетании с использованием экономайзера низкого давления [106].



1 – котел; 2 – турбина; 3 – конденсатор; 4 – калориферная установка; 5 – ПНД; 6 – деаэратор; 7 – ПВД; 8 – экономайзер низкого давления; 9 – воздухоподогреватель котла

Рисунок 2.4 – Схема регенеративного подогрева воздуха в сочетании с экономайзером низкого давления

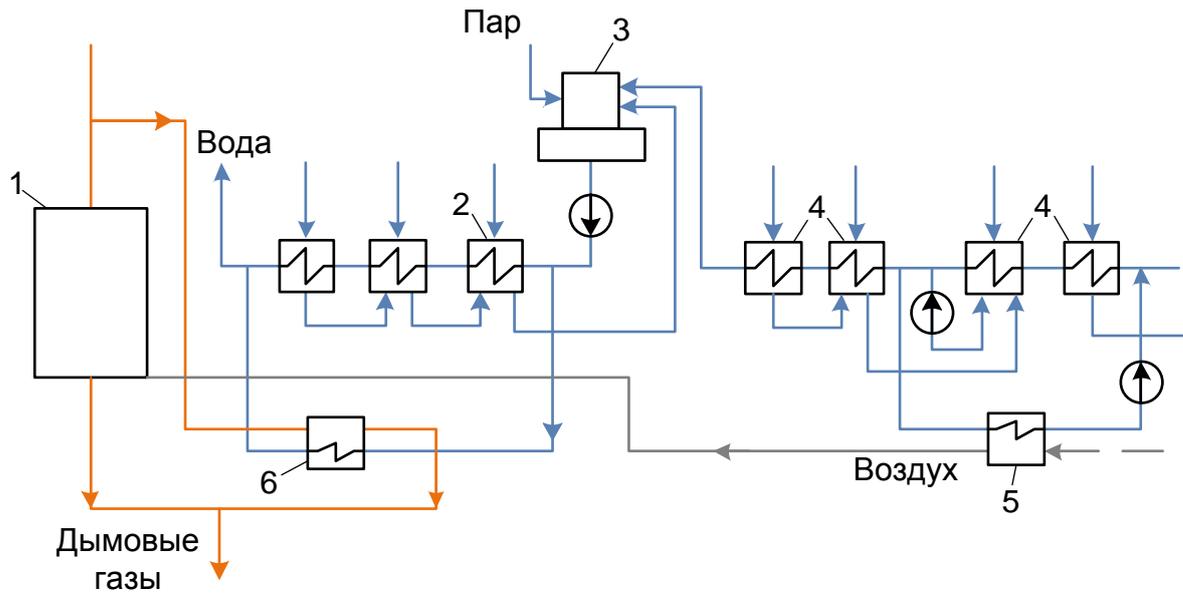
На входе в воздухоподогреватель часть газов отбирается, что способствует созданию благоприятных условий для повышения температуры воздуха на входе

в котел. Тепло отобранной части газов утилизируется в установленном параллельно воздухоподогревателю экономайзере, включенном в систему регенеративного подогрева питательной воды низкого давления. Предварительный подогрев воздуха осуществляется в калорифере основным конденсатом, отбираемым из части системы РППВ низкого давления до точки отбора конденсата на экономайзер. Конденсат после калориферов сбрасывается в систему РППВ перед первым по ходу воды подогревателем. Таким способом обеспечивается использование для предварительного подогрева воздуха теплоты низкопотенциальных отборов пара с вытеснением экономайзером низкого давления отборов более высокого потенциала.

Отбор части дымовых газов перед воздухоподогревателем на экономайзер низкого давления уменьшает водяной эквивалент дымовых газов, поступающих в воздухоподогреватель, приближая его значение к значению водяного эквивалента нагреваемого воздуха, за счет чего происходит рост температурного напора на горячей стороне воздухоподогревателя. Это позволяет повысить температуру предварительного регенеративного подогрева воздуха без значительного повышения температуры уходящих газов.

Помимо наличия определенных сложностей эксплуатации при реализации в конструкции крупных котлоагрегатов, представленная схема регенеративного подогрева воздуха с экономайзером низкого давления не рекомендуется к применению при сжигании сернистых топлив, поскольку температура металла экономайзера ниже температуры точки росы. Повышение температуры металла экономайзера до значений выше температуры точки росы достигается в схеме подогрева воздуха в сочетании с экономайзером высокого давления [107], включенным параллельно воздухоподогревателю по газам и параллельно подогревателям питательной воды высокого давления а по воде (рисунок 2.5).

Использование в экономайзере питательной воды, отобранной после деаэратора с давлением 0,59 – 0,68 МПа повышает температуру стенки экономайзера до 160 – 165 °С, что предотвращает наружную и внутреннюю коррозию его поверхности.



1 – воздухоподогреватель; 2 – ПВД; 3 – деаэратор; 4 – ПНД; 5 – калорифер; 6 –
экономайзер высокого давления

Рисунок 2.5 – Схема регенеративного подогрева воздуха в сочетании с
экономайзером высокого давления

Дополнительным преимуществом схемы подогрева воздуха с экономайзером высокого давления является повышение мощности установки на 1,5 – 2 % без увеличения расхода свежего пара. Снижение тепловой эффективности котла, связанное с повышением температуры уходящих газов на выходе из экономайзера высокого давления (по сравнению с вариантом с использованием экономайзера низкого давления) практически компенсируется тем, что в случае использования экономайзера высокого давления происходит вытеснение пара регенеративных отборов более высокого потенциала.

Общей проблемой эксплуатации систем с изменением водяных эквивалентов дымовых газов и воздуха в крупных котлоагрегатах являются трудности балансирования количества тепла, необходимого для подогрева воздуха и снижения потерь с уходящими газами, а также сложности, обусловленные зависимостью температуры воды в системе РППВ от температуры холодного воздуха, изменением объема воды в системе, требующими установки устройств, это изменение компенсирующих.

Как и регенеративный подогрев питательной воды, предварительный подогрев воздуха теплотой пара, отбираемого из турбины, представляется одним из способов увеличения степени регенерации теплоты в цикле. Отличием регенеративного подогрева воздуха является то, что теплота пара передается не непосредственно рабочему телу – воде, а сперва передается воздуху, после поступает в топку котла, а затем через поверхности теплообмена возвращается пару и воде. Поэтому, в частности, эффективность регенерации тепла в цикле подобным образом зависит от эффективности отдельных этапов в элементах котлоагрегата.

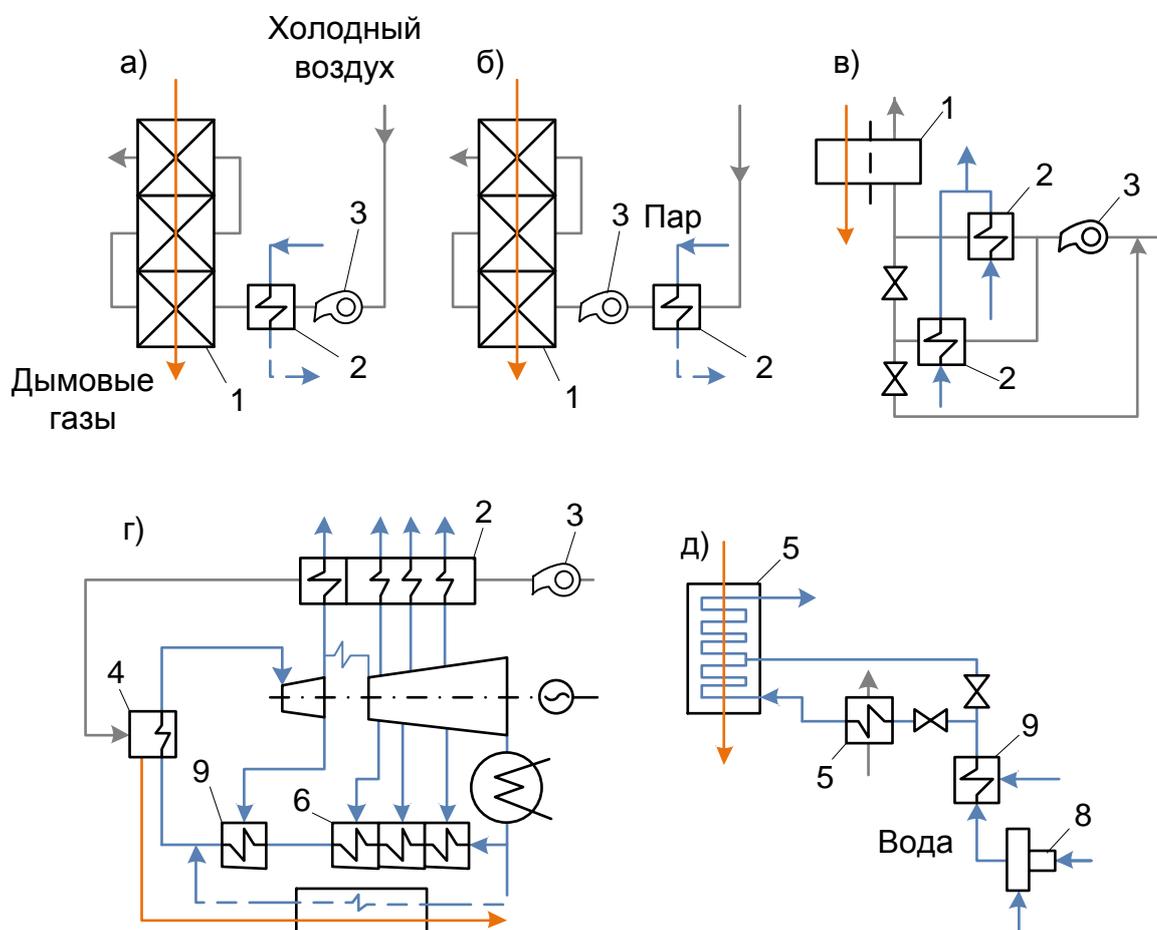
Схемы одноступенчатого предварительного подогрева воздуха с непосредственным использованием отбираемого из турбины пара представлены на рисунке 2.6, а, б. Пар из регенеративных отборов турбины поступает в калориферы, устанавливаемые на напоре или всасе дутьевого вентилятора.

На рисунке 2.6, в представлена схема двухступенчатого парового подогрева воздуха в калориферах. В соответствии с этой схемой основная ступень калориферной установки располагается на напорной стороне дутьевого вентилятора, часть же воздуха направляется в дополнительную ступень калорифера, нагревается паром по воздухопроводу рециркуляции поступает на всас дутьевого вентилятора, где смешивается с основным потоком воздуха. Это выполняется с целью защиты дутьевого вентилятора и основной ступени калорифера от обмерзания в зимний период. При отсутствии опасности размораживания основной ступени калорифера подогретый в дополнительной ступени калорифера воздух смешивается с потоком воздуха за основной ступенью калориферов [108].

Схема с многоступенчатым предварительным подогревом воздуха паром представлена на рисунке 2.6, г [там же].

Подогрев воздуха в данном варианте осуществляется в многоступенчатой калориферной установке паром, отбираемым из всех регенеративных отборов турбины, с отводом части основного конденсата перед подогревателями низкого

давления в газовый подогреватель, где он подогревается теплом дымовых газов, отбираемых за поверхностями нагрева котла.



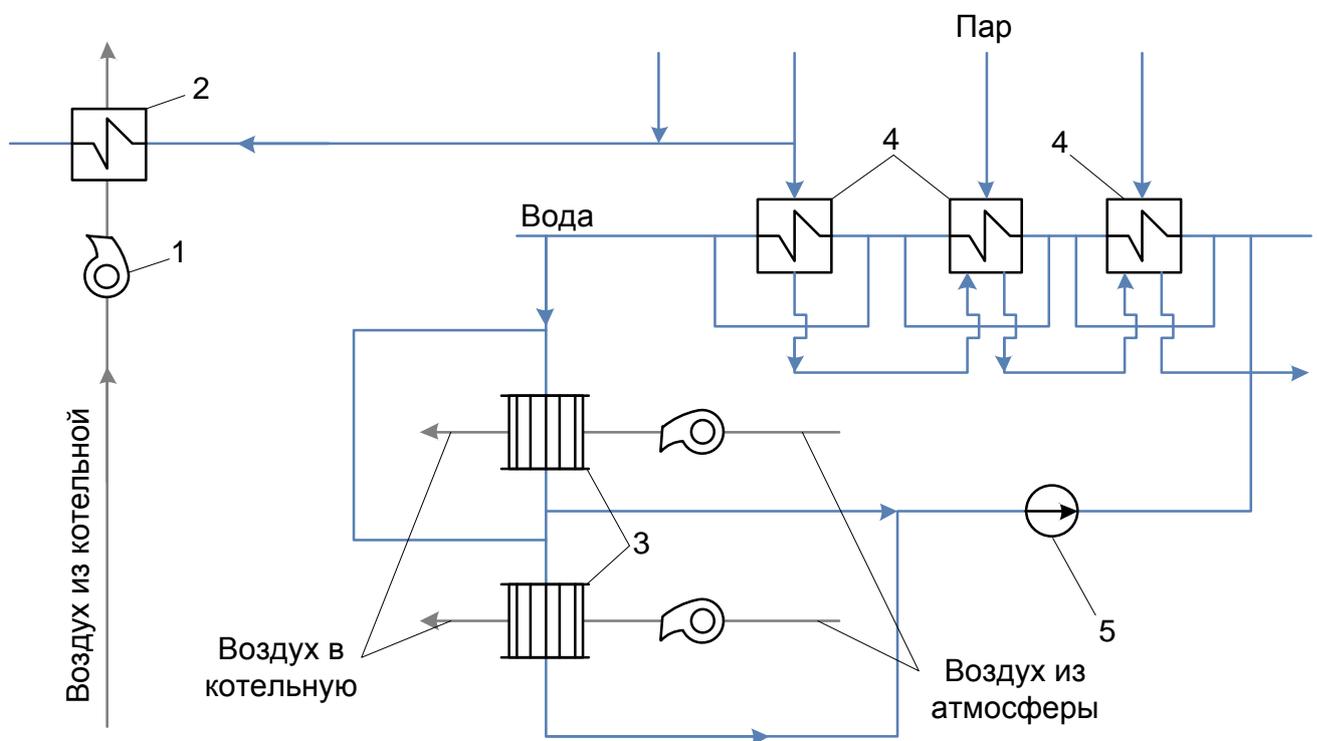
1 – воздухоподогреватель; 2 – калорифер; 3 – дутьевой вентилятор; 4 – котел; 5 – экономайзер высокого давления; 6 – регенеративные подогреватели высокого давления; 7 – газовый подогреватель питательной воды; 8 – деаэратор; 9 – регенеративные подогреватели высокого давления

Рисунок 2.6 – Схемы подогрева воздуха теплотой отборного пара турбины

На рисунке 2.6, д представлена схема подогрева воздуха питательной водой. По схеме часть питательной воды после системы РППВ направляется в калорифер, где нагревает воздух. После калорифера вода подогревается продуктами сгорания в первой ступени экономайзера, после чего смешивается с потоком основного конденсата за одним из подогревателей низкого давления

системы РППВ с таким расчетом, чтобы обеспечить необходимую температуру воздуха перед котлом при оптимальном температурном напоре в калорифере [98].

При переменных режимах работы установки или изменении качества топлива может возникнуть необходимость регулирования температуры нагрева воздуха в калориферах. В ряде случаев переключение точек отбора воды может решать эту задачу. Охлажденная вода после калорифера подается в линию основного конденсата перед первым по ходу воды ПНД, что позволяет увеличить расход пара на ПНД и выработку электроэнергии на внутреннем тепловом потреблении.



1 – дутьевой вентилятор; 2 – основная калориферная установка (2-я ступень); 3 – отопительные аппараты (1-я ступень); 4 – промежуточные теплообменники; 5 – насос замкнутого контура

Рисунок 2.7 – Разомкнутая двухступенчатая схема предварительного подогрева воздуха теплотой отборного пара турбины

На рисунке 2.7 приведена разомкнутая схема двухступенчатого предварительного подогрева воздуха паром, при реализации которой воздух, необходимый для горения топлива, круглогодично должен забираться из

котельной дутьевыми вентиляторами в полном объеме. В случае забора воздуха с улицы необходим его дополнительный подогрев в специальных приточных установках с подогревом примерно до 15 °С. Эти установки выполняют роль подогревателей первой ступени, после чего схема размыкается. Подогрев воздуха в первой ступени производится либо паром, отбираемым из турбины, либо конденсатом или сетевой водой. Подогрев воздуха во второй ступени осуществляется в калориферах [109].

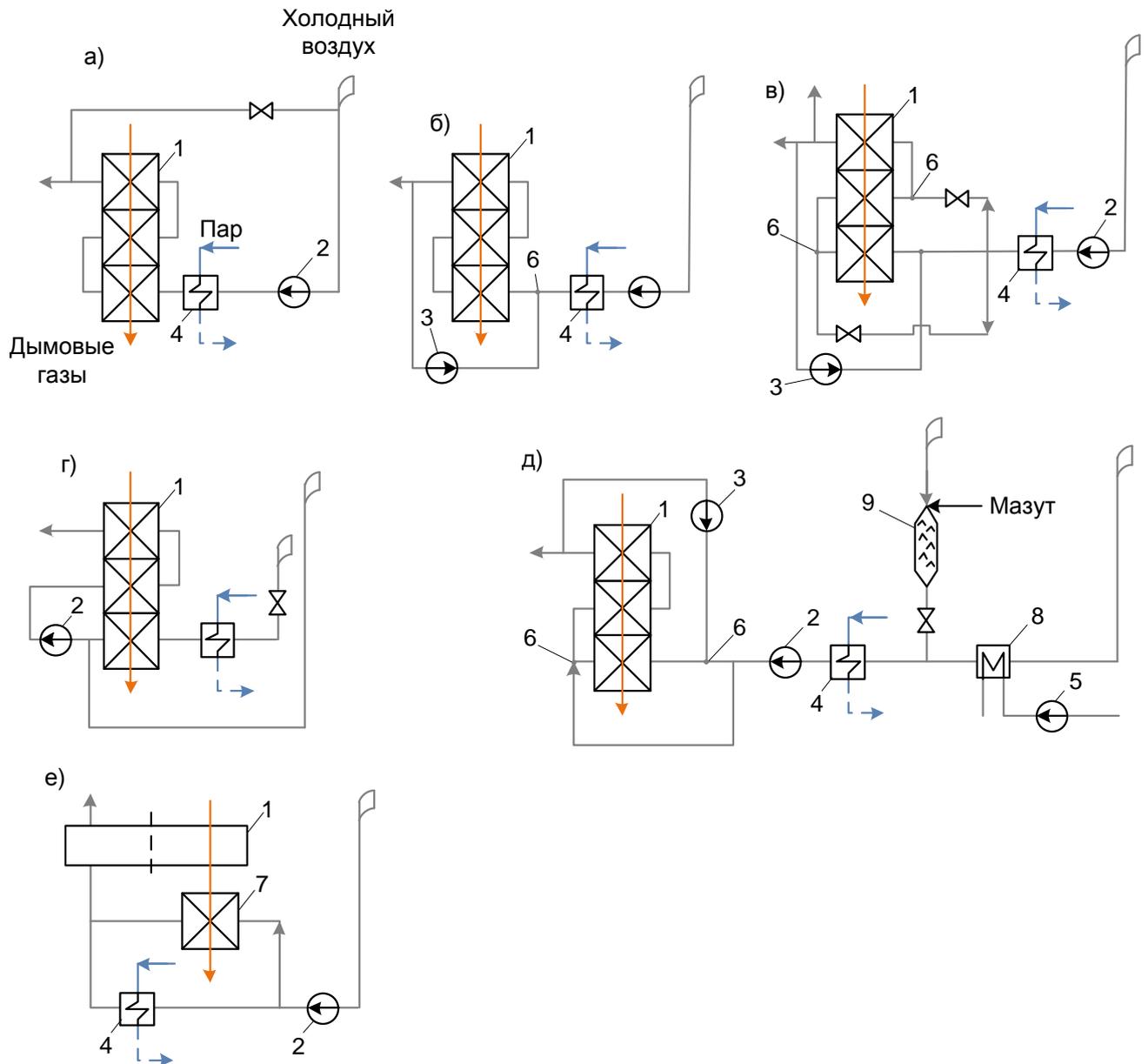
Следует отметить, что эффективность парового подогрева воздуха существенно зависит от давления используемого пара – чем ниже давление отбора пара, поступающего в калориферы, тем в большей степени повышается КПД турбоустановки при неизменных прочих условий. Следует учитывать, что использование непосредственно в калориферах пара отборов низкого давления, особенно вакуумных, может оказаться затруднительным из-за больших объемных расходов пара и сложности его равномерного распределения по проходному сечению калорифера, что также может усложнить эксплуатацию калориферов в зимнее время года.

Необходимость переключения на отборы пара более высокого давления при работе котлоагрегата на пониженных нагрузках усложняет эксплуатацию и снижает мобильность установки, поэтому в ряде случаев целесообразно применять схемы подогрева воздуха с промежуточным теплоносителем, роль которого может выполнять питательная или сетевая вода. Это позволяет использовать теплоту пара вакуумных отборов при приемлемых диаметрах трубопроводов с повышением экономичности всего цикла.

Необходимость учета сезонных особенностей предварительного подогрева воздуха и растопочных режимов работы котлов привела к разработке комбинированных систем подогрева воздуха (рисунок 2.8).

На практике в «чистом виде» способы предварительного подогрева воздуха реализуются достаточно редко. Самым распространенным является способ, заключающийся в сочетании парового подогрева воздуха с рециркуляцией горячего воздуха, что характерно для большинства блоков 150, 200 300 МВт.

Такой подход повышает надежность работы котлоагрегата в холодное время года (рисунок 2.8, а, б).



1 – воздухоподогреватель; 2 – дутьевой вентилятор; 3 – вентилятор рециркуляции воздуха; 4 – калорифер; 5 – насос; 6 – смеситель воздуха; 7 – предвключенный ТВП; 8 – контактно-ребристый теплообменник; 9 – мазутный муфель

Рисунок 2.8 – Комбинированные схемы предварительного подогрева воздуха

В таком случае во время растопки котла мазутом – до появления возможности включения рециркуляции горячего воздуха, осуществляется

подогрев воздуха в калорифере паром, отбираемым из общестанционной магистрали. Воздух циркулирует по контуру «воздухоподогреватель – линия рециркуляции – калорифер – воздухоподогреватель», прогревая металл воздухоподогревателя до температуры, предполагающей предотвращение конденсации паров серной кислоты из холодных дымовых газов на поверхность нагрева.

Применение каскадных трубчатых воздухоподогревателей (КТВП) предполагает сочетание нескольких способов – предварительного парового подогрева воздуха, подогрева теплотой продуктов сгорания, рециркуляции воздуха [110, 111]. Принципиальная схема подогрева воздуха в КТВП показана на рисунке 2.8, в, г.

В представленной каскадной схеме предварительному подогреву подвергается лишь часть воздуха, поступающая в каскадную ступень воздухоподогревателя. Нагреваясь в этой ступени, воздух смешивается с остальной частью холодного воздуха в такой пропорции, чтобы, к примеру, температура воздушной смеси перед основной ступенью воздухоподогревателя была на том же уровне, что и на входе в каскадную ступень. После смешения нагретого в каскадной степени воздуха и холодного воздуха смесь поступает в основную ступень воздухоподогревателя.

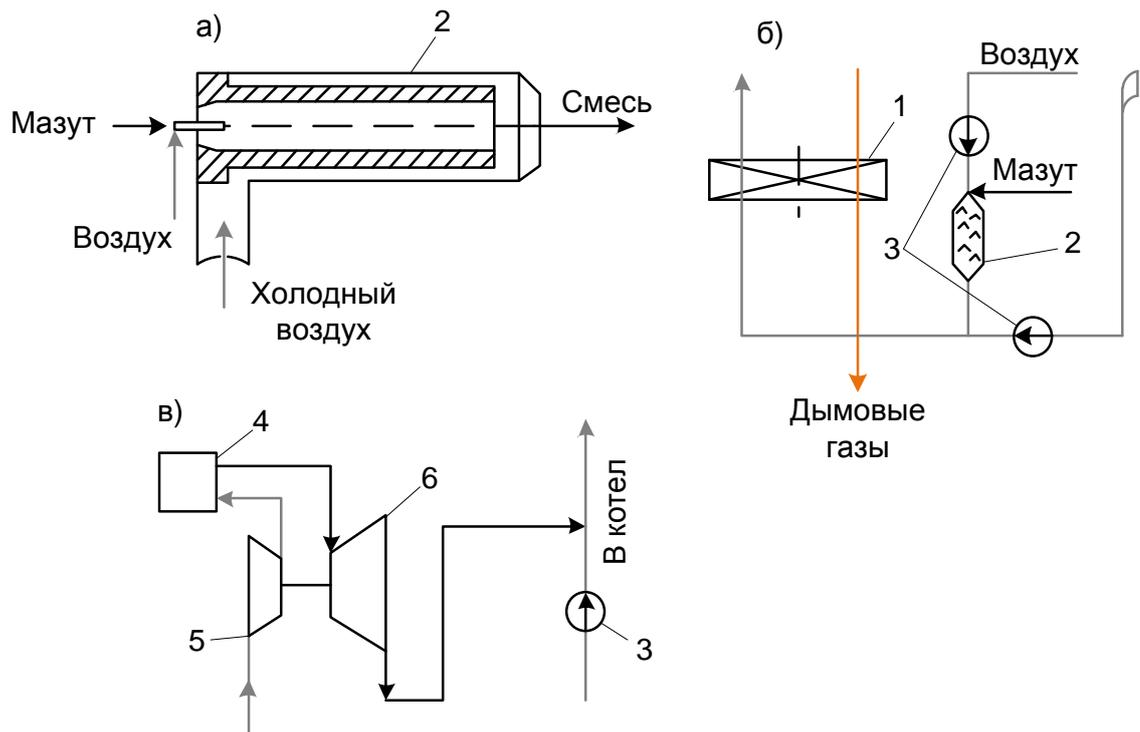
Применение каскадных схем позволяет в котлах, сжигающих высокосернистое топливо обеспечить высокую входную температуру воздуха и существенно снизить коррозию воздухоподогревателя, обеспечив при этом значение температуры уходящих газов на приемлемом уровне [108, 112].

При расположении каскадной ступени воздухоподогревателя в напорных воздуховодах возникает необходимость установки специального смесителя, обеспечивающего хорошее перемешивание холодного и нагретого воздуха (рисунок 2.8, в). При расположении каскадной ступени на всасывающей стороне дутьевого вентилятора роль смесителя выполняет вентилятор (рисунок 2.11, г).

На рисунке 2.8, е представлена комбинированная схема предварительного подогрева воздуха, предложенная ЗиО для газомазутного блока мощностью 800

МВт [108]. Сначала наружный воздух подогревается в контактно-ребристом теплообменнике теплом охлаждающей воды конденсатора турбины, далее поступает в паровые калориферы, установленные на всасывающей стороне дутьевого вентилятора. Окончательный подогрев воздуха перед основной ступенью воздухоподогревателя осуществляется путем рециркуляции горячего воздуха. В растопочных режимах для предварительного подогрева воздуха в данной схеме используется огневой подогрев.

К способам, реализующим предварительный подогрев воздуха за счет теплоты сторонних источников, относятся схемы с огневым подогревом воздуха, с подогревом воздуха путем использования газов от газотурбинной установки, применяемой в качестве привода, например, вентилятора, и т.д. Подогрев воздуха производится его смешением с горячими газами.



1 – воздухоподогреватель; 2 – муфеля; 3 – вентилятор; 4 – камера сгорания; 5 – компрессор; 6 – газовая турбина

Рисунок 2.9 – Схемы подогрева воздуха сторонними источниками теплоты

Огневым подогрев воздуха (рисунок 2.9, б) осуществляется специальными муфелями, соединенными с всасывающим воздуховодом дутьевого вентилятора,

работающими на мазуте или газе, и, как уже было сказано, чаще всего применяется при растопке агрегатов и пусках энергоблоков [113].

На рисунке 2.9, в представлена схема предварительного подогрева воздуха смешиванием его потока с отработавшими газами газотурбинной установки. Смешивание горячих газов с воздухом может осуществляться как во всасывающем воздуховоде вентилятора, так и в напорном. В последнем случае необходима установка специального смесителя для обеспечения эффективного смешивания потоков и равномерного распределения температуры газозвушной смеси.

2.3 Анализ способов непрямого подогрева воздуха перед котлоагрегатами ТЭС

Общая классификация применяемых способов непрямого подогрева воздуха схематически показана на рисунке 2.10, она относится как к предварительному, так и полному подогреву воздуха перед котлоагрегатами.

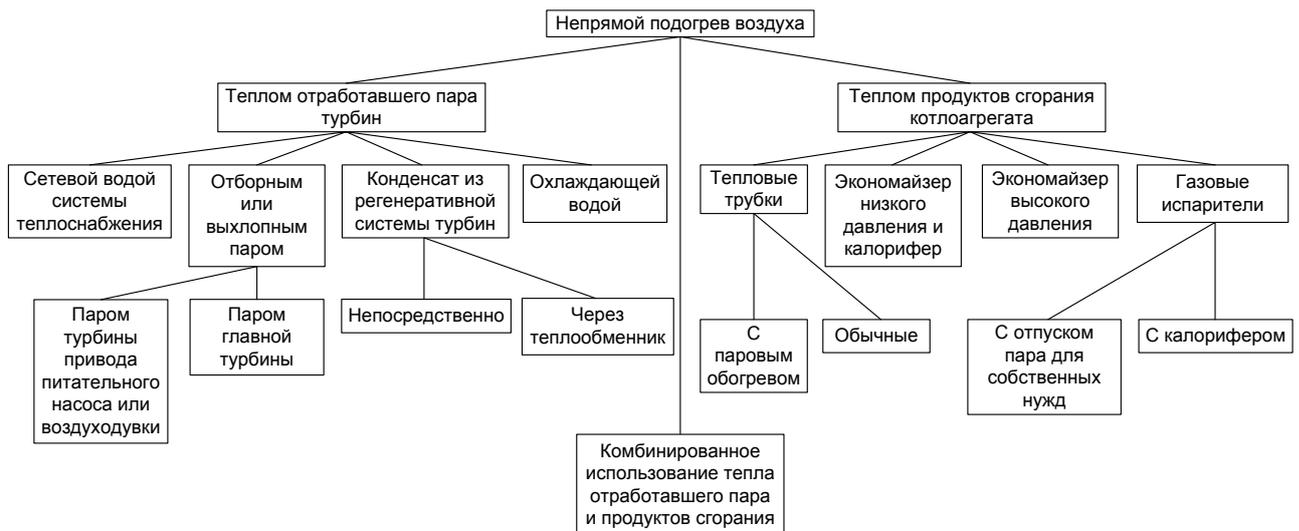


Рисунок 2.10 – Классификация способов непрямого подогрева воздуха для котлоагрегатов ТЭС

Анализ особенностей методов непрямого подогрева воздуха, находящихся на стадии разработки и эксплуатации, позволил установить некоторые общие положения:

1. Температура металла воздухоподогревателя связана с температурами сред – дымовых газов и воздуха – в каждой точке поверхности теплообмена. Повышение температуры воздуха перед воздухоподогревателем позволяет сохранить не слишком высокий уровень температуры уходящих газов при обеспечении минимальной температуры стенки трубок на уровне заданного значения температуры точки росы. Это приводит к снижению температурного напора в поверхности, соответственно к росту поверхности нагрева и стоимости воздухоподогревателя. Повышение температуры уходящих газов при сохранении или уменьшении площади поверхности воздухоподогревателя приведет к резкому снижению экономичности котлоагрегата в целом. Следовательно, обеспечение надежности работы воздухоподогревателя посредством предварительного подогрева воздуха может входить в противоречие с задачей повышения тепловой эффективности котлоагрегата.

2. Применение предварительного парового подогрева воздуха создает возможность экономии топлива, сравнимую по характеру с подключением нового теплофикационного потребителя, но внутростанционного и с постоянным потреблением, что удобнее и выгоднее. Экономия тем больше, чем выше начальное давление пара в турбине и чем оно ниже в точке отбора пара на подогрев воздуха перед ВЗП. Существует опыт организации предварительного подогрева воздуха отработавшим паром довольно высокого давления – 6 кгс/см² и более, что позволяет уменьшить диаметр паропроводов и теплообменную поверхность калориферов. В данном случае возникает противоречие между простотой организации предварительного подогрева и условиями достижения максимально возможной экономии топлива.

3. Обратное направление – использование наиболее экономичных отборов пара низких давлений, включая вакуумные (вплоть до использования в качестве греющего агента охлаждающей воды), а также повышение температуры воздуха

на выходе из калориферов привело к разработке многоступенчатых схем предварительного парового подогрева воздуха. Подобные схемы в том числе используются для временного повышения мощности всей установки в периоды пика электрической нагрузки путем отключения отбора пара на предварительный подогрев воздуха и перенаправление его в последние ступени турбины. Наиболее эффективен данный способ в сочетании с установкой пиковой газовой турбины с использованием продуктов сгорания в качестве окислителя топлива в котлоагрегате вместо первичного, предварительного подогретого в калориферах воздуха или в смеси с ним.

4. Существуют схемы подогрева воздуха конденсатом, отличающиеся простотой коммуникаций, отсутствием некоторых проблем эксплуатации (к примеру, отсутствием проблемы замерзания входной части калориферов и конденсатоотводчиков (конденсационных горшков) при заборе воздуха с улицы в зимний период). Некоторое повышение общей эффективности схемы происходит в связи с использованием тепла всех отборов пара, участвовавших в подогреве конденсата до точки его отбора из регенеративной схемы на подогрев воздуха.

5. Использование для предварительного подогрева воздуха конденсата, отобранного из регенеративной схемы до деаэрата, может привести к коррозии внутренней поверхности труб калориферов с последующим выносом продуктов коррозии в пароводяной тракт котлоагрегата. С целью предотвращения коррозии поверхностей калорифера организуется дополнительный замкнутый контур с промежуточным теплоносителем (водой). Охлажденный конденсат из теплообменника возвращается в регенеративный цикл вместе с конденсатом соответствующего подогревателя и т. д.

6. В некоторых случаях предварительный подогрев воздуха приводит к увеличению температуры уходящих газов до значения, неприемлемого с экономической точки зрения. Этим обусловлено появление установок, в которых воздух еще до поступления основную ступень воздухоподогревателя предварительно греется теплом продуктов сгорания в промежуточном контуре.

Необходимо отметить, что не является обязательной непосредственная передача тепла от дымовых газов воздуху через разделительную стенку, поскольку для воздухоподогревателя тепловые сопротивления теплоотдаче от стенки к воздуху и от дымовых газов к стенке сопоставимы. Для других конвективных поверхностей нагрева котлоагрегата тепловое сопротивление теплоотдаче от разделительной стенки к рабочей среде мало по сравнению с тепловым сопротивлением теплоотдаче от дымовых газов к стенке. С учетом этого может оказаться технически и экономически оправданной организация дополнительного контура с промежуточным теплоносителем, что позволит разделить процесс подогрева воздуха теплом дымовых газов на два процесса – теплопередачу от дымовых газов к промежуточному теплоносителю и от последнего к нагреваемому воздуху. Такой подход также позволит привести каждый отдельный процесс к оптимальным условиям (с этой точки зрения регенеративные воздухоподогреватели можно рассматривать как воздухоподогреватели с промежуточным теплоносителем – набивкой).

В установках атомной энергетики, химии, космической промышленности широко используются промежуточные теплоносители разной природы: жидкие металлы, газы, органические вещества и неорганические соединения, однако в теплоэнергетических установках их применение затруднено и в качестве промежуточного теплоносителя практически во всех случаях используется вода.

7. Системы подогрева воздуха с промежуточным контуром различаются по характеру связи элементов схем.

Поверхности теплообмена, в которых происходят два независимых процесса передачи тепла – от газов промежуточному теплоносителю и от него воздуху, могут быть размещены независимо и связаны трубопроводами сравнительно небольшого диаметра. Компонентные преимущества подобного решения могут быть реализованы в полной мере лишь в конструкциях котельных агрегатов, не имеющих подогревателей обычного типа, с подогревом всего количества первичного воздуха посредством теплообменника промежуточного контура. По сравнению с рекуперативными воздухоподогревателями системы

«экономайзер низкого давления – калорифер» представляют собой дальнейший шаг к разделению процесса передачи тепла от дымовых газов к воздуху.

Отсутствие непосредственной связи между экономайзером низкого давления и калорифером предварительного подогрева воздуха позволяет выбрать наиболее оптимальные варианты размещения теплообменников.

Однако такая система становится чувствительной к выходу из строя любого из отдельных элементов, в отличие от системы рекуперативного воздухоподогревателя, где каждая является отдельным теплообменником и выход из строя одной незначительно влияет на работу всей системы. Увеличение надежности системы с экономайзерами низкого давления путем разделение ее на несколько параллельных контуров увеличивает сложность эксплуатации в связи с необходимостью установки дополнительных управляющих элементов – перекачивающих насосов, арматуры и т.д., что также приводит к существенному увеличению стоимости системы подогрева воздуха.

8. В сложных схемах экономайзеры низкого давления включаются в качестве элемента системы регенеративного подогрева до или после деаэратора по ходу воды. Соответствующий подогреватель системы РППВ заменяется газовым подогревателем (низкого или высокого давления соответственно). Освободившийся пар отбора используется для предварительного подогрева воздуха в калорифере. Замена отбора пара высокого давления, использовавшегося для подогрева питательной воды, отбором пара низкого давления для подогрева воздуха в калорифере, позволяет также добиться экономии топлива.

С целью оценки возможности и целесообразности использования предварительного подогрева воздуха перед воздухоподогревателем котлоагрегата в качестве способа снижения низкотемпературной коррозии выбраны несколько базовых, наименее затратных, не требующих существенных изменений схемы и глубокой реконструкции оборудования, вариантов, схемы и описание которых представлены в главе 4.

ГЛАВА 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОЧКИ РОСЫ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ
НА ОСНОВАНИИ РАСЧЕТА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО РАВНОВЕСИЯ
ХИМИЧЕСКИХ РЕАКЦИЙ ОБРАЗОВАНИЯ СЕРНОЙ КИСЛОТЫ С УЧЕТОМ
КОНДЕНСИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ

В существующих и широко применяемых методических указаниях по тепловому расчету котельных агрегатов, в рекомендациях по проектированию и поверхностей нагрева встречается несколько аналитических выражений для определения температуры точки росы дымовых газов при сжигании сернистых топлив в пылевидном состоянии. Так в [114] и [115] предлагается использовать формулу

$$t_p = t_{\text{кон.}H_2O} + \frac{125\sqrt[3]{S^{np}}}{1,05\alpha_{yH}A^{np}}, \quad (3.1)$$

в [116]:

$$t_p = t_{\text{кон.}H_2O} + \frac{200S^{np}}{1,25\alpha_{yH}A^{np}}, \quad (3.2)$$

в [117]:

$$t_p = t_{\text{кон.}H_2O} + \frac{201\sqrt[3]{S^{np}}}{4,19a_{yH}A^{np}}, \quad (3.3)$$

в [118]:

$$t_p = t_{\text{кон.}H_2O} + 250\sqrt[3]{S^{np}O_2}, \quad (3.4)$$

где t_p – температура точки росы дымовых газов, °С;

$t_{\text{кон.}H_2O}$ – температура конденсации водяных паров, °С;

α_{yH} – доля уноса золовых частиц потоком дымовых газов;

O_2 – содержание кислорода в исходном топливе, %;

S^{np} и A^{np} – приведенные содержания серы и золы в исходном топливе соответственно.

Вычисленные по выражениям (3.1) – (3.4) значения температуры точки росы зачастую существенно отличаются от определенных экспериментальным путем, в особенности для топлив, в составе минеральной части которых присутствует большое количество оксидов щелочных металлов. Приведенные выражения являются упрощенными и не учитывают влияния многих факторов – режима сжигания топлива, параметров и состава газовой смеси, конверсии SO_2 в SO_3 и т.д.

Существуют выражения для определения температуры точки росы дымовых газов, учитывающие непосредственно состав дымовых газов. Так в [119] представлено следующее выражение:

$$T_p = 10000 / [15,13 - 0,2943 \cdot \ln(p_{H_2O}) - 0,858 \cdot \ln(C \cdot p_{SO_2}) + 0,062 \cdot (6,633 - \ln(C \cdot p_{SO_2})) (6,633 - \ln(p_{H_2O}))], \quad (3.5)$$

в [120]:

$$t_p = 255 + 27,6 \cdot \lg(p_{H_2O}) + 18,7 \cdot \lg(C \cdot p_{SO_2}), \quad (3.6)$$

в [121]:

$$t_p = t_{кон.H_2O} + (290,54 - 30,79 \cdot p_{H_2O}) \cdot p_{SO_2}^{(0,0959 + 0,143 \cdot p_{H_2O} - 0,1669 \cdot p_{H_2O}^2)}, \quad (3.7)$$

в [122, 123] используется зависимость

$$t_p = 203,25 + 27,6 \cdot \lg(p_{H_2O}) + 10,83 \cdot \lg(C \cdot p_{SO_2}) + 1,06 \cdot (\lg(C \cdot p_{SO_2}) + 8)^{2,19}, \quad (3.8)$$

где T_p – температура точки росы дымовых газов, К;

C – коэффициент конверсии SO_2 в SO_3 ;

p_{H_2O} и p_{SO_2} – мольные доли воды и SO_2 , эквивалентные их парциальным давлениям в дымовых газах при атмосферном давлении.

В ряде работ используются искусственный интеллект на базе нейронных сетей и методы статистического анализа для прогнозирования значения температуры точки росы, основанные на сборе и анализе большого количества статистических данных, непосредственном измерении температуры точки росы в различных режимах работы котлоагрегата, определении массы и состава золовых отложений и продуктов коррозии [124 – 126].

Исследования показывают существенные расхождения в значениях температуры точки росы, рассчитанных с использованием выражений (3.5) – (3.8) [127]. Это объясняется рядом факторов: отличиями в наборах эмпирических данных, на основании которых получены представленные зависимости; отсутствием учета частичного связывания SO_3 летучей золой; отсутствием учета влияния температуры на тепло- и массообмен; сложностью точного определения степени конверсии SO_2 в SO_3 , вследствие чего получаемые результаты в существенной степени зависят от принимаемых граничных условий.

В данной работе предлагается использовать метод расчета температуры точки росы (температуры образования серной кислоты в конденсированном состоянии) продуктов сгорания угольного топлива (дымовых газов) на основании условий термодинамического равновесия химических процессов преобразования соединений, входящих в состав дымовых газов, и термодинамического равновесия многокомпонентной многофазной системы, которой дымовые газы являются.

Предлагаемый метод основан на итерационном поиске термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты и определения ее фазового состояния. На первом этапе решается задача нахождения термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты при заданных температурах и давлениях. В этом случае применяется расчет функции Гиббса для идеального газа. Такое упрощение повышает вычислительную скорость итерационного процесса. После нахождения

химического равновесия реакций образования серной кислоты переходим ко второму этапу. На втором этапе определяется фазовое состояние компонентов дымовых газов на основе термодинамического равновесия многокомпонентной парожидкостной смеси, в результате которого находится отсутствие или наличие жидкой фазы серной кислоты.

Температура, при которой в равновесном состоянии появляется жидкая фаза раствора серной кислоты, принимается за искомую температуру точки росы дымовых газов.

Данный подход к определению точки росы позволяет проводить оптимизационные исследования вариантов технологических схем реконструируемых котлоагрегатов в зависимости от состава дымовых газов, а не на основании химического состава исходного топлива или результатов статистического анализа экспериментальных данных.

Ниже приведено более подробное описание этапов поиска температуры конденсации паров серной кислоты.

3.1 Определение элементного состава продуктов сгорания угля на основании термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты

Моделирование химических процессов преобразования основано на соотношениях равновесной термодинамики [128 – 131].

Термодинамическое описание протекающих процессов включает, в первую очередь, уравнения материальных балансов для каждого химического элемента дымовых газов.

$$\delta_i^M = \sum_{l=1}^L K_{li} \cdot q_l' - \sum_{j=1}^J K_{ji} \cdot q_j'' = 0, \quad (3.9)$$

$$i = 1, \dots, I,$$

где q'_l – мольный расход l -го компонента газовой смеси до реакции преобразования;

L – число компонентов газовой смеси до реакции;

I – число химических элементов, участвующих в реакции;

q''_j – мольный расход j -го компонента газовой смеси после реакции;

J – число компонентов газовой смеси после реакции;

K_{li} – число молей i -го химического элемента, содержащихся в одном моле l -го компонента до реакции;

K_{ji} – число молей i -го химического элемента, содержащихся в одном моле j -го компонента смеси после реакции;

T'' – температура газовой смеси после реакции;

P'' – давление газовой смеси после реакции.

В точке термодинамического равновесия протекающих реакций должен достигаться минимум функции Гиббса, который зависит от температуры, давления и мольного содержания компонентов в дымовых газах:

$$G(T'', P'', q''_1, \dots, q''_J), \quad (3.10)$$

Согласно [132, 133], задача поиска минимума функции многих переменных при соблюдении ограничений в форме равенств сводится к поиску стационарной точки функции Лагранжа. На основании [130] формулируется задача равновесной термодинамики на языке математического программирования.

Пусть имеется исходная задача:

$$\min f(x), \quad (3.11)$$

$$h_j(x) = 0, \quad (3.12)$$

$$j = 1, \dots, m.$$

Функция Лагранжа для этой задачи имеет вид:

$$L(x, \lambda) = f(x) - \sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot h_j(x). \quad (3.13)$$

Система уравнений, определяющих стационарную точку этой функции, имеет вид:

$$\frac{\partial L}{\partial x_i} = \frac{\partial f(x)}{\partial x_i} - \sum_{j=1}^m \lambda_j \frac{\partial h_j(x)}{\partial x_i} = 0, \quad (3.14)$$

$$j = 1, \dots, m,$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_j} = h_j(x) = 0, \quad (3.15)$$

$$j = 1, \dots, m,$$

где x – n -мерный вектор оптимизируемых параметров;

λ_j – множитель Лагранжа, относящийся к ограничению-равенству.

Решение этой системы уравнений требует, чтобы частные производные исходной функции (3.13) по x и $\lambda_j, j=1, \dots, m$, равнялись нулю.

Применительно к задаче минимизации функции Гиббса

$$\min G(T'', P'', q_1'', \dots, q_J''), \quad (3.16)$$

$$\delta_i^M = 0, \quad (3.17)$$

$$i = 1, \dots, I.$$

система (3.14), (3.15) будет иметь вид:

$$\frac{\partial L}{\partial q_j''} = \frac{\partial G}{\partial q_j''} - \sum_{i=1}^I \lambda_i \cdot K_{ji} = 0, \quad (3.18)$$

$$j = 1, \dots, J,$$

$$\frac{\partial L}{\partial \lambda_i} = \delta_i^M = \sum_{l=1}^L K_{li} \cdot q_l' - \sum_{j=1}^J K_{ji} \cdot q_j'' = 0, \quad (3.19)$$

$$i = 1, \dots, I.$$

Введем обобщенный $(I + J)$ -мерный вектор Z , такой, что

$$Z = \begin{pmatrix} q_I'' \\ \dots \\ q_J'' \\ \lambda_1 \\ \dots \\ \lambda_I \end{pmatrix}, \quad (3.20)$$

и обобщенную векторную $(I + J)$ -мерную функцию

$$\delta Z(q_I'', \dots, q_J'', \lambda_1, \dots, \lambda_I) = \delta Z(Z)$$

вида

$$\delta Z = \begin{pmatrix} \frac{\partial L}{\partial q_I''} \\ \dots \\ \frac{\partial L}{\partial q_J''} \\ \frac{\partial L}{\partial \lambda_1} \\ \dots \\ \frac{\partial L}{\partial \lambda_I} \end{pmatrix}. \quad (3.21)$$

Тогда условия (3.18), (3.19) можно привести к виду

$$\delta Z(Z) = 0. \quad (3.22)$$

Итерационный метод Ньютона оказался наиболее эффективным для решения системы уравнений (3.22). Следующее рекуррентное соотношение определяет каждую итерацию этого метода:

$$Z^t = Z^{t-1} + y^t \cdot \left\{ \frac{\partial(\delta Z(Z^{t-1}))}{\partial Z} \right\}^{-1} \cdot \delta Z(Z^{t-1}), \quad (3.23)$$

где t – номер итерации;

$$\left\{ \frac{\partial(\delta Z(Z^{t-1}))}{\partial Z} \right\}$$

– матрица частных производных (матрица Якоби) векторной функции (3.14), определенная в точке Z^{t-1} ;

y^t – $(J+I)$ -мерный вектор шагов.

Первые J компонентов вектора Z (т.е. мольные расходы компонентов газовой смеси после реакции) не могут быть отрицательными, поэтому выбор компонентов вектора y^t проводится таким образом, чтобы первые компоненты вектора Z всегда были положительными, хотя и могли стремиться к нулю при стремлении числа итераций t к бесконечности. Для определения y^t применяются правила:

1. $y_i^t = y$, если $i > J$, где $0 < y \leq 1$;
2. $y_i^t = y$, если $i \leq J$ и i -й компонент вектора Θ , $\Theta_i \geq 0$, где

$$\Theta = Z^{t-1} + y \cdot \left\{ \frac{\partial(\delta Z(Z^{t-1}))}{\partial Z} \right\}^{-1} \cdot \delta Z(Z^{t-1}), \quad (3.24)$$

$$y_i^t = -\frac{Z_i^{t-1}}{2 \cdot (\Theta_i - Z_i^{t-1})}, \text{ если } \Theta_i < 0. \quad (3.25)$$

При таком выборе компонент ни один мольный расход не будет отрицательным. В случае, если некоторый компонент вектора Θ , Θ_i , $i \leq J$, будет отрицательным, то шаг y_i подбирается таким образом, чтобы выполнялось условие

$$Z_i^t = \frac{Z_i^{t-1}}{2}. \quad (3.26)$$

В данном случае итерационный метод Ньютона с приведенным способом выбора шага имеет достаточно высокую сходимость.

Результатом решения задачи (3.16) – (3.26) является количественное содержание серной кислоты в составе продуктов сгорания. На следующем этапе определяется содержание конденсированной серной кислоты в продуктах сгорания.

3.2 Определение фазового состава продуктов сгорания угля на основании термодинамического равновесия многокомпонентной парожидкостной смеси

Продукты сгорания угля представляют собой многокомпонентную парожидкостную систему. Отдельные вещества, входящие в их состав, при идентичных параметрах потока могут находиться в различных состояниях – до- и закритических, в жидкой и газовой фазах, в состоянии насыщения с одновременным существованием этих фаз. Расчет равновесного состояния таких систем с математической точки зрения сводится к минимизации функции Гиббса с учётом: ограничений-равенств, характеризующих материальный и энергетический баланс; ограничений-неравенств, характеризующих неотрицательность масс отдельных фаз в составе смеси; логических условий, характеризующих область поиска решений (докритическая, закритическая, состояние насыщения с одновременным существованием двух фаз, только газовая фаза).

Для построения математической модели расчета термодинамического равновесия продуктов сгорания угля в паровой и жидкой фазах в работе применяется методика, изложенная в [134], переработанная для их конкретного элементного состава.

Необходимо отметить ряд упрощений, содержащихся в представленной модели – рассматриваются идеальные процессы; жидкая фаза раствора серной кислоты рассматривается как идеальный раствор; не учитывается энтропия смешения компонентов; не учитываются сорбция паров и прочие поверхностные

эффекты при конденсации серной кислоты; в качестве компонентов, входящих в состав дымовых газов, рассматриваются продукты полного сгорания угля – азот (N_2), кислород (O_2), углекислый газ (CO_2), водяной пар (H_2O), сернистый и серный ангидриды (SO_2, SO_3), свойства которых были взяты в [135, 136].

Используемый метод основан на итерационном процессе расчета равновесного состава смеси, происходящем в два этапа. На каждом этапе решаются задачи одномерной минимизации функции Гиббса:

$$\min_{q^g \in Q^{cr} \cup Q^{sat}} G(q^g, T, P), \quad (3.27)$$

$$q_i^m = q_i^g + q_i^l, \quad (3.28)$$

$$q_i^g \geq 0, q_i^l \geq 0, \quad (3.29)$$

$$i=1, \dots, n,$$

где q^g – вектор, описывающий расходы компонентов смеси в газовой фазе;

q_i^g, q_i^l, q_i^m – расход i -го компонента смеси в газовой фазе, жидкой фазе, и, соответственно, суммарный;

T, P – температура и давление дымовых газов; n – число компонентов, входящих в состав дымовых газов.

При этом $q^g \in Q^{cr}$, если для всех компонентов, для которых $T > T_i^{cr}$, имеет место равенство $q_i^g = q_i^m, q_i^l = 0$, и $q^g \in Q^{sat}$, если для всех компонентов, для которых $T > T_i^{sat}$, имеет место равенство $q_i^g = q_i^m, q_i^l = 0$. Здесь T_i^{cr} и T_i^{sat} – температура критическая и температура насыщения компонента при давлении смеси.

Функция Гиббса системы может быть представлена как сумма функций Гиббса для отдельных компонентов системы:

$$G = \sum_{i=1, n} G_i,$$

$$G_i = H_i^g(T, P_i) \cdot q_i^g + H_i^l(T, P) \cdot q_i^l - T(S_i^g(T, P_i) \cdot q_i^g + S_i^l(T, P) \cdot q_i^l), \quad (3.30)$$

где P_i – парциальное давление i -ого компонента;

H_i^g, H_i^l – энтальпии i -ого компонента смеси в газовой и жидкой фазах;

S_i^g, S_i^l – энтропии i -ого компонента смеси в газовой и жидкой фазах соответственно.

Парциальное давление газа определяется как

$$P_i = P \cdot \frac{q_i^g / \mu_i}{\sum_{j=1}^n q_j^g / \mu_j}, \quad (3.31)$$

где μ_i – молекулярная масса i -ого компонента.

Таким образом, с учётом (3.28) и (3.29) получаем выражение для G_i :

$$G_i = H_i^g(T, P_i) \cdot q_i^g + (q_i^m - q_i^g) \cdot H_i^l(T, P) - T(S_i^g(T, P_i) \cdot q_i^g + S_i^l(T, P) \cdot (q_i^m - q_i^g)), \quad (3.32)$$

$$\sum_{j=1}^n (q_j^g / \mu_j) = v_{\Sigma}^g, \quad (3.33)$$

где v_{Σ}^g – суммарное количество вещества, присутствующих в системе в газовой фазе.

Если бы v_{Σ}^g было заранее известно, то решение описанной экстремальной n -мерной задачи распадалось бы на решение n независимых одномерных экстремальных задач вида

$$\min_{q_i^g \in Q^{cr} \cup Q^{sat}} \bar{G}_i \quad (3.34)$$

при условиях

$$P_i = \frac{q_i^g / \mu_i}{v_{\Sigma}^g} \cdot P, \quad (3.35)$$

$$q_i^m \geq q_i^g \geq 0. \quad (3.36)$$

Пусть при решении n задач (3.32) – (3.34) с v_Σ^g , равным \tilde{v}_Σ^g , выполняется следующее условие:

$$\tilde{v}_\Sigma^g = \sum_{j=1}^n (\tilde{q}_j^g / \mu_j), \quad (3.37)$$

где \tilde{q}_j^g – решение j -ой задачи (3.32) – (3.34).

В таком случае \tilde{q}_j^g является также решением исходной задачи (3.25) – (3.30).

Описанные положения дают возможность реализовать двухуровневый алгоритм решения исходной задачи (3.27) – (3.30). На первом уровне ищется v_Σ^g , которое отвечает условию (3.33), а на втором уровне для каждого из рассматриваемых значений v_Σ^g решаются задачи (3.32) – (3.34).

Обозначим q_j^g , который является результатом решения j -ой одномерной задачи (3.32) – (3.34) при заданном v_Σ^g , через $q_j^g(v_\Sigma^g)$. На каждом шаге верхнего уровня решения задачи (3.27) – (3.30) определяется невязка

$$\delta(v_\Sigma^g) = \sum_{j=1}^n q_j^g(v_\Sigma^g) / \mu_j - \tilde{v}_\Sigma^g. \quad (3.38)$$

Анализ этой невязки позволяет сравнить заданное значение v_Σ^g с искомым решением \tilde{v}_Σ^g – если $\delta > 0$, то $v_\Sigma^g < \tilde{v}_\Sigma^g$, а если $\delta < 0$, то $v_\Sigma^g > \tilde{v}_\Sigma^g$.

Применение на верхнем уровне алгоритма – для поиска точки с нулевым значением невязки – метода половинного деления в сочетании с методом хорд позволяет обеспечить устойчивость и хорошую сходимость процесса поиска \tilde{v}_Σ^g .

Для поиска решения задачи (3.32) – (3.34) используется производная функции \overline{G}_i по q_i^g :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{G}_i}{\partial q_i^g} = & H_i^g(T, P_i) - H_i^l(T, P) - \frac{\partial H_i^g(T, P_i)}{\partial P_i} \cdot \frac{\partial P_i}{\partial q_i^c} \cdot q_i^g - T \cdot S_i^g(T, P_i) + \\ & + T \cdot S_i^l(T, P) + T \cdot \frac{\partial S_i^g(T, P_i)}{\partial P_i} \cdot \frac{\partial P_i}{\partial q_i^c} \cdot q_i^g. \end{aligned} \quad (3.39)$$

Определение частных производных $\frac{\partial H_i^g}{\partial P_i}$, $\frac{\partial S_i^g}{\partial P_i}$ осуществляется конечно-разностным способом, а частная производная $\frac{\partial P_i}{\partial q_i^c}$ определяется на основании выражения (3.33).

Для поиска минимума функции Гиббса \bar{G}_i также применяется метод половинного деления в сочетании с методом хорд. При этом учитывается, что, поскольку функция $\bar{G}_i(q_i^g)$ является выпуклой, то если производная $\frac{\partial \bar{G}_i(q_i^g)}{\partial q_i^c} < 0$,

то $q_i^g < \tilde{q}_i^g$, а если $\frac{\partial \bar{G}_i(q_i^g)}{\partial q_i^c} > 0$, то $q_i^g > \tilde{q}_i^g$.

В результате решения задачи (3.30) – (3.39) определяется наличие или отсутствие конденсированных паров серной кислоты. Далее определяется невязка по наличию жидкой фазы серной кислоты на двух соседних итерациях. На основании анализа невязки изменяется начальная температура для определения термодинамического равновесия химических реакций. В этом случае также применяется метод половинного деления в сочетании с методом хорд. Если невязка на двух соседних итерациях удовлетворяет заданную точность, процесс расчета заканчивается.

Предлагаемый способ определения температуры конденсации серной кислоты дымовых газов позволяет учитывать не только состав исходного топлива, но и набор факторов, влияющих на конечный состав дымовых газов. К этим факторам относятся как режимные, так и конструктивные особенности котлоагрегата – режим работы установки, эффективность метода сжигания

исходного топлива, коэффициент избытка воздуха и присосы воздуха по газовому тракту котла, параметры газовой смеси в области поверхностей, на которых происходит конденсация паров серной кислоты и т.д. Помимо этого, рассматриваемая методика дает возможность реализовать математическую модель определения температуры точки росы дымовых газов, подходящую для проведения оптимизационных расчетов при модернизации котлоагрегата с учетом низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя, поскольку позволяет ограничить наличие жидкой фазы раствора серной кислоты, тем самым определив граничные условия ее конденсации.

ГЛАВА 4. ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЯХ КОТЛОАГРЕГАТОВ ПРИ ИХ МОДЕРНИЗАЦИИ С ЦЕЛЬЮ СНИЖЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ КОРРОЗИИ ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

С целью проведения комплексных оптимизационных исследований возможности модернизации котельных агрегатов с учетом низкотемпературной коррозии были разработаны математические модели двух котлов – БКЗ-75-39ФБ и БКЗ-420-140. Данные математические модели применялись для решения отличающихся задач на различных этапах проведения исследования.

4.1 Верификация математической модели расчета температуры точки росы при исследовании котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ

На основании методики, описанной в предыдущей главе, разработана соответствующая математическая модель расчета температуры точки росы дымовых газов. Модель была верифицирована в ходе изучения возможности использования отходов углеобогащения в качестве топливной добавки и определения эффективности связывания оксидов серы дымовых газов добавлением в состав топлива связывающего компонента.

Основная задача испытаний заключалась в определении эффективного метода утилизации низкокачественного дешевого топлива в смеси с проектным углем с одновременным снижением выбросов оксидов серы путем их связывания в дымовых газах активным веществом, что должно непосредственно повлиять на значение температуры точки росы. Данное исследование проводилось на базе одной из ТЭЦ, входящих в состав ПАО «Иркутскэнерго».

С целью комплексной оценки возможности внедрения данного технического решения автором была разработана математическая модель котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ, на основании которого осуществлялось опытное сжигание смеси базового топлива – черемховского угля – с отходами углеобогащения.

Котлоагрегат БКЗ-75-39ФБ предназначен для факельного сжигания угольной пыли (каменных и бурых углей) с твердым шлакоудалением. Номинальная производительность котлоагрегата 75 т/ч, рабочее давлением и температура перегретого пара 39 кгс/см² и 440 °С соответственно. Используется индивидуальная замкнутая система пылеприготовления с прямым вдуванием, с шахтными молотковыми мельницами. Очистка дымовых газов от частиц золы осуществляется в мокрых скрубберах с предвключенной трубой Вентури.

Модель разработана с применением ПВК СМПП-ПК. При этом были использованы ранее созданные в ИСЭМ СО РАН модели элементов, основанные на нормативных методах расчета котельных агрегатов. Модели ориентированы на выполнение поверочных расчетов и доработаны в соответствии с особенностями конкретного оборудования.

На рисунке 4.1 представлена расчетная схема котлоагрегата, включающая следующие элементы: камеру сгорания, топочную камеру, топочные экраны, барабан, две ступени конвективного пароперегревателя (КПП1, КПП2), пароохладитель, служащий для регулирования температуры перегретого пара при эксплуатации, две ступени водяного экономайзера (ВЭК1, ВЭК2), две ступени воздухоподогревателя (ВЗП1, ВЗП2), тягодутьевую установку – дутьевой вентилятор и дымосос, скруббер мокрой очистки дымовых газов (ЗУУ), насос воды, подаваемой в скруббер на очистку дымовых газов (НСВ). Кроме указанных элементов в схеме используется разделитель и смеситель, установленные на линии питательной воды и обеспечивающие подачу охлаждающей воды в пароохладитель.

Материальные (газовоздушный и пароводяной) и энергетический (тепловой) потоки учтены связями между соответствующими элементами схемы.

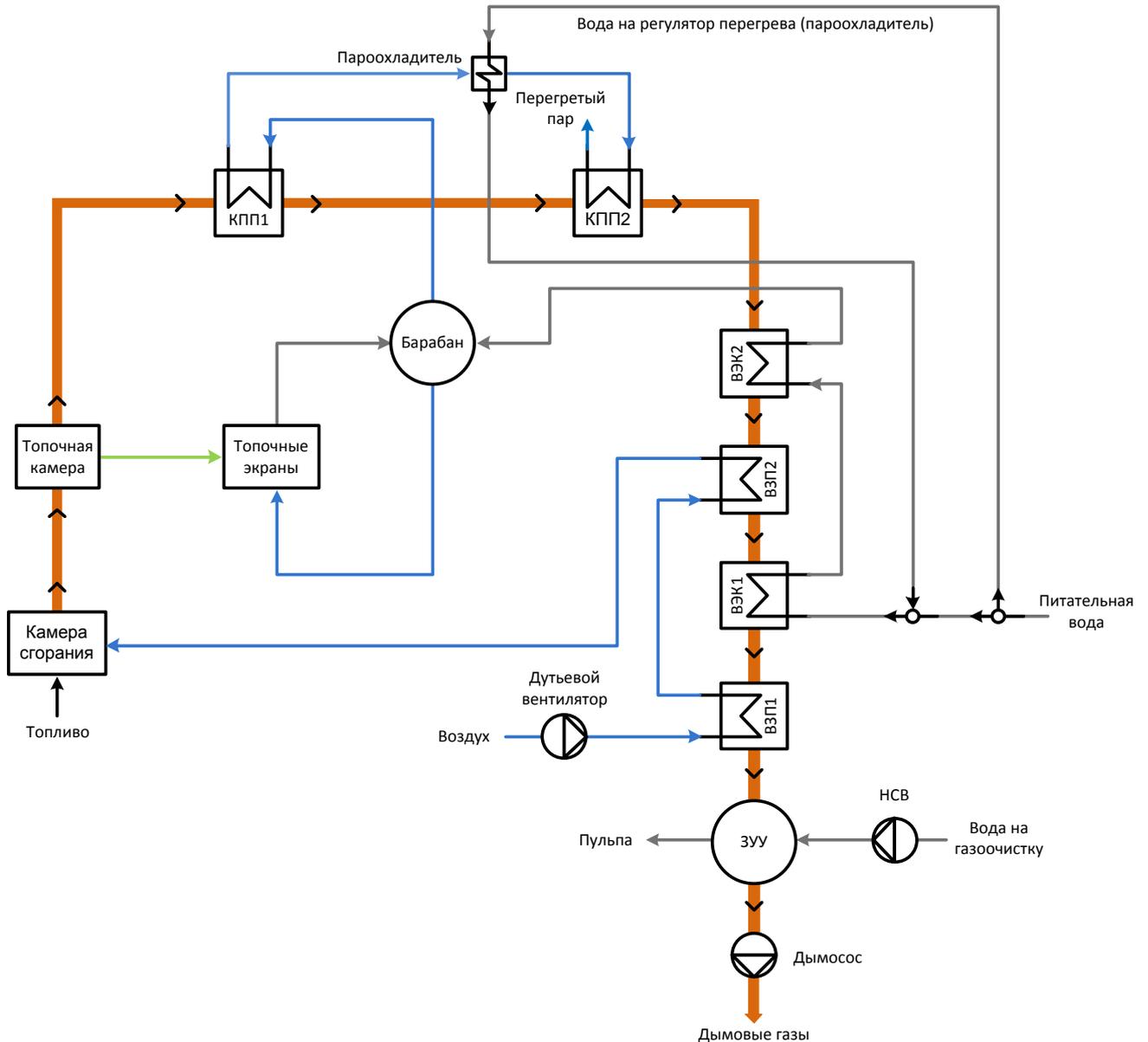


Рисунок 4.1 – Расчетная схема котла БКЗ-75-39ФБ

Каждой связи между элементами схемы соответствует информационная связь между моделями. Связь между элементами осуществляется: по количеству теплоты – между радиационными теплообменниками (топка котла, топочные экраны); по воздуху – между воздухоподогревателем и топкой котла (связь характеризуется температурой, давлением и расходом); по дымовым газам – между элементами газового тракта (конвективные пароперегреватели, конвективные поверхности нагрева – связи осуществляются по давлению, температуре и расходу каждого компонента уходящих газов); по воде

(пароводяной смеси, пару) – между элементами пароводяного тракта (водяной экономайзер, барабан, конвективные поверхности нагрева - связь характеризуется энтальпией, давлением и расходом).

В качестве конструктивных информационно-входных параметров используются: наружные и внутренние диаметры труб поверхностей нагрева, их шаги и количество, марка стали, расположение труб в пучке, схема движения теплоносителя; ширина и глубина топки, ширина и глубина газохода в разных сечениях; площадь поверхности теплообменников и т.п. Перечень входных параметров для расчета с применением описываемой математической модели приведен в таблице А.1 приложения А.

Режимными информационно-входными параметрами являются состав твердого топлива, его теплота сгорания, расход, температура питательной воды, воздуха, требуемая температура пара.

Разработанная математическая модель настроена в соответствии с экспериментальными данными, полученными в результате опытного сжигания, и позволяет определять характеристики и параметры котла при работе на твердом топливе различного состава и различных нагрузках, требуемые для оценки технологических и экологических последствий использования топлива различного состава, включая ОУ, и организации мероприятий по снижению выбросов оксидов серы.

Сгенерированная ПВК СМПП-ПК математическая модель поверочного расчета котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ дополнена расчетом абразивного износа конвективных поверхностей нагрева, расчетом доли оксидов серы, связываемых летучей золой топлива и серосвязывающим компонентом, расчетом скорости низкотемпературной коррозии ВЗП котлоагрегата.

Наиболее сильно абразивные свойства золы дымовых газов проявляются в зоне температур газового потока ниже 600 °С – то есть, в верхней части конвективного газохода частицы теряют поверхностную пластичность. Золовой износ конвективных поверхностей, температура стенки которых ниже 350 °С рассматривается обычно как чисто механический процесс, а свойства материала

подвергающейся износу поверхности считаются неизменными. Поэтому, применительно к золовому износу конвективных поверхностей нагрева коэффициент износа принимается равным коэффициенту абразивности золы, определенному относительно материала, из которого поверхности нагрева изготовлены.

Величина золового износа ступеней водяного экономайзера и воздухоподогревателя котлоагрегата определяется в соответствии с [114].

Величина золового износа стенки труб водяного экономайзера ($J^{BЭК}$, мм) определяется из уравнения:

$$J^{BЭК} = 9,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{a \cdot k_p \cdot k_\mu \cdot \mu \cdot \tau \cdot M}{(\vartheta + 273)^{0,35}} \left(\frac{k_W}{k_D} \cdot w \cdot \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_1} \right)^3 \cdot \left(\frac{R_{90}}{d} \right)^{0,5}, \quad (4.1)$$

где a – коэффициент абразивности золы, м²/Н;

k_p – коэффициент, учитывающий влияние поперечного шага труб (шахматные гладкотрубные и мембранные пучки: $\sigma_1 \leq 2,8 - k_p = 3,5$; $2,8 < \sigma_1 < 5,4 - k_p = 4,8/(\sigma_1 - 1,4)$; $\sigma_1 \geq 5,4 - k_p = 1,2$; коридорные гладкотрубные пучки – $k_p=1,2$);

$\mu_{зл}$ – концентрация золы в газах в рассчитываемом сечении пакета, г/м³;

τ – срок службы труб, ч;

w – скорость газов на входе в поверхность нагрева, м/с;

R_{90} – остаток золы на сите 90 мкм, %;

d – диаметр трубы, мм;

ϑ – температура газов, °С;

M – коэффициент истираемости металла труб: для углеродистых труб $M = 1$, для легированных $M = 0,7$;

k_W и k_μ – коэффициенты неравномерности соответственно полей скоростей газов и концентраций золы: при П- и Т-образной компоновке котла для поверхностей за поворотной камерой $k_W = 1,45$ и $k_\mu = 1,25$; при повороте газов перед пакетом на 180° $k_W = 1,6$ и $k_\mu = 1,6$; при башенной компоновке $k_W = 1,2$ и $k_\mu = 1,1$;

k_D – отношение расчетной скорости газов при номинальной нагрузке котельного агрегата к скорости газов при среднеэксплуатационной нагрузке: для котлов $D \geq 35$ кг/с – $k_D = 1,15$; для котлов $D = 14 - 20$ кг/с – $k_D = 1,4 - 1,3$.

Золовой износ входных участков теплообменных труб трубчатого воздухоподогревателя (J^{3BII} , мм) определяется из уравнения:

$$J^{3BII} = 37 \cdot a \cdot k_\mu \cdot \mu \cdot \tau \cdot \left(\frac{k_W}{k_D} \cdot w \right)^3 \cdot k_3 \cdot \exp(0,041 \cdot \beta), \quad (4.2)$$

где k_μ – коэффициент неравномерности распределения концентрации золы по сечению: для встроенного в конвективную шахту воздухоподогревателя $k_\mu = 1,6$;

для воздухоподогревателя вынесенной компоновки $k_\mu = 2,0$;

k_W – коэффициент неравномерности распределения скорости по сечению: для встроенного в конвективную шахту воздухоподогревателя $k_W = 1,45$; для воздухоподогревателя вынесенной компоновки $k_W = 2,0$;

k_3 – коэффициент защиты: для ячейковой защиты и наставок большого диаметра $k_3 = 0,25$; при плавном входе в трубу $k_3 = 0,6$; для вставок $k_3 = 0,5$; если защиты нет, то $k_3 = 1,0$;

β – угол (градусы) между вектором скорости набегающего на трубную доску потока продуктов сгорания и продольными осями теплообменных труб.

Коэффициент абразивности золы определяется на центробежном абразивметре по [136]; ориентировочные значения коэффициента абразивности золы рассчитываются в зависимости от содержания в золе ($\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3$), % по формуле:

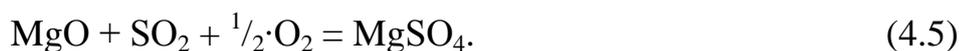
$$a_{20} = 0,045(\text{SiO}_2 + \text{Al}_2\text{O}_3 - 44) \cdot 10^{-12}, \text{ м}^2 / \text{Н} \quad (4.3)$$

Абразивность частиц золы, прежде всего, зависит от содержания SiO_2 в золе и заметно увеличивается, когда $\text{SiO}_2 > 60$ %.

Необходимые для расчета абразивного износа значения скоростей, объемов и температуры дымовых газов, концентрации золы и т.п. определялись в

результате поверочного расчета с применением математической модели котлоагрегата.

В качестве связывающего оксиды серы компонента, добавление которого в состав гранулированных отходов углеобогащения должно в итоге привести к снижению концентрации паров серной кислоты в дымовых газах, а, следовательно, к снижению температуры точки росы дымовых газов и снижению интенсивности протекания низкотемпературной коррозии, в ходе исследования рассматривались отходы мраморного производства, содержащие в своем составе значительные количества оксидов кальция и магния, активно реагирующих с оксидами серы по следующим реакциям:



Расчет эффективности связывания оксидов серы выполняется на основании методических указаний и экспериментальных данных [60, 138, 139]. Доля связываемых оксидов серы определяется в зависимости от мольного отношения:

$$\frac{\text{Ca}^{\text{эKB}}}{S} = 5,71 \cdot 10^{-3} \frac{A^r}{S^r} (\text{CaO} + 1,39 \cdot \text{MgO}), \quad (4.6)$$

где CaO, MgO – содержание оксидов кальция и магния в золе топлива, содержащего в составе отходы углеобогащения и мраморную крошку в % массы. Зависимость степени связывания оксидов серы от мольного отношения активного компонента к сере исходного топлива представлена в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Эффективность связывания оксидов серы в зависимости от мольного соотношения компонентов

$\text{Ca}^{\text{эKB}}/S$	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
η_{SO_x}	0,10	0,18	0,36	0,55	0,69	0,80

Аналитическое определение скорости низкотемпературной коррозии является задачей сложной, заслуживающей отдельного, тщательно проработанного исследования, что связано с большим количеством факторов, влияющих на совокупность протекающих одновременно процессов. Трудность математическое описание некоторых составляющих исследуемого процесса (таких, как каталитического доокисления диоксида серы до серного ангидрида на поверхностях нагрева котлоагрегата, процессов и механизмов образования отложений на поверхностях теплообмена, скорости их образования и времени существования и т.д.) приводит к существенным затруднениям создания интегральной математической модели определения скорости низкотемпературной коррозии, основанной на аналитическом описании процесса.

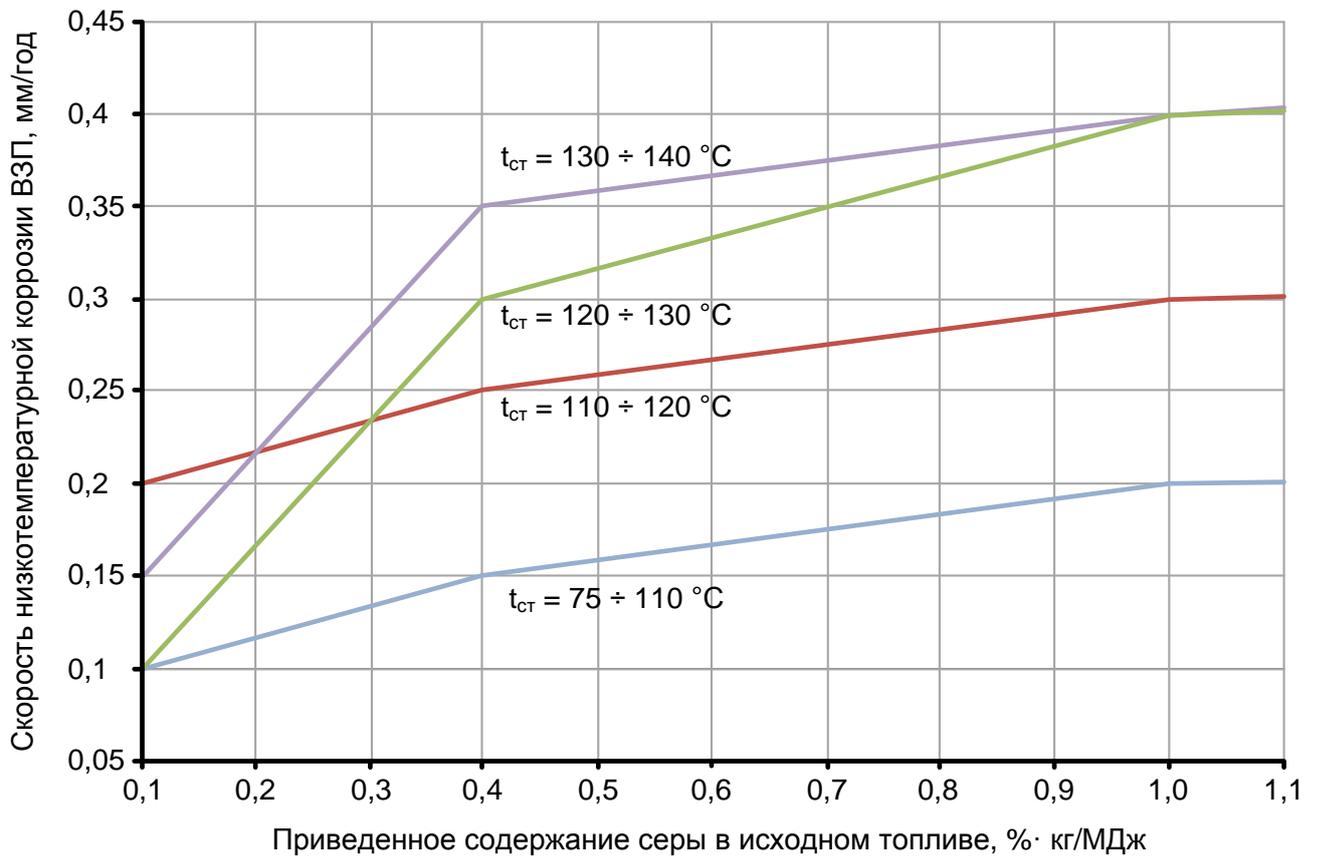


Рисунок 4.2 – Зависимость скорости низкотемпературной коррозии ВЗП от приведенного содержания серы в исходном топливе для различной температуры металла

На скорость процесса низкотемпературной коррозии влияет не само значением температуры точки росы дымовых газов, а разница между ее значением и значением температуры поверхности, на которой происходит конденсация паров серной кислоты.

Автором для определения скорости низкотемпературной коррозии были использованы данные, содержащиеся в [27, 115, 140 – 142]. На основании этих данных построены представленные на рисунке 4.2 аппроксимационные зависимости, отражающие усредненную характеристику приведенных в литературе закономерностей.

В таблице 4.2 представлен состав исходного топлива – черемховского угля с повышенным содержанием серы.

Таблица 4.2 – Состав черемховского угля

Характеристика	Ед. изм.	Значение
Влажность топлива, W^r	%	15,0
Зольность топлива, A^r	%	29,8
Содержание серы, $S^r_k + S^r_{op}$	%	2,0
Содержание углерода, C^r	%	42,5
Содержание водорода, H^r	%	3,1
Содержание азота, N^r	%	0,6
Содержание кислорода, O^r	%	8,1
Выход летучих веществ сухого беззольного топлива, V^{daf}	%	47,0
Низшая теплота сгорания, Q^r_i	кДж/кг	20110,0

В таблице 4.3 приведен состав отходов углеобогащения, усредненный по данным 7-и проб.

В таблице 4.4 приведен состав отходов мраморного производства – мраморной крошки, использовавшихся в качестве серосвязывающего компонента.

В таблице 4.5 представлены основные показатели работы котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ в номинальном режиме при сжигании топлив различного состава, рассчитанные с применением разработанной математической модели (более полно результаты расчетов с применением математической модели котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ представлены в таблице Б.1 приложения Б).

Таблица 4.3 – Характеристика отходов углеобогащения

Характеристика	Ед. изм.	Значение
Влага рабочего топлива, W^r	%	23,6
Зольность рабочего топлива, A^r	%	28,1
Выход летучих веществ сухого беззольного топлива, V^{daf}	%	49,3
Массовая доля серы, S_t^d	%	0,72
Низшая теплота сгорания рабочего топлива, Q_i^r	кДж/кг	12537,07
Высшая теплота сгорания сухого топлива, Q_s^d	кДж/кг	17949,57

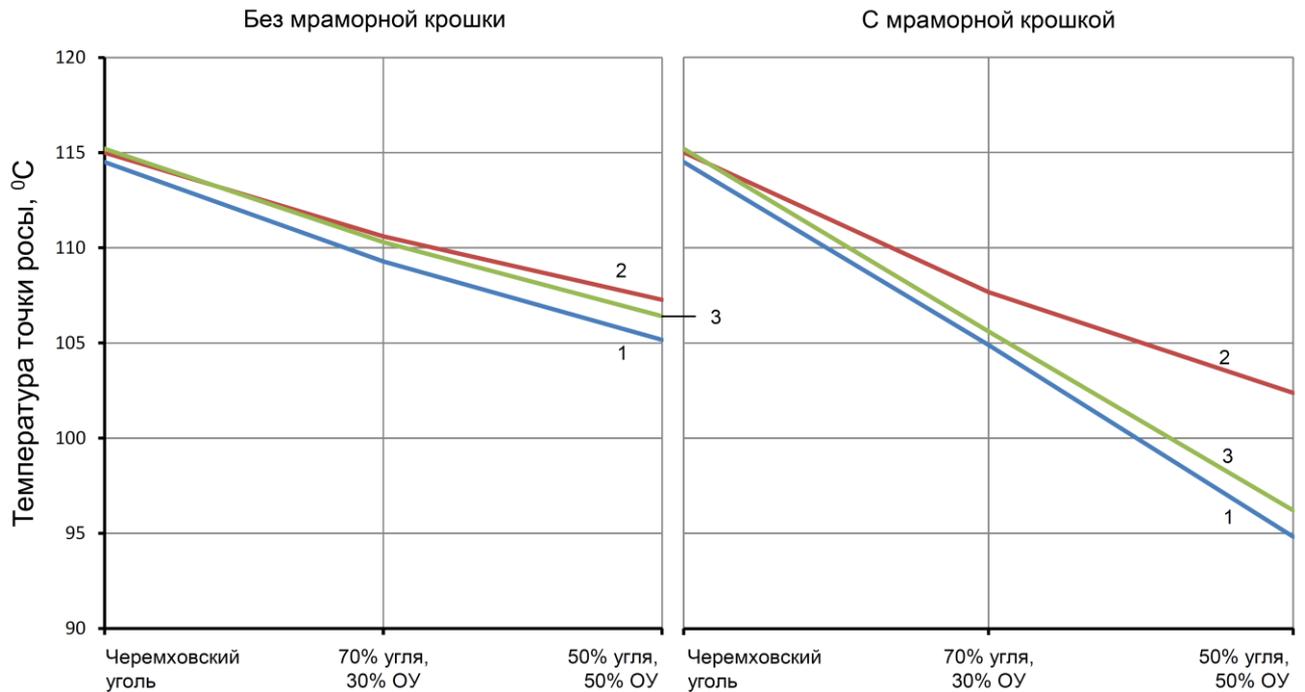
Таблица 4.4 – Состав мраморной крошки, %

CaO	SiO ₂	MgO	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	K ₂ O	SO ₃	P ₂ O ₅	SrO	Cr ₂ O ₃	Rb ₂ O
59,23	22,49	17,4	0,487	0,115	0,096	0,073	0,067	0,029	0,012	0,007

Таблица 4.5 – Расчетные показатели работы котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ

Наименование параметра	Ед. изм.	Черемховский уголь	Без мраморной крошки		С мраморной крошкой	
			30 % гранул	50 % гранул	30 % гранул	50 % гранул
1	2	3	4	5	6	7
Паропроизводительность	т/час	75	75	75	75	75
Давление перегретого пара	кгс/см ²	38,72	38,7	38,68	38,71	38,71
Температура перегретого пара	°С	438,1	443,67	447,68	440,05	441,45
Давление питательной воды	кгс/см ²	60	60	60	60	60
Температура питательной воды	°С	105,34	105,41	105,47	105,35	105,37
Температура уходящих газов	°С	128,85	130,84	132,42	130,46	131,82
Расчетный $\eta_{ка}^{бр}$	%	90,531	90,407	90,313	90,306	90,14
Расход топлива	кг/с	4,028	4,2891	4,4824	4,4158	4,7177
SO ₂ в дымовых газах ($\alpha=1,4$; O ₂ =6 %)	мг/м ³	1429,6	1128,1	892,3	1107,2	738,2
Коэффициент связывания SO _x , η_{SOx}	-	-	0,024	0,0735	0,07	0,2689
Расход золы на выходе из камеры сгорания	кг/с	1,14	1,197	1,241	1,364	1,552
Температура точки росы – опыт	°С	114,5	109,28	105,16	104,94	94,82
Температура точки росы – расчет по нормативному методу	°С	115	110,6	107,2	107,7	102,4

1	2	3	4	5	6	7
Температура точки росы – расчет по представленной методике	°С	115,2	110,3	106,4	105,6	96,2
Расчетная скорость низкотемпературной коррозии ВЗП 1-й ступени	мм/год	0,1624	0,1532	0,146	0,1467	0,1121



1 – опытное сжигание; 2 – расчет по нормативному методу; 3 – расчет по представленной методике

Рисунок 4.3 – Значения температуры точки росы для различных составов топлива

На рисунке 4.3 наглядно представлено распределение значений температуры точки росы дымовых газов для различных составов сжигаемого топлива, полученных различными способами. Результаты показывают близость значений температуры точки росы, определенной экспериментально, со значениями, вычисленным с применением математической модели, основанной на представленной в работе методике (погрешность не превышает 2 %). Следует отметить, что особенно заметно отличие в результатах для вариантов с добавлением в состав топлива мраморной крошки – расчет, основанный на

определении состава дымовых на основании термодинамического равновесия химических реакций образования раствора серной кислоты позволяет учесть частичное связывание оксидов серы оксидами щелочноземельных металлов, входящих в состав мраморной крошки.

На основании представленных результатов можно сделать вывод о том, что расчет температуры точки росы дымовых газов на основании предлагаемой в работе методики позволяет с допустимой погрешностью получить значения данного параметра, близкие к фактическим. При этом учет в расчете большинства основных факторов, в действительности влияющих на температуру точки росы, предполагает адекватное изменение рассчитываемого значения при проведении оптимизационных исследований вариантов модернизации котельной установки.

4.2 Оптимизационные исследования с применением математической модели котлоагрегата БКЗ-420-140 с различными способами предварительного подогрева воздуха перед ВЗП

Следующим этапом стало проведение оптимизационных исследований способов предварительного подогрева воздуха перед ВЗП котлоагрегата в качестве метода снижения влияния низкотемпературной коррозии.

Не все из приведенных в разделе 2.2 способов предварительного подогрева воздуха перед ВЗП представляют реальный интерес в рамках рассматриваемой задачи применительно к конкретному исследуемому оборудованию (к примеру, подогрев воздуха от посторонних источников представляется практически неприменимым). С целью оценки возможности использования различных способов предварительного подогрева воздуха в рамках задачи снижения влияния низкотемпературной коррозии на работу котлоагрегата предлагается рассмотреть

наиболее характерные из существующих схем. С этой целью была разработана математическая модель котлоагрегата БКЗ-420-140.

Котлоагрегат БКЗ-420-140-6 предназначен для факельного сжигания угольной пыли (каменных и бурых углей) с твердым шлакоудалением. Номинальная производительность котлоагрегата 420 т/ч, рабочее давление и температура перегретого пара 13,8 МПа и 550 °С соответственно [143].

Разработка математической модели данного котлоагрегата также осуществлялась с применением ПВК СМПП-ПК. На рисунке 4.4 представлена базовая расчетная схема котлоагрегата.

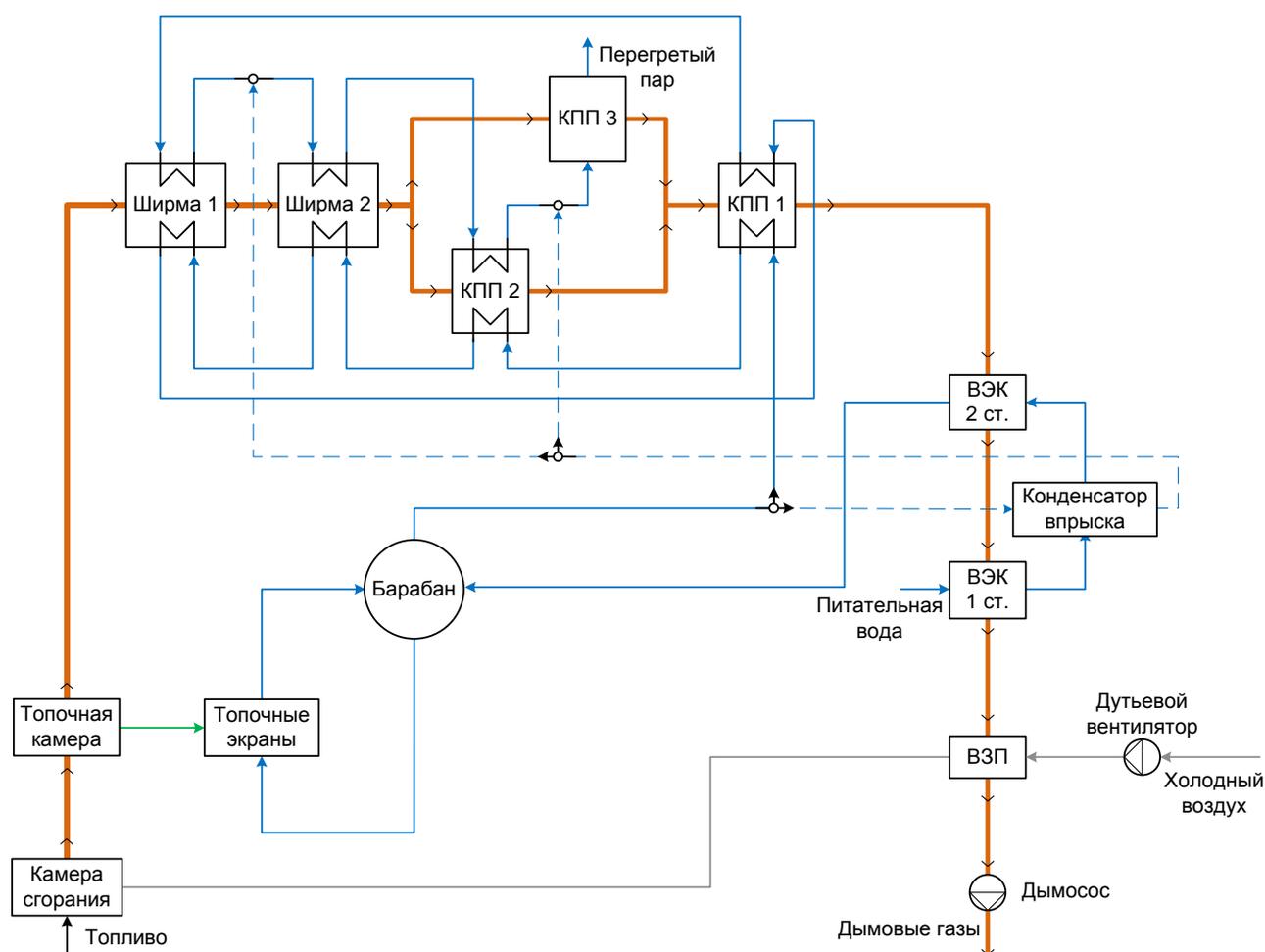


Рисунок 4.4 – Расчетная схема котлоагрегата БКЗ-420-140

Схема котлоагрегата включает в себя: камеру сгорания, топочную камеру, топочные экраны, барабан, две ступени ширмового пароперегревателя (ширма 1,

ширма 2), три ступени конвективного пароперегревателя (КПП1, КПП2, КПП3), две ступени водяного экономайзера (ВЭК1, ВЭК2), конденсатор впрыска, одну ступень рекуперативного воздухоподогревателя (ВЗП), тягодутьевую установку – дутьевой вентилятор и дымосос.

Настройка математической модели котлоагрегата включает в себя выбор исходных данных для последующих поверочного (теплого и аэродинамического), конструкторского и оптимизационного расчетов котлоагрегата. В таблице А.2 приложения А представлены основные исходные данные для расчета с применением математической модели котлоагрегата БКЗ-420-140.

Математическая модель котлоагрегата БКЗ-420-140 также дополнена расчетом температуры точки росы на основании термодинамического равновесия протекающих химических реакций образования серной кислоты, расчетом скорости низкотемпературной коррозии и расчетом скорости абразивного износа конвективных поверхностей котлоагрегата.

С целью настройки и отладки математической модели проводились предварительные вариантные расчеты. Уточнение значения некоторых технологических параметров (коэффициентов тепловой эффективности теплообменных поверхностей, величины механического и химического недожога, величины присосов воздуха по газовому тракту и др.) позволило добиться идентичности основных показателей работы котлоагрегата, рассчитанных с применением математической модели, показателям работы действующего оборудования, взятым из режимных карт, журналов наблюдений.

Для математического моделирования с целью последующей технико-экономической оценки в рамках поставленной задачи из группы методов, основанных на подогреве воздуха теплотой продуктов сгорания топлива, выбраны две типовые схемы – схема рециркуляции горячего воздуха (рисунок 4.5) и схема с рециркуляцией слабонагретого воздуха (рисунок 4.6).

Схема рециркуляции горячего воздуха является самой простой, доступной, предполагающей минимум конструктивных изменений газоздушного тракта

котлоагрегата – необходимо смонтировать перепускной воздуховод, обеспечивающий подачу части горячего воздуха на напорную сторону дутьевого вентилятора посредством вентилятора рециркуляции воздуха.

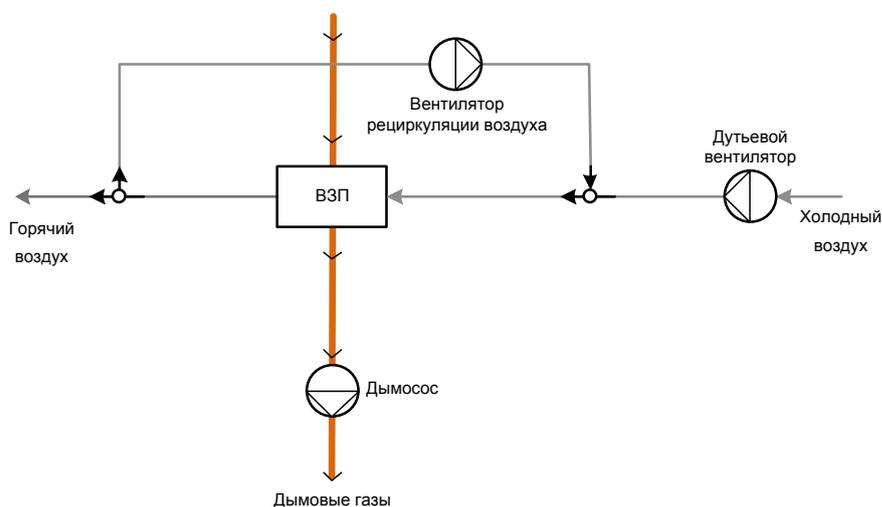


Рисунок 4.5 – Рециркуляция горячего воздуха

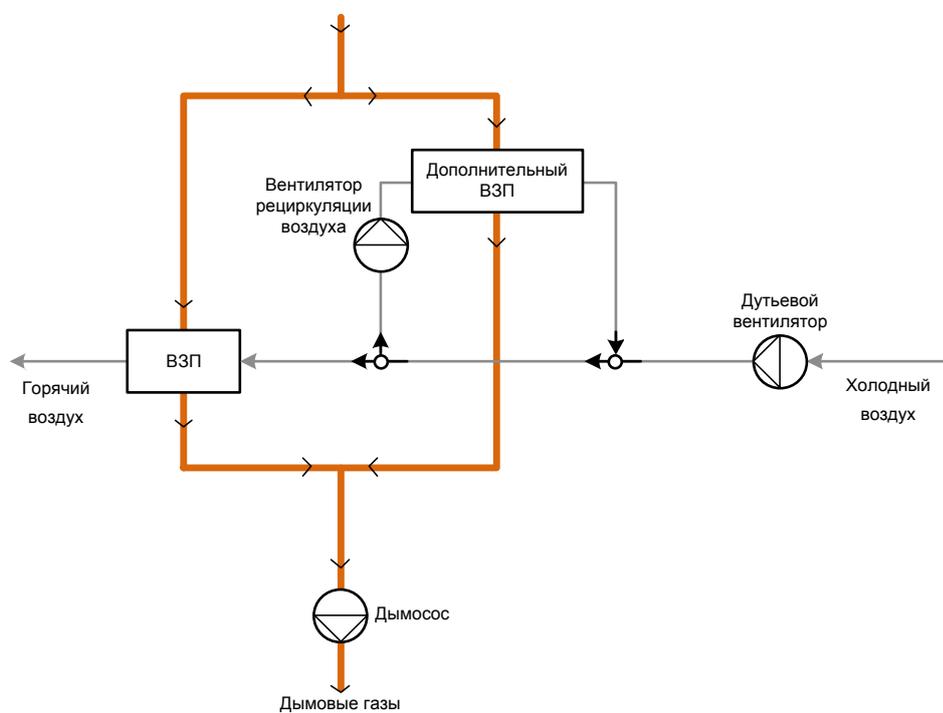


Рисунок 4.6 – Рециркуляция слабонагретого воздуха

Схема рециркуляции слабонагретого воздуха практически идентична описанной выше схеме, однако требует установки дополнительной

теплообменной поверхности параллельно основной ступени ВЗП по ходу газов, подача воздуха в которую также обеспечивается посредством вентилятора рециркуляции воздуха. Данная поверхность предназначена для подогрева части воздуха теплом дымовых газов для последующего его смешения с основным воздушным потоком.

Важно отметить, что снижение нагрузки на вентилятор рециркуляции воздуха в схеме с рециркуляцией слабонагретого воздуха позволяет снизить расход электроэнергии на его привод.

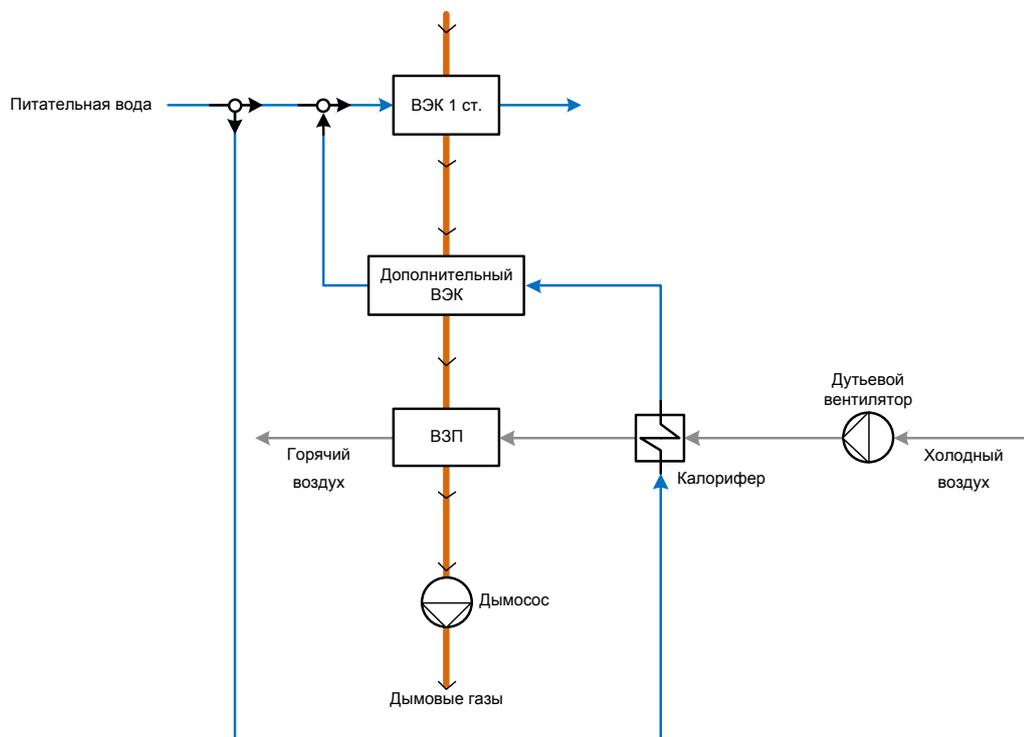


Рисунок 4.7 – Подогрев воздуха питательной водой

На рисунке 4.7 представлена схема предварительного подогрева воздуха питательной водой, выбранная для математического моделирования и последующего исследования как наиболее эффективная с точки зрения использования тепла внутри цикла. По схеме часть питательной воды после регенеративного подогрева направляется в калориферы, где нагревает воздух. После калориферов вода подогревается продуктами сгорания в первой ступени экономайзера, а затем смешивается с основным потоком питательной воды тракта

низкого давления за одним из ПНД с таким расчетом, чтобы обеспечить необходимую температуру воздуха перед котлом при оптимальных температурных напорах в калориферах.

Среди комбинированных схем предварительного подогрева воздуха интересной представляется схема с каскадным трубчатым воздухоподогревателем (рисунок 4.8).

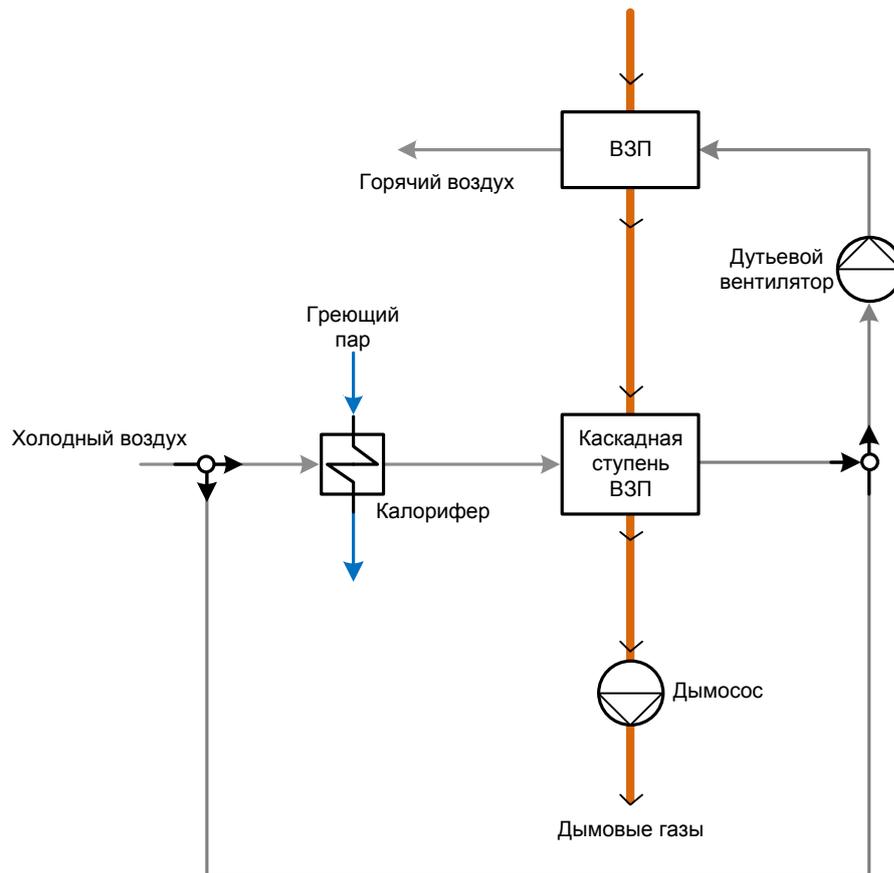


Рисунок 4.8 – Подогрев воздуха в КТВП

Для таких схем характерно сочетание предварительного подогрева воздуха в калорифере (паром, конденсатом или иным теплоносителем) с подогревом воздуха теплом дымовых газов.

В рассматриваемой в работе схеме с применением КТВП предварительному подогреву подвергается часть воздуха, поступающая в каскадную ступень воздухоподогревателя. После этого подогретый воздух смешивается с основным потоком и поступает на всас дутьевого вентилятора.

Применением подобных схем позволяет учитывать сезонные особенности подогрева воздуха, растопочные режимы, а также позволяет обеспечить достаточно высокую температуру подогреваемого воздуха при сохранении температуры уходящих газов на приемлемом уровне.

Оптимизационные расчеты каждого варианта можно подразделить на два этапа. На первом выполнялся оптимизационный конструкторский расчет, в результате которого определяются конструктивные характеристики элементов схемы, осуществляющих предварительный подогрев воздуха – площадей дополнительных поверхностей, дополнительно вводимых тягодутьевых мощностей, расходов рабочих тел и т.д. при номинальном режиме работы котлоагрегат. На следующем этапе выполнялись оптимизационные поверочные расчеты модернизированной схемы котлоагрегата с уже определенными и зафиксированными конструктивными характеристиками новых элементов. Поверочные расчеты выполнялись на несколько режимов работы котлоагрегата – номинальный режим, продолжительностью 5000 часов в год, режим средней нагрузки ($\approx 75\%$ от $D_{\text{ном}}$), продолжительностью 2000 часов в год, и режим минимальной нагрузки ($\approx 50\%$ от $D_{\text{ном}}$), продолжительностью 1000 часов в год.

Результатом такой серии расчетов каждого из вариантов схем является сочетание набора конструктивных и режимных параметров модернизированной установки, оптимальных по выбранному критерию экономической эффективности – минимуму суммарных ежегодных затрат на эксплуатацию котельного агрегата. Важным условием для каждого из вариантов модернизации является увеличение минимальной температуры стенки ВЗП посредством предварительного подогрева воздуха до значения выше температуры точки росы дымовых газов.

Основным топливом в расчете также является черемховский уголь с увеличенным до 2 % содержанием серы.

В таблице 4.6 представлены исходные данные для определения суммарных ежегодных затрат, полученные непосредственно с ТЭС, в парк оборудования которой входит данная котельная установка.

Таблица 4.6 – Исходная технико-экономическая информация

Показатель	Ед. изм.	Значение
Стоимость черемховского угля	руб./т	917,5
Удельные затраты на разгрузку, складирование и подачу твердого топлива	руб./ т у.т.	503,134
Удельные затраты на ремонт систем разгрузки, складирования и подачи твердого топлива	руб./ т у.т.	115,48
Стоимость изготовления и замены бил мельницы	руб.	33653
Стоимость изготовления и замены билодержателей мельницы	руб.	36056
Стоимость изготовления и замены брони мельницы	руб.	21033
Удельная стоимость изготовления и замены водяного экономайзера	руб./м ²	3348,7
Удельная стоимость изготовления и замены воздухоподогревателя	руб./м ²	342,27
Удельные затраты на золоулавливание	руб./т золы	130
Удельные затраты на ремонт систем золоулавливания	руб./т золы	98661
Удельные затраты на гидрозолоудаление	руб./т шлама	13
Удельные затраты на ремонт систем гидрозолоудаления	руб./т шлама	120
Удельные затраты на хранение золы и шлака	руб./т шлама	50
Удельная плата за выбросы золы: соблюдение ПДВ	руб./т золы	546
превышение ПДВ, соблюдение ВСВ	руб./т золы	2730
превышение ВСВ	руб./т золы	13650
Удельная плата за выбросы SO _x : соблюдение ПДВ	руб./т SO _x	111,48
превышение ПДВ, соблюдение ВСВ	руб./т SO _x	557,42
превышение ВСВ	руб./т SO _x	2787,1
Стоимость электроэнергии собственных нужд	руб./кВт·ч	1,5
Удельная стоимость изготовления и установки калорифера	руб./м ²	10000
Удельная стоимость дополнительных тягодутьевых установок	руб./кВт	18000
Ставка дисконтирования	–	0,08

Значения основных показателей работы котлоагрегата, полученные в результате оптимизационных расчетов, представлены в таблице 4.7, где:

D_{on} , P_{on} , t_{on} – расход, давление и температура острого пара;

B_n – расход натурального топлива;

$KПД_{КА}^{\bar{p}}$ – КПД котлоагрегата брутто;

доля рециркулирующего/греющего агента – часть рециркулирующего воздуха или часть воды, идущая на предварительный подогрев;

$t_{ВЗП}$, $t_{ст.минВЗП}$, $t_{росыВЗП}$ – температура воздуха на входе в ВЗП, минимальная температура стенки трубок ВЗП, температура точки росы дымовых газов, проходящих через поверхность соответственно;

$t_{ВЗП_ДОП}$, $t'_{ст.минВЗП_ДОП}$, $t_{росыВЗП_ДОП}$ – то же для дополнительной конвективной поверхности;

$F_{КАЛ}$ – площадь поверхности калориферов;

$F_{ДОП}$ – площадь дополнительной конвективной поверхности теплообмена;

$N_{ДС}$, $N_{ДВ}$, $N_{РВ}$ – мощности дымососа, дутьевого вентилятора, вентилятора рециркуляции дымовых газов;

Z – значение целевой функции – суммарные ежегодные затраты.

Таблица 4.7 – Показатели работы котлоагрегата БКЗ-420-140 с различными схемами предварительного подогрева воздуха в исследуемых характерных режимах

Параметр		Базовая схема	Оптимизационный расчет			
			Рециркуляция горячего воздуха	Рециркуляция слабонагретого воздуха	Подогрев воздуха питательной водой	КТВП
1	2	3	4	5	6	7
Режим номинальной нагрузки						
$D_{оп}$	т/ч	417,6	417,6	418,6	417,6	421
$P_{оп}$	кгс/см ²	140,6	140,7	141,1	137,9	137,7
$t_{оп}$	°С	542,7	540,2	540,4	540,5	547
$t_{вх.г}$	°С	130,7	164,5	151	167,6	186,9
B_n	кг/с	19,2	19,52	19,44	19,6	19,3
$KПД_{КА}^{ор}$		92,26	90,69	91,04	89,85	92,67
Доля рециркулирующего /греющего агента		-	0,53	0,56	0,48	0,85
$t_{ВЗП}'$	°С	22,6	133,3	134	132,4	126
$t_{ст.мин}^{ВЗП}$	°С	58,9	140,7	141,3	141,5	149,4
$t_{росы}^{ВЗП}$	°С	136,8	136,3	136,8	136,6	136,7
$t_{ВЗП_ДОП}'$	°С	-	-	136,9	-	120
$t_{ст.мин}^{ВЗП_ДОП}$	°С	-	-	137,1	-	137,3
$t_{росы}^{ВЗП_ДОП}$	°С	-	-	136	-	136,3

Продолжение таблицы 4.6

1	2	3	4	5	6	7
$F_{КАЛ}$	м ²	-	-	-	1824,2	2134
$F_{ДОП}$	м ²	-	-	8054	850,1	2057
$N_{ДС}$	кВт	2591	2968	2886	2875	3154
$N_{ДВ}$	кВт	385	711	416	389	542
$N_{РВ}$	кВт	-	729	528	-	-
Режим средней нагрузки						
$D_{оп}$	т/ч	315,4	313,2	313,2	314,7	316,4
$P_{оп}$	кгс/см ²	143,8	143,9	144,2	140,5	140,9
$t_{оп}$	°С	554,6	541,7	540	547,8	553
$t_{ух.г}$	°С	119,9	155,5	143,2	156,4	173,5
B_n	кг/с	14,6	14,74	14,64	14,82	14,5
$KПД_{КА}^{бр}$		92,69	90,95	91,34	90,12	93,29
Доля рециркулирующего /греющего агента		-	0,59	0,6	0,52	0,79
$t_{ВЗП}'$	°С	22,3	134,6	134,5	130,2	122,3
$t_{ст.мин}^{ВЗП}$	°С	54,1	139	138,8	137,1	141,7
$t_{росы}^{ВЗП}$	°С	137,1	136,5	136,9	136,3	137
$t_{ВЗП_ДОП}'$	°С	-	-	137,4	-	126,2
$t_{ст.мин}^{ВЗП_ДОП}$	°С	-	-	136	-	138,7
$t_{росы}^{ВЗП_ДОП}$	°С	-	-	135,9	-	136,6
$N_{ДС}$	кВт	1793	2036	2100	2094	2145
$N_{ДВ}$	кВт	264	469	277	258	358
$N_{РВ}$	кВт	-	541	465	-	-
Режим минимальной нагрузки						
$D_{оп}$	т/ч	210,5	208,8	208,8	209	210,6
$P_{оп}$	кгс/см ²	146,1	146,2	146,2	144,8	143,2
$t_{оп}$	°С	551,5	540,1	540	542,2	540,2
$t_{ух.г}$	°С	119,9	146,8	128	136,7	149,6
B_n	кг/с	9,72	9,8	9,6	9,95	9,2
$KПД_{КА}^{бр}$		92,56	91,26	92,11	90,08	93,2
Доля рециркулирующего /греющего агента		-	0,69	0,7	0,54	0,66
$t_{ВЗП}'$	°С	22,1	135,8	143,5	140,9	135,2
$t_{ст.мин}^{ВЗП}$	°С	52,5	137,7	145,2	140,5	137,4
$t_{росы}^{ВЗП}$	°С	137,3	136,4	136,8	136,6	137,3
$t_{ВЗП_ДОП}'$	°С	-	-	146,4	-	129,4
$t_{ст.мин}^{ВЗП_ДОП}$	°С	-	-	137,4	-	136,9
$t_{росы}^{ВЗП_ДОП}$	°С	-	-	135,5	-	136,7
$N_{ДС}$	кВт	1133	1275	1400	1352	1257
$N_{ДВ}$	кВт	160	281	169	158	196
$N_{РВ}$	кВт	-	408	459	-	-
Z	тыс. руб/г	669411	642091	665193	660488	652196

В таблице Б.2 приложения Б приведены значения ключевых параметров работы основных элементов котлоагрегата, полученные в результате оптимизационного расчета.

Анализ полученных результатов расчета позволяет выявить следующие ключевые моменты:

1. Происходит существенное снижение тепловой эффективности котлоагрегата ($KPD_{КА}^{бр}$ в номинальном режиме работы котла снижается с 92,26 % в базовом варианте до 90,69 % для варианта с рециркуляцией горячего воздуха; 91,04 % для варианта с рециркуляцией слабонагретого воздуха; 89,85 % для варианта подогрева воздуха теплом питательной воды). Это связано с необходимым увеличением температуры воздуха, поступающего в воздухоподогреватель котла, как следствие – снижению температурного напора в данной поверхности между воздухом и дымовыми газами и увеличению температуры последних на выходе из поверхности. Это приводит к росту потерь с уходящими газами, снижению тепловой эффективности котлоагрегата, перерасходу топлива относительно базовой схемы и увеличению соответствующей составляющей суммарных ежегодных затрат. В схеме с применением каскадного трубчатого ВЗП тепловая эффективность котлоагрегата не снижается, однако это допущение, поскольку тепло, необходимое для подогрева воздуха в калориферной установке, берется у отобранного из турбины пара, однако поскольку расчет турбины и цикла энергоблока целиком не ведется, тепло считается полученным из внешнего источника. В случае рассмотрения энергоблока в комплексе, его тепловая эффективность безусловно изменится.

2. Увеличение температуры воздуха на входе в ВЗП котлоагрегата приводит и сопутствующее увеличение средней температуры дымовых газов в данной поверхности приводят к увеличению минимальной температуры стенки трубок ВЗП. Все из выбранных схем позволяют достичь ее значения выше температуры точки росы дымовых газов (в результате оптимизации получены следующие значения разницы между минимальной температурой поверхности металла ВЗП и температурой точки росы для номинального режима работы котла:

4,4 °С для варианта с рециркуляцией горячего воздуха; 4,5 °С для основной поверхности ВЗП и 1,1 °С для дополнительной поверхности для варианта с рециркуляцией слабонагретого воздуха; 4,9 °С для варианта с предварительным подогревом воздуха теплом питательной воды; 12,7 °С для основной поверхности ВЗП и 1 °С для каскадной ступени для варианта с использованием КТВП), что приводит к исключению конденсации паров серной кислоты на поверхности ВЗП, а значит к увеличению срока службы поверхности и соответствующей составляющей суммарных ежегодных, связанных с ремонтом поверхности.

3. Согласно результатам расчетов все из рассматриваемых способов предварительного подогрева воздуха перед ВЗП являются экономически целесообразными несмотря на затраты, связанные модернизацией установки и снижением тепловой эффективности котлоагрегата – перерасходом топлива, увеличением платы за выброс вредных веществ в атмосферу, увеличением абразивного износа поверхностей нагрева, увеличением мощности тягодутьевой установки, необходимостью установки дополнительных поверхностей (значение суммарных ежегодных затрат для базового варианта составило 669411 тыс. руб./год, для варианта с рециркуляцией горячего воздуха – 642091 тыс. руб./год, для варианта с рециркуляцией слабонагретого воздуха – 665193 тыс. руб./год, для варианта с использованием тепла питательной воды 660488 тыс. руб./год, для варианта с использованием КТВП – 652196 тыс. руб./год).

4. Наиболее эффективным в соответствии с выбранным критерием оптимальности и с точки зрения поставленной технической задачи является вариант с рециркуляцией горячего воздуха со значением суммарных ежегодных затрат 642091 тыс. руб./год. (экономический эффект по сравнению с базовым вариантом составил 27320 тыс. руб./год). Это можно объяснить простотой схемы, отсутствием необходимости установки дополнительных поверхностей, а значит снижением стоимости эксплуатации и ремонта котла.

Необходимо отметить, что, несмотря на достаточно высокую детализацию схем и расчетов, в работе рассматриваются типовые схемы предварительного подогрева воздуха. Конкретное техническое решение потребует максимального

детальной проработки предполагаемой к внедрению схемы в структуре энергоблока в целом.

Исходя из анализа характера процесса низкотемпературной коррозии предварительный подогрев воздуха перед воздухоподогревателем котлоагрегата представляется весьма универсальным и перспективным способом снижения низкотемпературной коррозии, поскольку позволяют добиться требуемого результата при относительно невысоких затратах, как капитальных, так и эксплуатационных, отсутствии необходимости глубокой реконструкции элементов котлоагрегата, и достаточной эффективности. Однако данное направление, тем не менее, включает в себя большое количество отдельно взятых методов, различающихся в широких пределах по сложности, эффективности и стоимости реализации. В работе рассмотрены типовые, наиболее простые способы предварительного подогрева воздуха перед ВЗП котлоагрегата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Сформулирована задача комплексной технико-экономической оптимизации схемы и параметров котлоагрегата при его модернизации с учетом низкотемпературной коррозии воздухоподогревателя. При этом учтена особенность задач модернизации, заключающаяся в том, что меняется только часть схемы установки и параметры части ее элементов. В соответствии с этим для вариантов модернизации котельного агрегата выбран состав оптимизируемых параметров, включающий некоторые режимные параметры и конструктивные параметры отдельных элементов модернизируемой установки. Сформирован состав ограничений-неравенств, определяющих область допустимых значений параметров установки.

2. Представлена методика определения температуры точки росы дымовых газов на основании расчета термодинамического равновесия химических реакций образования серной кислоты с учетом конденсированного состояния. Апробация основанной на данной методике математической модели расчета температуры точки росы, произведенная в ходе исследований на базе котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ, показала хорошее соответствие значений температуры точки росы, получаемых в результате расчета, фактическим. Эта же математическая модель расчета температуры точки росы в дальнейшем использовалась при проведении оптимизационных расчетов вариантов модернизации котлоагрегата БКЗ-420-140.

3. На базе ПВК СМПП-ПК разработаны математические модели котлоагрегатов БКЗ-75-39ФБ и БКЗ-420-140, направленные на выполнение оптимизационных расчетов. При этом для части элементов проводятся поверочные расчеты при заданных конструктивных характеристиках, а для части элементов – конструкторские расчеты. Разработаны математические модели модернизированного котлоагрегата БКЗ-420-140 с различными способами

предварительного подогрева воздуха перед ВЗП, предназначенные для комплексных оптимизационных исследований.

Используемые математические модели котлоагрегатов позволяют достаточно точно описывать происходящие в них процессы, чем достигается необходимое соответствие параметров работы установок, рассчитанных с применением математических моделей, параметрам работы существующего в действительности оборудования, что обеспечивается, по возможности, полнотой исходных данных. Модели позволяют проводить оптимизационные расчеты как по критериям энергетической, так и по критериям экономической эффективности.

4. Представлены результаты комплексных оптимизационных расчетов вариантов модернизации котлоагрегата БКЗ-420-140 с целью сжигания углей с более высоким содержанием серы, чем в проектных углях, по критерию минимума суммарных ежегодных затрат, связанных с реконструкцией, эксплуатацией и ремонтом элементов установки. Оптимизация проводилась с учетом процесса низкотемпературной коррозии.

Приведение параметров работы котлоагрегата с различными системами предварительного подогрева воздуха к условиям оптимальности позволяет сравнить различные варианты решений с позиции их максимальной эффективности в соответствии с целевой функцией. Это обеспечивает единообразие проводимых исследований и дает возможность справедливого непосредственного сравнения полученных решений.

Анализ представленных результатов дает основания рассматривать исследуемые в работе схемы предварительного подогрева воздуха перед ВЗП котлоагрегата в качестве эффективных с точки зрения решения задачи повышения экономической эффективности при одновременном предотвращении низкотемпературной коррозии.

Исследования показали, что все рассмотренные варианты модернизации имеют более высокую эффективность, чем исходная схема котлоагрегата БКЗ-420-140. При этом наибольший эффект обеспечивает вариант с предварительным подогревом воздуха организацией рециркуляции горячего воздуха со значением

суммарных ежегодных затрат 642091 тыс. руб./год (экономический эффект по сравнению с базовым вариантом составил 27320 тыс. руб./год).

Проведенные оптимизационные исследования направлены на определение целесообразности модернизации котельных агрегатов угольных ТЭС с учетом низкотемпературной коррозии путем осуществления предварительного подогрева воздуха перед воздухоподогревателем.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Производственная структура электроэнергетики: [Электронный ресурс] / Агентство по прогнозированию балансов в электроэнергетике. – Режим доступа http://www.e-apbe.ru/analytical/doklad2005/doklad2005_3.php#p21.
2. Таразанов И.Г. Переработка угля в России по итогам работы угольной отрасли России за январь – март 2016 года // Уголь. – 2016. – № 6 (1083). – С. 8 – 9.
3. Прошунин Ю.Е., Школлер М.Б., Лобанов В.В. Технологические проблемы и направления процессов глубокой переработки каменных и бурых углей // Химия в интересах устойчивого развития. – 2016. – Том 24. – № 3. – С. 405 – 418.
4. Корнеева Е.С. Переработка углей в России в XXI веке // Труды Дальневосточного государственного технического университета. – 2007. – № 147. – С. 113 – 117.
5. Рубан А.Д., Лавриненко А.А., Передерий М.А. Комплексное использование бурых углей // Горный журнал. – 2011. – № 12. – С. 57 – 60.
6. BP Statistical Review of World Energy / British Petroleum – London: UK, 2017. – 52 p.
7. Ebara R., Tanaka F., Kawasaki M. Sulfuric acid dew point corrosion in waste heat boiler tube for copper smelting furnace // Engineering failure analysis. – 2013. – Vol. 33. – pp. 29 – 36.
8. Магадеев В.Ш. Коррозия газового тракта котельных установок. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 272 с.
9. Бугай Н.В., Березина Т.Г., Трунин И.И. Работоспособность и долговечность металла энергетического оборудования. – М.: Энергоатомиздат, 1994. – 272 с.

10. Шмиголь И.Н. Технологии сероочистки дымовых газов для угольных тепловых электростанций Российской Федерации // Электрические станции. – 2006. – № 6. – С. 27 – 35.
11. Bruce G. Miller. Coal energy systems / Elsevier Academic Press. – Amsterdam; London, 2005 – 526 p.
12. Basu P. et al. Boilers and Burners / Springer-Verlag. – New York: USA, 2000. – 566 p.
13. Асланян Г.С. Экологически чистые угольные технологии: аналитический обзор. – М.: Центр энергетической политики, 2004. – 66 с.
14. Пермяков Б.А. Применение воздухоподогревателя со стеклянными трубами – способ борьбы с низкотемпературной коррозией в котельных агрегатах // Практика противокоррозионной защиты. – 1996. – № 1. – С. 20 – 21.
15. Ежов В.С., Семичева Н.Е. Исследование теплообмена в коррозионно-стойком воздухоподогревателе // Электрические станции. – 2008. – № 2. – С. 41 – 45.
16. Добряков Т.С., Мигай В.К., Назаренко В.С. Воздухоподогреватели котельных установок. – Л.: Энергия, 1977. – 184 с.
17. Апатовский Л.Е., Фомина В.Н., Халупович В.А. Подогрев воздуха на тепловых электростанциях. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 120 с.
18. Батухтин А.Г., Сафронов П.Г., Кириллов М.В. Оптимизация предварительного подогрева воздуха перед воздухоподогревателями котлов (на примерен Харанорской ГРЭС) // Научно-технические ведомости СПбГТУ. – 2012. – Том 142. – с. 97 – 102.
19. Андриященко А.И., Змачинский А.В., Понятов В.А. Оптимизация тепловых циклов и процессов ТЭС. Учеб. пособ. для теплоэнерг. специальностей вузов. – М.: Высшая школа, 1974. – 280 с.
20. Андриященко А.И., Аминов Р.З. Оптимизация режимов работы и параметров тепловых электростанций – М.: Высшая школа, 1983. – 255 с.
21. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок – М.: Энергия, 1978. – 416 с.

22. Клер А.М., Деканова Н.П., Щёголева Т.П. и др. Методы оптимизации сложных теплоэнергетических установок. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1993. – 116 с.
23. Щинников П.А., Ноздренко Г.В., Боруш О.В., Зыков С.В. Оптимизация режимов работы энергоблоков ТЭЦ // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2014. – № 3. – С. 54 – 60.
24. Гриценко М.В., Клер А.М., Степанова Е.Л. Комплексная методика определения затрат при использовании на ТЭС различных видов твердого топлива // Научный вестник Новосибирского государственного технического университета. – Новосибирск. – 2008. – № 4. – С. 99 – 110.
25. Rockel M.B., Bender R. Corrosion Handbook / Society for Chemical Engineering and Biotechnology. – Frankfurt: Germany, 2008.
26. Zaki Ahmad. Principles of corrosion engineering and corrosion control / Elsevier Science & Technology Books, 2006. – 656 p.
27. Горохов В.А. Повышение надежности котлов на мазуте путем снижения загрязнения и коррозии низкотемпературных поверхностей нагрева: автореф. дис. ...канд. тех. наук: 05.14.04 / Горохов Виктор Анатольевич. – Киев: 1995. – 16 с.
28. Семенова И.В., Флорианович Г.М., Хорошилов А.В. Коррозия и защита от коррозии. – М.: Физматлит, 2002. – 335 с.
29. Holmes D.R. (Ed.). Low-temperature Corrosion. / Inst. Corros. Sci. Technol. – Birmingham: UK, – 1985.
30. Внуков А.К. Теплохимические процессы в газовом тракте паровых котлов. – М.: Энергоатомиздат, 1981. – 286 с.
31. Юрьев Е.Ю. Совершенствование характеристик топочного устройства котла при переводе на сжигание природного газа // Известия высших учебных заведений. Северо-кавказский регион. Серия: Технические науки – 2013. – № 5 (174). – С. 20 – 25.

32. Тугов А.Н., Супранов В.М., Изюмов М.А., Верещетин В.А., Усман Ю.М., Натальин А.С. Оценка возможности перевода котлов ТП-108 на сжигание природного газа и мазута // Теплоэнергетика. – 2017. – № 3. – С. 68 – 76.
33. Кузнецова В.А., Шуршакова Е.В. Сравнительное исследование эффективности сжигания природного газа в топках с подовыми горелками при переводе котлов с твердого топлива на природный газ // Экология и строительство. – 2016. – № 1. – С. 4 – 6.
34. Лесных А.В., Штым К.А., Дорогов Е.Ю. Моделирование теплообмена в топке котла БКЗ-210-140 после реконструкции переводом на сжигание природного газа // Научное обозрение. – 2013. – № 9. – С. 303 – 310.
35. Матвеев Ю.Ф. Оптимизация топливоиспользования при переводе тепловых электрических станций на сжигание природного газа: автореф. дис. ...канд. тех. наук: 05.14.14 / Матвеев Юрий Федорович. – Москва: 2000. – 20 с.
36. Тумановский А.Г., Котлер В.Р. Перспективы решения экологических проблем тепловых электростанций // Теплоэнергетика. – 2007. – № 6. – С. 5 – 11.
37. Jackson Salovaara. Coal to natural gas fuel switching and CO₂ emissions reduction. / Harvard University. – Cambridge: USA, 2011. – 99 p.
38. Gas vs coal switching in Europe: key markets [Электронный ресурс] / Timera Energy. – Режим доступа <http://www.timera-energy.com/gas-vs-coal-switching-in-europe-key-markets/>.
39. Тугов А.Н., Дик Э.П., Соболева А.Н. Оценка влияния минеральной части отходов на содержание в дымовых газах газообразных соединений серы, хлора и фтора // Электрические станции. – 2011. – № 10. – С. 15 – 20.
40. Передерий М.А., Лавриненко А.А., Лесникова Е.Б., Артемова Н.И. Комплексная физико-химическая переработка бурых углей // Горная промышленность. – 2012. – № 3 (103). – С. 16 – 20.
41. Кусков В.Б., Кускова Я.В., Николаева Н.В. Обессеривание угля на концентрационном столе // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2013. – № 4. – С. 180 – 185.

42. Кассихин Г.А., Линев Б.И., Дебердеев И.Х. Повышение эффективности топливно энергетического комплекса России путем обогащения углей // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 1998. – № 6. – С. 135 – 145.
43. Голицын М.В., Голицын А.М. Все об угле. – М.: Наука, 1982. – 192 с.
44. Ефимова Н.А. Анализ состояния и основные тенденции добычи, обогащения и экологии потребления энергетических углей в России // Известия Тульского государственного университета. Науки о земле. – 2017. – № 1. – С. 83 – 91.
45. Ожогина Е.Г., Якушина О.А., Ожогин Д.О. Морфоструктурные особенности пирита, влияющие на обогащение энергетических углей // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2004. – № 11. – С. 306 – 308.
46. Ощепков И.А., Евменова Г.Л. Натриевые соли низших карбоновых кислот – активизаторы гравитационного обогащения углей в водных тяжелых средах // Вестник Кузбасского государственного технического университета. – 2009. – № 4. – С. 42 – 48.
47. Кирнарский А.С. Принцип однофункциональности разделительных процессов при обогащении каменного угля // Уголь. – 2012. – № 5 (1034). – С. 92 – 95.
48. Honaker, R. Q., Paul, B. C., Wang, D., Huang, M. The Application of Centrifugal Washing for Fine Coal Cleaning // SME Meeting, Albuquerque, New Mexico. – 1994. – № 94 – p. 259.
49. Пилов П.И., Мостыка Ю.С., Шутов В.Ю. Оценка магнитной десульфуризации каменных углей // Современная наука: исследования, идеи, результаты, технологии. – 2013. – № 5. – С. 125 – 136.
50. Кармазин В.В. Проблемы и перспективы магнитного обогащения // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2013. – № 1. – С. 560 – 575.
51. Кузнецов Б.Н. Катализ химических превращений угля и биомассы. – Новосибирск: Наука, 1990. – 302 с.

52. Школлер М.Б. Современные энерготехнологические процессы глубокой переработки твердых топлив. – Кемерово: Кузбасвуиздат, 2012. – 185 с.
53. Улановский М.Л., Лихнеко А.Н. Изменением минерального состава углей при обогащении и коксовании // Кокс и химия. – 2009. – № 6. – С. 13 – 20.
54. Wencheng Xia, Guangyuan Xie. A technological review of developments in chemical-related desulphurization of coal in the past decade // International journal of mineral processing. – 2017. – Vol. 161. – pp. 65 – 71.
55. Эпштейн С.А., Минаев В.И. Барабанова О.В., Нестерова В.Г., Широчин Д.Л. Влияние термообработки на механические и физико-химические свойства углей разных генотипов // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2008. – № 5. – С. 371 – 375.
56. Андриенко В.Г., Горлов Е.Г., Моисеев В.А., Рубан В.А., Баранова М.П. Термообработка бурых углей с повышением их потребительских свойств // Биржа интеллектуальной собственности. – 2013. – № 12. – С. 39 – 44.
57. Joes M. Andres, Ana C. Ferrando, Luis Membrado. Chemical desulphurization of coal with hydroiodic acid // Energy fuels. – 1996. – № 10 (2). – pp. 425 – 430.
58. Аглямова Э.Р. Повышение селективности флотации газовых углей с применением органических и неорганических соединений: автореф. дис. ...канд. тех. наук: 25.00.13 / Аглямова Эльвира Ринатовна. – Магнитогорск: 2002. – 17 с.
59. Долгий В.Я., Кривченко А.А., Шамало М.Д. Содержание общей серы в угольных пластах на шахтах Украины // Уголь Украины. – 2000. – № 1. – С. 10 – 12.
60. Современные природоохранные технологии в электроэнергетике: информационный сборник / Под ред. Путилова В.Я. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 388 с.
61. Кудрявцев Н.Ю., Клименко В.В., Прохоров В.Б., Снытин С.Ю. Перспективы снижения выбросов оксидов серы в атмосферу при сжигании органических топлив // Теплоэнергетика. – 1995. – № 2. – С. 6 – 11.

62. Clean Coal Technology Topical Report Number 21 September 2001 / Coproduction of power, fuels and chemicals – 2001. – 31 p.
63. Lawrence K. Wang, Norman C. Pereira, Yung-Tse Hung. Advanced air and noise pollution control / Humana Press. – Totowa, New Jersey: USA, 2005. – 526 p.
64. Носков А.С., Пай З.П. Технологические методы защиты атмосферы от вредных выбросов на предприятиях энергетики. – Новосибирск, 1996. – 156 с.
65. Gerhard Kreysa, Michael Schutze. Corrosion Handbook, Corrosive agents and their interaction with materials / Wiley-VCH – 2008. – Vol. 10. – 815 p.
66. Арбузов В.А., Исанова Б.Х., Беякова М.О., Задиранов А.Н. Очистка дымовых газов ТЭЦ от оксидов серы и азота // Литье и металлургия. – 2009. – № 3. – С. 99 – 103.
67. Srivastava R.K., Jozewicz W. Flue gas desulphurization: the state of the art // Journal of the air & waste management association. – 2001. – Vol. 51. – pp. 1676 – 1688.
68. Гладкий А.В. Современное состояние и перспективы развития методов десульфуризации отходящих промышленных газов // Промышленная и санитарная очистка газов. – М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1990. – 28 с.
69. Стырикович М.А., Котовская К.Я., Серов Е.П. Котельные агрегаты. – М.: Государственное энергетическое издательство, 1959 – 487 с.
70. Сидельковский Л.Н., Юренев В.Н. Котельные установки промышленных предприятий. – М.: Энергоатомиздат, 1988 – 528 с.
71. Basu P. et al. Boilers and Burners / Springer-Verlag. – New York: USA, 2000. – 566 p.
72. Воинов А.П., Шевчук В.И. Кипящий слой как технология высокоэффективного сжигания сернистого топлива // Строительство и техногенная безопасность. – 2014. – № 52. – С. 85 – 87.
73. Шевцова А.А., Кокотова А.А., Кулагина Л.В. Снижение вредных выбросов в атмосферу при сжигании твердого топлива в котлах с кипящим слоем // Перспективы развития научных исследований в 21 веке: сборник материалов 3-й международной научно-практической конференции. – 2013. – С. 82 – 87.

74. Бородуля В.А. Сжигание твердого топлива в псевдоожигенном слое. – Минск: Наука и техника, 1980. – 192 с.
75. Кучин Г.П. Сжигание низкосортных топлив в псевдоожигенном слое. – Киев: Техника, 1987. – 142 с.
76. Шупамбаев Е.А., Реш А.Г. Преимущества сжигания органического топлива в кипящем слое // Энерго- и ресурсосбережение в теплоэнергетике и социальной сфере: материалы международной научно-технической конференции студентов, аспирантов, ученых. – 2014. – Том 2. – № 1. – С. 364 – 369.
77. Filip Johnsson. Fluidized bed combustion for clean energy // The 12th international conference on fluidization – new horizons in fluidization engineering. – 2007. – pp. 47 – 62.
78. Koorneef J., Junginger M., Faaij A. Development of fluidized bed combustion – an overview of trends, performance and cost // Progressive energy and combustion science. – 2007. – Vol. 33. – pp. 19 – 55.
79. Обухов И.В., Залевский Н.В., Маняхин Ю.И., Целяк Д.Е., Тениховский В.В. Результаты внедрения технологии высокотемпературного кипящего слоя на котле КЕ-25-14 котельной № 1 Большой камень // Труды Дальневосточного государственного технического университета. – 2003. – № 134. – С. 142 – 148.
80. Кубин М. Сжигание твердого топлива в кипящем слое: перевод с чешского. / Под ред. В.Р. Котлера. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 144 с.
81. Загородских И.А. Исследование характеристик горения в кипящем слое и снижения загрязнения атмосферы теплоэнергетическими установками: на примере ТЭЦ-3 г. Барнаула: дис. ...канд. тех. наук: 01.04.14 / Загородских Игорь Александрович. – Барнаул: 2006. – 162 с.
82. Шемякин В.Н., Карапетов А.Э. Опыт практического освоения технологии кипящего слоя на котлах промышленной и коммунальной энергетики // Теплоэнергетика. – 2012. – № 6. – С. 15 – 21.

83. Тумановский А.Г., Бабий В.И., Енякин Ю.П., Котлер В.Р., Рябов Г.В., Вербовецкий Э.Х., Надыров И.И. Совершенствование технологий сжигания топлив // Теплоэнергетика. – 1996. – № 7. – С. 30 – 39.
84. Воинов А.П., Воинова С.А. Возможность управление внешней эрозией в котлах с кипящим слоем // Теплоэнергетика. – 2008. – № 9. – С. 29 – 33.
85. Сидельковский Л.Н., Щевелев В.Н., Куханович А.И. Исследование закономерностей эрозии поверхностей в кипящем слое // Известия вузов СССР. Энергетика. – 1964. – № 7. – С. 48 – 53.
86. Скопцов Ю.В., Тувальбаев Б.Г. Сравнительные исследования абразивных свойств материалов наполнителей для котлов с циркулирующим кипящим слоем // Энергосбережение и водоподготовка. – 2005. – № 5. – С. 74 – 75.
87. Рябов Г.А., Толчинский Е.Н., Надыров И.И., Фоломеев О.М., Трухачев С.Н., Шапошник Д.А. Применение котлов с циркулирующим кипящим слоем для замены устаревших пылеугольных котлов // Теплоэнергетика. – 2000. – № 8. – С. 14 – 19.
88. Алексенцев В.А., Гармонов К.В. Сжигание твердого топлива в циркулирующем кипящем слое // Научный журнал. Инженерные системы и сооружения. – 2009. – № 1. – С. 188 – 196.
89. Саламов А.А. Котлы с циркулирующим кипящим слоем // Теплоэнергетика. – 2007. – № 6. – С. 74 – 77.
90. Kurp J., Tymoskii H., Szynol K. Fluidized bed combustion technology in Poland // VGB Power Tech. – 2005. – № 4. – pp. 86 – 89.
91. G.-N. Stamatelopoulos. J. Seeber, Ph. Delaboudiniere, R.S. Skowrya. Advancement in CFB technology: a combination of excellent environmental performance and high efficiency // Paper № 264 of PowerGen Europe Conference. – 2004. – pp. 1 – 19.
92. Peltier R. CFB technology returns coal to the new capacity mix // Power. – 2002. – Vol. 146. – № 2. – pp. 36 – 42.

93. Рябов Г.А. Котлы с циркулирующим кипящим слоем на сверхкритические параметры пара // Электрические станции. – 2013. – № 9. – С. 14 – 22.
94. Рябов Г.А. Современное состояние технологии сжигания топлив в циркулирующем кипящем слое и проблемы эксплуатации котлов с ЦКС // Новое в российской электроэнергетике. – 2017. – № 3. – С. 21 – 33.
95. Вагнер А.А. Повышение надежности, экономичности и экологической эффективности работы котла БКЗ-210-140Ф при переводе на ступенчатое сжигание кузнецкого угля в U-образном факеле // Электрические станции. – 2004. – № 5. – С. 17 – 21.
96. Архипов А.М., Гапеев В.В., Медведицков А.Н., Харьков А.В. Экологическая эффективность ступенчатого сжигания кузнецкого угля // Теплоэнергетика. – 1996. – № 9. – С. 2 – 6.
97. Алехнович А.Н. Высокотемпературная коррозия с участием соединений серы при ступенчатом сжигании угля // Энергетик. – 2011. – № 11. – С. 34 – 36.
98. Reichert G. Planung und Bau von 600-Mw Blöcken für Öl // Gas. – VGB Kraftwerkstechnik. – 1973. – Vor. 53. – Heft 13.
99. А.с. 112827 (СССР). Рециркуляция горячего воздуха в воздухоподогревателях паровых котлов и устройство для его осуществления / А.У. Липец, Б.И. Александров и др. // Бюл. – 1958. – № 5.
100. А.с. 156259 (СССР). Способ рециркуляции воздуха в подогревателях паровых котлов / Л.А. Рихтер // Бюл. – 1962. – № 15.
101. С.И. Зарайский, Б.М. Шлейфер, Л.М. Христинич, Л.Б. Кроль. Комбинированные схемы предварительного подогрева воздуха в мощных котельных агрегатах. – М.: НИИ Информтяжмаш, 1975. – 40 с.
102. Кузнецов Н.В. Комбинированные процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов. – М.: Госэнергоиздат, 1958. – 174 с.

103. Кроль Л.Б., Розенгауз И.Н. Применение газовых испарителей на электростанциях высокого давления // Повышение параметров пара и мощности агрегатов в теплоэнергетике. – М.: Госэнергоиздат. – 1961. – с. 326 – 335.

104. Сухоносков А.А., Башмаков А.С. Газомазутный котельный агрегат ТГМ-153 с газовым испарителем // Энергомашиностроение. – 1962. – № 6. – с. 32 – 35.

105. Апатовский Л.Е. Повышение эффективности схем подогрева воздуха путем изменения соотношения водяных эквивалентов в воздухоподогревателях котельных агрегатов // Совершенствование энергетических установок и оптимизация их параметров. Межвузовский сборник. – Саратов: СПИ. – 1980. – с. 124 – 129.

106. А.с. 202178 (СССР). Способ нагрева воздуха, поступающего в топку котельного агрегата / Л.Е. Апатовский, А.Э. Гельтман // Бюл. – 1967 – № 19.

107. А.с. 260630 (СССР). Способ нагрева воздуха / Л.Е. Апатовский, А.Э. Гельтман, Л.М. Замятнин, В.А. Халупович // Бюл. – 1970 – № 14.

108. А.У. Липец, Ю.И. Лафа, С.М. Кузнецова и др. Перспективы развития трубчатых воздухоподогревателей для мощных парогенераторов // Теплоэнергетика. – 1976 – № 7 – с. 25 – 29.

109. РД 34.26.106 Руководящие указания по проектированию и эксплуатации энергетических калориферов с проволочным оребрением. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1981. – 44 с.

110. А.с. 180283 (СССР). Многоходовой воздухоподогреватель ЗиО / Б.И. Александров, В.М. Биман, В.Д. Бойченко, А.У. Липец и др. // Бюл. – 1965. – № 7.

111. Елсуков В.К. Перспективы внедрения схемы каскадного подогрева дутьевого воздуха на котлах, сжигающих канско-ачинские угли / В.К. Елсуков, Г.В. Пак, К. В. Елсуков // Естественные и инженерные науки – развитию регионов Сибири: материалы VII Всероссийской науч. техн. конф. – ГОУ ВПО «БрГУ», 2008. – 104 с.

112. В.А. Локшин, В.Н. Фомина, Е.Л. Титова и др. Теплотехнические испытания каскадного трубчатого воздухоподогревателя котла П-59 на подмосковном угле / Электрические станции – 1981 – № 5 – с. 17 – 21.
113. Антонов А.Я., Розенгауз И.Н., Фомина В.Н. Компоновка современных зарубежных парогенераторов. – М.: СПО Союзтехэнерго, 1979. – 68 с.
114. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод, издание 2-е) / Под ред. Н.В. Кузнецова. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
115. РД 34.26.105. Методические указания по предупреждению низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева и газоходов котла. – М.: ВТИ им. Ф.Э. Дзержинского, 1984 (с изм. от 1995). – 6 с.
116. Тепловой расчет котлов (нормативный метод, издание 3-е) / Под ред. Г.М. Кагана. – Санкт-Петербург, 1998. – 259 с.
117. Юреньев В.Н., Лебедев П.Д. Теплотехнический справочник. – Том. 2. Издание 2. – М.: Энергия, 1976. – 896 с.
118. Теория топочных процессов: Учеб. пособие для вузов по спец. "Котло- и реакторостроение" / Под ред. Д. М. Хзмаляна. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 352 с.
119. F.H. Verhoff, J.T. Banchero. Predicting Dew Points of Flue Gases // Chemical Engineering Progress. – 1974. – Vol. 70 – No. 8. – pp. 71 – 72.
120. R. Haase, H. W. Borgmann // Korrosion. – 1981. – No. 15 – pp. 47 – 49.
121. W. Gumz, Kurzes. Handbuch der Brennstoff- und Feuerungstechnik / Springer-Verlag. – Heidelberg, Germany, 1962. – 196 p.
122. R. R. Pierce. Estimating Acid Dewpoints in Stack Gases // Chemical Engineering. – 1977. – Vol. 84 – No. 8. – pp. 125 – 128.
123. A. G. Okkes. Get acid dew point of flue gas // Hydrocarbon Processing. – 1987. – Vol. 66. – No. 7. – pp. 53 – 55.
124. Alireza Bahadori. Estimation of combustion flue gas acid dew point during heat recovery and efficiency gain // Applied Thermal Engineering. – 2011. – Vol. 31. – pp. 1457 – 1462.

125. Bahman ZareNezhad, Ali Aminian. A multi-layer feed forward neural network model for accurate prediction of flue gas sulfuric acid dew points in process industries // *Applied Thermal Engineering*. – 2010. – Vol. 30. – pp. 692 – 696.

126. Bahman ZareNezhad, Ali Aminian. Accurate prediction of the dew points of acidic combustion gases by using an artificial neural network model // *Energy Conversation and Management*. – 2011. – Vol. 52. – pp. 911 – 916.

127. IAPWS Certified Research Need – ICRN 23. Dew point for flue gas of power-plant exhaust / International association for the properties of water and steam, 2008. – 8 p.

128. Морс Ф. Теплофизика / Пер с англ. – М.: Наука, 1968. – 416 с.

129. Трайбус М. Термостатика и термодинамика / Пер с англ. – М.: Энергия, 1970. – 504 с.

130. Каганович Б.М., Филиппов С.П. Равновесная термодинамика и математическое программирование. – Новосибирск: Наука. Сиб. изд. фирма РАН, 1995. – 236 с.

131. Елсуков В.К. Комплексные исследования эффективности источников энергии в системах централизованного теплоснабжения: дис. ...д-ра тех. наук: 05.14.01 / Елсуков Владимир Константинович. – Иркутск: 2013. – 286 с.

132. Зангвилл У.И. Нелинейное программирование. Единый подход. – М.: Сов. Радио, 1973. – 312 с.

133. Мину М. Математическое программирование. Теория и алгоритмы. – М.: Наука, 1990. – 488 с.

134. Тюрина Э.А., Степанов В.В. Энерготехнологические установки комбинированного получения сжиженного природного газа и электроэнергии с извлечением гелия // *Теплоэнергетика*. – 2009. – №7. – С. 39 – 43.

135. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

136. Рид Р., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей. – Л.: Химия, 1971. – 704 с.

137. ГОСТ 21708-96. Топливо твердое минеральное. Метод определения коэффициента абразивности золы. – М.: ОАО «ВТИ», 1998. – 11 с.

138. РД 34.02.305-98. Методика определения валовых выбросов загрязняющих веществ в атмосферу от котельных установок ТЭС. – М.: ОАО «ВТИ», 1998. – 34 с

139. Методика расчета выбросов загрязняющих веществ при сжигании водоугольного топлива. – Институт горючих ископаемых НПО «Гидротрубопровод», 1990. – 6 с.

140. Xiaona Song, Changshun Zhang, Pei Li, Jun Zheng, Yanping Hu, Xiaoxia Hou, Gang Xu. Experiment and analysis on flue gas low temperature corrosion monitoring // *Energy and Power Engineering*. – 2013. – № 5. – pp. 1383 – 1386.

141. A. L. Ma. Analysis and preventive measures of boiler tail-heating surface low-temperature corrosion // *Science and Technology Innovation Herald*. – 2010. – Vol. 15. – pp. 73 – 74.

142. Горячкин В.Ю., Корниенко В.С. Интенсивность коррозионных процессов в утилизационных котлах при сжигании водотопливных эмульсий. // *Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология*. – 2013. – № 2. – С. 101 – 110.

143. Инструкция по эксплуатации котлоагрегата БКЗ-420-140-6 Ново-иркутской ТЭЦ. – Иркутск, 2004. – 47 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Входные параметры для поверочного и оптимизационного расчетов с применением математических моделей котлоагрегатов

Таблица А.1 – Входные параметры для поверочного расчета БКЗ-75-39ФБ

Наименование параметра	Ед. измерения	Значение
1	2	3
Радиационный теплообменник в топке		
Ширина топки	м	6,08
Глубина топки	м	5,8
Площадь выходного окна	м ²	0
Площадь экранов	м ²	1626
Свободный объем топки	м ³	454
Коэффициент избытка воздуха	-	1,2
Топочные экраны		
Лучевоспринимающая поверхность экрана	м ²	326
Шаг экранных труб	м	0,11
Наружный диаметр труб	м	0,06
Внутренний диаметр труб	м	0,054
Число труб	шт.	203
Высота экрана	м	7
Конвективный пароперегреватель, I ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,038
Внутренний диаметр труб	м	0,032
Поперечный шаг труб	м	0,08
Продольный шаг труб	м	0,06
Схема включения	-	смешанная
Ширина газохода	м	6,08
Глубина газохода	м	2,0
Расположение труб	-	коридорное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	220
Конвективный пароперегреватель, II ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,038
Внутренний диаметр труб	м	0,032
Поперечный шаг труб	м	0,08
Продольный шаг труб	м	0,06
Схема включения	-	смешанная
Ширина газохода	м	6,08
Глубина газохода	м	3,35
Расположение труб	-	коридорное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	400
Водяной экономайзер, II ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,032
Внутренний диаметр труб	м	0,026
Поперечный шаг труб	м	0,07
Продольный шаг труб	м	0,05
Схема включения	-	противоток

Продолжение таблицы А.1

1	2	3
Ширина газохода	м	6,08
Глубина газохода	м	2
Расположение труб	-	шахматное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	260
Водяной экономайзер, I ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,032
Внутренний диаметр труб	м	0,026
Поперечный шаг труб	м	0,07
Продольный шаг труб	м	0,05
Схема включения	-	противоток
Ширина газохода	м	6,08
Глубина газохода	м	2
Расположение труб	-	шахматное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	490
Воздухоподогреватель, II ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,04
Внутренний диаметр труб	м	0,034
Поперечный шаг труб	м	0,08
Продольный шаг труб	м	0,08
Ширина газохода	м	6,08
Площадь поверхности теплообменника	м ²	1600
Площадь сечения по газу	м ²	5,46
Проходное сечение для воздуха	м ²	6,1
Воздухоподогреватель, I ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,04
Внутренний диаметр труб	м	0,034
Поперечный шаг труб	м	0,08
Продольный шаг труб	м	0,08
Ширина газохода	м	6,08
Площадь поверхности теплообменника	м ²	2600
Площадь сечения по газу	м ²	3,85
Проходное сечение для воздуха	м ²	5,9

Таблица А.2 – Входные параметры для поверочного и оптимизационного расчетов БКЗ-420-140

Наименование параметра	Ед. измерения	Значение
1	2	3
Топка		
Ширина топки	м	15
Глубина топки	м	7,7
Площадь выходного окна	м ²	60
Свободный объем топки	м ³	2463
Коэффициент избытка воздуха	-	1,2
Топочные экраны		
Лучевоспринимающая поверхность экрана	м ²	1313
Шаг экранных труб	м	0,064
Наружный диаметр труб	м	0,06
Внутренний диаметр труб	м	0,049
Число труб	шт.	700
Высота экрана	м	20
Ширма, 1 ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,042
Внутренний диаметр труб	м	0,032
Поперечный шаг труб	м	1,6
Продольный шаг труб	м	0,11
Схема включения		противоток
Глубина ширм	м	3,75
Расположение труб		коридорное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	187
Ширма, 2 ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,042
Внутренний диаметр труб	м	0,032
Поперечный шаг труб	м	0,78
Продольный шаг труб	м	0,06
Схема включения		прямоток
Глубина ширм	м	3,75
Расположение труб		коридорное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	333
Конвективный пароперегреватель, 1 ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,042
Внутренний диаметр труб	м	0,032
Поперечный шаг труб	м	0,09
Продольный шаг труб	м	0,088
Схема включения	-	смешанная
Ширина газохода	м	15

Продолжение таблицы А.2

1	2	3
Глубина газохода	м	2,7
Расположение труб	-	коридорное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	1130
Конвективный пароперегреватель, 2 ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,038
Внутренний диаметр труб	м	0,026
Поперечный шаг труб	м	0,09
Продольный шаг труб	м	0,071
Схема включения	-	смешанная
Ширина газохода	м	15
Глубина газохода	м	4,5
Расположение труб	-	коридорное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	760
Конвективный пароперегреватель, 3 ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,038
Внутренний диаметр труб	м	0,028
Поперечный шаг труб	м	0,09
Продольный шаг труб	м	0,071
Схема включения	-	смешанная
Ширина газохода	м	15
Глубина газохода	м	4,5
Расположение труб	-	коридорное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	706
Водяной экономайзер, 2 ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,032
Внутренний диаметр труб	м	0,024
Поперечный шаг труб	м	0,075
Продольный шаг труб	м	0,046
Схема включения	-	противоток
Ширина газохода	м	15
Глубина газохода	м	4,5
Расположение труб	-	шахматное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	2080
Водяной экономайзер, 1 ступень		
Наружный диаметр труб	м	0,032
Внутренний диаметр труб	м	0,024
Поперечный шаг труб	м	0,075
Продольный шаг труб	м	0,046
Схема включения	-	противоток
Ширина газохода	м	15

Продолжение таблицы А.2

1	2	3
Глубина газохода	м	4,5
Расположение труб	-	шахматное
Площадь поверхности теплообменника	м ²	2300
Воздухоподогреватель		
Наружный диаметр труб	м	0,04
Внутренний диаметр труб	м	0,034
Поперечный шаг труб	м	0,08
Продольный шаг труб	м	0,08
Ширина газохода	м	6,08
Площадь поверхности теплообменника	м ²	32020
Площадь сечения по газу	м ²	5,46
Проходное сечение для воздуха	м ²	6,1

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Результаты поверочных и оптимизационных расчетов с применением
математических моделей котлоагрегатов

Таблица Б.1 – Результаты поверочного расчета с применением математической модели котлоагрегата БКЗ-75-39ФБ в номинальном режиме при сжигании топлива различного состава.

Наименование параметра	Ед. изм.	Черемховский уголь	30 % гранул без мраморной крошки	30 % гранул с мраморной крошкой	50 % гранул без мраморной крошки	50 % гранул с мраморной крошкой
1	2	3	4	5	6	7
Топка						
Скорость продуктов сгорания на выходе из топки	м/с	2,7	2,78	2,74	2,84	2,76
Объемная доля водяных паров	-	0,1067	0,1133	0,1126	0,118	0,1172
Объемная доля трехатомных газов	-	0,2464	0,2519	0,2512	0,2557	0,2548
Концентрация золы в продуктах сгорания	г/м ³	0,038	0,039	0,0449	0,0397	0,0507
Температура газа на выходе из камеры сгорания	К	2121,94	2090,91	2093,35	2069,16	2071,94
Топочные экраны						
Энтальпия воды на входе	ккал/кг	263,43	263,43	263,43	263,43	263,43
Скорость теплоносителя на выходе	м/с	2,81	2,78	2,79	2,75	2,78
Удельный объем воды на входе	м ³ /кг	0,00126	0,00126	0,00126	0,00126	0,00126
Удельный объем воды на выходе	м ³ /кг	0,06271	0,06192	0,06226	0,06136	0,06194
Конвективный пароперегреватель, 1 ступень						
Суммарный тепловой поток	ккал/с	1668,28	1707,74	1675,8	1734,33	1687,45
Расчетная температура середины стенки трубы	К	689,6	694,03	690,49	697,08	691,67
Скорость воды, пара на входе	м/с	14,38	14,38	14,38	14,38	14,38
Скорость воды, пара на выходе	м/с	20,52	20,66	20,55	20,75	20,59
Температура воды, пара на входе	К	526,7	526,7	526,7	526,7	526,7

Продолжение таблицы Б.1

1	2	3	4	5	6	7
Температура воды, пара на выходе	К	642,1	645,33	642,72	647,52	643,67
Давление пара, воды на выходе	кг/см ²	41,8	41,8	41,81	41,8	41,8
Скорость газа на входе в пучок	м/с	14,67	15,12	14,87	15,46	15,02
Скорость газа на выходе	м/с	12,25	12,65	12,45	12,95	12,59
Температура газа на выходе	К	914,73	919,65	915,29	923,28	914,78
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,99658	0,99656	0,99657	0,99655	0,99656
Конвективный пароперегреватель, 2 ступень						
Суммарный тепловой поток	ккал/с	983,74	1010,36	999,0	1031,19	1004,0
Расчетная температура середины стенки трубы	К	731,45	737,48	733,63	741,86	735,1
Скорость воды, пара на входе	м/с	20,22	20,35	20,24	20,44	20,28
Скорость воды, пара на выходе	м/с	25,27	25,52	25,35	25,69	25,4
Температура воды, пара на входе	К	630,37	633,42	630,96	635,48	631,86
Температура воды, пара на выходе	К	711,25	716,82	713,2	720,83	714,6
Давление пара, воды на выходе	кг/см ²	38,72	38,7	38,71	38,68	38,71
Скорость газа на входе в пучок	м/с	7,36	7,6	7,48	7,78	7,56
Скорость газа на выходе	м/с	6,47	6,69	6,58	6,85	6,67
Температура газа на выходе	К	804,58	809,73	805,75	813,39	806,43
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,99642	0,99639	0,99641	0,99637	0,99639
Водяной экономайзер, 2 ступень						
Расход азота на выходе	кг/с	20,68	21,07	20,85	21,36	20,99
Расход кислорода на выходе	кг/с	1,045	1,064	1,052	1,078	1,053
Расход углекислого газа на выходе	кг/с	6,179	6,315	6,247	6,415	6,3
Расход воды на выходе	кг/с	1,967	2,144	2,107	2,275	2,216

Продолжение таблицы Б.1

1	2	3	4	5	6	7
Расход двуокиси серы на выходе	кг/с	0,159	0,129	0,125	0,104	0,084
Расход золы на выходе	кг/с	1,14	1,197	1,364	1,241	1,552
Температура воды, пара на входе	К	412,93	414,45	413,89	415,71	414,64
Температура воды, пара на выходе	К	466,20	469,38	467,97	471,63	469,26
Скорость воды, пара на входе	м/с	1,078	1,079	1,079	1,081	1,08
Скорость воды, пара на выходе	м/с	1,143	1,148	1,146	1,151	1,148
Скорость газа на входе в пучок	м/с	10,58	10,94	10,76	11,21	10,9
Скорость газа на выходе	м/с	8,81	9,11	8,97	9,34	9,1
Температура газа на выходе	К	669,09	673,74	670,95	677,62	672,37
Температура газа на входе	К	804,58	809,73	805,75	813,39	806,43
Суммарный расход газа	кг/с	30,03	30,73	30,39	31,24	30,64
Удельный объем газа	м ³ /кг	2,329	2,353	2,341	2,37	2,35
Концентрация золы на выходе	г/м ³	16,31	16,55	19,18	16,77	21,56
Водяной экономайзер, 1 ступень						
Расход азота на выходе	кг/с	21,54	21,95	21,72	22,26	21,87
Расход кислорода на выходе	кг/с	1,307	1,331	1,315	1,348	1,319
Расход углекислого газа на выходе	кг/с	6,179	6,315	6,247	6,415	6,3
Расход воды на выходе	кг/с	1,979	2,156	2,119	2,287	2,228
Расход двуокиси серы на выходе	кг/с	0,159	0,129	0,125	0,104	0,084
Расход золы на выходе	кг/с	1,14	1,197	1,364	1,241	1,552
Температура воды, пара на входе	К	378,49	378,56	378,5	378,62	378,52
Температура воды, пара на выходе	К	412,93	414,45	413,89	415,71	414,64
Скорость воды, пара на входе	м/с	1,046	1,046	1,046	1,046	1,046
Скорость воды, пара на выходе	м/с	1,078	1,079	1,079	1,081	1,08

Продолжение таблицы Б.1

1	2	3	4	5	6	7
Давление воды, пара на входе	кг/см ²	60,0	60,0	60,0	60,0	60,0
Скорость газа на входе в пучок	м/с	7,786	8,057	7,942	8,262	8,065
Скорость газа на выходе	м/с	6,592	6,814	6,722	6,982	6,826
Температура газа на выходе	К	479,85	482,82	481,81	485,22	483,47
Температура газа на входе	К	567,55	571,72	570,04	575,06	572,06
Суммарный расход газа	кг/с	31,17	31,88	31,53	32,41	31,8
Удельный объем газа	м ³ /кг	1,651	1,67	1,664	1,684	1,675
Концентрация золы на выходе	г/м ³	22,16	22,48	25,99	22,74	29,14
Воздухоподогреватель, 2 ступень						
Расход азота на выходе	кг/с	21,54	21,95	21,72	22,26	21,87
Расход кислорода на выходе	кг/с	1,307	1,331	1,315	1,348	1,319
Расход углекислого газа на выходе	кг/с	6,179	6,315	6,247	6,415	6,3
Расход воды на выходе	кг/с	1,979	2,156	2,119	2,287	2,228
Расход двуокиси серы на выходе	кг/с	0,1587	0,1291	0,1246	0,1044	0,0839
Расход золы на выходе	кг/с	1,14	1,197	1,364	1,241	1,552
Средняя скорость газа	м/с	10,08	10,42	10,26	10,67	10,4
Средняя температура газа	К	618,32	622,73	620,49	626,34	622,21
Средняя температура воздуха	К	478,58	481,45	480,49	483,68	481,98
Давление воздуха на входе	кг/см ²	1,012	1,012	1,012	1,012	1,012
Давление воздуха на выходе	кг/см ²	1,007	1,007	1,007	1,007	1,007
Расход воздуха на входе	кг/с	28,4	28,95	28,65	29,34	28,83
Расход воздуха на выходе	кг/с	27,31	27,83	27,54	28,22	27,72
Концентрация золы на выходе	г/м ³	19,57	19,86	22,99	20,09	25,81

Продолжение таблицы Б.1

1	2	3	4	5	6	7
Воздухоподогреватель, 1 ступень						
Расход азота на выходе	кг/с	22,44	22,87	22,63	23,18	22,78
Расход кислорода на выходе	кг/с	1,578	1,608	1,589	1,629	1,594
Расход углекислого газа на выходе	кг/с	6,179	6,315	6,247	6,415	6,3
Расход воды на выходе	кг/с	1,991	2,168	2,131	2,299	2,24
Расход двуокиси серы на выходе	кг/с	0,1587	0,1291	0,1246	0,1044	0,0839
Расход золы на выходе	кг/с	1,14	1,197	1,364	1,241	1,552
Средняя скорость газа	м/с	10,64	10,97	10,83	11,23	10,98
Средняя температура газа	К	440,92	443,41	442,71	445,39	444,22
Средняя температура воздуха	К	369,32	370,31	370,09	371,1	370,72
Давление воздуха на входе	кг/см ²	1,02	1,021	1,021	1,021	1,021
Давление воздуха на выходе	кг/см ²	1,012	1,012	1,012	1,012	1,012
Расход воздуха на входе	кг/с	29,54	30,1	29,79	30,52	29,98
Расход воздуха на выходе	кг/с	28,4	28,95	28,65	29,34	28,83
Концентрация золы на выходе	г/м ³	26,15	26,56	30,69	26,89	34,41

Таблица Б.2 – Результаты оптимизационного расчета котлоагрегата БКЗ-420-140 с различными схемами предварительного подогрева воздуха в характерных режимах работы

Наименование параметра	Ед. изм.	Базовая схема			Рециркуляция горячего воздуха			Рециркуляция слабонагретого воздуха			Подогрев воздуха питательной водой			КТВП		
		D _{ном.}	D _{ср.}	D _{мин.}	D _{ном.}	D _{ср.}	D _{мин.}	D _{ном.}	D _{ср.}	D _{мин.}	D _{ном.}	D _{ср.}	D _{мин.}	D _{ном.}	D _{ср.}	D _{мин.}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Топка																
Скорость продуктов сгорания на выходе из топки	м/с	5,065	3,804	2,447	5,087	3,703	2,365	5,321	3,873	2,39	5,449	3,903	2,796	5,481	3,951	2,201
Объемная доля водяных паров	-	0,107	0,107	0,107	0,107	0,107	0,107	0,107	0,107	0,107	0,124	0,124	0,124	0,107	0,107	0,107
Объемная доля трехатомных газов	-	0,246	0,246	0,246	0,246	0,246	0,246	0,246	0,246	0,246	0,264	0,264	0,264	0,246	0,246	0,246
Температура газа на выходе из камеры сгорания	К	1410,9	1393,8	1347	1396,4	1359	1310,3	1463	1430,4	1336,2	1437,5	1397,9	1360,2	1513,4	1452,7	1276
Топочные экраны																
Энтальпия воды на входе	ккал/кг	380,12	380,12	380,12	380,12	380,12	380,12	380,12	380,12	380,12	377,35	377,35	377,35	377,35	377,35	377,35
Скорость теплоносителя на выходе	м/с	2,213	1,987	1,761	2,212	1,989	1,756	2,145	1,93	1,745	1,978	1,712	1,521	1,818	1,639	1,471
Удельный объем воды на входе	м ³ /кг	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
Удельный объем воды на выходе	м ³ /кг	0,003	0,003	0,002	0,003	0,003	0,002	0,003	0,003	0,002	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003	0,003
Ширма, 1 ступень																
Суммарный тепловой поток	ккал/с	1875,4	1643,7	1336,9	1752,8	1526,1	1260,4	2087	1796,2	1304,2	1943,6	1663,5	1416	2213,8	1848,7	1145,7
Расчетная температура середины стенки трубы	К	735,96	739,51	735,68	733,67	732,47	732,28	758,34	760,86	739,43	757,06	753,86	755,22	777,04	765,14	718,75
Скорость воды, пара на входе	м/с	20,175	15,219	9,944	20,118	14,845	9,787	19,776	14,505	9,685	20,721	15,02	10,84	20,98	15,478	9,739
Скорость воды, пара на выходе	м/с	21,713	16,385	10,761	21,586	15,973	10,589	21,316	15,671	10,479	22,339	16,24	11,769	22,549	16,689	10,534
Температура воды, пара на входе	К	691,75	695,1	691,16	690,85	689,61	688,82	709,53	711,19	694,37	706,81	703,68	703,97	726,02	714,97	677,39

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Температура воды, пара на выходе	К	714,32	719,18	716,97	712,28	712,55	714,08	735,84	739,62	720,77	733,05	731,5	734,02	754,05	743,6	700,79
Давление пара, воды на выходе	кг/см ²	144,18	145,82	147,04	144,22	145,88	147,05	144,54	146,12	147,09	141,31	142,98	143,93	141,44	142,94	144,04
Скорость газа на входе в пучок	м/с	4,998	3,754	2,415	5,02	3,654	2,334	5,25	3,821	2,358	5,383	3,855	2,762	5,408	3,898	2,172
Скорость газа на выходе	м/с	4,824	3,604	2,296	4,855	3,512	2,221	5,063	3,664	2,243	5,201	3,703	2,634	5,215	3,737	2,066
Температура газа на выходе	К	1361,6	1338,3	1281,1	1350,4	1306,5	1246,8	1410,9	1371,4	1270,9	1389	1342,5	1297,3	1459,3	1392,6	1213,8
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998
Ширма, 2 ступень																
Суммарный тепловой поток	ккал/с	2401,3	2018,8	1506,7	2400,1	1893,2	1395,2	2669,8	2190,4	1469	2602,2	2082,1	1639,5	2901,9	2286,9	1280,1
Расчетная температура середины стенки трубы	К	762,37	772,65	776,01	759,59	762,08	768,5	775,91	775,13	775,12	775,8	773,48	783,14	789,81	782,07	748,59
Скорость воды, пара на входе	м/с	19,285	14,552	9,558	19,172	14,186	9,405	18,758	13,72	9,281	19,708	14,294	10,373	19,751	14,622	9,351
Скорость воды, пара на выходе	м/с	21,127	16,042	10,664	21,009	15,585	10,431	20,759	15,313	10,358	21,723	15,849	11,588	21,968	16,327	10,322
Температура воды, пара на входе	К	713,04	717,89	715,7	711,01	711,29	712,81	718,63	714,01	715,03	720,29	715,32	719,68	726,35	718,5	699,02
Температура воды, пара на выходе	К	745,98	755,81	759,38	743,56	746,33	753,13	757,33	756,68	758,7	757,82	755,88	765,53	769,47	762,97	734,65
Давление пара, воды на выходе	кг/см ²	143,2	145,27	146,79	143,23	145,34	146,81	143,61	145,6	146,85	140,31	142,45	143,64	140,45	142,38	143,79
Скорость газа на входе в пучок	м/с	5,686	4,249	2,707	5,723	4,141	2,618	5,969	4,319	2,644	6,131	4,365	3,106	6,147	4,406	2,435
Скорость газа на выходе	м/с	5,124	3,774	2,349	5,16	3,694	2,285	5,348	3,806	2,295	5,52	3,872	2,715	5,476	3,871	2,128
Температура газа на выходе	К	1227	1188,8	1111,6	1217,6	1165,4	1088,1	1264	1208,4	1102,8	1250,5	1190,9	1133,9	1299,9	1223,7	1060,6
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Конвективный пароперегреватель, 1 ступень																
Суммарный тепловой поток	ккал/с	7523,8	5545,4	3209	7438	5283,5	3230	7835,7	5495,6	3224,7	7891,5	5362,3	3704	8587,2	5807,2	2851
Расчетная температура середины стенки трубы	К	711,95	714,02	706,32	710,74	707,67	704,12	732,72	732,16	710,28	729,73	723,63	722,06	752,88	737,11	690,49
Скорость воды, пара на входе	м/с	11,632	8,909	6,06	11,633	8,77	5,933	11,174	8,386	5,854	11,762	8,79	6,457	11,601	8,902	6,056
Скорость воды, пара на выходе	м/с	15,557	11,735	7,668	15,512	11,457	7,547	15,249	11,184	7,468	15,977	11,586	8,361	16,177	11,935	7,509
Температура воды, пара на входе	К	632,3	635,23	638,8	632,28	633,93	636,73	637,14	640,72	639,11	635,4	637,9	640,45	639,56	640,4	633,38
Температура воды, пара на выходе	К	691,75	695,1	691,16	690,85	689,61	688,82	709,53	711,19	694,37	706,81	703,68	703,97	726,02	714,97	677,39
Скорость газа на входе в пучок	м/с	20,923	15,325	9,55	21,079	15,017	9,338	21,582	15,282	9,29	22,301	15,479	10,865	22,35	15,63	8,636
Скорость газа на выходе	м/с	17,59	12,836	8,085	17,781	12,639	7,859	18,123	12,818	7,814	18,792	13,052	9,166	18,582	13,033	7,323
Температура газа на выходе	К	1096,6	1056,6	989,35	1088,7	1037,2	973,59	1116,7	1062,3	977,44	1105,9	1042,3	993,58	1161,3	1081,5	942,26
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998
Конвективный пароперегреватель, 2 ступень																
Суммарный тепловой поток	ккал/с	1847	1625,3	1009,6	2011,4	2479,4	1668,3	3438,4	2191,4	1532,2	4034,9	2459,8	1539,1	4718,3	1492,3	1226
Расчетная температура середины стенки трубы	К	774,21	789,13	790,01	774,44	798,27	805	815,33	804,56	807,37	825,67	809,63	811,53	851,52	794,41	770,95
Скорость воды, пара на входе	м/с	17,863	13,563	9,016	17,762	13,177	8,819	17,551	12,946	8,757	18,366	13,4	9,797	18,573	13,804	8,727
Скорость воды, пара на выходе	м/с	18,964	14,436	9,526	18,944	14,466	9,647	19,425	14,083	9,517	20,606	14,701	10,583	21,146	14,627	9,358
Температура воды, пара на входе	К	745,98	755,81	759,38	743,56	746,33	753,13	757,33	756,68	758,7	757,82	755,88	765,53	769,47	762,97	734,65
Температура воды, пара на выходе	К	768,17	782,48	784,4	767,71	787,29	795,01	802,6	794,86	798,17	810,75	798,7	802,98	833,55	788,41	764
Давление пара, воды на выходе	кг/см ²	141,82	144,48	146,44	141,87	144,57	146,46	142,28	144,87	146,52	138,88	141,67	143,24	139,01	141,6	143,45

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Скорость газа на входе в пучок	м/с	2,654	2,573	1,777	3,193	6,091	4,571	7,503	4,129	3,677	10,844	5,626	3,327	12,492	1,97	2,7
Скорость газа на выходе	м/с	2,197	2,168	1,521	2,696	5,478	4,152	6,667	3,588	3,292	9,757	4,954	2,9	11,355	1,598	2,389
Температура газа на выходе	К	1015,5	1001,7	951,27	1028	1048	988,3	1123	1050	987,34	1125	1048,5	988,21	1181,4	992,69	938,48
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998
Конвективный пароперегреватель, 3 ступень																
Суммарный тепловой поток	ккал/с	3812,9	2702,1	1612	3660,2	1678,9	749,57	3060,3	2565,3	1104,4	1974	2049,5	1562,4	1373,4	3177,8	1159,5
Расчетная температура середины стенки трубы	К	830,62	840,57	834,9	827,42	822,48	817,21	824,98	825,03	819,63	826,81	823,7	831,8	824,36	841,15	798,54
Скорость воды, пара на входе	м/с	17,568	13,373	8,825	17,549	13,4	8,937	17,817	12,923	8,777	18,992	13,525	9,744	19,412	13,466	8,668
Скорость воды, пара на выходе	м/с	19,482	14,651	9,557	19,393	14,221	9,293	19,383	14,143	9,286	20,095	14,536	10,478	20,239	15	9,216
Температура воды, пара на входе	К	766,71	780,99	782,91	766,25	785,8	793,51	774,13	769,13	784,36	794,04	778,86	784,79	802,33	771,34	762,34
Температура воды, пара на выходе	К	815,86	827,8	824,68	813,31	814,86	813,03	813,5	813,11	813	819,88	814,42	822,72	820,09	826,14	791,46
Давление пара, воды на выходе	кг/см ²	140,62	143,8	146,14	140,67	143,91	146,17	141,08	144,21	146,23	137,62	141	142,89	137,73	140,9	143,16
Скорость газа на входе в пучок	м/с	10,996	7,442	4,446	10,52	3,483	1,301	6,443	5,873	2,279	3,355	4,459	3,782	1,484	8,345	2,868
Скорость газа на выходе	м/с	10,03	6,752	4,028	9,591	3,051	1,105	5,668	5,218	1,991	2,798	3,877	3,335	1,134	7,538	2,565
Температура газа на выходе	К	1119	1078,5	1007,2	1109,9	1020,8	924	1112	1073,7	963,71	1042,7	1035,5	999,79	993,1	1105,3	948,39
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998	0,998
Водяной экономайзер, 2 ступень																
Расход азота на выходе	кг/с	103,77	78,886	52,509	105,3	78,75	52,172	105,12	78,25	51,697	106,86	78,708	57,952	104,67	78,605	49,853
Расход кислорода на выходе	кг/с	6,5	4,941	3,289	6,596	4,933	3,268	6,585	4,901	3,238	6,69	4,928	3,628	6,556	4,924	3,123
Расход углекислого газа на выходе	кг/с	29,525	22,446	14,941	29,962	22,407	14,845	29,911	22,265	14,71	31,503	23,204	17,085	29,783	22,366	14,185

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Расход воды на выходе	кг/с	9,466	7,196	4,79	9,606	7,184	4,759	9,59	7,138	4,716	11,594	8,54	6,288	9,549	7,171	4,548
Расход двуокиси серы на выходе	кг/с	0,759	0,577	0,384	0,77	0,576	0,381	0,768	0,572	0,378	0,15	0,11	0,081	0,765	0,575	0,364
Расход золы на выходе	кг/с	2,283	1,735	1,155	2,316	1,732	1,148	2,312	1,721	1,137	0,967	0,712	0,524	2,303	1,729	1,097
Суммарный тепловой поток	ккал/с	8172,3	5999,9	3377,6	8148,9	5769,3	3563	8307,1	5796,2	3506,8	9127,3	6207,1	4485,2	8886,3	6073,3	3214,4
Расчетная температура середины стенки трубы	К	594,1	589,98	577,88	594,07	587,59	579,19	607,84	603,42	583,81	585,72	581,25	569,3	614,79	603,34	571,45
Температура воды, пара на входе	К	527,69	525,12	522,59	527,9	524,51	520,06	544,62	544,14	526,53	508,57	511,57	497,84	549,78	541,5	517,8
Температура воды, пара на выходе	К	583,02	579,51	569,45	583,04	577,42	569,99	597,22	593,77	574,87	573,03	570,11	558,27	603,86	593,3	563,04
Давление пара, воды на выходе	кг/см ²	148,67	149,23	149,65	148,66	149,25	149,64	148,79	149,25	149,66	148,76	149,22	149,18	148,95	149,4	149,74
Скорость воды, пара на входе	м/с	0,598	0,449	0,299	0,598	0,446	0,295	0,62	0,463	0,298	0,578	0,436	0,308	0,63	0,465	0,296
Скорость воды, пара на выходе	м/с	0,684	0,51	0,331	0,684	0,504	0,329	0,723	0,533	0,333	0,663	0,493	0,345	0,75	0,538	0,325
Скорость газа на входе в пучок	м/с	10,237	7,474	4,71	10,349	7,36	4,58	10,546	7,462	4,553	10,929	7,595	5,336	10,81	7,587	4,268
Скорость газа на выходе	м/с	8,038	5,848	3,787	8,157	5,794	3,604	8,317	5,893	3,593	8,46	5,899	4,102	8,435	5,945	3,386
Температура газа на выходе	К	702,94	673,62	656,05	702,77	668,62	628,51	717,84	684,37	632,34	700,41	664,32	628,04	730,94	687,21	618,06
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,996	0,997	0,997	0,996	0,997	0,997	0,996	0,997	0,997	0,995	0,997	0,997	0,996	0,997	0,998
Водяной экономайзер, 1 ступень																
Расход азота на выходе	кг/с	105,42	80,142	53,344	106,98	80,003	53,003	106,79	79,496	52,52	108,56	79,961	58,874	106,34	79,856	50,646
Расход кислорода на выходе	кг/с	7,001	5,323	3,543	7,105	5,313	3,52	7,093	5,28	3,488	7,207	5,308	3,908	7,062	5,304	3,364
Расход углекислого газа на выходе	кг/с	29,525	22,446	14,941	29,962	22,407	14,845	29,911	22,265	14,71	31,503	23,204	17,085	29,783	22,366	14,185
Расход воды на выходе	кг/с	9,488	7,213	4,801	9,628	7,2	4,77	9,612	7,155	4,727	11,617	8,556	6,3	9,571	7,187	4,558
Расход двуокиси серы на выходе	кг/с	0,759	0,577	0,384	0,77	0,576	0,381	0,768	0,572	0,378	0,15	0,11	0,081	0,765	0,575	0,364
Расход золы на выходе	кг/с	2,283	1,735	1,155	2,316	1,732	1,148	2,312	1,721	1,137	0,967	0,712	0,524	2,303	1,729	1,097

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Суммарный тепловой поток	ккал/с	3982,6	2750	1659,8	4007,9	2663,3	1476,3	4335,6	2922,3	1512,8	4752,8	3111,6	2132,3	4614,5	2982,9	1309,6
Расчетная температура середины стенки трубы	К	532,39	529,22	525,9	532,64	528,42	522,98	535,39	531,43	523,62	505,36	503,8	489,97	537,6	531,79	519,87
Температура воды, пара на входе	К	496,59	496,59	496,59	496,59	496,59	496,59	496,59	496,59	496,59	0,995	0,997	0,997	496,59	496,59	496,59
Температура воды, пара на выходе	К	526,62	524,06	521,52	526,82	523,44	518,99	529,15	525,98	519,54	460,61	465,15	453,01	530,96	526,28	516,32
Скорость воды, пара на входе	м/с	0,568	0,429	0,286	0,567	0,426	0,284	0,569	0,426	0,284	0,538	0,407	0,29	0,572	0,43	0,287
Скорость воды, пара на выходе	м/с	0,597	0,448	0,298	0,596	0,445	0,294	0,601	0,447	0,295	0,566	0,426	0,302	0,606	0,452	0,296
Скорость газа на входе в пучок	м/с	7,958	5,793	3,753	8,074	5,74	3,573	8,232	5,837	3,562	8,372	5,843	4,066	8,347	5,889	3,358
Скорость газа на выходе	м/с	6,88	5,043	3,298	6,989	5,013	3,166	7,061	5,04	3,144	7,07	4,982	3,469	7,103	5,075	2,995
Температура газа на выходе	К	602,39	581,56	572,02	603,02	579,13	552,66	610,31	586,16	554,06	586,45	562,05	532,09	616,51	587,52	547,31
Давление газа на выходе	кг/см ²	0,994	0,996	0,997	0,994	0,996	0,997	0,994	0,996	0,997	0,994	0,996	0,997	0,994	0,996	0,997
Воздухоподогреватель																
Расход азота на выходе	кг/с	110,13	83,728	55,731	115,2	86,986	58,847	63,739	42,605	23,984	113,42	83,537	61,507	111,1	83,429	52,912
Расход кислорода на выходе	кг/с	8,43	6,409	4,266	9,594	7,428	5,29	5,189	3,523	2,036	8,678	6,392	4,706	8,504	6,386	4,05
Расход углекислого газа на выходе	кг/с	29,525	22,446	14,941	29,962	22,407	14,845	16,72	11,111	6,193	31,503	23,204	17,085	29,783	22,366	14,185
Расход воды на выходе	кг/с	9,55	7,26	4,833	9,736	7,292	4,847	5,426	3,609	2,015	11,68	8,603	6,335	9,633	7,234	4,588
Расход двуокиси серы на выходе	кг/с	0,759	0,577	0,384	0,77	0,576	0,381	0,43	0,285	0,159	0,15	0,11	0,081	0,765	0,575	0,364
Расход золы на выходе	кг/с	2,283	1,735	1,155	2,316	1,732	1,148	1,293	0,859	0,479	0,967	0,712	0,524	2,303	1,729	1,097
Температура газа на входе	К	598,43	577,85	568,43	599,05	575,45	549,31	606,26	582,39	550,69	566,68	548,05	515,52	612,38	583,73	544,02
Температура газа на выходе	К	403,82	393,03	393,08	437,66	428,61	419,92	438,77	428,57	426,51	478,66	453,12	468,23	473,81	459,25	433,1
Давление воздуха на входе	кг/см ²	1,015	1,012	1,01	1,037	1,031	1,026	0,994	0,996	0,997	0,998	0,999	0,999	1,016	1,013	1,01

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Давление воздуха на выходе	кг/см ²	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008	1,008
Расход воздуха на входе	кг/с	134,42	102,19	68,021	287,02	251,27	219,9	136,18	101,37	66,97	130,46	98,687	64,355	135,59	101,83	64,581
Дополнительная конвективная поверхность теплообмена																
Расход азота на выходе	кг/с	-	-	-	-	-	-	51,802	43,965	34,371	108,56	79,961	58,874	113,81	85,302	53,902
Расход кислорода на выходе	кг/с	-	-	-	-	-	-	4,553	3,899	3,219	7,207	5,308	3,908	9,324	6,953	4,35
Расход углекислого газа на выходе	кг/с	-	-	-	-	-	-	13,19	11,154	8,517	31,503	23,204	17,085	29,783	22,366	14,185
Расход воды на выходе	кг/с	-	-	-	-	-	-	4,301	3,639	2,789	11,617	8,556	6,3	9,669	7,259	4,601
Расход двуокиси серы на выходе	кг/с	-	-	-	-	-	-	0,339	0,287	0,219	0,15	0,11	0,081	0,765	0,575	0,364
Расход золы на выходе	кг/с	-	-	-	-	-	-	1,02	0,862	0,658	0,967	0,712	0,524	2,303	1,729	1,097
Температура греющей среды (газа, воды) на входе	К	-	-	-	-	-	-	606,26	582,39	550,69	586,45	562,05	532,09	473,81	459,25	433,1
Температура греющей среды (газа, воды) на выходе	К	-	-	-	-	-	-	406,63	404,93	383,76	570,19	551,33	518,4	460,09	446,68	422,75
Температура греющей среды (газа, воды) на выходе	К	-	-	-	-	-	-	406,63	404,93	383,76	570,19	551,33	518,4	460,09	446,68	422,75
Температура нагреваемой среды (воздуха, воды) на входе	К	-	-	-	-	-	-	295,8	295,49	295,25	461,5	465,6	446,7	393	399,4	402,51
Температура нагреваемой среды (воздуха, воды) на выходе	К	-	-	-	-	-	-	407,18	407,5	416,5	466,9	469,5	452,5	413,23	419,43	422,14
Калорифер																
Температура воды, пара на входе	К	-	-	-	-	-	-	-	-	-	496,6	496,6	496,6	514,2	517,1	516,5
Температура воды, пара на выходе	К	-	-	-	-	-	-	-	-	-	461,5	465,6	446,7	413,9	414,4	390,4

Продолжение таблицы Б.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Скорость воды, пара на входе	м/с	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,709	0,709	0,709	23,191	19,823	34,574
Скорость воды, пара на выходе	м/с	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,676	0,68	0,665	1,101	0,454	0,059
Скорость воздуха на входе	м/с	-	-	-	-	-	-	-	-	-	2,311	1,702	1,253	12,88	8,919	4,745
Скорость воздуха на выходе	м/с	-	-	-	-	-	-	-	-	-	3,384	2,333	1,895	17,634	12,287	6,525
Давление воды, пара на входе	кг/см ²	-	-	-	-	-	-	-	-	-	149,83	149,84	149,6	3,868	3,902	3,87
Давление воды, пара на выходе	кг/см ²	-	-	-	-	-	-	-	-	-	192,66	196,93	177,32	3,766	3,813	3,776