

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

КАЗАХСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АЛЬ-ФАРАБИ

А.С. Аскарова, С.А. Болегенова, В.Ю. Максимов

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ И
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
УГОЛЬНЫХ ТЕПЛОСТАНЦИЙ

Алматы
«Қазақ университеті»
2015

УДК 620.9:662.92; 538.953-405

Рекомендовано к изданию Ученым советом физико-технического факультета и РИСО КазНУ им. аль-Фараби

Рецензенты:

доктор физико-математических наук, профессор А.К. Ершина;
доктор физико-математических наук, профессор А.С. Дробышев

Исследование тепловых процессов и аэродинамических характеристик угольных теплостанций. /А.С. Аскарова, С.А. Болегенова, В.Ю. Максимов. – Алматы: Қазақ университеті, 2015. –122с.

Монография посвящено процессам, происходящих при организации работы котельных установок на ТЭС, описаны процессы тепломассопереноса, обусловленные сжиганием пылеугольного топлива в камере сгорания промышленного котла действующей ТЭЦ.

Монография предназначено в первую очередь для студентов кафедры теплофизики и технической физики физико-технического факультета, но может быть полезно также магистрантам, аспирантам и докторантам PhD.

УДК 620.9:662.92; 538.953-405
ББК

© Аскарова А.С. и др., 2015
© КазНУ им. аль-Фараби, 2015

О г л а в л е н и е

1 ВВЕДЕНИЕ

- 1.1 Целесообразность использования твердого топлива в качестве основного энергоносителя..... 7
- 1.2 Обзор основных методов, применяемых к исследованию процессов сжигания энергетического топлива в камерах сгорания..... 10

2 ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ ПРИ СЖИГАНИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ТОПЛИВА В ТОПОЧНЫХ КАМЕРАХ УГОЛЬНЫХ ТЕПЛОСТАНЦИЙ

- 2.1 Состав топлива..... 15
17
- 2.2 Теплота сгорания топлива..... 18
- 2.3 Влажность топлива..... 20
- 2.4 Минеральные примеси..... 21
- 2.5 Зольность пылеугольного топлива..... 21
- 2.6 Выход летучих веществ..... 22
- 2.7 Теплофизические характеристики пылеугольного топлива..... 22
- 2.8 Объемы необходимого воздуха и продуктов горения

3 ФИЗИЧЕСКАЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ КОТЛА БКЗ-75 ШАХТИНСКОЙ ТЭЦ

- 3.1 Паровой котел. Общее устройство и определение..... 25
- 3.2 Физико-технические характеристики котельной установки..... 27

31

4 АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ КОТЛА БКЗ-75 ШАХТИНСКОЙ ТЭЦ	32 35 38
4.1 Расчет коэффициентов избытка воздуха и объема продуктов горения при сжигании пылеугольного топлива.....	
4.2 Расчёт энтальпии воздуха и продуктов сгорания.....	
4.3 Тепловой баланс топочной камеры парового котла.....	45
4.4 Определение температуры газов на выходе из топочной камеры парового котла.....	59
.....	69
5 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ БКЗ-75 ШАХТИНСКОЙ ТЭЦ	73 89
5.1 Основные уравнения, описывающие процессы тепло-массообмена при сжигании твердого топлива	
5.2 Аэродинамические характеристики топочной камеры БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ.....	
5.3 Исследование теплообмена и получению температурных полей в объеме топочной камеры котла БКЗ 75 Шахтинской ТЭЦ.....	
5.4 Исследование характеристик теплообмена и концентрационных полей продуктов горения пылеугольного факела.....	
6 ЗАКЛЮЧЕНИЕ	
Литература	

ВВЕДЕНИЕ

Вопрос о месте Казахстана в системе мировых экономических процессов приобретает большое значение, что в значительной степени обусловлено быстрым ростом его экономики. Оценка роли и значения, происходящих в нашей стране изменений, направленных на модернизацию и диверсификацию отечественной экономики, необходима для последующего перспективного развития Казахстана.

В настоящее время в мире складывается новая структура экономических взаимоотношений, основанная на качестве формирования выгодных связей со странами – обладателями энергетических ресурсов, необходимых для поддержания и дальнейшего развития экономического потенциала многих развитых стран мира. В этой связи страны, имеющие необходимые ресурсы и способные разрабатывать перспективные планы их использования, получают неоспоримые конкурентные преимущества. В свою очередь интеграция Казахстана в мировой экономике обуславливает устойчивые тенденции роста цен на энергетические и материальные ресурсы.

Поэтому для теплоэнергетики и других смежных с ней отраслей промышленности задача снижения затрат на получение требуемой продукции является первостепенной. В связи с этим, становится актуальным вопрос выбора, эксплуатации, а в первую очередь, создания новых, высокоэффективных энерго- и ресурсосберегающих технологий энергетических процессов. Для этого необходима реализация целого комплекса мероприятий, важнейшим из которых является применение наиболее точных методик расчета теплоэнергетических процессов.

Несмотря на то, что процессы тепломассопереноса, в высокотемпературных и химически реагирующих потоках в целом в своей основе содержат эмпирические

закономерности, исследование этих закономерностей является важнейшей научно-технической проблемой.

В теплоэнергетике Казахстана для получения энергии используется низкосортное топливо (уголь) с пониженной теплотворной способностью и повышенной зольностью (более 40%). Вместе с тем к топочным камерам промышленных котлов в настоящее время предъявляются строгие экологические требования. Соблюдение этих требований наряду с необходимостью экономии капитальных и эксплуатационных затрат чрезвычайно осложняет исследования в этом направлении.

При освоении новых энергетических блоков, использующих пылеугольное топливо, исследования топочных процессов с целью их усовершенствования чрезвычайно затруднено. Для повышения надежности и улучшения качества проектирования большую актуальность приобретает разработка методов комплексного расчета топочных устройств с учетом аэродинамики топочной камеры, воспламенения, теплообмена и механизмов выгорания пылеугольного факела.

Экспериментальные исследования, проводимые на натуральных промышленных объектах, дают ценные сведения о работе энергетического объекта в целом, но при этом возможность исследовать влияние отдельных факторов на формирование и развитие топочных процессов отсутствует. Значительно больше возможностей открывают исследования, проводимые на стендовых установках.

В работах, выполненных на таком оборудовании, были получены некоторые важные сведения о динамике выгорания пылеугольного факела. Была исследована взаимосвязь между процессами горения, массо - и теплообмена в топочных камерах. Кроме того, изучалось поведение минеральной части топлива и исследованы шлакующие свойства золы.

Несмотря на широкие возможности, которые открываются при изучении процессов горения пылеугольного топлива на крупных стендовых установках, этот метод исследования имеет и свои ограничения. Сложный характер аэродинамических, тепловых, кинетических и аппаратурных факторов в полидисперсном факеле обуславливает невозможность исследования закономерностей развития отдельных стадий воспламенения и горения угольных частиц, необходимых для построения системы расчетов воспламенения и выгорания угольной пыли в топочных камерах.

При теоретическом исследовании процессов теплопереноса в высокотемпературных и химически реагирующих потоках появляются свои трудности. Математическая модель хороша лишь при наличии правильных и точных исходных данных. Необходимо знать закон разложения и горения пылинки угля, законы химической кинетики в газе и на поверхности твердой фазы. Но и при наличии таких данных об элементарных процессах сама математическая задача расчета сложных турбулентных потоков, теплообмена и химических реакций остается достаточно трудной, а порой невозможной для решения.

В настоящее время единственным средством в реализации комплексного исследования процессов сжигания пылеугольного топлива в топочных камерах котлов промышленных объектов (ТЭС, ТЭЦ, и др.) являются численные методы и вычислительный эксперимент с использованием методов трехмерного моделирования и привлечением современного компьютерного оборудования вычислительной техники и пакета программ. Только при использовании компьютерного 3D-моделирования учитывается наибольшее количество явлений и факторов, влияющих на протекание реальных процессов. Кроме того,

данная методика исследования обеспечивает высокую точность предсказания поведения этих факторов при расчетах.

При проведении вычислительного эксперимента для построения физико-технических моделей используются модельные представления о механизме реально протекающих процессов в топочных камерах энергетических объектов. Методологические принципы для создания таких моделей основаны на признании того факта, что различные технологические процессы базируются на фундаментальных законах физики и химии.

1.1.Целесообразность использования твердого топлива в качестве основного энергоносителя

Промышленность Казахстана направлена на использование угля в качестве энергетического топлива. Согласно «Статистическому обзору мировой энергетики» (StatisticalReviewofWorldEnergy), подготовленному британской компанией «BP», на начало 2014 года Казахстан является одной из стран-лидеров по запасам углей, уступая лишь Китаю, США, России, Австралии, ЮАР и Индии и занимает 8-е место, которое наша республика делит с Украиной.

В Казахстане сосредоточено около 3,9% мировых запасов угля. Лидерами по запасам угля являются: США – 237,2 млрд. тонн (27,6%), Россия – 157 млрд. тонн (18,2%) и Китай – 114,5 млрд. тонн (13,3%). Всего же в мире доказанные запасы угля составляют 860,9 млрд. тонн (рис. 1).

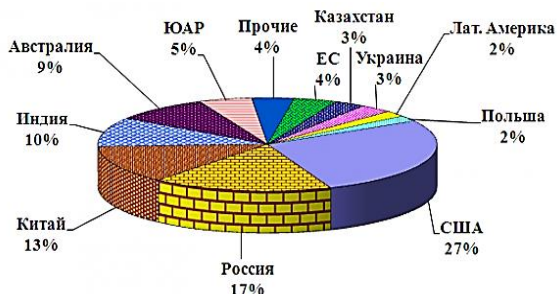


Рис. 1 Мировые запасы угля

На сегодняшний день в Казахстане запасы углей составляют 33,6 млрд. тонн (каменные угли – 21,5 млрд. тонн, бурые угли – 12,1 млрд. тонн). Большинство угольных месторождений сосредоточено в Карагандинском, Экибастузском и Тургайском угольном бассейне, а также на месторождении Шубарколь. Запасы коксующихся углей приходятся на территорию Карагандинской области. Западные и Южные регионы имеют значительный промышленный потенциал, но, вместе с тем, испытывают острый дефицит угольного топлива (рис. 2). Однако все имеющиеся запасы твердого топлива позволяют полностью обеспечить внутренние потребности государства, а также позволяют экспортировать значительные объемы угольной продукции в другие страны.

Развитие угольной отрасли на начальном этапе становления независимого Казахстана происходило в трудных условиях. Общий объем добычи угля в 1991 году в Казахстане составлял 130,4 млн. тонн, или 20,7% к общей добыче угля на территории СНГ.

Существенное изменение социально-политической обстановки в результате приобретения республикой суверенитета, функционирование экономики в рамках товарно-денежных отношений, спад угледобычи и

необходимость обеспечения дальнейшей перспективы, вызвали необходимость поиска новых подходов в угольной промышленности.

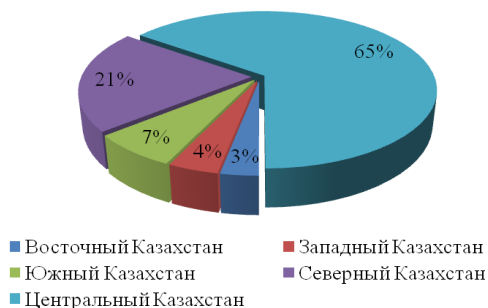


Рис. 2 Размещение балансовых запасов угля Республики Казахстан по регионам

В течение 1995-1998 годов в соответствии с государственными программами был проведен комплекс восстановительных мероприятий, направленных на приватизацию всех крупных угледобывающих предприятий Карагандинского и Экибастузского угольных бассейнов иностранными и отечественными инвесторами, с приходом которых повысился уровень менеджмента, более тщательно стала отслеживаться конъюнктура внутреннего угольного рынка и рынков зарубежных стран.

В настоящее время в угольной отрасли страны в целом завершён трудный период реструктуризации, наблюдается тенденция наращивания добычи угля, что позволило обеспечить плавный переход угольной отрасли на рыночные отношения, тем самым повысить экономический потенциал угольных компаний.

Угольная промышленность обеспечивает выработку в Казахстане около 80% электроэнергии. Кроме того, осуществлена возможность полностью удовлетворить потребности в энергетическом топливе коммунально-бытовой сектор республики. За последние 20 лет в

угольную промышленность было инвестировано более 5 млрд. долларов США. В сравнении с 2000 годом объем капиталовложений вырос в 7 раз и в 2013 году составил 428,7 млн. долларов.

В 2012–2014 году объем добычи угля в республике составлял 99–100 млн. тонн в год. Прогнозируемый объем добычи в 2015–2016 году составит 102–105 млн. тонн. В связи с этим, Министерством энергетики и минеральных ресурсов разработана Концепция развития угольной промышленности Казахстана до 2020 года, которая предусматривает увеличение объема добычи угля до 145,6 млн. тонн к 2020 году.

Прогнозируемый рост цен на такие первичные источники энергии, как нефть и природный газ, заставляют искать альтернативные, экологически чистые технологии использования угля, который в обозримом будущем останется основным источником первичной энергии и запасы которого в Казахстане весьма значительны. Так, в последнее время, особое внимание на угледобывающих предприятиях республики уделяется внедрению систем управлением качеством и окружающей средой в соответствии со стандартами ISO серии 9000 и 14000.

В целях реализации данной задачи Министерством индустрии и новых технологий разработана отраслевая программа по обеспечению перехода угольной отрасли на международные стандарты. Реализация этой программы позволит:

- обеспечить внедрение технических регламентов, повысить конкурентоспособность угольной продукции и выход ее на международный рынок;

- хозяйствующим субъектам разработать номенклатуру качественной и безопасной продукции, внедрить системы менеджмента качества и окружающей среды по международным стандартам;

– обеспечить теплоэлектростанции качественным топливом, соответствующим международным стандартам и снизить количество вредных выбросов в атмосферу.

Последнее, при современном уровне технологии производства энергии, является весьма актуальным, поскольку Казахстан занимает первое место в мире по удельному показателю выбросов парниковых газов в атмосферу на единицу ВВП (3,38 килограмма на доллар). Об этом говорится в стратегическом плане Министерства охраны окружающей среды республики на 2011 - 2015 годы. Наибольший вклад в объем выбросов диоксида углерода вносит энергетика, а из энергоносителей – уголь. При этом расчеты показывают, что доля угля в генерации выбросов будет возрастать. Ожидается, что к 2020 году этот показатель составит 66% в объеме валовых выбросов, образующихся от сжигания топлива.

По данным Министерства экологии, согласно модели МАРКАЛ - Казахстан, которая позволяет смоделировать сокращение эмиссий парниковых газов, их выбросы в энергетическом секторе могут достигнуть к 2012 – 2016 годам уровня 1992 года, который был определен для Казахстана конференцией сторон Рамочной конвенции ООН об изменении климата как базовый.

В этой связи стратегическим направлением определяется создание механизмов перехода Республики Казахстан к устойчивому развитию. В рамках данного направления Министерством планируется:

- создать эффективные механизмы внедрения принципов и целевых показателей устойчивого развития во все сферы государственного управления, по регионам страны и отраслям экономики;
- снизить эмиссии промышленных предприятий в окружающую среду за счет установления целевых показателей и квот, повышения эффективности государственного

контроля, внедрения эколого-экономического стимулирования;

– активизировать роль Казахстана в обеспечении трансграничного и международного взаимодействия в вопросах экологии и сохранения климата.

Таким образом, в связи со сказанным выше, особую значимость приобретают фундаментальные исследования, имеющие практическую значимость и направленные на повышение эффективности сжигания энергетического топлива и минимизацию выбросов вредных пылегазовых выбросов в атмосферу Казахстана.

1.2 Обзор основных методов, применяемых к исследованию процессов сжигания энергетического топлива в камерах сгорания

Исследование турбулентного горения твердых пылеугольных топлив и решение проблем современной теплофизики, теплоэнергетики и экологии является острой необходимостью не только для нашей страны, но и проблемой общемирового масштаба, о чем свидетельствуют аналогичные исследования, которые проводятся в странах СНГ, Европейского Союза и США.

Топочный процесс, по своей сути сложный многогранный процесс. Организация топочного процесса требует знания: закономерностей химических реакций окисления горючих элементов топлива с выделением тепла, путей обеспечения устойчивого протекания процессов воспламенения и выгорания топлива, достижение бесперебойного подвода окислителя в требуемом количестве в нужную зону, обеспечение требуемого уровня теплообмена между продуктами сгорания, топливом и воздухом, между ними и поверхностями нагрева и в результате – обеспечение экономичного и экологически приемлемого уровня

процесса сжигания топлива [1].

Первое фундаментальное представление об этом физическом процессе дал М. В. Ломоносов на основе открытого им закона сохранения массы. Опыты Ломоносова и последующие опыты Лавуазье утвердили кислородную теорию горения и опровергли прежние, метафизические понятия о природе тепла и горения в виде «теплорода», «флогистона» и т. п.

Роль физических факторов в процессе горения впервые была установлена французскими учеными Малляром и Ле Шателье и русским физиком В.А. Михельсоном – основоположником теории распространения пламени в газах.

Исследование механизма процесса окисления проводилось А.Н. Бахом и Н.А. Шиловым. Ими впервые была установлена роль промежуточных продуктов химической реакции процесса окисления.

Основоположники современной теплотехники решили ряд труднейших технических задач эффективного сжигания в пылевидном состоянии антрацитов, многозольных бурых углей, фрезерного торфа и других топлив.

Теория горения твердого топлива создавалась в тесной связи с практикой разработки топочных устройств. Первые исследования были направлены к тому, чтобы получить представление о работе топки в целом, не вдаваясь в детали процесса горения. Так, были разработаны методы расчета теплового баланса топок и котельных агрегатов, с использованием большого количества данных промышленных испытаний по избыткам воздуха, тепловым потерям и другим характеристикам.

В работе [1–2] авторы провели ряд исследований характерных представителей двух групп казахстанских углей: каменных, условно названных экибастузской

группой и бурых, названных майкубенской группой. Авторами получены результаты по определению теплотехнических и физических характеристик этих углей, а также изучены особенности процесса сжигания экибастузских углей обычной и повышенной зольности и макубенских углей промышленной поставки в топках котлов различной конструкции и разной производительности.

В связи с развитием сжигания пылевидного топлива проводились широкие исследования топочного процесса сжигания угольной пыли. Эти исследования вначале были направлены на опытное изучение топочных агрегатов в целом, а также отдельных конструктивных узлов – горелок, пылеприготовления и т. д. Позднее стала ощущаться острая необходимость не только в общих исследованиях топочного агрегата, но и в детальном исследовании самого процесса горения топлива и, в частности, механизма горения углерода.

Теория горения углерода, в разработку которой большой вклад внесли А.С. Предводителей, Л.И. Хитрин, Д.А. Франк-Каменецкий, Л.А. Вулис и др., является основой для построения расчетов горения твердого топлива. Однако процессы воспламенения и горения частиц пыли натуральных углей включают в себя значительно более широкий круг явлений, чем горение углерода. В этом случае приходится учитывать сложные превращения органической и минеральной частей угольного вещества, выделение и горение летучих, формирование коксового остатка при воспламенении и горении угольных частиц.

Для получения таких сведений требовалось проведение специальных исследований. В методическом отношении такого рода работы можно разделить на две группы: исследования горения частиц угольной пыли, движущихся с газовым потоком (поточная методика), и исследования

процессов воспламенения и выгорания неподвижных угольных частиц.

Работы по поточной методике были поставлены В.И. Третьяковым [3–6], Омори и Орнингом [7], Б.Я. Кацнельсоном и И.Я. Мароне [8–12], С.В. Бухманом [13], М.С. Оренбахом и А.П. Кузнецовым [14] и др.

Сущность поточной методики сводится к следующему. Навеска фракционированной пыли (в [12] – единичных частиц) с потоком воздуха подается в вертикальную трубчатую топочную камеру, температура которой поддерживается на заданном уровне. Температура камеры сгорания в упомянутых исследованиях варьировалась от 500 до 1100 °С. По разности масс угольной пыли, поданной на вход и уловленной в конце камеры (с учетом времени ее пребывания в этой камере), определяется скорость выгорания топлива, отнесенная к среднему размеру частиц для данной фракции пыли.

В работах [7,12] проводилось фотографирование движущихся с потоком газа горящих частиц на перемещающуюся фото пленку для определения скорости движения и времени пребывания частиц в камере. В [4,12] измерялась средняя температура угольных частиц в потоке. Усилия авторов упомянутых работ сводились к определению скорости выгорания фракционированной угольной пыли по изменению массы навески в зависимости от температуры и давления газовой среды.

Исследования с закрепленными угольными частицами были выполнены Л.И. Хитриным [15], Е.С. Головиной [16], А.И. Кочережко [17] (с крупными угольными и углеродными частицами шаровидной формы), а также Бухманом [18,19], Р.Х. Ессенхаем [20,21], Д. Карабогданом [23], М. Шибакка [22] (с частицами угольной пыли).

На тот момент оставался открытым вопрос об абсолютной и относительной длительности различных

стадий воспламенения и выгорания частиц угольной пыли; не был изучен характер изменения температуры и размера частиц угольной пыли в процессе их выгорания, вследствие чего, по существу, оставался не ясным принципиально важный вопрос: в кинетической или диффузионной области протекает режим горения угольной пыли в условиях, характерных для топочных камер энергетических котлов. Кроме того, не было изучено выгорание пыли при пониженных концентрациях кислорода, свойственных зоне догорания пыли в топках.

При поточной методике исследования было трудно или невозможно получить ответ на большинство поставленных вопросов. Для этой цели надо было применить такую методику, которая позволила бы проследить всю последовательность процессов воспламенения и горения частицы угольной пыли, начиная с момента поступления ее в топочную камеру до полного выгорания частицы. Обычно концентрация угольной пыли в топках котельных установок изменяется от $\mu=0.5\div 1.0$ кг/кг в корне факела, до $\mu=0.004$ кг/кг на выходе из топки. Объемные концентрации угольной пыли в потоке при этом составляют $\beta=0.4\cdot 10^{-3}\div 1\cdot 10^{-6}$ м³/м³, что соответствует среднему относительному расстоянию между частицами $1/\delta = 15\div 100$.

Необходимо было решить принципиально важный вопрос: можно ли переносить закономерности, определяющие процессы теплообмена между единичными частицами и газовым потоком, на развитие этих процессов в пылеугольном факеле.

З.Р. Горбис [24] показал, что при малых объемных концентрациях твердой фазы ($\beta < 0,4\cdot 10^{-3}$) число Нуссельта, характеризующее теплообмен между частицами и газом в суспензии, не зависит от объемной концентрации частиц и равно по значению числу Нуссельта, соответствующему теплообмену между единичной частицей и газовым

потоком.

По мнению З.Ф. Чуханова [25], для мелких частиц, когда можно считать число Нуссельта $Nu=2$, влияние стесненности в потоке пылевзвеси не будет сказываться и при значительно более высоких концентрациях $\beta \leq 0.1$.

На основе работ О.М. Годеса, П.В. Лящепко, Д.М. Минца, Ю.Л. Гупалова сделан вывод о том, что в области малых концентраций ($\beta > 0,005 \div 0,01$, $\mu < 1 \div 1,5$) можно пренебречь влиянием стесненности на коэффициент сопротивления частиц и аэродинамические расчеты проводить по уравнениям, полученным для единичных частиц.

Приведенные выше выводы имеют принципиальное значение для построения математической модели выгорания угольной пыли в топочных камерах котлов промышленных установок, а также для выбора методики экспериментальных исследований, т.к. дают основание использовать в расчетах теплообмена, массообмена и обмена количеством движения в пылеугольном факеле уравнения, полученные в опытах с единичными частицами.

Работа [26] посвящена основам теории топочных процессов. В ней освещаются вопросы статики, динамики и аэродинамики процессов горения, рассматриваются горение отдельных частиц жидкого и твердого топлив, теплообмен в топочных камерах, электрическая проводимость пламени продуктов сгорания.

В основу современных представлений о развитии сложных топочных процессов при факельном сжигании твердого топлива легли результаты экспериментальных исследований таких ученых, как: Б.В. Канторовича [27], Ю.Л. Маршака [28], В.В. Митора [29], М.А. Наджарова [30], Б.Д. Кацнельсона [31], И.П. Эпика [32], А.А. Отса [33], Н.В. Кузнецова [34], Б.П. Устименко [35], а также

работы зарубежных исследователей: Н. Sydney [36], S. Singer [37], L.D. Smoot [38], W. Zinser [39] и др.

В Казахстане первые теплофизические исследования проводил ученик академика А.Ф. Иоффе профессор Л.А. Вулис [40] – родоначальник научной школы казахстанских физиков, работающих в области термодинамики, теплофизики и газодинамики. Л.А. Вулисом было положено начало научным исследованиям сложных физико-химических процессов, протекающих при горении газообразных и твердых топлив, которые были продолжены его учениками В.П. Кашкаровым, Н.Д. Косовым, С.И. Исатаевым, Л.Ю. Артюх, Э.А. Закариным и др.

В работе [41] авторами на основе уравнений пограничного слоя для многокомпонентных химически реагирующих течений проведено исследование диффузионного пламени, образующегося при горении вдуваемого топлива у вертикальной пористой пластины. Найдено распределение концентраций топлива и окислителя, температуры и других параметров внутри пограничного слоя при естественной и смешанной конвекции.

В работе [42] предложен приближенный метод учета химической реакции при диффузионном горении. Предполагается, что фронт пламени имеет конечную, но малую толщину, а внутри фронта значения температуры и концентраций компонент постоянные. Количество отводимого тепла и подводимого вещества находятся из решения уравнений теплопроводности и диффузии для области, находящейся вне области горения. Полнота сгорания определяется на основе скорости реакции горения и по количеству подводимых к фронту реагентов. Выявлены условия, при которых происходит срыв пламени.

Подобная модель горения рассмотрена в [43]. В отличие от работы [42] фронт пламени предполагается весьма тонким, а скорость реакции определяется как функция разности между поступающими к фронту и отходящими от него потоками реагентов. Эти две модели можно обосновать тем, что скорость реакции экспоненциально зависит от температуры, поэтому можно считать, что химическая реакция происходит только на фронте пламени, где температура достигает максимального значения.

Интересная методика экспериментального решения задачи о диффузионном горении предложена авторами работы [44]. В диффузионном горении, как утверждают авторы, произведение концентраций реагентов в каждой точке равно нулю и имеется поверхность раздела, где концентрации всех реагентов равняются нулю. В соответствии с этим на этой поверхности появляются пики и асимметрия в профилях вероятности концентраций и температуры. Показано, что в этом случае задача может быть сведена к проблеме перемешивания пассивной смеси.

Помимо экспериментальных и теоретических исследований в области тепломассопереноса в высокотемпературных потоках при наличии турбулентности, в последнее время широко применяются исследования, посвященные численному моделированию таких процессов.

Стремительное развитие численных методов позволило решить такие задачи, которые описываются сложными системами дифференциальных уравнений. Наряду с прогрессом в увеличении мощности вычислительных машин и создания, так называемых суперкомпьютеров (вычислительных кластеров), современные исследования процессов тепломассообмена в значительной степени базируются на их численном моделировании, с применением современных методов компьютерного 3-D моделирования. Такие методы позволяют более полно исследовать процессы тепло-

массообмена в широком диапазоне условий и с учетом максимально возможных факторов, влияющих на эти процессы [45].

В работе [46] авторы разработали систему критериальных уравнений движения твердых частиц и их теплообмена в газовой среде. Представлены уравнения горения частицы и полидисперсной пыли, теплообмена для частицы, а также энергии. Такие уравнения описывают подобие процесса горения в топочной камере и в ее огневой модели.

Для математического описания двухфазного течения монодисперсной газозвеси авторы [47] используют Эйлера двухскоростной и двухтемпературный подход. В представленной работе, авторами были использованы нестационарные уравнения движения (Навье-Стокса), энергии и переноса концентраций компонентов для обеих фаз, которые замыкаются k - ϵ моделью турбулентности, модифицированной для учета влияния дисперсной фазы. Уравнения математической модели авторы решают по конечно-разностному алгоритму SIMPLEC с постоянным шагом по времени, модифицированным для учета переменной плотности и источникового члена межфазного массообмена в уравнении неразрывности.

Авторы работ [48–49] используют результаты компьютерных методов вычислительной гидродинамики (ComputationalFluidDynamic) для оптимизации сжигания бурого угля. В работах [50–53] рассматривается численное решение задач, связанных с теплообменом, происходящим в топочных камерах при сжигании в них пылеугольного топлива.

Монография [54] и работы [55–56] посвящены численным исследованиям плазменного воспламенения и горения твердого топлива в топках котлов и их промышленной проверке на действующих котлах тепловых электростан-

ций. Авторы данной работы применяют методы численного моделирования к описанию и расчету трехмерного моделирования горения активированного топлива в топке промышленных котлов с использованием программного комплекса Cinar ICE, разработанного в ImperialCollege, London.

В работах [57–59] казахстанских исследователей ученики школ В.П. Кашкарова и Л.Ю. Артюх проводили численное моделирование процесса образования вредных пылегазовых выбросов в энергетических установках, сжигающих низкосортные казахстанские угли. Авторы построили адекватную компьютерную модель, обладающую достаточно высокой степенью точности для описания процессов тепло - и массопереноса в камерах сгорания при сжигании твердого топлива.

Применение современных технологий для проведения фундаментальных исследований по сжиганию твердого топлива в камерах сгорания ТЭС, позволит подробно описать тепловые, аэродинамические и концентрационные характеристики угольных теплостанций. Полученные результаты позволят дать оценку вредного воздействия угольных ТЭС на окружающую среду и выработать ряд рекомендаций по решению экологических проблем, связанных со снижением токсичных выбросов.

В следующих разделах учебного пособия приведены физико-математическая и химическая постановка задачи о горении пылеугольного топлива в топочной камере котла БК375-39ФБ Шахтинской ТЭЦ. Разработаны численные методы решения системы уравнений, описывающих процесс горения с учетом радиационного и конвективного переноса, многофазности среды и др.

2 ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ ПРИ СЖИГАНИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ТОПЛИВА В ТОПОЧНЫХ КАМЕРАХ УГОЛЬНЫХ ТЕПЛОСТАНЦИЙ

2.1 Состав топлива

Установлено, что угли образовались из мощных отложений торфа, возникших в основном в так называемый каменноугольный период из огромного количества погибших лесов и других растений. Растения скапливались в болотах и уплотнялись под тяжестью верхних слоев. Отсутствие полного доступа воздуха препятствовало процессу окисления, который мог бы закончиться полным уничтожением твердого растительного материала. В результате происходил сложный процесс распада органических веществ растений и синтеза новых высокомолекулярных соединений из лигнина, клетчатки, белков, жиров и других продуктов распада. В дальнейшем пласты торфа в недрах земли под воздействием геологических факторов (высоких давлений и температур) превращались сначала в молодые, рыхлые бурые угли, а затем в более плотные каменные угли и, наконец, в блестящие черные – антрациты. Таким образом, торф, бурые и каменные угли представляют собой стадии единого процесса углеобразования, составляя так называемый генетический ряд [60].

Твердое топливо состоит из горючей (углерода, водорода, серы) и негорючей части, в которую входят азот, кислород, влага и минеральные негорючие примеси, превращающиеся после горения в золу. Условно сумма всех указанных составных частей элементарного состава выражается в процентах от общего веса топлива. При разном состоянии исходной массы топлива выделяют несколько видов, так называемых расчетных масс (рис. 3).

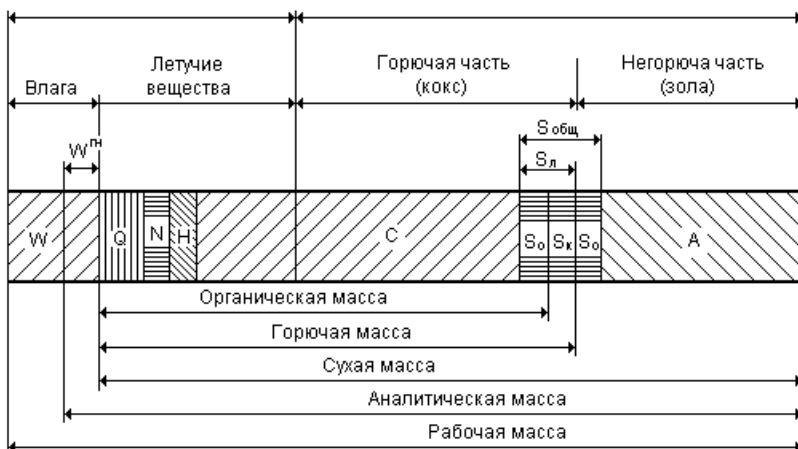


Рис. 3 Состав пылеугольного топлива

В действительности топливо представляет собой комплекс сложных органических соединений и минеральных примесей, образующих после сгорания золу в виде порошка или сплавленных кусков шлака. Структура ископаемых топлив связана с их образованием (генезисом) и последующими превращениями (метаморфизмом) в природных условиях.

Процентное содержание горючих и негорючих веществ в пылеугольном топливе, которое поступает в натуральном виде на ТЭЦ, определяет рабочую массу топлива:

$$C^P + H^P + O^P + N^P + S^P + A^P + W^P = 100\%.$$

В зависимости от того, каким способом добывалось и хранилось твердое топливо, содержание золы (A^P) и влажности (W^P) в рабочей массе меняется. Поэтому определить к какому виду относится топливо, можно благодаря безводному и беззольному процентному содержанию химических элементов в его составе. Такие составы топлива называются - горючим и органическим.

Горючий состав топлива является условным, в виду того, что содержащийся в топливе азот не является горючим элементом, а кислород, в свою очередь, играет роль окислителя, который в определенном количестве находится в связи с горючими компонентами:

$$C^{\Gamma} + H^{\Gamma} + O^{\Gamma} + N^{\Gamma} + S^{\Gamma} = 100\%.$$

Горючими компонентами пылеугольного топлива являются водород, с теплотой сгорания равной 120,5 МДж/кг, углерод (34,1 МДж/кг) – основной горючий элемент и сера – вредная примесь, которая при сгорании выделяет мало теплоты (9,3 МДж/кг) и образует в процессе горения оксиды серы, которые приводят к развитию коррозии металлических конструкций котельной установки.

Органическая масса топлива состоит из сложных и крупных макромолекул, так называемых полимеров. Представление о высокомолекулярной, полимерной структуре органического вещества угля впервые было доказано Д.И. Менделеевым и далее развито в работах советских и зарубежных исследователей. Ядерная, «конденсированная», наиболее стойкая и малореакционная часть макромолекулы представляет собой пространственный полимер в виде разветвленных атомных сеток углерода. Боковые цепи разветвлений, связанные также с атомами водорода, кислорода, серы, радикалами (типа ОН и др.), образуют более реакционноспособную периферийную часть молекулярной структуры угольной пыли.

Горючий состав топлива отличается от органического состава, характеризующего исходный состав вещества, из которого образовалось топливо, исключением колчеданной серы (S_k), которая присутствует в виде пирита - FeS_2 . Колчеданная сера попадает в исходный состав топлива из прилегающей к залежам окружающей породы.

При пересчете из одного состава в другой, следует выделить разницу процентного содержания компонентов топлива. Например, рабочий состав отличается от горючего на сумму процентного содержания внешнего балласта (влажность + зольность), в результате чего, все компоненты горючего состава будут больше на величину этого балласта, чем рабочего.

2.2 Теплота сгорания топлива

Количество теплоты, выделившейся при полном сгорании 1 кг (кДж/кг) или 1 м³ (кДж/м³) топлива называется теплотой его сгорания или теплотворной способностью. Существуют понятия высшей и низшей теплоты сгорания. Высшей теплотой сгорания принято называть всю теплоту, выделившуюся при сжигании 1 кг пылеугольного топлива, причем, необходимо, чтобы возвращалась теплота конденсации $Q_{\text{кон}}$ водяных паров, а сами водяные пары, образовавшиеся при горении – конденсировались [61–63].

В котлах промышленного типа продукты сгорания не охлаждаются до температуры ниже 100°С, следовательно, в них конденсация водяных паров не происходит, поэтому теплота конденсации теряется. В этом случае общая теплотворная способность топлива будет меньше, а разность количества теплоты, выделившейся при полном сгорании 1 кг пылеугольного топлива и количества теплоты, образующейся при конденсации водяных паров, называется низшей теплотой сгорания $Q_{\text{н}}$. Следовательно:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{н}} + Q_{\text{кон}},$$

где $Q_{\text{кон}} = 2500\left(\frac{9H}{100} + \frac{W}{100}\right) \cong 225H + 25W$ – теплота конденсации влаги, кДж/кг; H и W – соответственно содержание водорода и влаги в топливе, %.

Различие между Q_v и Q_n тем больше, чем выше содержание в пылеугольном топливе влажности и водорода. Низшая теплота сгорания рабочего и горючего состава топлива связана между собой следующим соотношением:

$$Q_n^p = Q_n^s \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} - 25W^p.$$

При изменении влажности рабочего состава топлива от W_1^p до W_2^p и зольности от A_1^p до A_2^p , низшая теплота сгорания находится по известной теплоте сгорания Q_{n1}^p :

$$Q_{n2}^p = (Q_{n1}^p + 25W_1^p) \frac{100 - W_2^p - A_2^p}{100 - W_1^p - A_1^p} - 25W_2^p.$$

Следует отметить, что на сегодняшний день имеются табличные данные низших теплотворных способностей всех известных месторождений топлив. Кроме того, наряду с теплотой сгорания, важнейшими показателями качества топлива являются: влажность, зольность, выход летучих, а также температурные характеристики золы.

2.3 Влажность топлива

Влажность является важнейшей технической характеристикой пылеугольного топлива. Влага затрудняет воспламенение топлива, снижает температурный уровень в топке, увеличивает потери теплоты с уходящими газами. Содержание влаги в топливе необходимо учитывать при выборе методов подготовки топлива к сжиганию, оборудования систем транспортировки топлива и т.д.

Содержание влаги в пылеугольном топливе зависит от его химической природы и геологического возраста, условий залегания пластов и способа добычи, а также от условий транспортировки и хранения. Геологически более древнее топливо (антрацит, тощий уголь) содержит гораз-

до меньше влаги, чем топливо со сравнительно небольшим геологическим возрастом (бурый уголь, лигнит, торф). По форме связи влаги с топливом различают следующие основные ее виды: сорбционную, капиллярную, поверхностную и гидратную [61,62].

Сорбционная влага связана со способностью пылеугольного топлива впитывать и удерживать (адсорбировать) влагу за счет сил межмолекулярного взаимодействия, которое имеет место как на поверхности тела, так и в его объеме. Первое приводит к адсорбции молекул воды на поверхности раздела твердой и газовой фаз и обуславливает присутствие в топливе адсорбционной влаги. Сорбция влаги в объеме приводит к образованию коллоидно-химической (гелевой) структуры органической части топлива, а входящую в эту структуру воду называют коллоидной влагой.

К капиллярной влаге относится та часть влаги, которая заполняет достаточно узкие поры пылеугольного топлива за счет капиллярной конденсации.

Поверхностная влага располагается на наружной поверхности частиц топлива и в промежутках между ними, если эти промежутки имеют достаточно малые размеры.

Гидратная влага входит в состав кристаллогидратов, которые присутствуют среди минеральных примесей пылеугольного топлива и представлены главным образом силикатами и сульфатами. Вода в кристаллогидратах содержится строго в определенных стехиометрических количествах независимо от общей влажности топлива и внешних условий.

Сорбционную, капиллярную и поверхностную влагу можно полностью удалить из пылеугольного топлива путем его просушивания при температуре $105\div 110^{\circ}\text{C}$, в то время как полное удаление гидратной влаги может произойти только в результате химических реакций разложе-

ния кристаллогидратов при температуре $700\div 800^{\circ}\text{C}$. На гидратную влагу обычно приходится лишь несколько процентов общего содержания воды в топливе.

При проектировании оборудования тепловых электростанций обычно используют различные показатели влажности топлива, определяемые опытным путем. Наиболее важное значение имеет влажность пылеугольного топлива в его рабочем состоянии W^P , %.

Твердое топливо при транспортировке (в открытых железнодорожных вагонах) и хранении на топливных складах может подвергаться сильному увлажнению атмосферными осадками. Однако способность топлива удерживать в себе влагу имеет предел, называемый максимальной влагоемкостью, которую находят опытным путем или оценивают по приближенной формуле:

$$W_{\max} = 1 + 1.07W^P.$$

Влага может быть причиной перебоев в работе топливоподдачи на ТЭС. С увеличением влажности пылеугольного топлива ухудшается подвижность его частиц, и при достижении определенного, критического содержания влаги, называемой влагой сыпучести $W_{\text{сып}}$, частицы топлива настолько слипаются между собой, что лишаются способности свободного перемещения друг относительно друга. Это может произойти при небольшом дополнительном увлажнении пылеугольного топлива, так как обычно $W_{\text{сып}} \approx W^P$. Потеря сыпучести пылеугольного топлива приводит к зависанию топлива в бункерах сырого угля, «замазыванию» питателей и, в итоге, к прекращению подачи топлива на сжигание.

2.4 Минеральные примеси

Минеральные вещества, содержащиеся во всех видах твердого топлива и называемые примесями, в большей своей части не связаны с органической массой топлива. По происхождению примеси могут быть разделены на внутренние и внешние. Внутренние примеси сформировались в процессе образования топлива, а внешние – попали при добыче (из прослоев пустой породы) или транспортировке и погрузке топлива.

Минеральные примеси топлива представляют собой сложную смесь различных минералов, в состав которых входят самые разнообразные соединения: силикаты; сульфиды; карбонатные соединения кальция, магния, железа; сульфаты кальция и железа; фосфаты; хлориды и т.д.

При сжигании топлива его минеральная часть подвергается высокотемпературному преобразованию. В результате полного выгорания органической части и преобразования минеральной части топлива остается твердый негорючий остаток – зола.

При сжигании топлива и прокаливании золы в атмосфере воздуха минеральные примеси подвергаются ряду превращений. Так, силикатные соединения теряют гидратную влагу; соли закиси железа превращаются в оксидные соединения; карбонаты разлагаются, образуя оксиды и выделяя CO_2 . Входящие в состав минеральной части колчедан и другие сернистые соединения окисляются, образуя SO_2 . Соли щелочных металлов при температуре топки улетучиваются, а впоследствии конденсируются на более холодных поверхностях труб или частицах золы. Эти процессы обуславливают значительное изменение химического состава минеральных примесей в ходе сжигания топлива. Следовательно, состав, масса и свойства золы существенно отличаются от тех же характеристик исходных минеральных примесей [62,64].

Превращение каждого из исходных минералов происходит при определенных температурных условиях, в связи с чем, состав и свойства золы зависят от условий, при которых происходит процесс ее образования. Образующиеся продукты распада исходных минералов могут взаимодействовать между собой и с газовой средой топки, поэтому на состав и свойства конечных продуктов золы оказывает влияние и газовая среда. Таким образом, качество, состав и свойства образующейся золы зависят от состава исходных минеральных примесей, а также от условий, в которых происходит сжигание пылеугольного топлива.

2.5 Зольность пылеугольного топлива

Зольность пылеугольного топлива определяется при строго оговоренных условиях проведения испытания его пробы. Обычно зольность получают в лаборатории при испытании аналитической пробы топлива методом длительного прокаливания в условиях свободного доступа воздуха при температуре 800–830 °С [61–64].

В реальных промышленных условиях сжигания топлива газовая среда топочных камер (низкое содержание свободного кислорода) вносит некоторые изменения в состав минеральной части и оказывает влияние на ее превращения, которые обычно не достигают полного окисления, как в лабораторных условиях, а завершаются на оксидных соединениях. Кроме того, в условиях высоких температур топочной среды зола может частично возгораться, а также плавиться и переходить в жидкое состояние – шлак.

Расплавы различных соединений создают благоприятные условия для их контакта и взаимодействия, что также приводит к отличию состава и свойств шлака от исходных минеральных примесей.

В практике проектирования и эксплуатации топочных камер, а также оборудования тепловых электростанций,

работающих на пылеугольном топливе, необходимы данные не только о количественном содержании золы, но и о ее свойствах и составе. Именно эти характеристики определяют наиболее важные решения по организации топочного процесса, тепловую и конструктивную схемы котла, выбор оборудования систем шлакоудаления и золоулавливания.

Наличие золы в топливе, кроме загрязнения окружающей среды, приводит к таким негативным явлениям, как шлакование и загрязнение поверхностей нагрева, их коррозийно-эрозийному износу. Интенсивность этих воздействий золы на элементы котла в значительной степени зависит от организации топочного процесса.

Химический состав золы обычно задают на "бессульфатную" массу золы и выражают в процентах по массе содержания следующих оксидов: кремния (SiO_2), алюминия (Al_2O_3), титана (TiO_2), железа (Fe_2O_3), кальция (CaO), магния (MgO), калия (K_2O), натрия (Na_2O). Особое значение при организации процесса сжигания топлива имеют температурные характеристики плавкости золы. Температуры, при которых зола переходит в размягченное и расплавленное состояние, зависят от ее химического состава и кристаллического строения.

2.6 Выход летучих веществ

Выход летучих веществ - важная техническая характеристика топлива, дающая представление о частичном его разложении при нагреве. Под действием высоких температур нестойкие углеводородные соединения, входящие в состав пылеугольного топлива, расщепляются на более простые составляющие, при этом выделяются газообразные и парообразные легковоспламеняющиеся горючие продукты разложения – летучие топлива.

Разложение при $700\div 1100^{\circ}\text{C}$ называют коксованием, а твердый остаток после завершения выхода летучих - коксом. Твердый остаток состоит, в основном, из углерода и негорючих минеральных примесей. Выход летучих характеризует реакционную способность топлив, т.е. способность к воспламенению и активному горению.

Выход летучих веществ зависит от вида пылеугольного топлива, а также от условий нагрева и температуры прокалики. Стандартный метод определения выхода летучих веществ заключается в прокаливании навески аналитической пробы топлива при температуре $(850 \pm 25)^{\circ}\text{C}$ без доступа воздуха в течение 7 мин [62–63,65].

Выход летучих веществ обычно относят к сухому беззольному состоянию топлива. Показатель выхода летучих веществ необходимо учитывать при обосновании рациональной организации топочного процесса, при конструировании топки [61–64], выборе оборудования и параметров системы пылеприготовления.

2.7 Теплофизические характеристики пылеугольного топлива

Теплофизическими характеристиками пылеугольного топлива являются удельная теплоемкость и теплопроводность.

Удельная теплоемкость твердого топлива в рабочем состоянии, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, определяется соотношением:

$$c_{\text{мл}}^p = 4.19 \frac{W^p}{100} + c_{\text{мл}}^e \frac{100 - W^p}{100},$$

где $c_{\text{мл}}^e$ – удельная теплоемкость сухой массы топлива.

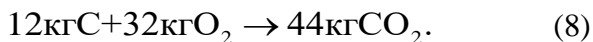
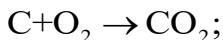
2.8 Объемы необходимого воздуха и продуктов горения

Горение – процесс химического взаимодействия горючих компонентов топлива с окислителем, приводящий к интенсивному разогреву реакционной системы вследствие экзотермического эффекта протекающих в ней реакций [63]. Окисление топлива идет за счет кислорода атмосферного воздуха. Объемная доля кислорода в воздухе составляет около 21 %, остальные 79 % почти полностью приходятся на нейтральный азот.

В результате полного сгорания пылеугольного топлива образуются продукты сгорания, включающие трехатомные газы CO_2 и SO_2 , сумму которых обозначают как RO_2 , а также вода H_2O . Кроме того, в продукты сгорания переходит азот N_2 , содержащийся в воздухе, который при высоких температурах также реагирует с кислородом воздуха, с образованием NO_x .

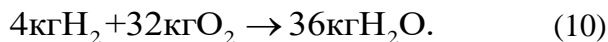
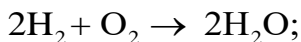
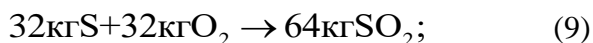
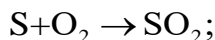
Если при полном сгорании топлива прореагирует весь поданный с воздухом кислород, то имеющееся при этом соотношение количеств кислорода и топлива называют стехиометрическим, а количество соответствующего воздуха – теоретически необходимым количеством воздуха V^0 , $\text{м}^3/\text{кг}$.

Расход реагирующих в процессе горения веществ и конечных продуктов можно определить из стехиометрических уравнений горения для 1 моля горючего компонента топлива. Так, для углерода имеем:



Из выражения (8) следует, что при сжигании 1 кг углерода необходимо затратить $32/12 = 2,67$ кг кислорода, и при этом получится $44/12 = 3,67$ кг углекислого газа.

Аналогично для серы и водорода имеем следующие соотношения:



Выражения (8)–(10) представляют собой уравнения материального баланса окисления горючих элементов. Используя стехиометрические соотношения масс компонентов из уравнений материального баланса горения и данные о составе топлива, можно получить зависимости для расчета теоретически необходимого количества кислорода, воздуха и продуктов сгорания для любого топлива. Так, в состав горючих компонентов пылеугольного топлива входят углерод, водород и сера. Массовое теоретически необходимое количество кислорода $G_{O_2}^0$, кг/кг, для сжигания 1 кг пылеугольного топлива (с учетом кислорода топлива) составит:

$$G_{O_2}^0 = 2,67 \frac{C^p}{100} + 8 \frac{H^p}{100} + \frac{S^p}{100} - \frac{O^p}{100}.$$

Здесь состав топлива выражен в процентах по массе. Объемный расход кислорода можно определить, разделив

выражение (11) на значение плотности кислорода при нормальных условиях.

При практических расчетах обычно определяют теоретически необходимое количество воздуха V^0 и продуктов сгорания V_z^0 , расчетные зависимости, для которых приведены ниже.

Коэффициент избытка воздуха. В реальных условиях для полного сжигания топлива в топку подают количество воздуха $V_{п}$, всегда большее теоретически необходимого. Это связано с трудностью обеспечения идеального перемешивания и контакта реагирующих веществ. Отношение $V_{п}$ к V^0 называют коэффициентом избытка воздуха:

$$\alpha = \frac{V_z}{V^0}.$$

Оптимальное значение α определяют в результате режимно-наладочных испытаний котельной установки. При сжигании в топочных камерах оптимальное значение α , как правило, для пылеугольного топлива находится в пределах $1,15 \div 1,25$ [64].

Расчет объемов воздуха и продуктов сгорания проводится на основе состава топлива. Эти величины рассчитывают на 1 кг топлива при нормальных условиях в предположении, что топливо сгорает полностью.

Объемы воздуха и продуктов сгорания при сжигании пылеугольного топлива в атмосферном воздухе определяют по приведенным ниже формулам. Состав топлива в формулах выражен в процентах от массы. Для серы S^p берется общее содержание элемента в топливе.

Теоретическое количество сухого воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, m^3/kg (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$):

$$V^0 = 0.0889(C + 0.375S^p) + 0.265H^p - 0.0333O^p.$$

Теоретические объемы продуктов сгорания, полученные при полном сгорании пылеугольного топлива с теоретически необходимым количеством воздуха (при $\alpha=1$), определяют следующим образом:

теоретический объем азота, м³/кг:

$$V_{N_2}^0 = 0,79V^0 + 0,008N^p;$$

объем трехатомных газов, м³/кг:

$$V_{RO_2} = 0,0187(C^p + 0,375S^p);$$

теоретический объем водяных паров:

$$V_{H_2O}^0 = 0,111H^p + 0,0124W^p + 0,0161V^0;$$

теоретический объем дымовых газов, м³/кг:

$$V_z^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0.$$

При избытке воздуха $\alpha > 1$ расчетные зависимости следующие:

объем водяных паров, м³/кг:

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1)V^0;$$

объем дымовых газов, м³/кг:

$$V_z = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1)V^0;$$

концентрация золы в продуктах сгорания:

$$\mu_{\text{зл}} = \frac{A^p a_{\text{ун}}}{100G_2},$$

где $a_{\text{ун}}$ — доля золы топлива, уносимой газами,
 $G_2 = 1 - 0,01A^p + 1,306\alpha V^0$ — масса продуктов сгорания.

3 ФИЗИЧЕСКАЯ И ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ ТОПОЧНОЙ КАМЕРЫ КОТЛА БКЗ-75 ШАХТИН- СКОЙ ТЭЦ

3.1 Паровой котел. Общее устройство и определения

Основными агрегатами тепловой электростанции (ТЭС) Республики Казахстан являются паровые котельные установки, работающие на высокосольном пылеугольном топливе. В современном представлении паровой котел – это устройство, вырабатывающее пар высокого давления, полученный посредством непрерывно поступающей в него очищенной воды, посредством, выделившейся при сгорании пылеугольного топлива, теплоты.

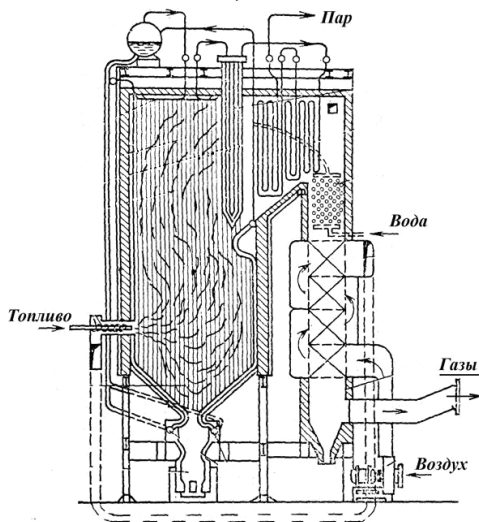
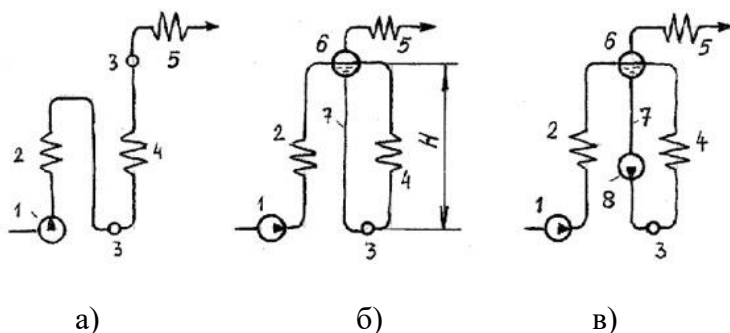


Рис. 4 Схема паровой котельной установки

Для непрерывного отвода теплоты и обеспечения приемлемого температурного режима металла поверхностей нагрева организуется непрерывное движение в них рабочей среды. При этом вода в экономайзере и пар в пароперегревателе проходят через них однократно.

Движение же рабочей среды через парообразующие (испарительные) поверхности нагрева может быть как однократным, так и многократным. В первом случае котел называется прямоточным, а во втором — котлом с многократной циркуляцией (рис. 5).



- а) – прямоточная схема; б) – схема с естественной циркуляцией;
 в) – схема с многократно-принудительной циркуляцией;
 1 – питательный насос; 2 – экономайзер; 3 – коллектор; 4 –
 парообразующие трубы; 5 – пароперегреватель; 6 – барабан; 7 –
 опускные трубы; 8 – насос многократно-принудительной циркуляции

Рис. 5 Схема водопаровых трактов котлов

Температура в топке в зоне горения факела достигает 1200–1600°C. Поэтому стены топочной камеры выкладывают из огнеупорного материала, а их наружная поверхность покрывается тепловой изоляцией. Частично охладившиеся в топке продукты сгорания с температурой 900–1200°C поступают в горизонтальный газоход котла, где омывают пароперегреватель, а затем направляются в конвективную шахту, в которой размещаются промежуточный пароперегреватель, водяной экономайзер и последняя по ходу газов поверхность нагрева – воздухоподогреватель, в котором воздух подогревается перед его подачей в топку котла. Продукты сгорания за

этой поверхностью называются уходящими газами: они имеют температуру 110–160°C. Поскольку дальнейшая утилизация тепла при такой низкой температуре нерентабельна, уходящие газы с помощью дымососа удаляются в дымовую трубу.

Большинство топок котлов работает под небольшим разрежением 20–30Па в верхней части топочной камеры. По ходу продуктов сгорания разрежение в газовом тракте увеличивается и составляет перед дымососами 2000–3000 Па, что вызывает поступление атмосферного воздуха через неплотности в стенах котла. Они разбавляют и охлаждают продукты сгорания, понижают эффективность использования тепла.

В последнее время создаются котлы, работающие под наддувом, когда топочная камера и газоходы работают под избыточным давлением, создаваемым вентиляторами, а дымососы не устанавливаются.

При рациональной организации процессов сжигания топлива и теплообмена в котельных агрегатах удастся привести к минимуму затраты первичной энергии топлива, снизить экологическую нагрузку на окружающую среду и повысить надежность энергоснабжения. Для решения этих задач необходимо знание всех закономерностей движения среды и потоков теплоты, которые создают требуемое температурное поле в элементах котельного агрегата, а также обеспечивают производительность и надежную работу всей котельной установки.

3.2 Физико-технические характеристики котельной установки

В данном учебном пособии в качестве объекта исследования была выбрана топочная камера котла БКЗ-75, установленного на Шахтинской ТЭЦ, Карагандинской

области Республики Казахстан.

Паровой котел заводской марки БКЗ-75 – вертикально-водотрубный, изготовлен Барнаульским котельным заводом, производительностью 75 т/час (51,45 Гкал/ч), температурой перегретого пара 440°С и давлением перегретого пара 39 кгс/см².

Котельный агрегат блочной конструкции, предназначен для работы на бурых и каменных углях, торфе, антрацитовом штыбе и тощих углях, является однобарабанным, с естественной циркуляцией и выполнен по П-образной схеме. Топочная камера котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ полностью экранирована трубами диаметром 60 мм и толщиной стенки 3 мм. Трубы фронтного, заднего экранов и нижней части образуют холодную воронку. В верхней части трубы заднего экрана разведены в четырехрядный фестон. Экраны разделены на 12 самостоятельных циркуляционных контуров по числу постановочных блоков топочной камеры.

Водяной экономайзер – кипящего типа, гладкотрубный, змеевиковый, выполнен из труб диаметром 32 мм и толщиной стенки 3 мм, состоящий из трех блоков, расположенных в опускном газоходе котла. Очистка экранов топки и пароперегревателя от загрязнений производится стационарными обдувочными устройствами. Котел имеет металлический каркас, сварной конструкции, с обшивкой. Обмуровка котла – трехслойная, выполнена в виде плит облегченного типа, закрепляемых на каркасе котла, и толщина обмуровки составляет 265 мм, а в местах, не закрытых трубами – 320 мм.

Для сжигания пылеугольного топлива топочная камера исследуемого котла оборудуется четырьмя пылеугольными горелками, расположенными по две на каждой боковой стенке (рис. 6). Для такой конструкции предусмотрено прямое вдувание пыли и индивидуальная

система пылеприготовления, состоящая из двух молотковых мельниц. Каждая горелка обеспечивается угольной пылью от обеих мельниц. По производительности мельницы имеют двукратный запас (30,6 т/ч), одна мельница может обеспечить работу котла в номинальном режиме. В год на одном котле Шахтинской ТЭЦ сжигается примерно 44.256 тысяч тонн угля и 4.15 тыс. тонн мазута. В процессе сжигания угольной пыли на данном котле, величина механического недожога, полученная в результате эксплуатации котла, составляет 13.37%.

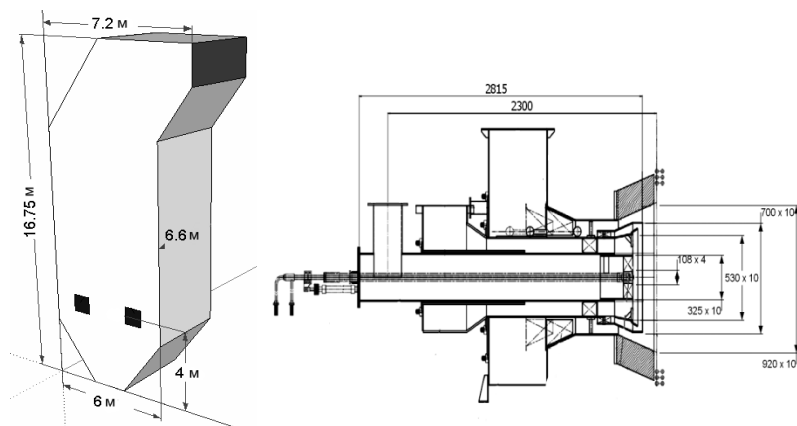


Рис. 6 Общий вид камеры сгорания и пылеугольной горелки

В котле БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ сжигается пыль Карагандинского рядового угля марки КР-200, зольностью 35.1%, выходом летучих 22%, влажностью 10.6% и теплотой сгорания 18550 кДж/кг. Тонина помола угля составляет $R_{90}=20\%$. Основные технические характеристики котельной установки, а также состав используемого пылеугольного топлива приведены в табл.1.

Таблица 1

Технические характеристики топочной камеры котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ

№	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Значение
1	2	3	4	5
1.	Тип угля	КР200	-	-
2.	Зольность на сухую массу	A^c	%	35.1
3.	Выход летучих на горючую массу	$V^Г$	%	22
4.	Влажность рабочая	W^P	%	10.6
5.	Теплота сгорания	Q^P_H	ккал/кг	4433
6.	Количество горелок на котле	$N^Г$	шт.	4
7.	Производительность	$B^Г$	т/час	3.2
8.	Расход первичного	$V_{п.в.}$	нм3/час	31797
9.	Расход вторичного	$V_{вт.в.}$	нм3/час	46459
10.	Температура горячего	$t_{гв}$	°С	290
11.	Мехнедожог топлива	q_4	%	13.37
12.	КПД котла	η	%	80.88
13.	Расчетный расход	B^p	т/час	12.49
14.	Плотность угля	ρ	кг/м3	1300
15.	Высота топочной	$H^т$	м	16.75
16.	Ширина топочной	$b^т$	м	6

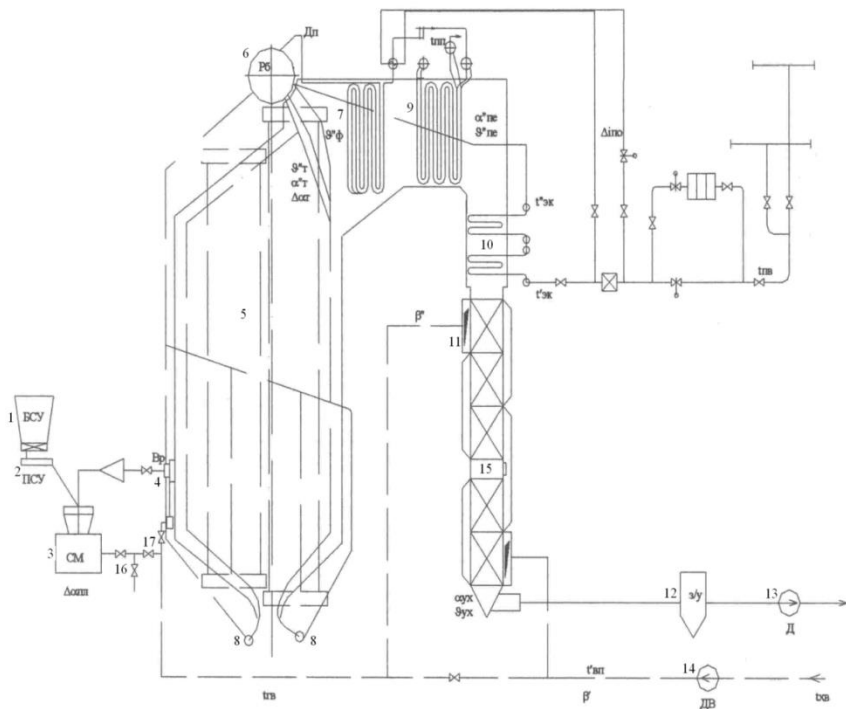
Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5
17.	Глубина топочной камеры	ГТ	м	6.6
18.	Площадь фронтальной и	F _{фр} , F _{зд}	м ²	90.675
19.	Площадь правой боковой	F _{б1}	м ²	92.4
20.	Площадь левой боковой	F _{б2}	м ²	110.55
21.	Площадь потолочной стенки	F _{пот}	м ²	27.72
22.	Площадь выходного окна	F _{ок}	м ²	18.15
23.	Наружный диаметр труб	d	м	0.06
24.	Площадь поперечного сечения канала аэросмеси в горелке	F _а	м ²	0.12
25.	Площадь поперечного сечения канала вторичного воздуха в горелке	F _{вв}	м ²	0.25
26.	Тонина помола	R90	%	20
27.	Температура холодного воздуха	t _{хв}	°C	30
28.	Гидродинамическое сопротивление канала аэросмеси горелки	ΔP	мм.в.ст.	67.1
29.	Паропроизводительность	D	т/час	75
30.	Давление перегретого пара	P _{пп}	кг/см ²	39
31.	Температура перегретого пара	t _{пп}	°C	440

Продолжение таблицы 1

1	2			3	4	5	
Относительный шаг экранных труб топочной камеры							
32.	В каждом экране, кроме бокового			S/d	-	1.25	
33.	В боковом экране			S/d	-	1.5	
Относительное расстояние от обмуровки							
34.	В каждом экране, кроме экранов холодной воронки			e/d	-	1.67	
35.	В экранах холодной воронки			e/d	-	2.5	
Состав используемого угля, %							
	C	H ₂	O ₂	S ₂	N ₂	H ₂ O	Зола
	43.21	3.6	5.24	1.04	1.21	10.6	35.1

На рис. 7 представлена технологическая схема топочной камеры котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ.



- 1 – бункер сырого угля; 2 – питатели сырого угля;
 3 – среднешовная мельница; 4 – горелки; 5 – топка котла; 6 – барабан;
 7 – ширмовые перегреватели; 8 – нижние распределительные
 коллектора; 9 – конвективные перегреватели; 10 – промежуточные
 пароперегреватели; 11 – воздухоподогреватели; 12 – золоуловитель;
 13 – дымовой насос; 14 – дутьевой вентилятор; 15 – экономайзер;
 16, 17 – корба первичного и вторичного воздуха

Рис. 7 Технологическая схема парового котла БК3-75Шахтинской ТЭЦ

Технологическая схема трактов исследуемой котельной установки, приведенная на рис. 7, составлена на основе чертежей парового котла с отражением компоновки поверхностей нагрева.

4 АНАЛИТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ КОТЛА БКЗ-75 ШАХТИНСКОЙ ТЭЦ

4.1 Расчет коэффициентов избытка воздуха и объема продуктов горения при сжигании пылеугольного топлива

Величина коэффициента избытка воздуха на выходе из топочной камеры котла, работающего на твердом пылеугольном топливе, производительностью $D = 75$ т/ч, принимается равной $\alpha_T'' = 1.2$, согласно рекомендациям, указанным в работе [66]. Используя методику расчетов коэффициентов избытка воздуха, предложенную в работе [66], находим значения присосов воздуха в газоходы, вычисляем величины коэффициентов избытка воздуха за каждым газоходом, а также их средние значения для исследуемого котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ. Полученные расчетные значения коэффициентов представлены в табл. 2.

Таблица 2
Расчетные значения коэффициентов избытка воздуха и присосов по всему тракту парового котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ

Газоходы	Коэффициент избытка воздуха за газоходом, α''	Величина присоса, $\Delta\alpha$	Средний коэффициент избытка воздуха в газоходе, α
Топка и фестон	$\alpha_T'' = \alpha_\phi'' = 1.20$	$\Delta\alpha_T = 0.10$	$\alpha_T = \alpha_T'' = 1.200$
Пароперегреватель	$\alpha_{ПЕ}'' = \alpha_T'' + \Delta\alpha_{ПЕ} = 1.23$	$\Delta\alpha_{ПЕ} = 0.03$	$\alpha_{ПЕ} = \frac{\alpha_{ПЕ}'' + \alpha_T''}{2} = 1.215$
Экономайзер	$\alpha_{ЭК}'' = \alpha_{ПЕ}'' + \Delta\alpha_{ЭК} = 1.25$	$\Delta\alpha_{ЭК} = 0.02$	$\alpha_{ЭК} = \frac{\alpha_{ЭК}'' + \alpha_{ПЕ}''}{2} = 1.240$

Объем продуктов сгорания (табл.3) зависит от элементарного состава используемого энергетического топлива и от выбранных значений коэффициентов избытка воздуха. В паровом котле БКЗ-75 в качестве энергетического топлива используется карагандинский уголь марки КР-200 следующего состава: С=43.21%; Н₂=3.6%; О₂=5.24%; S₂=1.04%; N₂=1.21%; W^p =10.6%; A^c =35.1%.

С учетом состава топлива, теоретический объем воздуха, необходимый для сжигания 1 кг угольной пыли составит:

$$V^o = 0.0889 \cdot (C^p + 0.375 \cdot S^p) + 0.265 \cdot H^p - 0.0333 \cdot O^p = 0.0889 \times (43.21 + 0.375 \cdot 1.04) + 0.265 \cdot 3.6 - 0.0333 \cdot 5.24 = 4.6555, \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Таблица 3

Объемы и масса продуктов сгорания, объемные доли трехатомных газов и водяных паров, концентрация золы

Наименование величины	Размерность	Расчетная формула	Значение
1	2	3	4
Теоретический объем азота, $V_{N_2}^0$	$\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$V_{N_2}^0 = 0,79 \cdot V^o + 0,8 \cdot \frac{N^p}{100}$	3.6876
Теоретический объем трехатомных газов, $V_{RO_2}^0$	$\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$V_{RO_2}^0 = 1,866 \cdot (C^p + 0,375 \cdot S^p) / 100$	0.8136
Теоретический объем водяных паров, $V_{H_2O}^0$	$\frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$	$V_{H_2O}^0 = 0,111 \cdot H^p + 0,0124 \cdot W^p + 0.0161 \cdot V^o$	0.6060

Объем водяных паров V_{H_2O} , при $\alpha = 1.2$	$\frac{M^3}{кг}$	$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161(\alpha - 1) \cdot V^0$	0.6210
Полный объем газов, V_{Γ}	$\frac{M^3}{кг}$	$V_{\Gamma} = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1) \cdot V^0$	6.0533
Объемные доли трёхатомных газов, r_{RO_2}	-	$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_{\Gamma}}$	0.1344
Объемная доля водяных паров, r_{H_2O}	-	$r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_{\Gamma}}$	0.1026
Масса дымовых газов, G_{Γ}	$\frac{кг}{кг}$	$G_{\Gamma} = 1 - \frac{A^p}{100} + 1.306 \cdot \alpha \cdot V^0$	7.9821
Концентрация золы в дымовых газах, $\mu_{зл}$	$\frac{кг}{кг} \times 10^{-2}$	$\mu_{зл} = A^p \cdot a_{yH} / (100 \cdot G_{\Gamma})^{*1)}$	0.0374

*1) – $a_{yH} = 0.95$ - доля золы топлива, уносимой газами, находится по таблице XVIII [66].

4.2 Расчёт энтальпии воздуха и продуктов сгорания

Данные табл.3 используются для определения энтальпии продуктов сгорания в выходном сечении топочной камеры исследуемого котла по известной температуре газов или значения температуры дымовых газов по известной величине энтальпии продуктов сгорания.

Энтальпии теоретического объема воздуха, трехатомного газа, золы, теоретических объемов атомарного азота и водяных паров определяются по

формулам [67]:

$$\left. \begin{aligned} I^o_e &= V^o_e \cdot (C\mathcal{G})_e, \\ I_{RO_2} &= V_{RO_2} \cdot (C\mathcal{G})_{CO_2}, \\ I^o_{N_2} &= V^o_{N_2} \cdot (C\mathcal{G})_{N_2}, \\ I^o_{H_2O} &= V^o_{H_2O} \cdot (C\mathcal{G})_{H_2O}, \\ I_{зл} &= (C\mathcal{G})_{CO_2} \cdot \frac{A^p}{100} a_{зл}. \end{aligned} \right\}$$

Энтальпии 1 м³ влажного воздуха $(C\mathcal{G})_в$, углекислого газа $(C\mathcal{G})_{CO_2}$, азота $(C\mathcal{G})_{N_2}$, водяных паров $(C\mathcal{G})_{H_2O}$ и энтальпия 1 кг золы указаны в табл.4. Расчет энтальпий воздуха и газов проводится на весь возможный температурный диапазон продуктов горения в топочной камере. Результаты этих расчетов используются при проведении теплового расчета котла и некоторых специальных расчетов, которые описаны ниже.

Далее, в табл.5, рассчитаны энтальпии продуктов сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1.2$ за топочной камерой котла БКЗ-75 по формуле:

$$I_2 = I^o_2 + (\alpha - 1) \cdot I^o_e + I_{зл}.$$

Кроме того, определена разность энтальпий двух соседних по вертикали значений I при используемом коэффициенте избытка воздуха $-\Delta I$.

Исходя из методических указаний проведения теплового расчета парового котла [67–69] энтальпию золы можно не учитывать, если

$$(10^3 \cdot a_{\text{yn}} \cdot A^p) / Q_H^p \leq 6.$$

В нашем же случае используется высокозольный уголь, и приведенная величина равна: $(10^3 \cdot 0.95 \cdot 31.4) / 4433 = 6.73$, что больше 6. Поэтому, при определении энтальпии продуктов сгорания, энтальпию золы необходимо учитывать.

Таблица 4

Энтальпии воздуха и продуктов сгорания, кДж/м³

θ, °С	(СД) _{CO₂}	(СД) _{N₂}	(СД) _{H₂O}	(СД) _B	(СД) _{зл}	I _{RO₂}
1	2	3	4	5	6	7
100	171.7	130.1	150.5	132.7	80.8	139.7
200	360	261	304	267	169.1	292.9
300	563	394	463	403	264	458.06
400	776	529	626	542	360	631.35
500	999	667	795	685	458	812.79
600	1231	808	969	830	560	1001.5
700	1469	952	1149	979	662	1195.2
800	1712	1098	1334	1129	767	1392.9
900	1961	1247	1526	1283	875	1595.5
1000	2213	1398	1723	1438	984	1800.5
1100	2458	1551	1925	1595	1097	1999.8
1200	2717	1705	2132	1754	1206	2210.6
1300	2977	1853	2344	1914	1361	2422.1

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7
1400	3239	2009	2559	2076	1583	2635.3
1500	3503	2166	2779	2239	1759	2850
1600	3769	2324	3002	2403	1876	3066.5
1700	4036	2484	3229	2567	2064	3283.7
1800	4305	2644	3458	2732	2186	3502.5
1900	4574	2804	3690	2899	2387	3721.4
2000	4844	2965	3926	3066	2512	3941.1

Таблица 5
Энтальпии продуктов сгорания при коэффициенте избытка
воздуха $\alpha=1.2$

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I^\circ_{\text{N}_2}$	$I^\circ_{\text{H}_2\text{O}}$	I°_{r}	I°_{B}	$I^\circ_{\text{эл}}$	I	ΔI
1	2	3	4	5	6	7	8
100	479.76	91.203	710.65	617.78	24.103	858.31	880.32
200	962.46	184.22	1439.6	1243	50.443	1738.6	906.9
300	1452.9	280.58	2191.5	1876.2	78.751	2645.5	927.96
400	1950.7	379.36	2961.5	2523.3	107.39	3573.5	955.12
500	2459.6	481.77	3754.2	3189	136.62	4528.6	979.59
600	2979.6	587.21	4568.3	3864.1	167.05	5508.2	1002.9
700	3510.6	696.29	5402.1	4557.7	197.47	6511.1	1019.2
800	4049	808.4	6250.3	5256.1	228.8	7530.3	1044
900	4598.4	924.76	7118.7	5973	261.01	8574.3	1058.1

Продолжение таблицы 5

1	2	3	4	5	6	7	8
1000	5155.3	1044.1	7999.9	6694.6	293.53	9632.3	1065.8
1100	5719.5	1166.6	8885.8	7425.5	327.24	10698	1084.6
1200	6287.4	1292	9789.9	8165.7	359.75	11783	1081
1300	6833.1	1420.5	10676	8910.6	405.99	12864	1135.8
1400	7408.4	1550.8	11594	9664.8	472.21	14000	1131.3
1500	7987.3	1684.1	12521	10424	524.71	15131	1121.8
1600	8570	1819.2	13456	11187	559.61	16253	1153.6
1700	9160	1956.8	14400	11951	615.69	17406	1137.7
1800	9750	2095.5	15348	12719	652.08	18544	1164.9
1900	10340	2236.1	16298	13496	712.04	19709	1149.2
2000	10934	2379.2	17254	14274	749.33	20858	-

4.3 Тепловой баланс топочной камеры парового котла

Тепловой баланс выполняется на основании полученных данных расчетов объемов и энтальпий воздуха и продуктов сгорания и составляется применительно к установившемуся тепловому состоянию парового котла при сжигании в нем 1 кг топлива.

Тепловой баланс котла позволяет получить КПД котла и устанавливает равенство между поступившим в котел количеством теплоты и суммой полезно использованного в котле количества теплоты и тепловых потерь.

Тепловое состояние котла называется установившимся, когда температуры в любом его элементе и обмуровке остаются постоянными и не меняются со временем, т.е.

когда масса всей котельной установки находится в состоянии теплового равновесия [68].

Каждый килограмм пылеугольного топлива вносит в топочную камеру количество тепла, определяемое теплотой его сгорания. Часть этого тепла полезно используется в котельной установке, в паровых котлах переходит в теплоту пара и обозначается – Q_1 . Полезно использованное тепло можно выразить в процентах от теплотворной способности пылеугольного топлива. В этом случае оно обозначается через q_1 :

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_n^p} \cdot 100\%.$$

Остальная часть тепла, вносимого в топочную камеру каждым килограммом топлива, представляет потери тепла, которые складываются из следующего:

- потерь с уходящими дымовыми газами, обозначаемых Q_2 или в процентах от Q_n^p – $q_2, \%$;
- потерь от химической неполноты сгорания – Q_3 или q_3 ;
- потерь от механической неполноты сгорания – Q_4 или q_4 ;
- потерь в окружающую среду – Q_5 или q_5 .

Таким образом, тепловой баланс топочной камеры при установившихся условиях представляется следующим уравнением:

$$Q_p^p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \text{ кДж/кг},$$

где Q_p^p – располагаемое тепло, выделяемого при сжигании пылеугольного топлива.

В относительных величинах выражение (26) записывается как:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5, \%$$

Тепло Q_p^P , выделяемое при сжигании пылеугольного топлива, определяем по формуле:

$$Q_p^P = Q_H^P + Q_{B.BH} + i_{TL} + Q_{CP} - Q_K,$$

где Q_H^P – теплота сгорания топлива; $Q_{B.BH}$ – тепло, вносимое воздухом, подогретым вне парового котла (учитывается только для высокосернистых мазутов), в нашем случае $Q_{B.BH} = 0$; i_{TL} – величина физического тепла топлива (учитывается только для жидкого топлива), в нашем случае $i_{TL} = 0$; Q_{CP} – тепло, вносимое в топку с паровым дутьём (учитывается только при сжигании горючих сланцев), в нашем случае $Q_{CP} = 0$; Q_K – расход топлива на разложение карбонатов (учитывается только при сжигании горючих сланцев), в нашем случае $Q_K = 0$.

Согласно [69], если при сжигании углей, торфа и газообразных топлив, выполняется условие $W^P \leq Q_H^P/100$, тогда $Q_p^P = Q_H^P$. В нашем случае это условие выполняется, т.к. $10.6 < 4433/100$, т.е. $10.6 < 44.33$. Следовательно,

$$Q_p^P = Q_H^P = 4433 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}, \text{ или } 18547 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \text{ (см. табл.1)}.$$

Определим потери тепла.

Потери тепла с уходящими дымовыми газами q_2 определяются соотношением:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_P^P} \cdot 100 = \frac{(I_{yx} - \alpha''_{yx} I_{XB}^0)}{Q_P^P} \cdot (100 - q_4),$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов, которая находится по табл.5 методом интерполяции по температуре уходящих газов, принимаемой, согласно [67], промежутку 100÷150 и равной, в нашем случае, 130°C; $\alpha''_{yx} = 1.28$ (см. табл.3); I_{XB}^0 – энтальпия воздуха при температуре 30°C (по табл.5); $q_4 = 13.7\%$ (см. табл. 1). Тогда:

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha''_{yx} I_{XB}^0)}{Q_P^P} \cdot (100 - q_4) = \frac{1180.0585 - 1.28 \cdot 185.334}{18547} \cdot (100 - 13.7) = 4.387\%.$$

Потери тепла с химическим недожогом q_3 , согласно расчетным характеристикам пылеугольных топочных камер с твердым шлакоудалением, приведенным в работе [69], принимаются равным 0.5, т.е. $q_3 = 0.5\%$.

Потери тепла в окружающую среду q_5 , находятся по паропроизводительности котельного агрегата из рисунка 8 [66]:

В нашем случае, паропроизводительность исследуемого котельного агрегата $D = 75$ т/ч, следовательно, из рисунка 8 имеем: $q_5 \approx 0.77\%$.

КПД исследуемого парового котла $\eta = 100 - \Sigma q$, %, где сумма тепловых потерь, $\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5$, %. В таблице 3, КПД котла БКЗ-75 определен согласно Инструкции по эксплуатации котельного агрегата и равен 80.88%. Сравним это значение с расчетным:

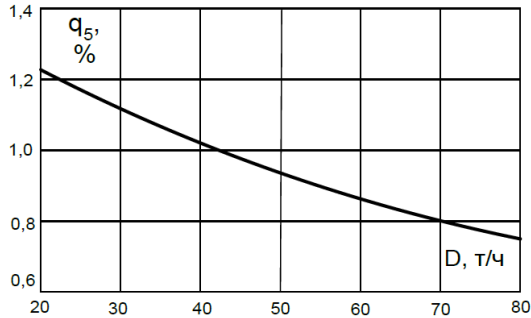


Рис. 8 Потери тепла q_5 от наружного охлаждения парового котла

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 = 4.387 + 0.5 + 13.7 + 0.77 = 19.357\%,$$

тогда

$$\eta = 100 - \Sigma q = 100 - 19.357 = 80.643\%;$$

Как видно из (30) разница между этими значениями составляет всего 0,2%, что говорит о применимости методики проводимой в настоящем разделе [67].

Используя значение величины q_5 и η , найдем коэффициент сохранения тепла по формуле:

$$\varphi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5} = 0.9905$$

4.4 Определение температуры газов на выходе из топочной камеры парового котла

Теплообмен в топке является наиболее сложным случаем передачи тепла в технике, поскольку он имеет место при одновременном горении топлива и в процессе непрерывного движения факела, имеющего сложную структуру и неизотермическое температурное поле. Горение, движе-

ние и теплообмен факела с экранами оказываются взаимозависящими процессами, а топочная камера имеет сложную конфигурацию [70].

Расчёт факельных однокамерных топок рекомендуется производить по методике ЦКТИ [66], предполагающей определение температуры газов на выходе из топки по формуле:

$$g_T'' = \frac{T_A}{M \left(\frac{4.9 \cdot \psi_{CP} \cdot F_{CT}^T \cdot a_T \cdot T_A^3}{10^8 \cdot \varphi \cdot B_P \cdot (Vc)_{CP}} \right)^{0.6} + 1} - 273.15; \text{ } ^\circ\text{C},$$

где T_A – теоретическая (адиабатическая) температура горения, К; a_m – степень черноты топки; ψ_{CP} – средний коэффициент тепловой эффективности топки; F_{CT}^T – полная поверхность, ограждающая топочный объём (включая под и выходное окно), м²; φ – коэффициент сохранения тепла, учитывающий потери в окружающую среду; B_P – расчётный расход топлива, кг/с; $(Vc)_{CP}$ – средняя суммарная теплоёмкость продуктов сгорания 1 кг топлива в интервале температуры от v_T'' до $T_a - 273.15$, °С.

Полная поверхность, ограждающая топочный объём определяется суммой площадей всех экранов топочной камеры, указанных в таблице 1.

Реальные условия работы экрана с учётом загрязнения их отложениями шлака и золы оценивают коэффициентом тепловой эффективности экрана $\psi = x \cdot \xi$, где ξ – коэффициент, учитывающий снижение тепловосприятости вследствие загрязнения экранных труб, определяется по таблице [70], показанной на рисунке 9; x – угловой коэффициент экрана, определяется по номограмме [70],

представленной на рисунке 10, в зависимости от относительного шага труб и относительного расстояния от обмуровки, указанных в табл.1.

№ п/п	Тип экрана	Топливо	Коэф. $\xi = \frac{\Psi}{x}$
1	Открытые гладкотрубные экраны	Газовое	0,65
		Мазут	0,55
		Каменные и бурые угли	0,45
2	Ошпированные экраны, покрытые огнеупорной массой (например, под топки)	Все топлива	0,2

Рис. 9 Коэффициенты загрязнения экранов топочной камеры

В исследуемой задаче коэффициент загрязнения экранов – $\xi = 0.45$.

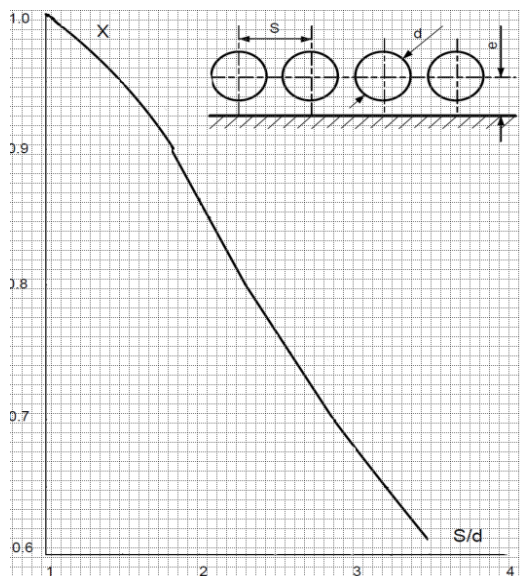


Рис. 10 Номограмма нахождения угловых коэффициентов экранов

В табл.6 представлены расчетные значения угловых коэффициентов, χ и коэффициентов тепловой эффективности топочных экранов, ψ .

Таблица 6

Определение углового коэффициента и коэффициента тепловой эффективности экранов топочной камеры

Наименование экрана		Угловой коэффициент экрана, χ	Коэффициент тепловой эффективности экрана, $\psi = \xi \cdot \chi$
1		2	3
Фронтый	Основная часть	0.99	0.445
	Холодная воронка	0.99	0.445
Боковой		0.97	0.441
Задний	Основная часть	0.99	0.445
	Холодная воронка	0.99	0.445
Выходное окно		1	0.45

Среднее значение коэффициента тепловой эффективности экранов топочной камеры определяется по формуле:

$$\psi_{CP} = \frac{2\psi^{\phi}(F_{\phi p} - F_{\phi p}^i) + \psi_{\delta 1}(F_{\delta 1} - F_{\delta 1}^i) + \psi_{\delta 2}(F_{\delta 2} - F_{\delta 2}^i) + \psi_{OK}F_{OK}}{F_{cm}} =$$

$$= \frac{2 \cdot 0.445 \cdot 90.675 + 0.441(92.4 - 0.74) + 0.441(110.55 - 0.74) + 1 \cdot 18.15}{437.43} = 0.4291,$$

где $F_{\phi p}^i$, $F_{\delta 1}^i$, $F_{\delta 2}^i$ - площадь участка, не закрытого экранами (площадь горелочных устройств).

Для нахождения адиабатной температуры, T_a в формуле (32), необходимо определить полезное тепловыделение в топочной камере, которое определяется соотношением:

$$Q_T = Q_P \cdot \frac{100 - q_3 - q_4}{100 - q_4} + Q_B,$$

где Q_P - располагаемое тепло в топочной камере, $Q_P = 18457 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$;

q_3 - химический недожог топлива в топочной камере, $q_3 = 0.5\%$;

q_4 - механический недожог топлива в топочной камере, $q_4 = 13.7\%$;

Q_B - количество тепла вносимого в топку с воздухом.

$$Q_B = Q_{ГВ} + Q_{ХВ} = (\alpha_T'' - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл}) I_{ГВ}^0 + (\Delta\alpha_T + \Delta\alpha_{пл}) I_{ХВ}^0,$$

где $Q_{ГВ}$ - тепло вносимое горячим воздухом ($t_{ГВ} = 290^\circ\text{C}$, $I_{ГВ}^0 = 1717.9504 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - определяется по табл.5); $Q_{ХВ}$ - тепло вносимое холодным воздухом ($t_{ХВ} = 30^\circ\text{C}$, $I_{ХВ}^0 = 175.128 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ - определяется по табл.5); $\Delta\alpha_{пл}$ - присос в пылеси-

стему, при использовании прямого вдувания с молотковыми мельницами, работающих под разряжением. Согласно [67-70] $-\Delta\alpha_{пл} = 0,04$.

Тогда количество тепла, вносимого в топку с воздухом, определится следующим образом:

$$Q_B = (1.2 - 0.1 - 0.04) \cdot 1717.9504 + (0.1 + 0.04) \cdot 175.128 = 1845.5453, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$Q_T = 18547 \cdot \frac{100 - 0.5 - 13.7}{100 - 13.7} + 1845.5453 = 20285.0888, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Расчет теплообмена в топке проводится по условной адиабатной (калориметрической) температуре горения. Такая температура соответствует условию, когда вся выделившаяся в топочной камере теплота (полезное тепловыделение, Q_T) воспринимается продуктами сгорания (при отсутствии теплоотдачи), т.е. она соответствует максимальной расчетной температуре газов, недостижимой в реальных условиях. Исходя из этого, адиабатная температура равна:

$$g_a = T_A - 273.15 = \frac{Q_T}{(\sum V_i c_i)},$$

где $V_i c_i$ – произведение объема на теплоемкость i -го компонента продуктов горения при температуре T_A , К.

Принимая энтальпию газов равной известному тепловыделению в топочной камере [70], определенному по формуле (33), можно интерполяцией по табл.5 найти соответствующее значение g_a , которое в нашем случае равно 1947 °С.

Параметр M , входящий в уравнение (33) характеризует температурное поле по высоте топочной камеры и определяется соотношением [69]:

$$M = A - B \cdot x_m,$$

где А и В – опытные коэффициенты, значения которых принимают: при камерном сжигании каменных и бурых углей А=0.59, В=0.5.

Относительное положение максимума температур факела в топочной камере – x_T находится по формуле:

$$x_m = x_2 + \Delta x,$$

здесь:

$x_T=0.2388$ – относительный уровень расположения горелочных устройств, представляющий собой отношение высоты расположения горелок к общей высоте топочной камеры;

Δx – поправка на отклонение максимума температур от уровня горелок. В исследуемой задаче, согласно работе [70], $\Delta x=0.10$.

Тогда:

$$x_T = 0.2388 + 0.1 = 0.3388,$$

а параметр М согласно уравнению (36) определится следующим образом:

$$M = A - B \cdot x_m = 0.59 - 0.5 \cdot 0.3388 = 0.4206.$$

При определении средней суммарной теплоёмкости продуктов сгорания в интервале температур от ϑ_T до T_a – 273.15°С в уравнении (32), ϑ_T ориентировочно принимается в зависимости от условия ошлакования поверхностей, расположенных на выходе из топочной камеры (фестон, пароперегреватель). Температура газов на выходе из топочной камеры не должна превышать температуру начала

деформации золы, приведенную в работе [70]. В нашем случае температура не должна быть выше 1100°C.

Исходя из вышесказанного, примем температуру на выходе из топочной камеры, равную 1000°C. Тогда, средняя суммарная теплоёмкость продуктов сгорания в интервале температур от ϑ_T'' до $T_a - 273.15$ определяется следующим соотношением:

$$(V_C)_{CP} = \frac{Q_T - I_T''}{g_A - g_T''} = \frac{20285.0888 - 9632.3}{1947 - 1000} = 11.249, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}^\circ\text{C}},$$

где $I_T'' = 9632.3 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ – энтальпия продуктов сгорания 1 кг топлива для принятой температуры газов (см. табл.5).

Степень черноты топочной камеры a_T , входящую в уравнение (32) определяется соотношением:

$$a_T = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi)\psi_{CP}},$$

где a_ϕ – эффективная степень черноты факела; ψ_{CP} – среднее значение коэффициента тепловой эффективности для топочной камеры, в нашем случае равный $\psi_{CP} = 0.4291$.

Основными излучающими компонентами при сжигании пылеугольного топлива в топочных камерах паровых котлов являются трехатомные газы (CO_2 и H_2O) и взвешенные в них частицы золы, сажи и кокса. В этом случае степень черноты факела определяется по формуле [70]:

$$a_\phi = 1 - e^{-KPS_T}.$$

Суммарный коэффициент ослабления лучей топочной средой, K определяется формулой:

$$K = K_{\Gamma} r_{\Pi} + K_{\text{зл}} \mu_{\text{зл}} + K_{\text{кокс}},$$

где K_{Γ} – коэффициент ослабления лучей газовой средой; $K_{\text{зл}}$ – коэффициент ослабления лучей, взвешенными в топочной среде частицами летучей золы; $K_{\text{кокс}}$ – коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса, принимается в зависимости от вида и способа сжигаемого топлива по табл.7 [69].

Таблица 7

Коэффициенты ослабления лучей коксовыми частицами

Вид топочной камеры	Топливо	$K_{\text{кокс}}, 1/(\text{м} \cdot \text{МПа})$
Камерная	С малым выходом летучих веществ, $V^{\Gamma} < 28\%$	1
	С большим выходом летучих веществ, $V^{\Gamma} > 28\%$	0.5
Слоевая	С малым выходом летучих веществ, $V^{\Gamma} < 28\%$	0.3
	С большим выходом летучих веществ, $V^{\Gamma} > 28\%$	0.15

Коэффициент ослабления лучей, взвешенными в топочной среде частицами летучей золы находится из уравнения:

$$K_{\text{зл}} \cdot \mu_{\text{зл}} = \frac{4.3 \cdot 10^4 \rho_m \mu_{\text{зл}}}{(T_{\Gamma} d_{\text{зл}})^{0.67}} = 2.1472 \Rightarrow K_{\text{зл}} = 57.41, \frac{1}{(\text{м} \cdot \text{МПа})}$$

Коэффициент ослабления лучей газовой средой определяется по состоянию газов на выходе из топочной камеры по формуле:

$$K_z r_n = \left(\frac{7.8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{10pr_n s_T}} - 1 \right) \left(1 - 0.37 \frac{T_T''}{1000} \right) r_n = 0.3372 \Rightarrow K_z = 1.42, \frac{1}{(\text{м} \cdot \text{МПа})},$$

где $r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O} = 0.237$; $s = 3.6 \frac{V_m}{F_{CT}} = 1.67 \cdot 3.6 = 6$

m – эффективная толщина излучающего слоя.

Суммарный коэффициент ослабления лучей топочной средой будет равен:

$$K = 0.3372 + 2.1472 + 1 = 3.4844, \frac{1}{(\text{м} \cdot \text{МПа})}.$$

Степень черноты факела топочной камеры равна

$$a_\phi = 1 - e^{-0.13 \cdot 3.4844 \cdot 6} = 0.88.$$

Степень черноты топочной камеры, с учетом значений всех коэффициентов, будет равна:

$$a_m = \frac{a_\phi}{a_\phi + (1 - a_\phi)\psi_{CP}} = \frac{0.88}{0.88 + (1 - 0.88) \cdot 0.4291} = 0.945.$$

Подставляя значения всех величин, входящих в уравнение (32), получим значение для температуры на выходе из топочной камеры:

$$\begin{aligned}
 g_T'' &= \frac{T_A}{M \left(\frac{4,9 \cdot \psi_{CP} \cdot F_{CT}^T \cdot a_T \cdot T_A^3}{10^8 \cdot \varphi \cdot B_p \cdot (Vc)_{CP}} \right)^{0,6} + 1} - 273,15 = \\
 &= \frac{1947 + 273,15}{0,4206 \left(\frac{5,67 \cdot 0,4291 \cdot 437,43 \cdot 0,945 \cdot (1947 + 273,15)^3}{10^{11} \cdot 0,9905 \cdot 3,469 \cdot 11,249} \right)^{0,6} + 1} - 273,15 = \\
 &= \frac{2220,15}{0,4206(2,8474)^{0,6} + 1} = \frac{2220,15}{1,7880} = 968^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

Таким образом, полученная по формуле (40), температура на выходе из топочной камеры составляет 968°C и отличается от принятой ранее ориентировочной температуры на 32°C . Согласно работам [66–70] отличие между этими температурами должно быть в пределах $0 \div 100^\circ\text{C}$. Если это условие выполняется, то полученную по формуле (40) температуру принимают за расчетную.

Найдем удельное тепловое напряжение сечения топочной камеры:

$$q_f = \frac{B_p Q_p^p}{f} = \frac{12490 \cdot 4433}{39,6} = 1390,18, \frac{\text{Мкал}}{\text{м}^2 \cdot \text{ч}},$$

где B_p – расход топлива на котел, кг/ч; Q_p^p – располагаемое тепловыделение топочной камеры; f – сечение топочной камеры.

Таблица 8

Максимально допустимое тепловое напряжение сечения топочной камеры по условиям ошлакования топочных экранов

Топливо	Тепловое напряжение, Мкал/(м ² ·ч)		
	Расположение горелочных устройств		
	Фронтальное	Встречное	Угловое
Шлакующие каменные угли	1500	2000	2000

По полученному значению удельного теплового напряжения сечения топочной камеры (41) можно заключить, что, согласно табл.8 [70], условие ошлакования экранов топочной камеры выполняется. Это говорит о правильности расчета вышеуказанных характеристик, поэтому расчет теплообмена при сжигании карагандинского угля марки КР200 в топочной камере котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ можно закончить.

5 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА В ТОПОЧНОЙ КАМЕРЕ БКЗ-75 ШАХТИНСКОЙ ТЭЦ

5.1 Основные уравнения, описывающие процессы тепломассопереноса при сжигании твердого топлива

При сгорании твердого топлива в пылевидном состоянии в топочной камере происходят турбулентные процессы переноса тепла, массы реагирующих компонентов и продуктов их взаимодействия. Такие процессы описываются уравнениями, основанными на законах сохранения массы и импульса. Для реагирующих потоков, в которых происходят процессы теплопередачи и химические реакции необходимо дополнительно решать уравнение сохранения энергии и добавлять уравнение сохранения компонентов смеси или уравнения сохранения для фракций смеси и их изменений. Турбулентность описывается транспортными уравнениями для турбулентных характеристик [49–50, 71–75].

Указанная система основных уравнений математической модели, используемой в настоящей диссертации для описания процессов турбулентного тепломассопереноса при сжигании твердого топлива в пылевидном состоянии (пылеугольный факел) выглядит следующим образом [49, 74]:

а) Уравнение сохранения массы, или уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} = - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i),$$

б) Закон сохранения импульса:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) = -\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij}) - \frac{\partial p}{\partial x_j} + \rho f_i,$$

здесь: f_i – объемные силы; τ_{ij} – тензор вязких напряжений.

Турбулентные течения характеризуются пульсациями скоростей, которые способствуют смешиванию транспортируемых характеристик, таких как импульс, энергия и концентрация компонент, и вызывают также колебания этих характеристик. Так как пульсации могут быть малых масштабов, но иметь высокую частоту, непосредственно в практических технических расчетах их вычисление является очень сложной задачей. Вместо этого мгновенные (точные) определяющие уравнения могут быть усреднены по времени, представлены в виде среднего по ансамблю, что приводит к модифицированным системам уравнений, которые в вычислительном отношении требуют меньше затрат для решения [74–75].

Однако модифицированные уравнения содержат дополнительные неизвестные переменные. Поэтому, для их определения необходимы дополнительные модели турбулентности.

Многие модели турбулентности, используемые в расчетной практике, основаны на концепции вихревой (турбулентной) вязкости. В отличие от молекулярной вязкости ν турбулентная вязкость ν_t определяется состоянием турбулентности и не связана со свойствами жидкости. Турбулентная вязкость может сильно изменяться от точки к точке пространства в зависимости от типа течения. Иногда при расчетах турбулентных течений ν_t принимается постоянной величиной. Однако столь грубое описание тур-

булентности допустимо в тех случаях, когда величина турбулентного переноса не имеет существенного значения или использование более сложных конструкций представляется неоправданным [75].

В данном учебном пособии для описания турбулентности используется стандартная к-ε модель турбулентности.

Стандартная к-ε модель турбулентности

Стандартная к-ε модель представляет собой простую двухпараметрическую модель турбулентности, в которой решаются два уравнения переноса, определяющие турбулентную скорость и масштаб длины. Устойчивость, экономичность и разумная точность для широкого диапазона турбулентных потоков делает её наиболее применимой в промышленных задачах. Постоянные коэффициенты для этой модели получены опытным путем и поэтому она является полуэмпирической.

В стандартной к-ε модели записывается основное уравнение переноса кинетической энергии турбулентности k :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}k)}{\partial t} = -\frac{\partial(\bar{\rho} \overline{u_j k})}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P - \bar{\rho} \cdot \varepsilon,$$

где P – производство кинетической энергии турбулентности, которое определяется следующим соотношением:

$$P = \left[\mu_{turb} \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot k \cdot \delta_{ij} \right] \cdot \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j};$$

и уравнение для диссипации турбулентной кинетической энергии ε :

$$\frac{\partial(\overline{\rho\varepsilon})}{\partial t} = -\frac{\partial(\overline{\rho u_j \varepsilon})}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon,1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot P - C_{\varepsilon,2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \cdot \overline{\rho},$$

здесь, $\overline{\rho\varepsilon}$ – преобразование кинетической энергии пульсационного движения во внутреннюю энергию (диссипация):

$$\overline{\rho\varepsilon} = \mu_{turb} \cdot \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \cdot \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)}.$$

В этих уравнениях используются соответствующие турбулентные числа Прандтля σ_k , σ_ε , которые являются эмпирическими константами для моделирования турбулентных процессов обмена энергии.

Турбулентная вязкость μ_t определяется уравнением Прандтля - Колмогорова:

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon},$$

где C_μ – эмпирическая константа.

Эмпирические константы к-ε модели турбулентности записываются как:

$$C_\mu = 0.09; \sigma_k = 1.00; \sigma_\varepsilon = 1.30; C_{1\varepsilon} = 1.44; C_{2\varepsilon} = 1.92.$$

Граничные условия для данной модели турбулентности определяются следующим образом:

$$k_{in} = 1.5(u_{i,in} Tu)^2 - \text{значение кинетической энергии}$$

турбулентности на входе. Здесь Tu – степень турбулентности и для технических приложений:

$$Tu = \left(\frac{u'}{u}\right)^2 = 0.05 \div 0.2;$$

значение скорости диссипации кинетической энергии на входе;

$$\left. \frac{\partial k}{\partial x_i} \right|_{normA} = 0, \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right|_{normA} = 0 - \text{производная, нормальная}$$

к плоскости выхода;

$$\varepsilon_i|_{rand} = 0 - \text{значение на стенках};$$

$$k_i|_{rand} = 0 - \text{значение на стенках}.$$

Следует отметить, что моделирование течений при наличии турбулентности, за основу которых берутся решения уравнений для турбулентных характеристик (кинетическая энергия турбулентности и ее диссипация), позволяет получить желаемую точность решения, исключив при этом нецелесообразные машинные затраты, связанные с его получением.

в) Уравнение энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) - \frac{\partial q_i^{\text{res}}}{\partial x_j} + \frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + S_q,$$

здесь: h – энтальпия; q_i^{res} – плотность потока энергии за счет молекулярного переноса тепла, S_q – источник энергии.

Источниковый член S_q учитывает:

–поток тепла за счет конвективного обмена между частицами и газовой фазой $-S_{h,p}$;

–теплоту сгорания, в которой учитывается наличие твердых частиц пылеугольного топлива в общем потоке аэросмеси $-S_{abr}$;

–теплоту за счет излучения $-S_{str}$, вклад которой, в зоне пламени, составляет порядка 90% и более в полный теплообмен [73–75].

Следовательно имеем:

$$S_h = S_{str} + S_{abr} + S_{h,p}$$

При горении пылеугольного топлива в топочных камерах промышленных котлов теплообмен посредством излучения, как было сказано выше, вносит максимальный вклад. В связи с этим, моделирование лучистого теплообмена при исследовании тепломассопереноса в топочных камерах является важным этапом при расчете теплообменных процессов с физико-химическими превращениями.

Для определения тепла посредством излучения использовалась модель Ф. Локвуда [77].

Известно, что при температуре выше абсолютного нуля все физические тела поглощают, отражают и излучают электромагнитные волны определенной частоты, обусловленной температурой и характеристиками вещества. При моделировании процессов сжигания энергетического топлива, которые происходят при температурах от 500К до

2000К, обмен тепла посредством излучения происходит в области видимого света и инфракрасной части спектра [74–76].

При моделировании теплообмена излучением выделяется область пространства, в котором происходят физико-химические превращения вещества, в результате чего происходит поглощение и испускание излучения в видимой и инфракрасной части спектра. Перенос тепла посредством излучения характеризует величина, называемая спектральной интенсивностью и определяемая следующим соотношением:

$$I_{\nu} = \lim_{\Delta A, \Delta \Omega \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta E_{\nu, \Theta}}{\Delta A \cdot \Delta \Omega \cdot \cos \Theta} \right),$$

где $\Delta E_{\nu, \Theta}$ – энергия излучения, испускаемая с частотой ν элементом площади ΔA в телесном угле $\Delta \Omega$. Направление определяется косинусом угла Θ .

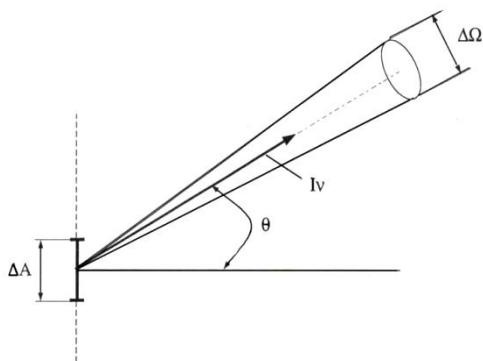


Рис. 11 Определение спектральной интенсивности излучения

Интенсивность излучения может ослабевать, в результате поглощения и рассеивания испускаемой средой, и усиливаться, вследствие поступления энергии излучения от внешних источников (окружающая среда). Рассеивание происходит одновременно как за счет отражения, так и в результате дифракции электромагнитных волн. Интенсивность пучка лучей может измениться в результате изменения направления части лучей.

В общем виде уравнение баланса энергии излучения имеет вид:

$$\frac{1}{c} \cdot \frac{\partial I_\nu}{\partial t} + \frac{\partial I_\nu}{\partial s} = - (K_{abs,\nu} + K_{sca,\nu}) \cdot I_\nu + K_{abs,\nu} \cdot I_\nu + \frac{K_{sca,\nu}}{4\pi} \times \\ \times \int_{4\pi} (P(\Omega_i \rightarrow \Omega) \cdot I_\nu(\Omega_i)) d\Omega_i,$$

здесь: I_ν – интенсивность лучей, меняющаяся в единицу времени, через единицу площади; $K_{abs,\nu}$ и $K_{sca,\nu}$ – оптические коэффициенты поглощения и рассеивания.

Интегральное выражение $\int_{4\pi} (P(\Omega_i \rightarrow \Omega) \cdot I_\nu(\Omega_i)) d\Omega_i$ – описывает увеличение интенсивности вдоль элемента ds за счет притока энергии излучения со всех направлений телесного угла $d\Omega$.

В уравнении баланса энергии излучения предполагается, что наступило термодинамическое равновесие. Согласно закону Кирхгоффа, для такого состояния, коэффициенты поглощения и излучения соответственно равны:

$$K_{abs} = \int_0^\infty K_{abs,\nu} d\nu;$$

$$K_{sca} = \int_0^{\infty} K_{sca,\nu} d\nu.$$

Кроме того, предположим, что участвующие в теплообмене излучением поверхности и объемы, излучают как серое тело. Тогда, согласно закону Планка для интенсивности черного излучения, получим:

$$I_b = \int_0^{\infty} I_{b,\nu} d\nu = \frac{\sigma}{\pi} \cdot T^4,$$

где $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ – постоянная Стефана-Больцмана.

В результате введенных предположений уравнение, описывающее поток лучистой энергии записывается следующим образом:

$$\frac{\partial I_V}{\partial s} = -\left(K_{abs} + K_{sca}\right) \cdot I_V + K_{abs} \cdot \frac{\sigma}{\pi} T^4 + \frac{K_{sca}}{4\pi} \times \\ \times \int_{4\pi} \left(P(\Omega_i \rightarrow \Omega) \cdot I_V(\Omega_i)\right) d\Omega_i.$$

При современном развитии науки и техники, найти аналитическое решение полученного выражения для потока энергии за счет излучения не представляется возможным. Поэтому, для расчета лучистого потока энергии в топочных камерах необходимо использовать различные модели теплообмена посредством излучения.

При описании теплообмена посредством излучения применялась шестипоточная модель в декартовых координатах, которую предложили выдающиеся ученые де Марко и Локвуд. Используемая модель учитывает распределение

потока лучистой энергии на определенных участках и аппроксимируется степенными рядами, а также сферическими функциями.

Распределение интенсивности аппроксимируется степенными рядами Тэйлора по телесному углу в различных направлениях:

$$I = A_i (\vec{n}_i \cdot \Omega) + B_i (\vec{n}_i \cdot \Omega)^2 + \dots$$

Коэффициенты A_i и B_i определяются как функции интенсивности излучения в положительном (I^+) и отрицательном (I^-) направлениях:

$$A_i = \frac{1}{2} \cdot (I_i^+ - I_i^-),$$

$$B_i = \frac{1}{2} \cdot (I_i^+ + I_i^-).$$

Уравнение потока лучистой энергии (49) интегрируется в зависимости от (50) – (52) по всем направлениям с постоянным углом Ω_i , равным 2π , в результате чего получим систему уравнений, состоящую из трех уравнений с шестью неизвестными:

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial(B_i \cdot b_{1,i})}{\partial x_1} \\ \frac{\partial(B_i \cdot b_{2,i})}{\partial x_2} \\ \frac{\partial(B_i \cdot b_{3,i})}{\partial x_3} \end{pmatrix} = -K_{abs} \cdot \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \\ A_3 \end{pmatrix}.$$

Проинтегрируем уравнение (49) по бесконечно малым углам в положительном и отрицательном направлениях координат. В результате получится:

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial A_1}{\partial x_1} \\ \frac{\partial A_2}{\partial x_2} \\ \frac{\partial A_3}{\partial x_3} \end{pmatrix} = -K_{abs} \cdot \begin{pmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \end{pmatrix} + K_{abs} \cdot \frac{\sigma}{\pi} \cdot \begin{pmatrix} T^4 \\ T^4 \\ T^4 \end{pmatrix}.$$

Для получения уравнений шестипоточной модели подставим соотношение (54) в уравнение (53):

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{1}{K_{abs}} \frac{\partial (B_i \cdot b_{i,j})}{\partial x_j} \right] = K_{abs} \cdot B_j - K_{abs} \cdot \frac{\sigma}{\pi} \cdot T^4,$$

где b_{ij} – матричный коэффициент, определяемый как:

$$b_{ij} = \frac{1}{2} \cdot \begin{pmatrix} 1 + x_i^{//2} & \frac{1 - x_i^{//2}}{2} & \frac{1 - x_i^{//2}}{2} \\ \frac{1 - x_i^{//2}}{2} & 1 + x_i^{//2} & \frac{1 - x_i^{//2}}{2} \\ \frac{1 - x_i^{//2}}{2} & \frac{1 - x_i^{//2}}{2} & 1 + x_i^{//2} \end{pmatrix},$$

$x_i^{//}$ – параметр, зависящий от интенсивности направляющего излучения:

$$x_i'' = \gamma_{Sca} \cdot \frac{B_i}{\sqrt{B_1^2 + B_2^2 + B_3^2}},$$

где γ_{Sca} – постоянная величина, определенная в работе [77], которая равна 0,1.

Источниковый член, описывающий теплоперенос излучением в уравнении баланса энергии (46) определяется интегрированием интенсивности по телесному углу $\Omega = 4\pi$. В результате чего получается соотношение:

$$S_{h,Sca} = \frac{4\pi}{3} \cdot K_{abs} (B_1 + B_2 + B_3) - 4 \cdot K_{abs} \cdot \sigma \cdot T^4.$$

Кроме того, в уравнении (46) учет твердых угольных частиц в общем потоке определяется как:

$$S_{h,p} = \sum_j \sum_l \dot{N}_{p,j} (d_{p,l}) \int_{\tau_i}^{\tau_0} \pi Nu \lambda (T_G - T_p) d\tau$$

Источник энергии химических реакций, образующейся в результате сжигания пылеугольного топлива в топочной камере, записывается следующим образом:

$$S_{abr} = \dot{M}_{koks} Hu_{koks} + \dot{M}_{Fl} Hu_{Fl}.$$

г) Закон сохранения для компоненты вещества:

Концентрации компонент смеси в элементе объема записываются через соответствующее балансовое соотношение, которое учитывает физико-химические процессы, оказывающие влияние на изменение концентрации данных веществ.

В элементе объема общая масса определяется суммой масс всех компонентов, участвующих в химической реакции горения угольной частицы:

$$m = \sum_n m_n$$

Уравнение, описывающее концентрации компонент смеси в общем виде записывается следующим образом:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho c_n) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i c_n) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{c_n,eff}} \frac{\partial c_n}{\partial x_i} \right] + S_{c_n},$$

где S_{c_n} – источниковый член, учитывающий вклад химических реакций в изменение концентрации компонентов.

Для многокомпонентных смесей источниковый член определяется соотношением:

$$S_{c_n} = \sum \omega_{n,r},$$

где $\omega_{n,r}$ – скорость химической реакции, которая записывается следующим образом [78]:

$$\omega_{n,r} = \frac{dc_{AB}}{dt} = k(T)c_A c_B.$$

Скорость реакции зависит от температуры и концентраций, участвующих в реакции веществ А и В (исходных, промежуточных, конечных продуктов). Константа скоро-

сти реакции $k(T)$ записывается в виде экспоненциальной зависимости от температуры в виде закона Аррениуса:

$$k(T) = k_0 e^{-E/RT},$$

здесь: k_0 – константа, в первом приближении не зависящая от температуры, E [ккал/моль] – энергия активации, $R=1.986$ [ккал/моль·К] – универсальная газовая постоянная.

При решении поставленной задачи используемая математическая модель должна включать в себя конкретные начальные и граничные условия для искомых функций, описывающих геометрию топочной камеры, обмен массой, импульсом и энергией. Для нашего случая имеем:

Начальные условия: $u = 0$, $v = 0$, $w = 0$, $P = 0$, при $t = 0$.

Граничные условия задаются на свободных поверхностях, которыми являются горелки, выход из топочной камеры котла, а также плоскость симметрии.

Для скорости задаются значения ее тангенциальной и нормальной составляющей и их градиента:

На входе: u_i – значения скоростей на входе.

На выходе: $\left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{no} = 0$, в плоскости симметрии:

$$u_i \Big|_{no} = 0, \quad \left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{no} = 0,$$

На твердой поверхности справедливы условия прилипания:

$$u_i|_{no} = 0, \left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{no} = 0, u_i|_{ta} = 0$$

Для напряжения трения на стенке используется следующее соотношение:

$$\tau_w = \frac{\rho C_\mu^{0.25} k_{WP}^{0.5} k}{\ln[EE_{y*}]} u_{i,WP}|_{ta}.$$

Соотношение (63) включает в себя параметры k-ε модели турбулентности, в котором: $k = 0.41$ – постоянная Кармана (определяется экспериментально), для гидравлических гладких стенок постоянная $EE_{y*} = 5.5$.

Для энтальпии записываются следующие граничные условия:

На входе: $h = c_p T$, определяется через температуру потока на входе;

На выходе: $\left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{no} = 0$, в плоскости симметрии:

$$\left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{no} = 0, \left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{ta} = 0.$$

Граничные условия для температуры на стенке задаются, как правило, либо температурой стенки T_w либо тепловым потоком $q_w = \alpha(T_{WP} - T_w)$.

Граничные условия для концентрации компонент:

на входе: c_β – значение концентрации каждой компоненты,

$$\text{на выходе: } \left. \frac{\partial c_\beta}{\partial x_i} \right|_{\text{по}} = 0, \text{ на оси симметрии: } \left. \frac{\partial c_\beta}{\partial x_i} \right|_{\text{по}} = 0.$$

Расчет турбулентных течений с химическими реакциями опирается на знание и методы моделирования процессов турбулентного переноса и химическую кинетику. При определении источникового члена S_{c_n} в уравнении (60), описывающем концентрации компонент смеси, связанного со скоростью химической реакции $\dot{\omega}_\beta$, необходимо достаточно точно описать кинетику химических реакций, происходящих между топливом и окислителем в топочной камере котельной установки.

На скорость протекающих в топочном пространстве химических реакций значительное влияние оказывают локальное распределение реагирующих компонентов и температуры. При оценке влияния твердых веществ, использование которых в качестве топлив наиболее вероятно, важными характеристиками являются количество энергии, выделяемой в результате химических реакций, температура пламени, а также природа продуктов сгорания.

При моделировании процессов образования продуктов горения в пылеугольном факеле использовалось множество многоступенчатых реакций, которые можно моделировать с помощью закономерностей одноступенчатых реакций, а кинетические данные при этом определялись самым медленным этапом реакции.

Горение угля под действием кислорода воздуха проходит в несколько этапов (стадий): сушка, разогрев, выход

летучих (пиролиз), их горение и наконец, горение коксового остатка. Выход летучих сопровождается выделением легких газов, смол и образованием коксового остатка и зависит от сорта угля, размера угольных частиц и условий, при которых осуществляется пиролиз [1, 13, 15, 19].

Самой продолжительной по времени является стадия горения коксового остатка, которая составляет около 90% всего времени процесса горения угля. При этом выделяется основная часть теплоты. Горение коксового остатка представляет собой процесс окисления углерода до окиси углерода CO при высоких температурах и двуокиси углерода CO₂ при низких температурах процесса.

Скорость горения углерода определяются диффузией кислорода в поры твердой частицы и реакциями на ее поверхности [74]:

$$k_C = \frac{k_C^{(D)} k_C^{(chem)}}{k_C^{(D)} + k_C^{(chem)}}, \text{ здесь: } k_C^{(D)} = \frac{2v_c D M_c}{RT_m d_p},$$

где коэффициент диффузии $D = D_0(T_m/T_0)^{1.75}$, средняя температура $T_m = (T_r + T_u)/2$; $T_0 = 1600 \text{ K}$; $D_0 = 3.49 \times 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$.

С помощью закона Аррениуса запишем константу скорости химической реакции [78]:

$$k_C^{chem} = k_{0C} \exp(-E_C/RT_x),$$

где коэффициент $k_{0C} = 204 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot \text{bar}^n} \right]$, энергия активации $E_C = 79.4 [\text{kJ/mol}]$.

Уменьшить образование окиси углерода можно, повышая температуру, когда оксид углерода догорает с образо-

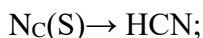
ванием двуокиси углерода. Однако повышение температуры в топочной камере приводит к увеличению концентрации оксидов азота NO_x (NO и NO_2), которые являются наиболее токсичными пылегазовыми выбросами, поскольку они вызывают загрязнение воздуха, окисление атмосферных осадков и истощение озонового слоя атмосферы.

Снижение концентрации оксидов азота на выходе из топочной камеры является очень важной задачей при организации и оптимизации процесса сжигания пылеугольного топлива на ТЭЦ. В состав оксидов азота NO_x , выбрасываемых топочными устройствами, входит в основном окись азота NO (более 90%), которая затем в атмосфере окисляется до диоксида азота NO_2 .

Концентрация NO_x увеличивается с ростом температуры газов и концентрации кислорода и не зависит от углеводородного состава топлива. Следует отметить, что токсичность NO_2 в 7 раз выше токсичности NO . Оксиды азота NO_x могут образоваться из молекулярного азота воздуха (термические оксиды) и из азотосодержащих компонент топлива (топливные оксиды).

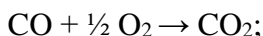
В данной работе использовалась кинетическая модель [74, 78–79], в которой учтены 12 глобальных химических реакций и стадии горения: пиролиз угля, гомогенное горение угля, образование термических и топливных соединений NH_3 . Эта модель включает в себя следующие химические реакции:

а) пиролиз летучего азота:

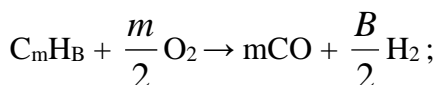


$$\frac{dN_C}{dt} = -k_3 N_C \frac{VM^b}{V_\infty}; \quad (65)$$

б) горение углеводов:

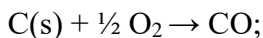


$$\frac{d|\text{CO}|}{dt} = -k_4 |\text{CO}| |\text{O}_2|^{1/2} |\text{H}_2\text{O}|^{1/2}, \quad (66)$$



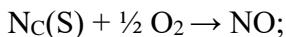
$$\frac{d|\text{C}_m\text{H}_B|}{dt} = \frac{-2}{m} k_5 \frac{p^2}{T^{1.5}} f_{\text{C}_m\text{H}_B} f_{\text{O}_2}; \quad (67)$$

в) горение коксового остатка:



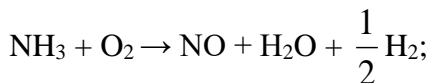
$$\frac{dW_C}{dt} = \frac{-k_s k_d}{k_s + k_d} p_{\text{O}_2} S_{\text{ext}}; \quad (68)$$

г) горение азота, содержащегося в коксе:

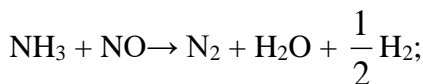


$$\frac{dN_C}{dt} = \frac{N_C}{W_C} \frac{dW_C}{dt}; \quad (69)$$

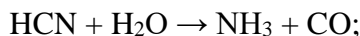
д) окисление азотосодержащих продуктов (аммиак, смолы):



$$\frac{d|\text{NH}_3|}{dt} = \frac{-k_6 y_{\text{NH}_3} y_{\text{O}_2}}{1 + k_{\text{den}} y_{\text{O}_2}} \frac{p}{RT}; \quad (70)$$



$$\frac{d|\text{NH}_3|}{dt} = -k_7 y_{\text{NH}_3} y_{\text{NO}} \frac{p}{RT}; \quad (71)$$



$$\frac{d|\text{HCN}|}{dt} = -k_9 y_{\text{HCN}} y_{\text{O}_2} \frac{p}{RT}. \quad (72)$$

Здесь: p_{O_2} – парциальное давление окружающего газа, S_{ext} – полная внешняя поверхность на единицу массы кок-

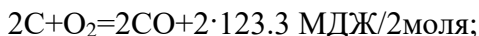
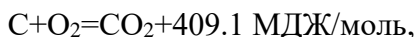
совой частицы, $k_d = \frac{24\psi D_{\text{O}_2}}{dRT_m}$ – коэффициент диффузии,

T_m – средняя температура в пограничном слое, ψ – механизм фактор, который при образовании CO_2 равен 1, а при образовании CO равен 2.

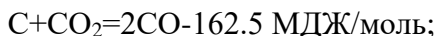
О химической и механической полноте сгорания можно судить по концентрационным полям продуктов химических реакций, происходящих в топочной камере между

топливом (уголь) и окислителем (кислород воздуха), которые в предлагаемой диссертационной работе осуществляются по следующей схеме [79;80]:

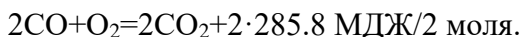
а) реакция химического взаимодействия углерода С и кислорода O_2 с одновременным образованием оксидов углерода (CO и CO_2):



б) реакция химического взаимодействия углерода и диоксида углерода с образованием окиси углерода CO :



в) реакция химического взаимодействия оксида углерода CO с кислородом O_2 :



Математическое описание физических и химических процессов основано на решении уравнений баланса (42)–(43), (46), (60), описанных выше. В общем виде все эти уравнения могут быть записаны в общем виде[74]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \Phi) + (\Gamma_{\Phi,eff} \frac{\partial \Phi}{\partial x_i}) + S_{\Phi}.$$

Каждый закон сохранения выражается соответствующим дифференциальным уравнением. Каждое уравнение записывается для конкретного физического параметра и учитывает баланс различных факторов, влияющих на изменение величины.

Изменение со временем обобщенной переменной Φ (для единицы массы) в элементе объема dV , в декартовых координатах $dx dy dz$ находится по формуле:

$$\frac{\partial \rho \Phi}{\partial \tau} dx dy dz.$$

Приток и истечение переменной Φ через границы элементарного объема $dx dy dz$ с массовой скоростью может быть записан следующим образом:

$\dot{J}_x dy dz$ – массовый поток через границу западной стороны;

$(\dot{J}_x + \frac{\partial \dot{J}_x}{\partial x} dx) dy dz$ – массовый поток через восточную границу;

$-\frac{\partial \dot{J}_x}{\partial x} dx dy dz$ – чистый массовый поток через боковые стороны в плоскости yz параллельно оси x , который проходит перпендикулярно к этой поверхности;

$-\left(\frac{\partial \dot{J}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{J}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{J}_z}{\partial z}\right) (dx dy dz) = -\text{div } \dot{\vec{J}} (dx dy dz)$ – для полного массового потока через весь контрольный объем;

$-\left(\frac{\partial \dot{J}_x \Phi}{\partial x} + \frac{\partial \dot{J}_y \Phi}{\partial y} + \frac{\partial \dot{J}_z \Phi}{\partial z}\right) (dx dy dz) = -\text{div } (\dot{\vec{J}} \Phi) (dx dy dz)$ – поток переменной Φ за счет конвективного переноса.

Диффузионный поток переменной Φ пропорционален градиенту Φ и рассчитывается следующим образом:

$$\vec{J}_d = -\Gamma_\Phi \left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} + \frac{\partial \Phi}{\partial y} + \frac{\partial \Phi}{\partial z} \right).$$

При численном решении системы уравнений переноса (73) вся расчетная область разделяется конечно - разностной сеткой на дискретные точки или объемы. Кроме того, непрерывное поле переменных заменяется дискретными значениями в узлах сетки, а производные заменяются их приближенными выражениями через разности значений функций в узлах сетки. В результате получается система нелинейных алгебраических уравнений, число которых равно количеству узлов сетки.

5.2 Аэродинамические характеристики топочной камеры БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ

При проведении вычислительных экспериментов, на начальном этапе необходимо построить геометрию исследуемого объекта, а также получить его конечно-разностную сетку (рис. 12). Кроме того, в используемом программном комплексе нужно создать исходные файлы, в которых содержатся физические и геометрические данные исследуемого процесса, а также начальные и граничные условия для моделирования процесса тепломассопереноса в турбулентных высокотемпературных потоках.

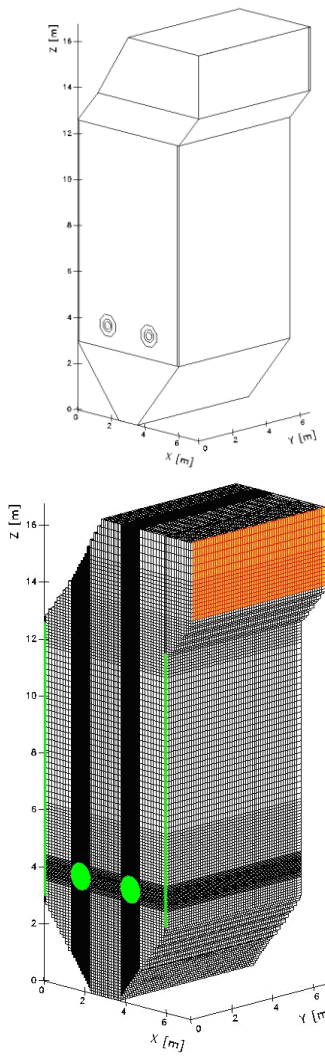


Рис. 12 Геометрия и конечно-разностная сетка топочной камеры котла БКЗ-75Шахтинской ТЭЦ

По результатам вычислительных экспериментов были построены распределения вектора полной скорости в поперечных сечениях следующих областей топочной камеры: верхняя область холодной воронки, которая в исследуемом котле располагается на высоте $z=3.0$ м (рис. 13, а); в сечении установки горелочных устройств $z=4.0$ м (рисунки 13, б), в сечении поворотной камеры котла $z = 12.6$ м (рис. 14, а) и на выходе из топочной камеры (рис. 14, б).

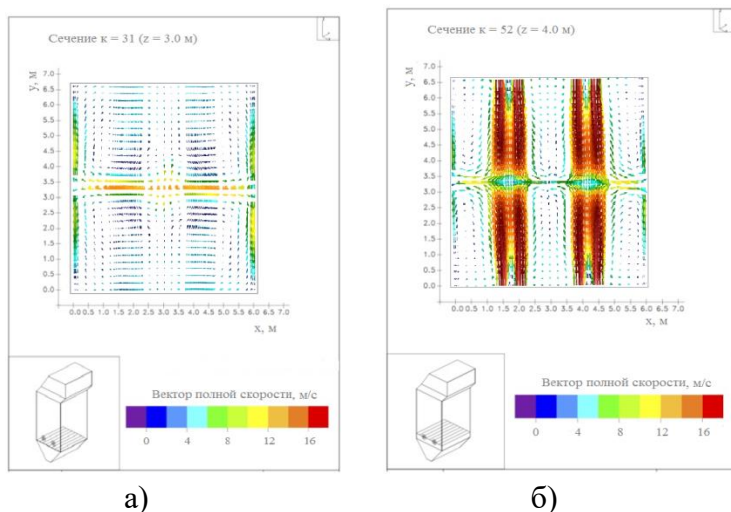


Рис. 13 Распределение вектора полной скорости в поперечных сечениях области:
 а) холодной воронки ($z = 3.0$ м); б) установки горелочных устройств ($z = 4.0$ м)

Вектор полной скорости складывается из квадратного корня от суммы квадратов всех его составляющих ($\vec{V} = \sqrt{U^2 + V^2 + W^2}$) и обозначен на приведенных ри-

сунках в виде стрелок различных цветов, по которым, с помощью цветной шкалы значений, можно определить его числовое значение.

Анализ рис. 13 показывает, что в области пояса горелочных устройств (рис. 13, б) потоки, направляющиеся из горелок, соударяются в центре топочной камеры, рассекаясь в шесть вихрей, образуя при этом возвратное течение, имеющее вихревой характер. Далее часть потока направляется в область холодной воронки, а часть к выходу из топочной камеры. В области холодной воронки мы наблюдаем четыре вихря в углах сечения топочной камеры (рис. 13 а), которые затем объединяются и распространяются, благодаря образующейся в топочной камере тяге к выходу.

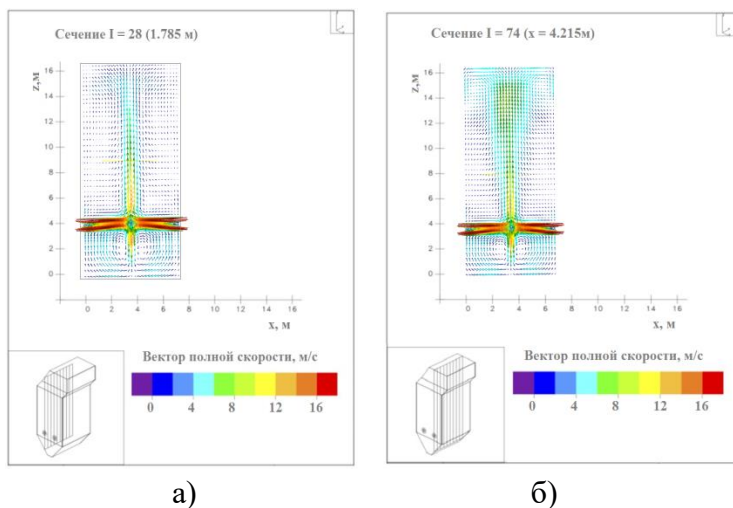


Рис.14 Распределение вектора полной скорости в продольном сечении установки горелочных устройств: а) первой пары; б) второй пары

Из рис. 14, 15 видно, что, при одинаковых скоростях истечения аэросмеси (угольная пыль + первичный воздух) из горелочных устройств, встречные потоки сталкиваются и, вследствие наличия присосов через подовое отверстие в нижней части топочной камеры, образуют в области холодной воронки два продольных вихря.

Образующиеся в этой области вихри создают условия равномерного обогрева стенок топочной камеры и решают проблему зашлакованности топочных экранов, что продлевает срок службы отдельных элементов котельной установки, а также увеличивает поверхность теплосъема.

По мере продвижения турбулентного потока к выходу из топочной камеры в поворотном сечении котла (рис. 15, а) вихревой характер течения ослабевает и на выходе из топочной камеры (рис. 15, б) наблюдается практически равномерный профиль скорости.

На рис. 16–17 показано распределение вектора полной скорости по высоте топочной камеры: трехмерное (рис. 16) и двумерное (рис. 17) представления.

Отображенная на рис. 13–17 аэродинамическая картина, полностью характеризует поведение пылеугольного потока и соответствует реально протекающим физическим процессам, происходящим в топочной камере котла БКЗ-75, установленном на ТОО «Шахтинская ТЭЦ».

Наличие объемного завихренного течения в центральной области топочной камеры благоприятно сказывается на процессе горения пылеугольного топлива, поскольку, благодаря турбулентному характеру течения, происходит интенсивное перемешивание компонент топлива с окислителем, а значит, обеспечивается более полное выгорание угольной пыли, а это в свою очередь располагает к использованию более крупных фракций угольных частиц.

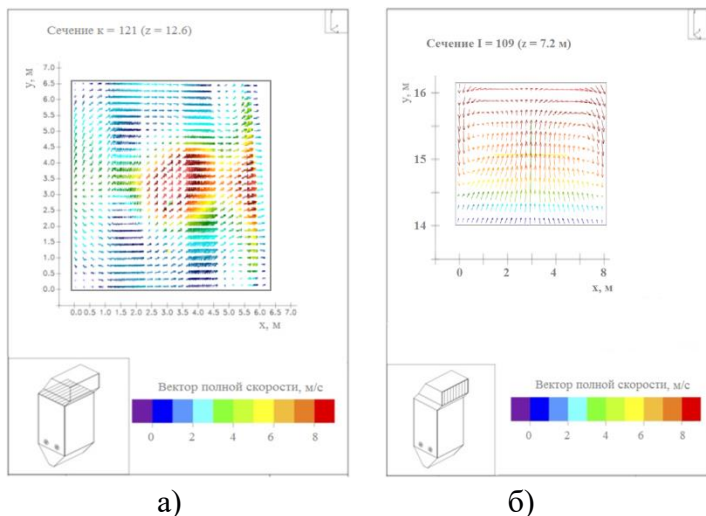


Рис. 15 Распределение вектора полной скорости в поперечных сечениях:
 а) поворотной камеры котла ($z = 12.6$ м); б) на выходе из топочной камеры ($z = 7.2$ м) котла БКЗ-75Шахтинской ТЭЦ

Использование крупных фракций частиц пылеугольного топлива уменьшает затраты на пылеприготовление угля и транспортировку его в топочную камеру, что экономически более эффективно. Кроме того, при такой организации топочных процессов (рис. 13–17) исчезает необходимость установки устройств по введению дополнительного воздуха в целях интенсификации горения угольных частиц, что, несомненно, привело бы к увеличению тепловых потерь и повышенному образованию вредных пылегазовых выбросов топочной камеры в атмосферу.

По мере продвижения потока аэросмеси и продуктов горения к выходу, скорость монотонно падает, за исключением области поворотной камеры котла, в которой мы наблюдаем некую пиковую область распределения вектора

полной скорости. Это связано с тем, что на высоте $z=12.6$ м геометрия топочной камеры меняется, и поток, вследствие этого, изменяет свое направление. В этой области поток вновь становится неустановившимся, образуется дополнительный вихрь (рис. 15, а) и поэтому скорость претерпевает незначительные изменения. Это отражает реальную аэродинамическую картину, происходящих в исследуемой конфигурации топочной камеры физико-химических процессов.

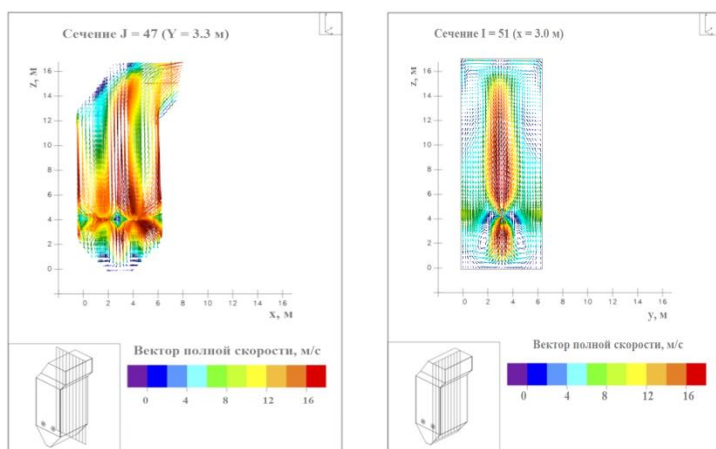


Рис. 16 Распределение вектора полной скорости в центре продольных сечений топочной камеры котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ

На рис. 17 указаны минимальные, максимальные и средние значения вектора полной скорости по высоте топочной камеры. На высоте четырех метров вектор полной скорости достигает своего максимального значения. Именно на этой высоте установлены горелочные устройства, через которые и происходит впрыск аэросмеси с максимальной скоростью, достигающей своего значения, равного 20 м/с.

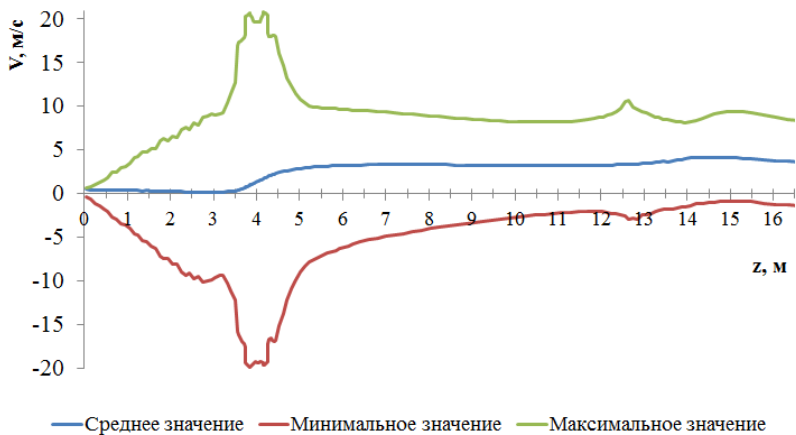


Рис. 17 Распределение вектора полной скорости по высоте топочной камеры котла БКЗ 75-39ФБ Шахтинской ТЭЦ

С физической точки зрения, значение скорости не может быть отрицательным, поэтому на приведенном рисунке отрицательные значения вектора полной скорости следует трактовать как истечение потока аэросмеси из противоположных горелок, где, согласно начальным физическим условиям потоки имеют одинаковые скорости, что и отражено на рис. 17.

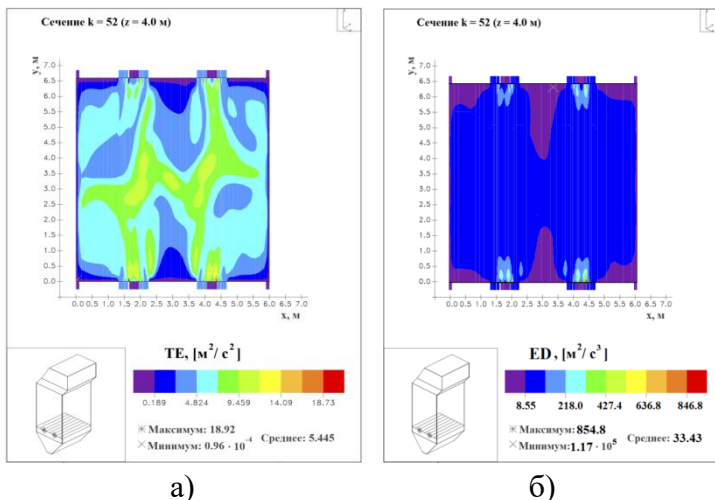


Рис. 18 Распределение турбулентных характеристик топочной камеры в сечении установки горелочных устройств ($z=4.0$ м):

а) кинетическая энергия турбулентности; б) энергия диссипации

Из представленных рисунков видно, что вихревой областью с наибольшими изменениями скоростей, их пульсаций и областью с наиболее интенсивно происходящими процессами физико-химических превращений пылеугольного топлива, является область установки горелочных устройств. В этой части топочной камеры реакции окисления топливных компонент идут с наибольшей скоростью, о чем свидетельствуют максимумы в распределении турбулентных характеристик процесса.

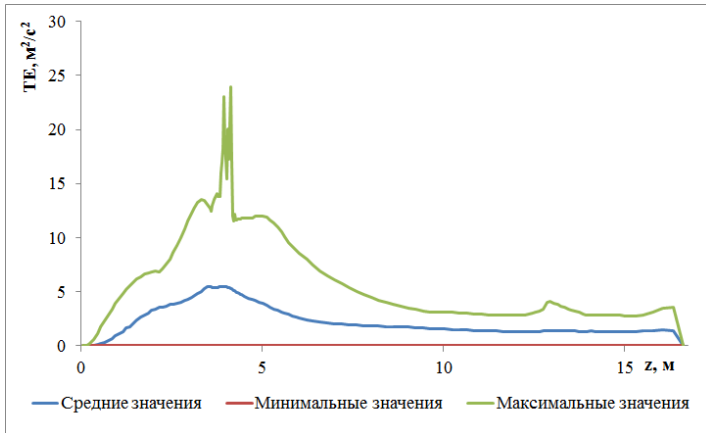


Рис. 19 Распределение кинетической энергии турбулентности по высоте топочной камеры

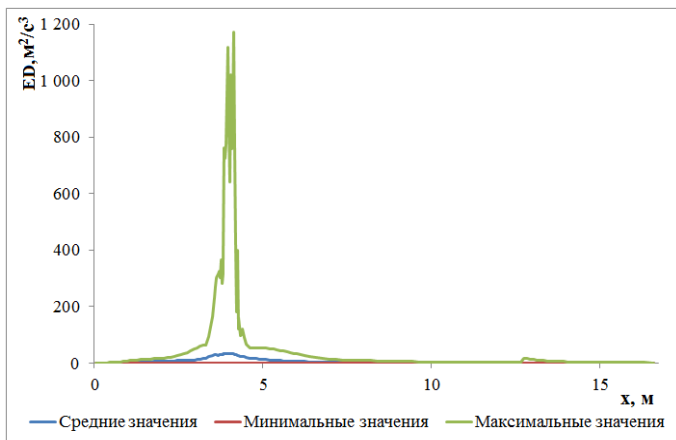


Рис. 20 Распределение энергии диссипации по высоте топочной камеры

Как видно из рис. 18–19 кинетическая энергия турбулентности, также как и энергия диссипации, достигают своих максимальных значений в области пояса горелочных

устройств на высоте 4 метров, поскольку эта область является зоной столкновения пылеугольных потоков, которая обусловлена нестационарным возмущением закрученного течения и в которой наблюдается резкий скачок турбулентных пульсаций.

Нестационарное возмущение вихревых потоков оказывает наибольшее влияние на длину факела, его излучательную способность, а также на интенсивность процессов теплопереноса при сжигании пылеугольного топлива в топочной камере. Описанное поведение вектора полной скорости согласуется и с распределением давления в камере сгорания.

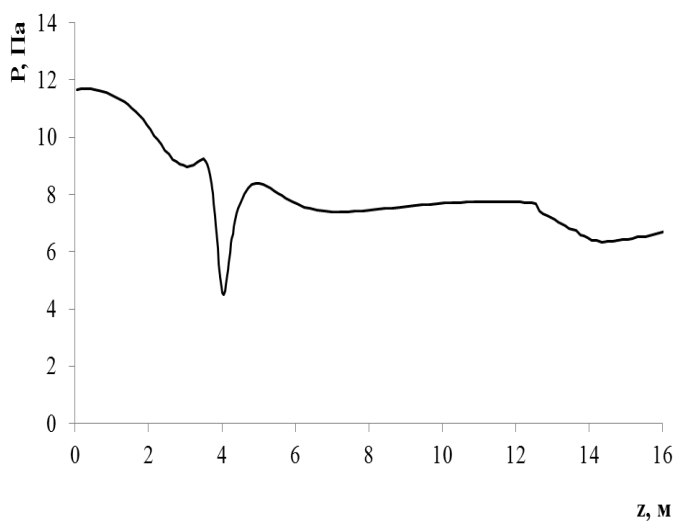


Рис. 21 Распределение давления по высоте топочной камеры

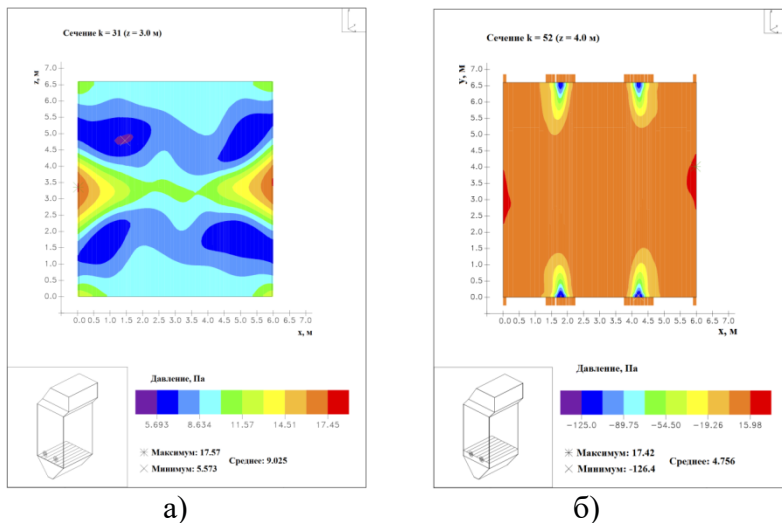


Рис. 22 Поля давлений в сечениях: а) холодной воронки ($z = 3.09$ м); б) установки горелочных устройств ($z = 4.0$ м)

На рис. 21–24 представлены трехмерные поля давлений в поперечных (рис. 22) сечениях топочной камеры, в продольных (рис. 23), а также распределение давления по ее высоте (рис. 21).

Анализ рис. 21–22 показывает, что давление по высоте топочной камеры падает. Кроме того, в области установки горелочных устройств наблюдается ярко выраженный минимум. Это объясняется тем, что в этой области происходит взаимодействие двух, встречно-направленных потоков пылеугольного топлива, которые проникая друг в друга, создают разрежение в топочной камере. Далее, давление продолжает убывать с высотой топочной камеры до участка поворотной камеры котла, где, вследствие изменения геометрии топочной камеры, происходит перераспределение воздушных потоков и на выходе из топочной камеры давление составляет 7 Паскалей.

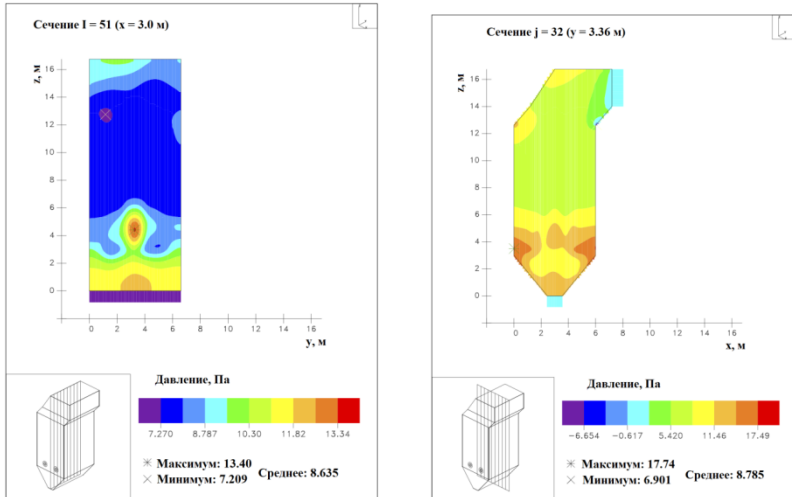


Рис. 23 Поля давлений в центре продольных сечений топочной камеры

На рис. 23 отчетливо видны области с максимальными и минимальными значениями давления. Аналогично с поведением давления на реальных котлах ТЭЦ, максимумы указанной величины наблюдаются в центре сечения горелок, а в области самих горелочных устройств наблюдаются минимальные значения. В этой области происходит подача топлива и окислителя, поэтому здесь наблюдаются как максимумы давления, так и его минимумы.

Истинное значение давления на выходе из камеры сгорания определяется соотношением: $P_{\text{ист}} = P + P_0$, где P_0 – атмосферное давление, равное 101.325 кПа.

В нашем случае истинное давление на выходе из топочной камеры составляет: $P_{\text{ист}} = P + P_0 = 7 + 101325 = 108.325$ кПа.

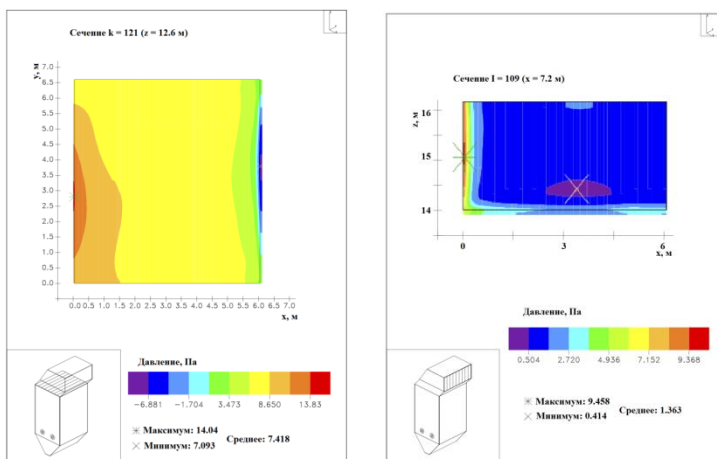


Рис. 24 Поля давлений в поперечных сечениях:

Полученные в ходе проведения вычислительного эксперимента аэродинамические характеристики отражают реальный технологический процесс, наблюдающийся в топочных камерах котлов, действующих ТЭЦ.

Приведенные результаты свидетельствуют о том, что в центральной области топочной камеры наблюдается резкое изменение аэродинамических характеристик (скорость, давление, кинетическая энергия турбулентных пульсаций и энергия диссипации) с образованием вихревого течения, которое ослабевает по мере продвижения пылеугольного потока и продуктов горения к выходу.

Наличие вихревого течения обуславливает стабильное горение угольной пыли и равномерное распределение тепловых потоков по стенкам топочной камеры. Кроме того вихревой характер течения увеличивает время пребывания угольных частиц в топке, что способствует более полному выгоранию и снижению механического недожога пылеугольного топлива в топочной камере.

Проведенные исследования свидетельствуют о сложности процессов тепломассопереноса, протекающих при го-

рении пылеугольного топлива в топочных камерах промышленных котельных установок. Анализ полученных результатов показывает, что такое подробное исследование аэродинамической картины, имеющей место в топочной камере котлов действующих ТЭС, можно получить, как это сделано в настоящей диссертации, только методами численного моделирования и путем проведения вычислительных экспериментов.

5.3 Исследование теплообмена и получение температурных полей в объеме топочной камеры котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ

Проведение исследования тепловых характеристик является важным этапом моделирования процессов тепло-массопереноса при сжигании пылеугольного топлива, которое позволяет определить температурные поля по всему объему топочной камеры и на выходе из нее. Кроме того, такие исследования позволяют найти распределения энергии, выделяющейся в результате химических реакций, и определить величину, характеризующую теплообмен посредством излучения.

На рис. 25–28 приведены профили температуры, характеризующие тепловое поведение пылеугольного потока в топочной камере. Видно, что значения температуры достигают своих максимальных значений в области, близкой к месту расположения горелочных устройств, поскольку здесь, посредством вихревого характера течения, наблюдается максимальный конвективный перенос и, как результат, увеличивается время пребывания угольных частиц, что приводит к росту температуры в указанной зоне. Именно в области пояса горелок, где взаимодействуют топливо и окислитель, наиболее интенсивно происходят химические реакции с максимальным выделением тепла.

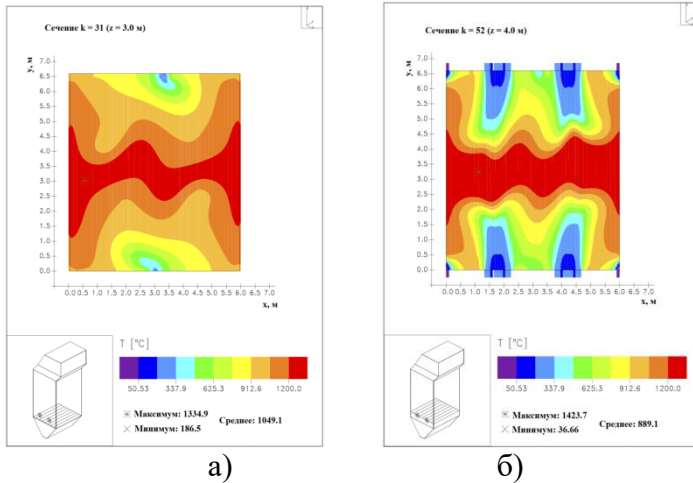


Рис. 25 Распределение температуры в сечениях:
 а) холодной воронки ($z = 3.09$ м);
 б) установки горелочных устройств ($z = 4.0$ м)

Анализ рис. 25 показывает, что четыре факела, исходящие из горелок, образуют в центре топочной камеры высокотемпературное ядро с температурой горения $\sim 1200^{\circ}\text{C}$. В первую очередь, это объясняется максимальным уровнем турбулентных пульсаций в данной области, что, как было описано выше, приводит к интенсификации процесса горения угольных частиц.

В местах, где наблюдается вихревое течение, температура гораздо выше, чем в остальной области (рис. 26–27). Это доказывает тот факт, что аэродинамическая картина течения оказывает существенное влияние на характер температурных полей в топочном пространстве котла.

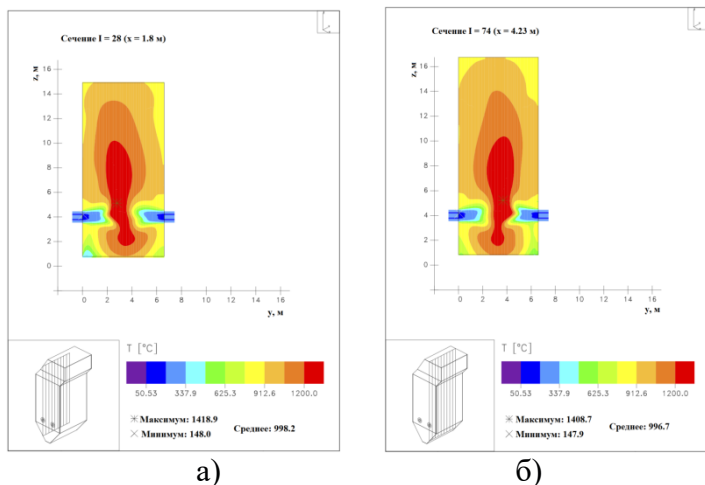


Рис. 26 Температурные поля в продольных сечениях горелок:
а) первой пары; б) второй пары

Из рис. 26 видно, что температурное поле имеет относительную симметрию, относительно оси топочной камеры. Характер распределения температуры в данных сечениях одинаков для каждой пары горелочных устройств как качественно (рис. 26а, б), так и количественно. Разница в минимальных, средних и максимальных значениях температуры составляет всего несколько градусов.

На рис. 26–27 показано, что турбулентный перенос вещества (аэросмеси) обуславливает распространение пылеугольного факела по всему объему топочной камеры - от холодной воронки до поворотной камеры котла, о чем свидетельствуют средние значения температуры в указанных сечениях, где она варьируется в пределах 1000°С. Такое поведение способствует равномерному обогреву стенок топочной камеры.

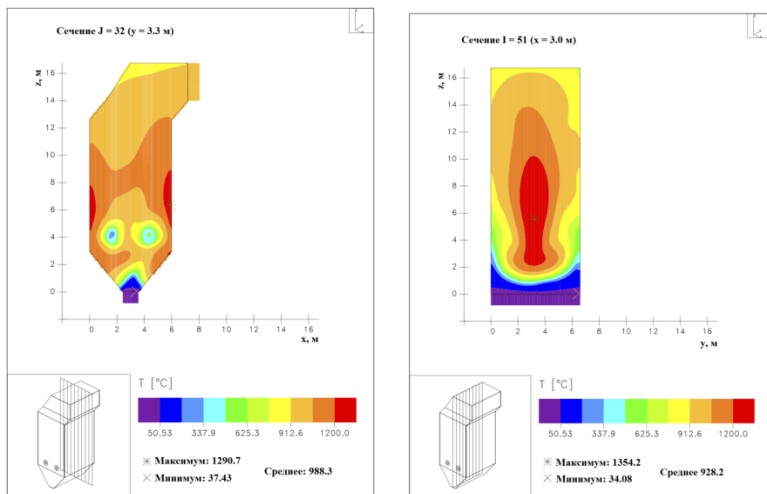


Рис. 27 Распределение температуры в центральных сечениях топочной камеры

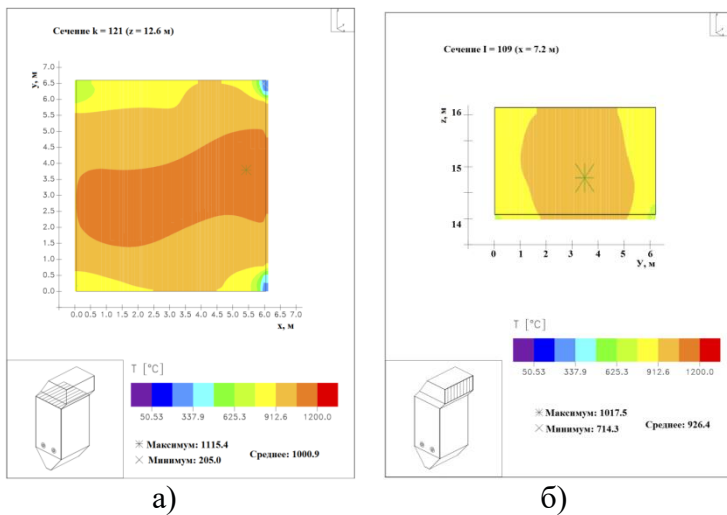
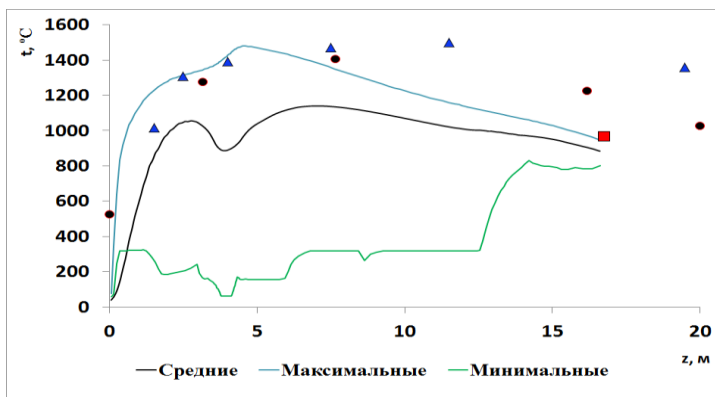


Рис. 28 Распределение температуры в поперечных сечениях: а) поворотной камеры котла; б) на выходе топочной камеры



Линии – вычислительный эксперимент; ■ - теоретическое значение, полученное в главе 4 по методу ЦКТИ, [62,66-67]; ▲, ● - эксперименты на ТЭЦ [1-2,46]

Рис. 29 Распределение температуры по высоте топочной камеры

Анализ рисунка показывает, что на высоте 4 метров наблюдается минимум в распределении температуры.

Это объясняется тем, что в этой области располагаются горелочные устройства, через которые поступает пылеугольное топливо и окислитель. Поскольку, горелки установлены на противоположных стенках и направлены навстречу друг к другу, то в центре топочной камеры, в зоне соприкосновения пылеугольных потоков, потоки, как было сказано ранее, рассекаются. Часть потока уходит в зону холодной воронки, образуя два продольных вихря на высоте 2.5 метров, а часть, посредством образующейся тяги, направляется к выходу. В результате чего, на высоте 2.5 и 6.5 метров наблюдаются максимальные значения в распределении температуры, а в самом сечении горелок, на высоте 4 метров наблюдается минимум.

Далее, по мере продвижения к выходу из топочной камеры химические процессы ослабевают (рис. 27), темпера-

тура падает и на выходе ее значение составляет $\sim 925^{\circ}\text{C}$ (рис. 28, б).

Температура на выходе из топочной камеры подтверждается ее теоретическим значением, рассчитанным в главе 4 настоящей диссертации по методике ЦКТИ, предложенной в работах [62,66–67]. Здесь же нанесены экспериментальные точки, полученные на ТЭЦ [1,2,46].

Сопоставляя эти значения, можно заключить: проведенный вычислительный эксперимент по определению температурного профиля в объеме топочной камеры, с достаточной точностью согласуется с полученной теоретическим методом температурой на выходе из топочной камеры. Наблюдается и количественное совпадение с экспериментальными данными, полученными для похожих котлов ТЭЦ [1–2,46]. Это позволяет судить о достоверности полученных результатов и применимости используемой физической, математической и численной модели к дальнейшему исследованию тепловых и концентрационных характеристик топочной камеры БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ.

5.4 Исследование характеристик теплообмена и концентрационных полей продуктов горения пылеугольного факела

Процессы теплопереноса, происходящие при физико-химических превращениях, характеризуются формированием и разложением продуктов реакции горения. Каждая химическая реакция, протекающая в топочной камере, сопровождается выделением или поглощением определенного количества энергии. Распределение энергии химических реакций, выделяемой при горении пылеугольного топлива в топочном пространстве, представлено в различных сечениях топочной камеры на рис. 30–34.

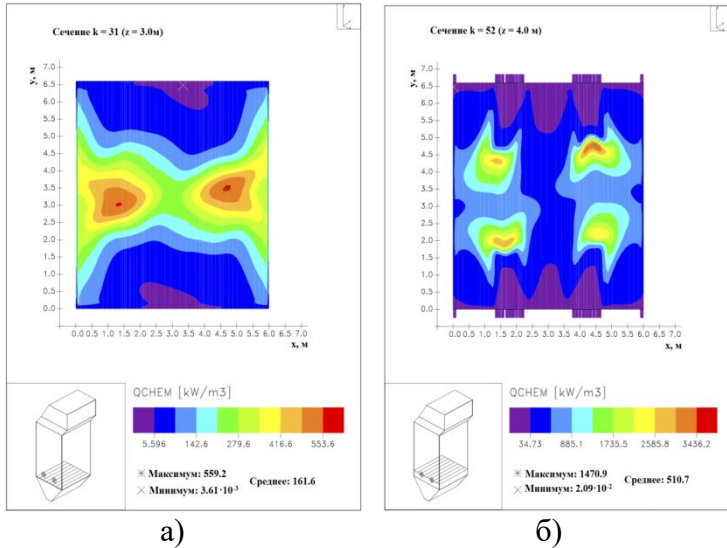


Рис. 30 Распределение энергии, выделяемой за счет химических реакций в сечениях: а) холодной воронки; б) горелочных устройств

Из анализа рис. 30–32, 34 видно, что химические реакции с наибольшим выделением тепла наблюдаются в области подачи топлива и окислителя, т.е. вблизи установки горелочных устройств. Именно в этой области смешение горючего вещества и кислорода воздуха достигает максимального уровня, благодаря интенсивному перемешиванию, посредством турбулентных пульсаций и вихревого характера течения. Это в свою очередь способствует увеличению скорости химической реакции окисления углерода с выделением максимального количества энергии ($Q_{\text{chem}}=3470 \text{ kW/m}^3$).

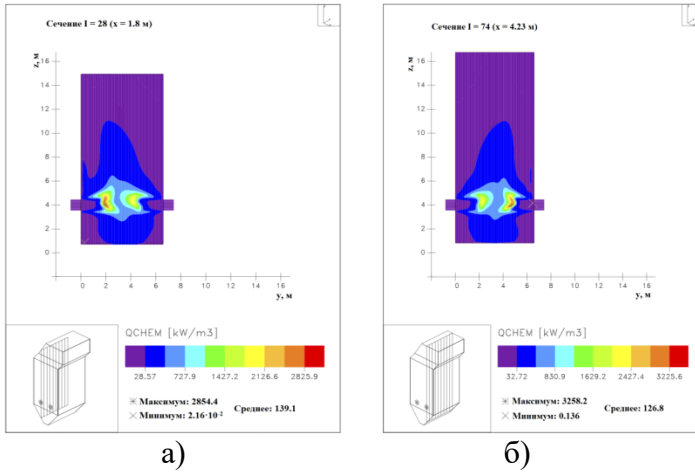


Рис. 31 Распределение энергии химических реакций горения в продольных сечениях топочной камеры вблизи горелок: а) первой пары; б) второй пары

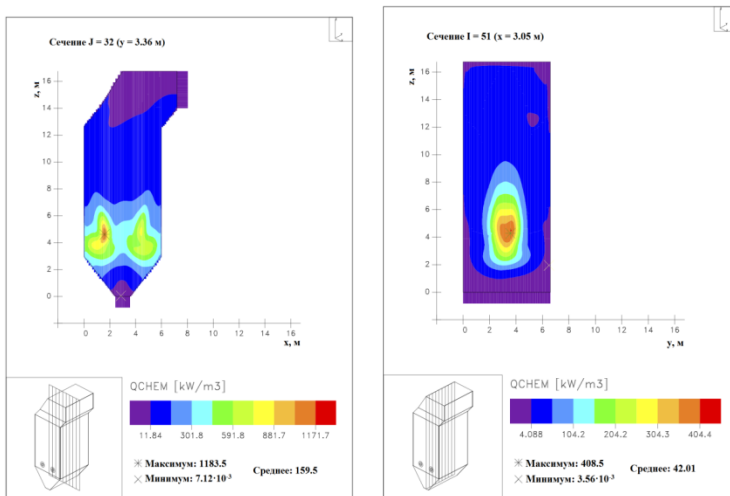


Рис. 32 Распределение энергии химических реакций в центральных продольных сечениях топочной камеры

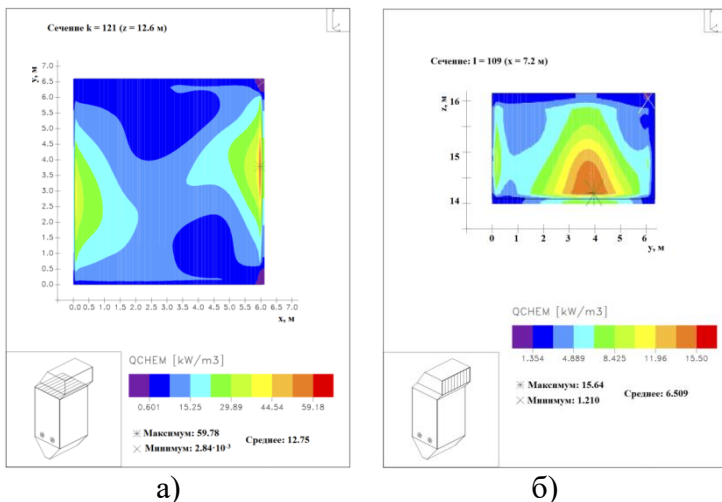


Рис. 33 Распределение энергии химических реакций в поперечных сечениях:

а) поворотной камеры котла; б) на выходе топочной камеры

Анализ рис. 33, 34 показывает, что по мере продвижения пылеугольного потока к выходу, интенсивность протекания химических реакций ослабевает, и на выходе энергия химических реакций составляет всего 15.64 kW/m^3 , по сравнению с 3470 kW/m^3 в области пояса горелок. Это отражает реальную картину процессов теплообмена, происходящих при сжигании пылеугольного топлива в топочных камерах.

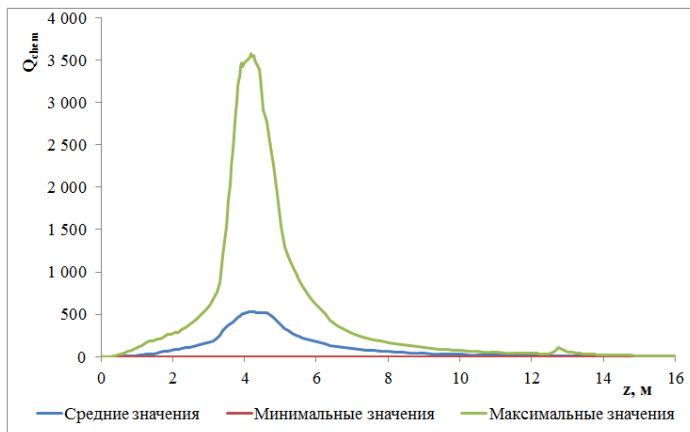


Рис. 34 Распределение энергии, выделяемой за счет химических реакций, по высоте топочной камеры котла БКЗ 75

Энергия, выделяемая вследствие химических реакций, напрямую зависит от содержания горючего углерода (рис. 35) и концентрации кислорода (рис. 36) в топочной камере котла.

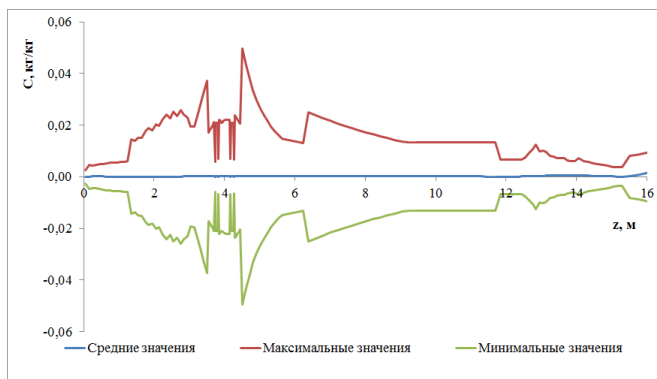
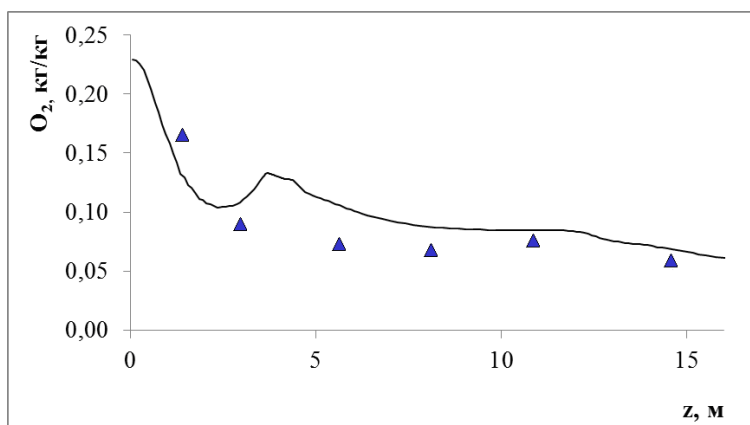


Рис. 35 Изменение концентрации углерода по высоте топочной камеры

Так, в областях, где концентрация углерода и кислорода воздуха максимальна, т.е. вблизи установки горелочных устройств, химические реакции горения угольной пыли должны проходить с наибольшей интенсивностью, т.е. энергия химических реакций в этой области максимальна, что и отражено на трехмерных (рис. 31,32) и двумерных ее распределениях (рис. 34).



Линия – вычислительный эксперимент; ▲ - эксперимент на ТЭЦ [1-2,46]

Рис. 36 Распределение концентрации кислорода O_2 по высоте топочной камеры

Горение энергетического топлива сопровождается образованием вредных для окружающей среды пылегазовых выбросов, количество которых в каждом конкретном случае зависит от технологии и режимов сжигания угольной пыли, а также от ее состава. К наиболее важным, поступающим в атмосферу при сжигании в топочных камерах пылеугольного топлива, загрязнителям относятся твердые частицы (зола, пыль, частицы сажи), а также газовые выбросы (оксиды азота, углерода, серы и др.).

Концентрации вредных пылегазовых выбросов в продуктах горения пылеугольного топлива энергоблоков большой мощности зачастую превышают предельно допустимые нормы в приземном слое. Поэтому их рассеивают с помощью дымовых труб достаточной высоты для конкретных условий, исходя из мощности источника и характера выбросов. Однако независимо от высоты труб, которые у мощных электростанций достигают 250÷320 м, решить задачу только с их помощью невозможно.

Для решения проблемы загрязнения атмосферы пылегазовыми выбросами, необходимо разрабатывать технологии экологически «чистого» сжигания энергетического топлива. В этой связи исследование концентрационных характеристик вредных веществ в продуктах горения является актуальной задачей.

На рис. 37–46 представлены результаты вычислительных экспериментов по исследованию массообмена и концентрационных характеристик вредных пылегазовых выбросов в топочной камере котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ.

Разработка и применение технологий сжигания топлив с ограничением эмиссии вредных веществ до уровня ПДК является основным направлением обеспечения экологических требований промышленных и энергетических установок, для которых это направление экономически наиболее

выгодно. При этом особое внимание уделяется выбросам азотосодержащих веществ, углекислого и угарного газов.

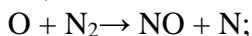
Из всех оксидов азота при анализе топочных устройств рассматривают в основном окись азота NO, которая образуется в большей степени при сжигании угля. При относительно низких температурах предпочтительно образование диоксида азота NO₂, но из-за малой скорости его образования и относительно малого времени прохождения дымовых газов по тракту котла, его содержание в сумме с окисью азота NO за топочной камерой не превышает 5÷10 процентов.

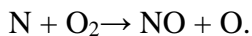
В то же время, в результате окисления NO в атмосфере, содержание NO₂ в этой сумме увеличивается до 60÷80 %. В связи с этим выбросы оксидов азота представляются как NO_x и определяются суммой NO и NO₂ в пересчете на NO₂.

Реальный выход оксидов азота в процессе горения органических топлив, определяется кинетическими факторами: конкретными цепочками реакций (механизмами), приводящими к получению искомого продукта и скорости реакций.

К настоящему времени в результате многих исследований [80–82] среди многочисленных цепочек возможных реакций общепризнаны три механизма образования оксидов азота: тепловое окисление азота воздуха; окисление азота воздуха с участием реакций пиролиза углеводородов (образование так называемых "быстрых" оксидов азота); окисление азота, содержащегося в топливе (топливные оксиды азота).

Тепловой механизм в основном его варианте, разработанный Я.Б. Зельдовичем, П.Я. Садовниковым и Д.А. Франк-Каменецким, определяется следующими цепными реакциями:





Для условий топочных камер паровых котлов при пренебрежимо малой скорости обратных реакций (при $T < 2100$ К) скорость образования NO по тепловому механизму определяется уравнением:

$$\frac{d\text{NO}}{dt} = 2.67 \cdot 10^{13} \exp\left(-\frac{13.5 \cdot 10^4}{RT}\right) \cdot \text{N}_2 \sqrt{\text{O}_2}.$$

На рис. 37–41 представлены распределения концентраций оксида азота (NO) в различных сечениях топочной камеры.

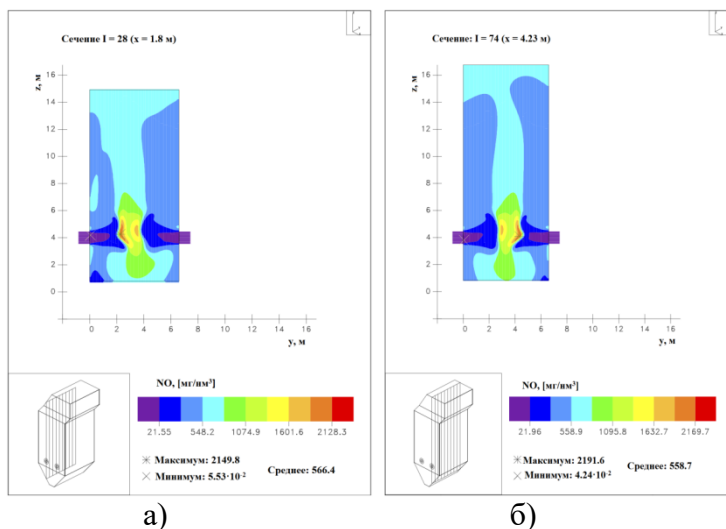


Рис. 37 Распределение концентрации NO в продольных сечениях горелок: а) первой пары; б) второй пары

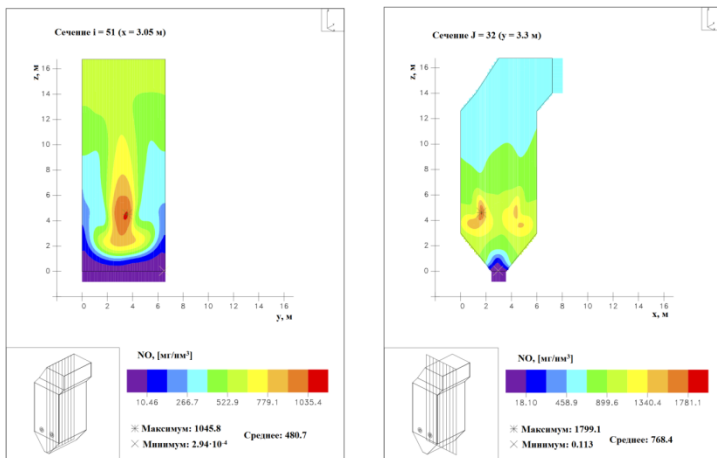


Рис. 38 Распределение концентрации NO в центральных продольных сечениях топочной камеры котла БКЗ-75

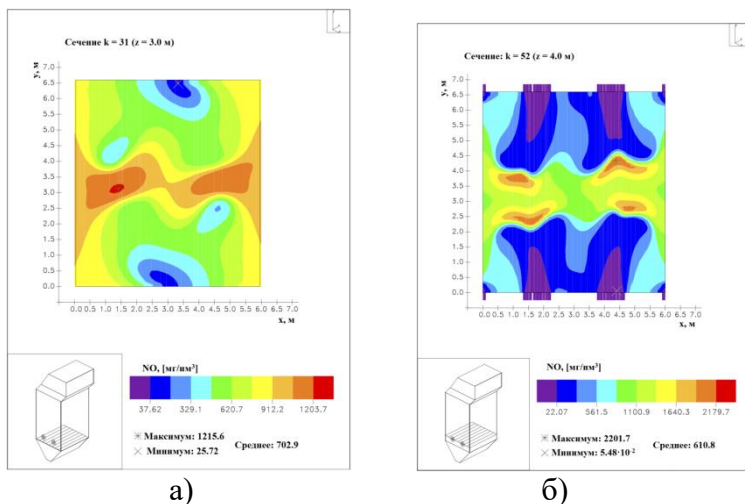


Рис. 39 Распределение концентрации NO в сечениях: а) холодной воронки; б) установки горелочных устройств

Анализ рис. 37–39 показывает, что зоной максимального образования оксида азота, NO, является область высоких температур и интенсивного вихревого течения. Для исследуемой топочной камеры такая область находится в зоне расположения горелочных устройств на высоте $z=4.0$ м. Интенсивное перемешивание топлива и окислителя, создаваемое турбулентными потоками впрыскиваемой аэро-смеси вблизи горелок, а также высокая температура в ядре факела ($\sim 1200^\circ\text{C}$), создают благоприятные условия для образования оксидов азота. В этой области концентрация NO достигает максимальных значений 2201 мг/нм^3 .

Максимальные значения концентраций окиси азота (NO) обусловлены наличием топлива, в котором содержание азота равно 1.21% и, подаваемого в зону горения, воздуха, с процентным содержанием в нем азота, равным 79%. Однако, в исследуемом случае горение угольной пыли происходит при температуре $< 1500^\circ\text{C}$, поэтому основным источником образования NO будет азот, содержащийся в топливе [83]. В таком случае образование окиси азота из азота топлива имеет особенности, связанные с присутствием твердому топливу физическими стадиями горения.

Одна часть азота топлива выделяется с летучими веществами и преобразуется в окись азота в процессе горения летучих, а другая часть остается в коксовых частицах и преобразуется в окись азота в процессе выгорания частиц коксового остатка. Соотношение оксидов азота, образующихся при горении летучих и коксового остатка, зависит от марки топлива, в частности от выхода летучих и энергии активации процесса их возгонки [82–84].

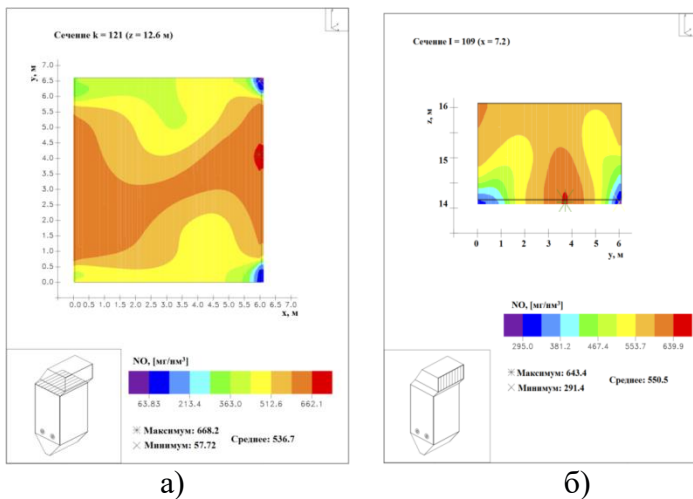
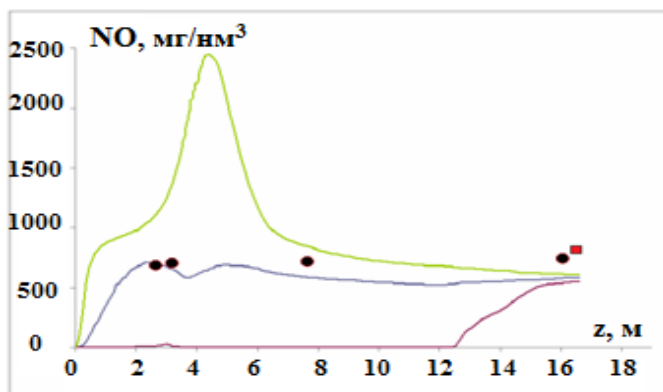


Рис. 40 Распределение концентрации NO в поперечных сечениях: а) поворотной камеры котла; б) на выходе из топочной камеры



Линии – вычислительный эксперимент; ●, ■ - эксперименты на ТЭЦ[1,85]

Рис. 41 Распределение концентрации NO по высоте топочной камеры

Как видно из рис. 40–41, по мере прохождения пылеугольного факела к выходу из топочной камеры, наблюдается равномерное снижение концентрации NO, поскольку эта область содержит в себе меньше кислорода и компонент топлива. Кроме того, снижается и температура по высоте топочной камеры, в результате чего уменьшается скорость образования оксида азота.

На выходе из топочной камеры среднее значение концентрации оксида азота NO составляет 550 мг/нм^3 , что соответствует нормам ПДК для топочных камер котлов тепловых электростанций, работающих на пылеугольном топливе [86–90] и не сильно отличается от концентрации NO, измеренной экспериментально на ТЭЦ [1,85].

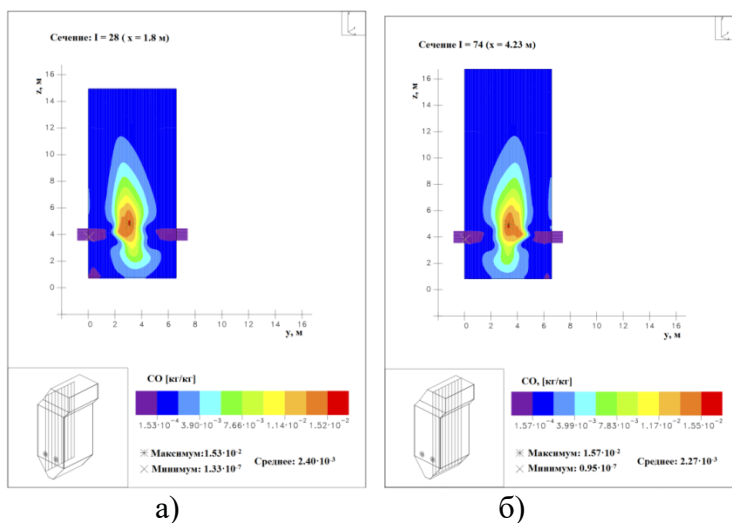
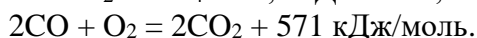
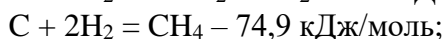
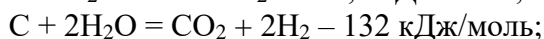
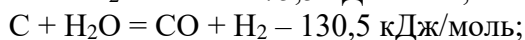
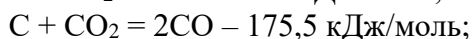
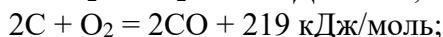
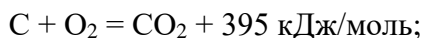


Рис. 42 Распределение концентрации CO в продольных сечениях горелок:
а) первой пары; б) второй пары

Основным итогом процесса горения углерода при высоких температурах является соединение кислорода с углеродом пылеугольного топлива, с образованием окиси углерода CO, либо углекислого газа CO₂.

При низких температурах в топочной камере реакция окисления углерода топлива происходит до образования двуокиси углерода CO₂. При высокотемпературном же горении углерода протекают следующие основные итоговые реакции на внешней поверхности частицы и на поверхности пор:



Особую значимость при горении пылеугольного топлива приобретает реакция окисления углерода до окиси углерода CO, поскольку в дальнейшем CO, вступая в реакцию с кислородом воздуха, «догорает» до CO₂, выделяя при этом максимальное значение энергии, равное 571 кДж/моль. Описанный характер химических реакций между углеродом топлива и кислородом окислителя с образованием оксидов углерода (CO и CO₂) отражен на рис.42–46.

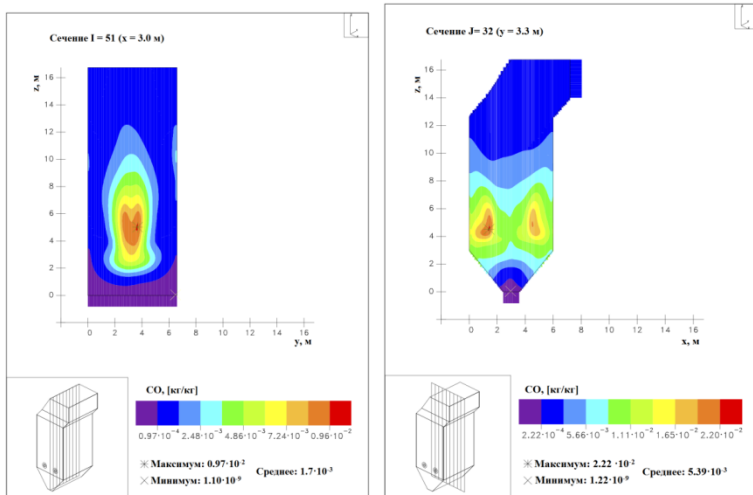


Рис. 43 – Распределение концентрации окиси углерода CO в центральных продольных сечениях топочной камеры

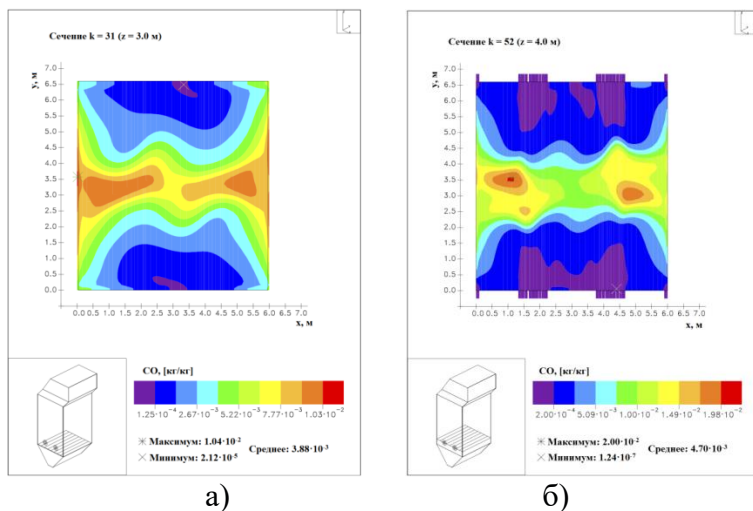


Рис. 44 Распределение концентрации окиси углерода CO в сечениях: а) холодной воронки; б) установки горелочных устройств

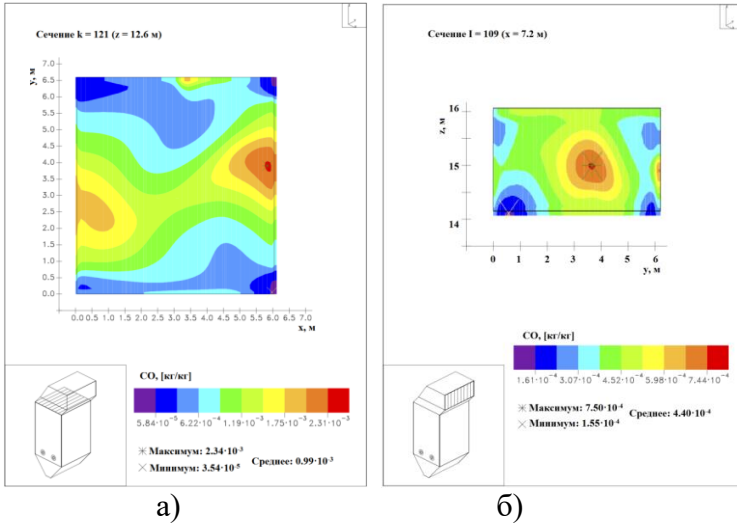


Рис. 45 Распределение концентрации окиси углерода CO в поперечных сечениях:
 а) поворотной камеры котла; б) на выходе из топочной камеры

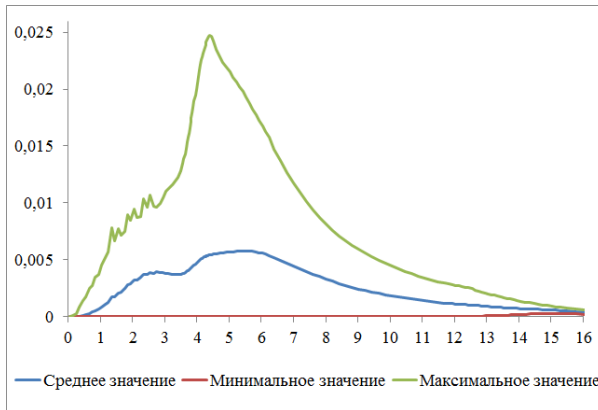


Рис. 46 Распределение концентрации окиси углерода CO по высоте камеры сгорания

Анализ рис. 42–46 показывает, что максимальные значения концентрация окиси углерода CO принимает в цен-

тральном сечении области расположения горелочных устройств, поскольку здесь наблюдается область высоких температур ($\sim 1200^{\circ}\text{C}$), имеется большая концентрация углерода топлива и кислорода окислителя. В результате, в области горелок концентрация CO принимает значение равное $4.7 \cdot 10^{-3}$ кг/кг. По мере продвижения к выходу из камеры сгорания концентрация CO падает [91-101], в виду того, что уменьшается концентрация углерода и кислорода, а благодаря химической реакции (13) CO , вступая в реакцию с кислородом окисляется и образует CO_2 , распределение которого представлено на рис. 47–50.

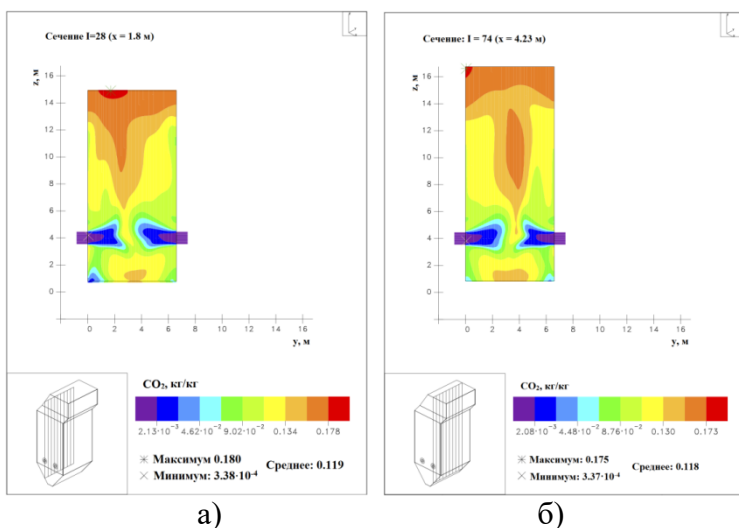


Рис. 47 Распределение концентрации углекислого газа CO_2 в продольных сечениях горелок: а) первой пары; б) второй пары

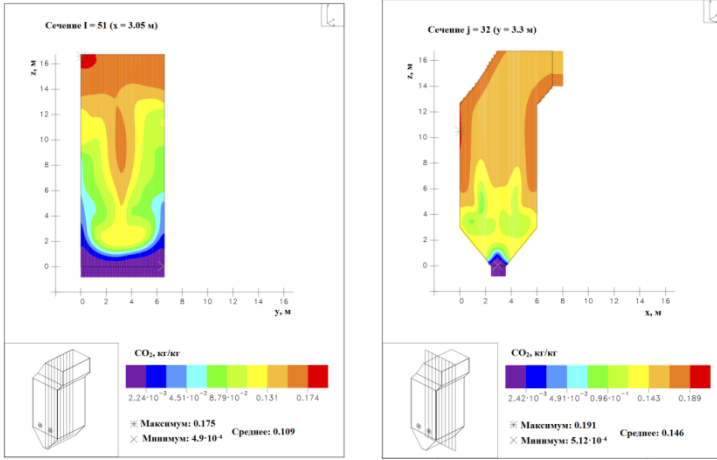


Рис. 48 Распределение концентрации углекислого газа CO₂ в центральных продольных сечениях топочной камеры

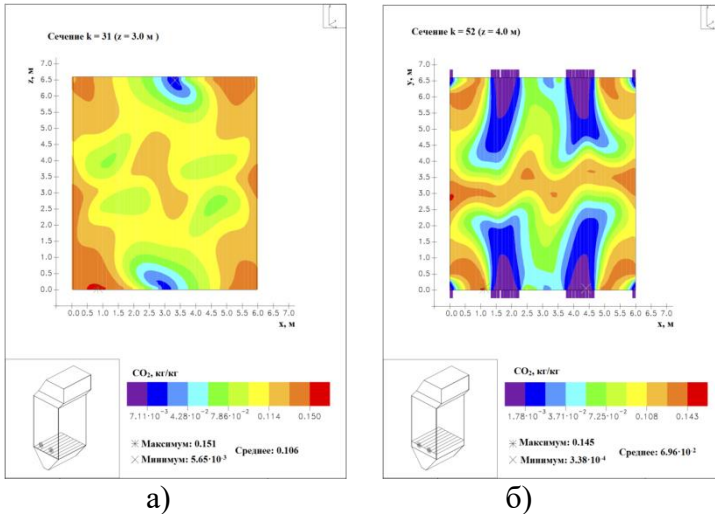


Рис. 49 Распределение концентрации углекислого газа CO₂ в сечениях: а) холодной воронки; б) установки горелочных устройств

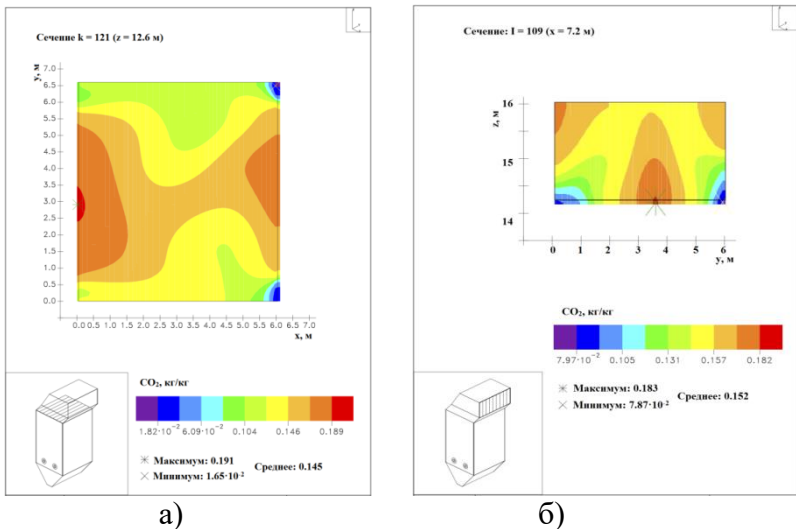
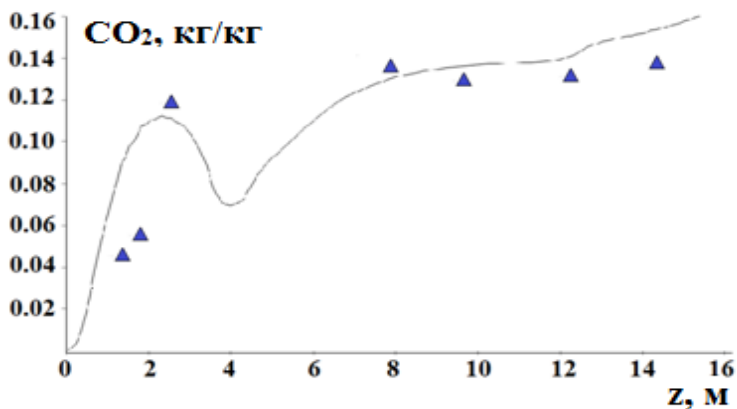


Рис. 50 Распределение концентрации углекислого газа CO₂ в поперечных сечениях:

а) поворотной камеры котла; б) на выходе из топочной камеры



Линии – вычислительный эксперимент; ▲ - эксперимент на ТЭЦ [1-2,46]

Рис. 51 Распределение концентрации углекислого газа CO₂ по высоте камеры сгорания

Анализ рис. 47–51 показывает, что характер распределения углекислого газа CO_2 полностью противоположен характеру распределения окиси CO . Видно, что в области пояса горелочных устройств на высоте 4 метра концентрация углекислого газа CO_2 минимальна (рис. 47–49) и составляет 0.07 кг/кг, тогда как концентрация CO в этой области максимальна (рис. 42–44). В отличие от распределения окиси CO , концентрация углекислого газа CO_2 по мере продвижения к выходу из топочной камеры растет и на выходе принимает максимальное значение равное 0.152 кг/кг (рис. 50) [102–106].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В монографии показаны результаты исследования физико-технологических процессов, происходящих в камерах сгорания реального энергетического объекта (котел БКЗ 75-39ФБ Шахтинской ТЭЦ) при сжигании в ней пылеугольного топлива.

По результатам исследований можно сформулировать следующие выводы:

1. Рассмотрены процессы тепломассопереноса при сжигании энергетического топлива в топочных камерах промышленных энергетических объектов с учетом основных стадий горения угля: выход летучих, горение коксового остатка, формирование и деструкция вредных пылегазовых выбросов.

2. На основе численного решения системы уравнений конвективного тепломассопереноса, с учетом кинетики химических реакций, двухфазности течения, нелинейных эффектов конвективного и радиационного теплообмена и методов трехмерного моделирования, выявлены аэродинамические, тепловые и концентрационные характеристики

по всему объему топочной камеры, в ее основных сечениях и на выходе из нее.

3. Разработана методика 3-D компьютерного моделирования для исследования процессов тепломассопереноса, происходящих при сжигании высокозольного карагандинского угля (КР-200) в топочной камере котла БКЗ 75-39ФБ Шахтинской ТЭЦ. Результаты обобщены в виде пакетов программ, физико-математических, химических и геометрических моделей, которые дают правильное и полное описание физико-технологических процессов формирования аэродинамики течения, теплообмена и концентрационных полей вредных веществ в топках реальных теплоэнергетических объектов.

4. Результаты проведенных вычислительных экспериментов позволяют сделать вывод о том, что в центральной области топочной камеры котла БКЗ 75-39ФБ Шахтинской ТЭЦ наблюдается резкое изменение аэродинамических характеристик (скорость, давление, кинетическая энергия турбулентных пульсаций и энергия диссипации) с образованием вихревого течения, которое ослабевает по мере продвижения пылеугольного потока и продуктов горения к выходу.

5. Показано, что температура достигает своих максимальных значений в области, близкой к месту расположения горелочных устройств. Четыре факела, исходящие из горелок, образуют в центре топочной камеры высокотемпературное ядро с температурой горения $\sim 1200^{\circ}\text{C}$. По мере приближения к выходу из топочной камеры температура монотонно убывает и на выходе ее значение составляет $\sim 925^{\circ}\text{C}$. В целях верификации полученных результатов проведен аналитический расчет тепловых характеристик процесса сжигания карагандинского угля марки КР200 в топочной камере котла БКЗ 75-39ФБ Шахтинской ТЭЦ, в результате которого получены тепловые потери котельной

установки, ее КПД и температура горения на выходе из топочной камеры. Рассчитанная аналитическая температура на выходе из топочной камеры отличается от температуры, полученной в ходе проведения вычислительного эксперимента, на 43°C. Сравнение с экспериментальными данными, полученными непосредственно на ТЭЦ, дает неплохое качественное совпадение.

6. Наибольшей интенсивностью химические реакции обладают в области подачи топлива и окислителя, поскольку здесь смесеобразование горючего вещества и кислорода воздуха достигает максимального уровня, благодаря интенсивному перемешиванию, посредством турбулентных пульсаций, что способствует увеличению скорости химической реакции окисления с выделением максимального количества энергии $Q_{\text{chem}}=3470 \text{ kW/m}^3$.

7. Установлено, что интенсивное перемешивание топлива и окислителя, создаваемое турбулентными потоками впрыскиваемой аэросмеси вблизи горелок, а также высокая температура ядра факела, создают благоприятные условия для образования оксидов азота. В этой области концентрация окиси азота NO достигает значения 2201 мг/нм^3 , а на выходе из топочной камеры ее среднее значение составляет 550 мг/нм^3 .

8. Показано, что процесс формирования окиси углерода CO интенсивно протекает в центральной части топочной камеры, в области ядра факела, поскольку в этой области происходят основные реакции химического реагирования компонентов топлива и окислителя. Максимальная концентрация CO в области горелок принимает значение, равное $4.7 \cdot 10^{-3} \text{ кг/кг}$, а на выходе из топочной камеры ее среднее значение составляет $4.40 \cdot 10^{-4} \text{ кг/кг}$.

9. Отмечено, что характер распределения концентрационных полей диоксида углерода CO₂ полностью противоположен характеру распределения окиси углерода CO. В

области пояса горелочных устройств на высоте четырех метров концентрация углекислого газа CO_2 минимальна и составляет 0.07 кг/кг, тогда как концентрация окиси CO в этой области принимает максимальные значения. Кроме того, в отличие от распределения окиси углерода CO , концентрация углекислого газа CO_2 по мере продвижения к выходу из топочной камеры растет и на выходе принимает максимальное значение равное 0.152 кг/кг.

10. Установлено, что значения концентраций вредных веществ (NO , CO , CO_2) на выходе из топочной камеры соответствуют нормам ПДК, принятых в теплоэнергетике, а их сравнение с экспериментальными данными, полученными непосредственно на ТЭЦ, дает неплохое качественное совпадение.

ЛИТЕРАТУРА

1 Алияров Б.К., Алиярова М.Б. Сжигание казахстанских углей на ТЭС и на крупных котельных: опыт и перспективы. - Алматы, 2011. - 306 с.

2 Алияров Б.К. Освоение сжигания экибастузского угля на тепловых электростанциях. - Алматы: Гылым, 1996. - 272 с.

3 Третьяков В.М. Лабораторное исследование динамики воспламенения и выгорания пылеугольной аэрозвеси. - Москва: Изд. ВТИ, 1947. - С. 29-31.

4 Третьяков В.М. Процесс выделения летучих при нагревании угольной пыли во взвешенном состоянии. - Москва: Изд. ВТИ, 1948. - № 6. - С. 18-19.

5 Третьяков В.М. Исследование условий воспламенения аэрозвеси ископаемых углей. - Москва: Изд. ВТИ, 1951. - № 8. - С. 11-13.

6 Третьяков В.М. Исследование горения пылеугольной аэрозвеси при повышенных давлениях // Теплоэнергетика. - 1955. - № 10. - С. 34-45.

7 Omory J., Orning A. Effect of Pressure on the Combustion of pulverized coal // Transaction of the ASME. - 1950. - № 5. - P. 591-599.

8 Кацнельсон Б.Д. Горение угольной пыли под давлением. - Москва: ЦКТИ, 1954, кн. 26. - С. 35-43.

9 Кацнельсон Б.Д., Мароне И.Я. О воспламенении и горении угольной пыли // Теплоэнергетика. - 1961. - № 1. - С. 30-35.

10 Кацнельсон Б.Д., Мароне И.Я. Влияние давления и концентрации кислорода на воспламенение и горение мелких угольных частиц // Теплоэнергетика. - 1964. - № 1. - С. 11-15.

11 Кацнельсон Б.Д. Исследование горения частиц и факела твердых топлив на лабораторных установках //

Третье Всесоюзное совещание по теории горения. - Москва: Изд. АН СССР, 1960. - С. 115-122.

12 Кацнельсон Б.Д., Мароне И.Я. Исследование воспламенения и горения мелких частиц твердого топлива // Горение твердого топлива: материалы III Всесоюзной конференции. - Новосибирск: Наука, 1969. - С. 203-212.

13 Бухман С.В. Исследование теплового режима и механизма горения угольных частиц // Третье Всесоюзное совещание по теории горения. - Москва: Изд. АН СССР, 1960. С. 12-15.

14 Кузнецов А.Н., Оренбах М.С. Влияние режима нагрева на выход летучих веществ из твердого топлива при высоких температурах.- В кн.: Процессы термического превращения каменных углей. - Новосибирск: Наука, 1968. - С. 71-78.

15 Предводителев А.С., Хитрин Л.Н., Цуханова А., Колдцев Х.П., Гроздовский М.К. Горение углерода. - Москва: Изд. АН СССР, 1949.- 400 с.

16 Головина Е.С. Высокотемпературное горение и газификация углерода. - Москва: Энергоатомиздат, 1983. - 173 с.

17 Кочережко А.Н. Рабочие процессы (горение и аэродинамика) циклонных топок с твердым золоудалением: автореферат ... канд. техн. наук.- Киев, 1963.- 30 с.

18 Бухман С.В., Вулис Л.А. О температуре, скорости и времени сгорания угольных пылинок //Труды Института энергетики АН Каз. ССР. -Алма-Ата: Изд. АН КазССР, 1958.- С. 61-76.

19 Резников А.Б., Басина П., Бухман С.В., Вдовенко М.И., Устименко Б.П. Горение натурального твердого топлива.- Алма-Ата: Наука, 1968.- 393 с.

20 Essenhigh R.H. Combustion //Journal of Engineering of Power. -1963. - P. 183-190.

21 Essenhigh R.H. Fuel // Journal of the Inst. of Fuel. - 1961, Vol. 34.- P. 239-244.

22 Shibaoka M. On investigation of the combustion processes of single coal particles // Journal of the Inst. of Fuel. - 1969. - № 42.-P. 59-66.

23 Carabogdan J. Combustion processes // Revue Romaine des sciences techniques. Ser. Electrotechnicul et Energetique. - 1965. - Vol. 10. - P. 361-376.

24 Горбис З.Р. Теплообмен и гидродинамика дисперсных сквозных потоков. - Москва: Энергия, 1970.- 397 с.

25 Chukhanow Z.F. Heat and Mass transfer between gas and granular material // Int. Journal Heat and Mass Transfer. - 1971. - Vol. 14. - P. 337-351.

26 Кнорре Г.Ф. и др. Теория топочных процессов. - Москва: Изд. Энергия, 1966.- 476 с.

27 Канторович Б.В. О движении угольной частицы при ее выгорании в потоке воздуха // Известия АН СССР. Отделение технических наук. - 1948. - № 7. - С. 1079-1084.

28 Маршак Ю.Л., Козлов С.Г. Исследование пристенной области топочных камер // Тезисы докладов III Всесоюзной конференции: Влияние минеральной части энергетических топлив на условия работы парогенераторов. - Таллинн: Изд. ТПИ, 1980. - С.116-124.

29 Митор В.В., Кузнецов Н.В. и др. Тепловой расчет котельных агрегатов: Нормативный метод. - Москва: Изд. Энергия, 1973.- 297 с.

30 Наджаров М.А. Высокофорсированные огневые процессы. - Москва: Энергия, 1967. - 294 с.

31 Витман Л.А., Кацнельсон Б.Д., Палеев И.И. Распыливание жидкости форсунками.- Москва: Госэнергоиздат, 1962. - 265 с.

32 Эпик И.П. Влияние минеральной части сланцев на условия работы котлоагрегата. - Таллинн: ЭГИ, 1961. - 249 с.

33 Отс А.А. Процессы в парогенераторах при сжигании сланцев и канско-ачинских углей. - Москва: Энергия, 1977. - 312 с.

34 Кузнецов Н.В. Рабочие процессы и вопросы усовершенствования конвективных поверхностей котельных агрегатов. - Москва: Госэнергоиздат, 1958. - 171 с.

35 Устименко Б.П. Аэродинамика и теплообмен топочных и горелочных устройств // Сборник научных трудов. - Москва, 1981. - 173 с.

36 Sydney H. Pulverized fuel firing for engineers concerned with land and marine boilers fired with pulverized fuel. Sir I. Pitman & sons ltd., 1932.- 193 p.

37 Singer S. Pulverized coal combustion // Noyes Publications. - 1984. - №8. -P. 184-190.

38 Smoot L.D. Pulverized Coal Diffusion Flames: A perspective through the modeling // Works of 18th Symposium on Combustion. - Oxford. - 1981. - P. 1185-1202.

39 Zinser W. Zur Entwicklung mathematischer Flammenmodelle für die Verbrennung technischer Brennstoffe // Fortschritt-Berichte VDI-Verlag. - 1984. - № 171. - P. 191-210.

40 Вулис Л.А., Кашкаров В.П. Теория струй вязкой жидкости. - Москва: Наука, 1965. – 431с.

41 Артюх Л.Ю., Ботвина Е.Г., Кашкаров В.П. О ламинарном диффузионном горении газа в пограничном слое у вертикальной пористой пластины // Физика горения и взрыва.-1984.-№6. - С. 21-26.

42 Вулис Л.А, Ярин Л.П. Аэродинамика факела. - Ленинград: Энергия, 1978. - 216 с.

43 Алиев Ф., Хужаев И.К. Распространение системы струй реагирующих газов. В сб.: Движение одно- и многофазных сред. - Ташкент: Фан. УзССР, 1980. - С. 26-45.

44 Артюх Л.Ю., Закарин Э.А., Крамар В.Ф. Численный расчет поля течения турбулентного диффузионного газо-

вого факела // Прикладная и теоретическая физика. - Алма-Ата. - 1973. - С. 227-233.

45 Leithner R., Müller H. CFD studies for boilers // Second M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics. – Cambridge. - 2003. - P.172.

46 Устименко Б.П., Алияров Б.К., Абубакиров Е.К. Огневое моделирование пылеугольных топок. - Алма-Ата: Наука, 1982. - 212 с.

47 Van Doormaal J.P., Raithby G.D. Enhancements of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flows // Numerical Heat Transfer. - 1984. -Vol.7. - №2. -P.147-163.

48 Hoppe A., Vockrodt S., Müller H., Leithner R. Einsatz von CFD-Simulationen zur Optimierung von Braunkohlefeuerungen // 9th Conference on boiler technology. - Szczyrk. - 2002. -P. 565-569.

49 Patankar S. Numerical heat transfer and fluid flow. - New York: Hemisphere Publishing Corporation, 1980. - 152 p.

50 Müller H. Numerische Simulation von Feuerungen. CFD-Vorlesung. - Braunschweig: IWBT, 1997. - P. 8-12.

51 Leithner R. Numerical Simulation. Computational Fluid Dynamics CFD: Course of Lecture. - Braunschweig: IWBT, 2006. - 52 p.

52 Leithner R., Müller H. CFD studies for boilers // Second M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics. - Cambridge. - 2003. - P. 172-180.

53 Leithner R., Müller H., Heitmüller R. Dreidimensionale Simulation von Dampferzeuger-Brennkammern einschließlich der NO_x-Schadstoffkinetik//VGB-Fachtagung: Dampfkessel und Dampfkesselbetrieb. – Essen. - 1993.-152 p.

54 Мессерле В.Е., Устименко А.Б. Плазменное воспламенение и горение твердого топлива. - Saarbrücken, Germany: Palmarium Academic Publishing, 2012. - 404 с.

55 Askarova A.S., Karpenko E.I., Loktionova I.V., Messerle V.E., Ustimenko A.B. Optimization of the Combustion of

Power-Station Coals Using Plasma Technologies // Thermal Engineering. - 2004. - Vol. 51. - №6. - P. 488-493.

56 Аскарлова А.С., Мессерле В.Е., Карпенко В.Е., Устименко А.Б. Плазмохимическая активация горения твердых топлив // Химия высоких энергий. - 2006. - №2. - С.141-148.

57 Аскарлова А.С., Болегенова С.А., Лаврищева Е.И., Локтионова И.В. Численное моделирование топочных процессов при горении высокозольного экибастузского угля // Теплофизика и Аэромеханика. -2002. - №4. - С. 585-596.

58 Аскарлова А.С., Локтионова И.В., Лаврищева Е.И. Численное исследование горения твердого топлива до и после плазменной обработки // Тяжелое машиностроение. - Москва. - 2006. - №11. - С.10-13.

59 Аскарлова А.С., Лаврищева Е.И., Болегенова С.А. Численное моделирование процесса образования вредных пылегазовых выбросов в энергетических установках, сжигающих низкосортные угли // Труды Всероссийской школы-семинара «Физика неравновесных процессов в энергетике и наноиндустрии». - Новосибирск. - 2007. - С.9-10.

60 Электронный ресурс:
<http://www.studmed.ru/docs/document837>.

61 Липов Ю.М., Третьяков Ю.М. Котельные установки и парогенераторы. - Москва: НИЦ «Регулярная и хаотичная динамика», 2003.- 592 с.

62 Тепловой расчет котлов: Нормативный метод. - СПб.: Изд. АОТ "НПО ЦКТИ", 1998. - 270 с.

63 Богомолов В.В., Артемьева Н.В., Алехнович А.Н. Энергетические угли восточной части России и Казахстана. - Челябинск: Изд. УралВТИ, 2004. - 304 с.

64 Белосельский Б.С., Вдовченко В.С. Контроль твердого топлива на электростанциях. - Москва: Энергоатомиздат, 1987. - 176 с.

65 Белоусов Е.В. Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания. - Херсон: АО «ХГТ», 2006. - 452 с.

66 Тепловой расчет котлов: Нормативный метод. Издание 3-е, переработанное и дополненное. - Москва: НПО ЦКТИ, 1998. - 256 с.

67 Кузнецов Н.В., Митор В.В., Дубовский И.Е. Тепловой расчет котельных агрегатов: Нормативный метод. Издание 2-е, переработанное. - Москва: Изд. Энергия, 1972. - 296 с.

68 Баранов В.М. Расчет тепловых процессов топки котла. - Хабаровск, 2003. - 24 с.

69 Васильев Ю.С., Поршнева Г.П. Котельные установки. - Москва: Машиностроение, 2009. - 400 с.

70 Ушаков С.Г., Муромкин Ю.Н. Тепловой поверочно-конструкторский расчет котлов с естественной циркуляцией. - Иваново: ГОУ ВПО, 2004. - 116 с.

71 Leithner R. Der Zero Emission Coal Alliance Prozess und ähnliche Kreisläufe // DECHEMA GVC-Jahrestagung. - Karlsruhe. - 2004. - 201 p.

72 Leithner R. Combined cycles for CO₂-capture with high efficiency // International Journal of Energy Technology and Policy. - 2007. - Vol. 5. - P.1472.

73 Leithner R. Energy Conversion Processes with Intrinsic CO₂ Separation // Transactions of the Society for Mining, Metallurgy and Exploration. - 2005. - Vol.18. - P. 135-145.

74 Müller H. Numerische Berechnung dreidimensionaler turbulenter Strömungen in Dampferzeugern mit Wärmeübergang und chemischen Reactionen am Beispiel des SNCR-Verfahrens und der Kohleverbrennung // Fortschritt-Berichte VDI-Verlag. - 1992. - № 268. - 158 s.

75 Launder B.E., Spalding D.B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence. - London: Academic Press, 1972. - 470 p.

76 Lockwood F., Shah N. An improved flux model for calculation of radiation heat transfer in combustion chambers // ASME–AIChE Heat transfer Conf.: ASME–Paper. - Salt Lake City. - 1976. - P. 2-7.

77 De Marco A., Lockwood F. A new flux model for the calculation of radiation furnaces // Italian Flame Days. - Sanremo. - 1975. – P. 1-13.

78 Launder B., Spalding D. The numerical computation of turbulent flows // Comp. Meths. Appl. Mech. Eng. - 1974. - Vol.3. - P. 269-289.

79 Mitchell J.W., Tarbell J.M. A kinetic model of nitric oxide formation during pulverized coal combustion // AIChE Journal. - 1982. - Vol.28. -P.302-320.

80 Walker P.L., Rusinko F., Austin L.G. Gas Reactions of Carbon. Advances in Catalysis and Related Subjects. - New York: Academic Press, 1959. - 350 p.

81 Hoppe A., Vockrodt S., Müller H., Leithner R. Einsatz von CFD-Simulationen zur Optimierung von Braunkohlefeuerungen // 9th conference on boiler technology. - Szczyrk. - 2002. - P. 123-140.

82 Müller H., Schiller A. Prediction of Combustion and Pollutant Formation in Coal Fired Furnaces // 6th Int. Conference on Combustion and Heat Technics. - Ungarn. - 1994. - P.45-52.

83 Howard J.B., Williams G.C., Fine D.H. Kinetics of carbon Monoxide Oxidation in Postflame Gases // Works of 14th Int. Symposium on Combustion. - Pennsylvania. - 1973. -P. 975-986.

84 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю. Трехмерное моделирование процессов образования вредных веществ при сжигании низкосортных углей в камерах сгорания // Известия НАН РК. Серия физ-мат., 2010. - №6. - С. 15-18.

85 Галкин С.В., Запасный В.В. Поиск пути снижения выбросов оксидов азота на ТОО «АЭС Согринская ТЭЦ». - Электронный ресурс: http://www.rusnauka.com/15_DNI_2008/Ecologia.htm.

86 Askarova A.S., Bolegenova S.A., Maximov V., Bekmukhamet A., Beketaeva M. Influence Degree of Turbulence on Heat and Mass Transfer in the combustion Chamber // Материалы 7-ой Межд. научной конференции «Современные достижения физики и фундаментальное физическое образование». - 2011. - Алматы. - С.40-41.

87 Askarova A.S., Bolegenova S.A., Maximov V., Bekmukhamet A., Beketaeva M. Numerical simulation of influence degree of turbulence on heat-and mass transfer in the combustion chamber // Известия НАН РК. Серия физико-математическая. - 2011. - №5, Р. 31-34.

88 Askarova A.S., Bolegenova S.A., Heierle Y., Maximov V., Beketaeva M.T. 3D modeling of heat and mass transfer in industrial boilers of Kazakhstan power plant // Известия НАН РК. Серия физико-математическая. - 2011. - №5, Р. 33-39.

89 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекмухамет А. Применение технологии 3D моделирования при исследовании процессов тепломассопереноса в камерах сгорания действующих энергетических объектов // Известия Томского политехнического университета: «Энергетика». - 2012. - Т. 320. - № 4. - С. 26-32.

90 Askarova A.S., Bolegenova S., Maximov V., Bekmukhamet A. 3D modeling of heat and mass transfer in industrial boilers of Kazakhstan power plant // 2nd International Conference on Mechanical, Production and automobile Engineering (ICMPAE-2012). - Singapore. - 2012, P.217-220.

91 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Оспанова Ш., Бекетаева М. Численное исследование влияния моно - и полидисперсности на горение в топочной камере сгорания реального энергетического объекта // V

Международная научно-практическая дистанционная конференция «Теория и практика современной науки». - Москва. - 2012. - С.13-19.

92 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекмухамет А. Влияние размеров расчетной сетки на результаты компьютерного моделирования процессов тепло-массопереноса в камерах сгорания // Материалы 18-ой Всероссийской научной конференции молодых ученых ВНКСФ-18. - 2012. - С.701-702.

93 Askarova A.S., Jirouš F., Bolegenova S., Maximov V. Využití technologie «overfire air» při spalování práškového uhlí ve spalovací komoře kotle BKZ-160 almatké teplárny, s cílem snížit emise // Energetika. -Praha. - Vol.1. - 2012. - P.22-26.

94 Askarova A.S., Bolegenova S., Maximov V., Bekmukhamet A., Ospanova Sh. Numerical research of aerodynamic characteristics of combustion chamber BKZ-75 mining thermal power station // Procedia Engineering. - ELSEVIER. -Praha. - 2012.- P. 1365-1374.

95 Askarova A.S., Bolegenova S., Maximov V., Bekmukhamet A. Mathematical simulation of pulverized coal in combustion chamber // Procedia Engineering. - ELSEVIER. -Praha. - 2012.- P. 1259-1265.

96 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекетаева М.Т., Бекмухамет А. Получение температурных и аэродинамических характеристик камеры сгорания котла БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ методом моделирования топочных процессов // VIII Всероссийская конференция с международным участием «ГОРЕНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА». - Новосибирск. - 2012. - С.8.1-8.8.

97 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю. Исследование образования вредных веществ в камере сгорания БКЗ-75 Шахтинской ТЭЦ // VIII Всероссийская кон-

ференция с международным участием «ГОРЕНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА». - 2012. - Новосибирск. - С. 9.1-9.4.

98 Askarova A.S., Bolegenova S.A., Leithner R., Maximov V. Ju. Numerical modeling of temperature and concentration characteristics in combustion chamber at power plant of Kazakhstan // International Journal of Mathematics and Physics. - 2013. - P. 102-106.

99 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Beketayeva M. Three-dimensional modeling of aerodynamic characteristics of combustion chamber BKZ-75 mining thermal power station // Recent Advances in Systems Science and Mathematical Modeling. - Paris. - 2012. - P. 276-279.

100 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Beketayeva M. Numerical research of burning Kazakhstan solid fuel in the real boiler // Recent Advances in Applied Mathematics and Computational Methods in Engineering. - Greece. - 2013. - P. 144-148.

101 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Beketayeva M. Numerical experimenting of burning high-ash content Ekibastuz coal in the real boiler of CHP // Recent Advances in Fluid Mechanics and Heat & Mass Transfer. - Greece. - 2013. - P. 138-147.

102 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmuhamet A., Beketayeva M. Numerical simulation of turbulent flows in combustion chamber // Recent Researches in Mechanical Engineering. - Milan. - 2013. - P. 161-166.

103 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекмухамет А. Уменьшение выбросов вредных веществ при сжигании пылеугольного топлива в камере сгорания котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ с применением технологии "OVERFIRE AIR" // Вісник "Теплоенергетика. Інженерія докiлля. Автоматизація". - №758.- 2013. - С. 25-36.

104 Askarova A., Bolegenova S., Maximov V., Bekmukhamet A., Beketayeva M. Influence Degree of Turbulence in the Combustion Chamber // International Journal of Research in Engineering and Technology (IJRET). - Vol. 1. - 2012. - P.319-323.

105 Аскарова А.С., Мессерле В., Устименко А., Болегенова С., Максимов В., Бекмухамет А. Численное моделирование горения твердого топлива // Тезисы 8 Всероссийской конференции «Горение твердого топлива». - Новосибирск. - 2012.- С.14.

106 Аскарова А.С., Болегенова С., Максимов В., Бекетаева М., Габитова З. Влияние турбулентности на процесс горения в реальной камере сгорания //J."Global science communications", Vol. 4. - Cranendonck. - 2012. - P.53-59.