

Аскарова А.С., Болегенова С.А.

**ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ПЫЛЕУГОЛЬНОГО ТОПЛИВА**

Алматы

«Қазак университеті»

2015

УДК 532.5:532.135

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

А в т о р ы:

Аскарова А.С., Болегенова С.А

Р е ц е н з е н т ы:

доктор физико-математических наук, профессор **К.М. Мукашев**;
доктор физико-математических наук, профессор **М.Е. Абишев**

Численное исследование аэродинамических и теплофизических характеристик пылеугольного топлива:
Монография/А.С. Аскарова, С.А. Болегенова. - Алматы: Казак университети, 2015. – 150 с.

Физико-математическая модель, применяемая в монографии, которая дает строгое описание всех основных протекающих процессов тепломассопереноса в камерах сгорания, и метод построения геометрической модели реальной топочной камеры совместно с современными вычислительными технологиями, с использованием возможностей современных супер-ЭВМ позволяют в относительно короткие сроки провести полное исследование всех характеристик процесса сжигания твердого топлива.

© КазНУ им. аль-Фараби, 2015.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

V – объём, м^3

ρ - плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$

S_ϕ - источниковый член

p - давление, Па

τ_{ij} - тензор вязких напряжений

x, y, z – координаты

ϕ - обобщенная транспортная переменная

Γ_ϕ - обобщенный коэффициент обмена

δ_{ij} - символ Кронекера

m - масса, кг

T - температура, $^\circ\text{C}(\text{K})$

h - удельная энтальпия, $\text{кДж}/\text{кг}$

k - кинетическая энергия турбулентности, $\text{м}^2/\text{с}^2$

K_{abs} - оптический коэффициент поглощения, $1/\text{м}$

D - коэффициент диффузии, $\text{м}^2/\text{с}$

ε - скорость диссипации турбулентной кинетической энергии, $\text{м}^2/\text{с}^3$

μ - динамическая вязкость, $\text{кг}/\text{м}\cdot\text{с}$

$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}, C_\mu$ - эмпирические константы модели турбулентности

σ - коэффициент стехиометрии
 d - диаметр частицы (м)
 E_c - энергия активации (Дж/моль)
 k_d - коэффициент скорости диффузии
 k_c - коэффициент химической скорости
 S_{ext} - полная внешняя поверхность на единицу массы
коксовой частицы, м²
 Q_{chem} - энергия, выделяемая при химической реакции
 I_v - интенсивность излучения, кВт/м²·рад
 Ω - телесный угол, рад
 Θ - плоский угол, град
 Pr - число Прандтля
 Ma - число Маха

ИНДЕКСЫ

FL - летучие
Pyr - пиролиз
G - газ
P - частица
turb - турбулентный
lam - ламинарный
eff - эффективный

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время наблюдается повышенный интерес к исследованию процессов тепломассопереноса в высокотемпературных средах при наличии в них горения. Эти процессы протекают в условиях сильной неизотермичности и турбулентности течения, многофазности среды, существенного влияния нелинейных эффектов теплового излучения, межфазного взаимодействия и многостадийности протекающих при этом химических реакций. Такие явления широко распространены, играют важную роль в теплофизических процессах и их изучение является актуальной задачей макрокинетике, физики горения и взрыва и современной теплофизики.

Турбулентные высокотемпературные и химически реагирующие среды исключительны по своим физико-химическим свойствам, прикладным возможностям и техническим приложениям. Исследования тепломассобмена в таких средах является актуальными при создании новых физико-химических технологий, при конструировании авиационной и ракетной техники, при разработке новых топочных устройств, газовых турбин и двигателей внутреннего сгорания.

Особую актуальность приобретает изучение тепломассопереноса в высокотемпературных реагирующих средах и моделирование физико-химических процессов, происходящих при горении пылеугольного топлива для решения проблем современной теплоэнергетики и экологии. Рассмотрение этих вопросов является актуальным в связи с концепцией «энергетической безопасности» страны с одной стороны и разработкой процессов «чистого» сжигания топлива с соблюдением

строгих норм выброса вредных веществ в окружающую среду с другой стороны.

В условиях истощения природных энергоресурсов и загрязнения окружающей среды развитие теории тепломассопереноса и разработка технологических процессов с рациональным использованием энергетического топлива, решение вопросов экономичного использования энергооборудования, повышения эффективности выработки энергии и решение экологических проблем являются актуальными и важнейшими задачами для многих теплофизических исследований в этом направлении.

Сложные процессы тепломассопереноса при наличии физико-химических превращений и горения являются нестационарными, сильно неизотермическими с постоянным изменением физического и химического состояния среды, что значительно усложняет их экспериментальное исследование.

Проведение дорогостоящих экспериментальных исследований на уменьшенных огневых моделях не позволяет строго выполнить все условия, которые соответствуют реальному процессу горения топлива, поскольку при этом необходимо добиться геометрического и физического сходства исследуемых объектов, соблюдения всех основных параметров и режимных условий, адекватных принятой на реальном энергетическом объекте технологической схеме сжигания.

Известны трудности и теоретического исследования процессов тепломассопереноса при наличии физико-химических превращений в движущейся высокотемпературной реагирующей среде. Это связано с тем, что такие течения описываются сложной системой

неавтономных нелинейных многомерных дифференциальных уравнений в частных производных, отвечающих переносу импульса, распространению тепла и компонентов реагирующей смеси и продуктов реакции, в которых необходимо учесть существенную турбулентность, многофазность среды и источники члены, связанные с химической кинетикой происходящих при этом процессов.

В этой связи актуальным является проведение комплексного исследования тепломассопереноса в высокотемпературных средах с происходящими в них физико-химическими процессами. Это исследование будет опираться на достижения современной теплофизики, на использование новых численных методов 3-D моделирования, на построение эффективных вычислительных алгоритмов и новых расчетных моделей, позволяющих как можно точнее описать реальные физические процессы, происходящие при горении энергетического топлива в камерах сгорания действующих энергетических объектов.

Исследование процессов тепломассопереноса, происходящих в областях реальной геометрии (камеры сгорания) при сжигании в них энергетического топлива и установление основных закономерностей и особенностей формирования аэродинамики течения, скоростных, температурных и концентрационных полей.

1 МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ПРИ НАЛИЧИИ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

К исследованию процессов тепломассопереноса при наличии физико-химических превращений в настоящее время наблюдается повышенный интерес. Изучение закономерностей таких течений имеет важное фундаментальное значение при построении теории физики горения и взрыва и огромную практическую направленность при создании новых физико-химических технологий и при разработке технологических процессов и систем с рациональным использованием энергетических ресурсов. Для исследования процессов тепломассопереноса чаще всего используют хорошо известные методы теории турбулентных струй [1], когда исследователи применяют заранее подобранные профили скорости или температуры, интегральные законы сохранения импульса, теплосодержания и т.п. При этом выбранные профили с достаточным приближением аппроксимируют экспериментальные профили.

Метод «эквивалентной задачи теории теплопроводности», разработанный Л.А. Вулисом, основоположником школы теплофизиков в Казахстане, является более простым и точным (при сравнении с экспериментальными данными) и позволяет производить расчет профилей скорости и температуры во всей области развития неизотермической струи [2]. Автором работы [3] методами математического моделирования были исследованы сложные физико-химические процессы, которые происходят при горении пылевоздушной смеси в факеле.

Проектирование химических реакторов, в которых

явления химического превращения осложнены процессами турбулентного теплопереноса, привело к необходимости изучения сложных физико-химических процессов, составляющими которых являются: движение потоков газов, теплоперенос, турбулентность, химические превращения [4-5].

При изучении процессов теплопереноса с физико-химическими превращениями исследователям приходится рассматривать выделение химической энергии, приводящей к появлению градиентов давления p , температуры T , плотности ρ , которые приводят к переносу массы, импульса и энергии. Аналитическое решение такие задачи имеют, как правило, при очень грубых допущениях и предположениях. В конечном итоге такое решение может оказаться непригодным для практического использования [6].

Изучение горения жидких, газообразных и твердых топлив является сложной задачей, так как требует учета большого количества сложных взаимосвязанных процессов и явлений: многоступенчатые цепные химические реакции, конвективный перенос импульса, тепла и массы, молекулярный перенос, излучение, турбулентность, испарение, воспламенение и многофазность [7-9].

Процессы теплопереноса в камерах сгорания являются нестационарными, при которых происходит непрерывное изменение скоростных, температурных и концентрационных полей, скоростей реакций и химического состояния реагирующих компонент. Это усложняет не только экспериментальное исследование таких течений, но и создание более или менее строгой теории. Такие процессы математически описываются сложной системой нелинейных дифференциальных

уравнений, которая для областей реальной геометрии (например, топочные камеры), аналитического решения не имеет [10-12]. Авторами работы [13] проведено исследование неравновесных течений с физико-химическими превращениями при горении струи водорода в спутном потоке воздуха на основе численного решения произвольного числа дифференциальных уравнений в частных производных.

Теоретическое и экспериментальное моделирование гетерогенного зажигания для двух типов систем и обобщение результатов по изучению нестационарных процессов тепломассопереноса и воспламенения в реакционно способных гетерогенных средах проведено в работе [14]. Автором разработаны физико-математические модели, которые могут быть использованы не только при анализе зажигания и горения твердых топлив, но и при анализе многих других технологических процессов (переработка древесины, разработка новых теплоизоляционных материалов, утилизация промышленных отходов химических производств и др.)

Результаты изучения конвективного тепломассопереноса, полученные на основе двумерных нестационарных уравнений Навье-Стокса, методы их численного решения, методы графической и статистической обработки предложены в книге [15].

В монографии Ю. Варнатца и др. [16] подробно рассматриваются вопросы взаимодействия механики сплошных сред и химии горения, предложены различные подходы к разработке численных моделей процессов горения различных систем. Сложность экспериментальных исследований и теоретических методов предопределили значительную роль численных методов и вычислительного

эксперимента при изучении процессов теплопереноса в течениях с физико-химическими превращениями. Но, в большинстве случаев они проводятся для одно- и двумерных течений [6, 89; 9, 352; 14, 54; 17-18].

В связи со значительным прогрессом в развитии численных методов исследования теплопереноса при наличии физико-химических процессов, в разработке физико-математических методов и программного обеспечения, с увеличением мощности современной вычислительной техники появились результаты по трехмерному моделированию процессов теплообмена [19-26] и для областей реальной геометрии (топочные камеры энергетических объектов) [27-29].

1.1 Методы математического моделирования процессов теплопереноса при наличии физико-химических превращений

Теплоперенос при наличии физико-химических превращений это взаимодействие турбулентных движений и химических процессов. Для исследования этих сложных течений необходимо использовать результаты современных теоретических исследований из таких областей науки как гидродинамика, термодинамика, аэротермохимия, вычислительная гидродинамика, компьютерное и численное моделирование.

Для описания процессов теплопереноса в высокотемпературных и химически реагирующих потоках при наличии горения необходимо использовать математическую модель, которая представляет собой систему неавтономных трехмерных нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных. В эту сложную систему входят уравнения неразрывности и

состояния вязкой среды, уравнения движения, переноса тепла и компонентов реагирующей смеси и продуктов химических реакций. Перечисленные уравнения должны учитывать многофазность среды, турбулентность течения, теплообмен путем излучения нагретой реагирующей среды и модель химических реакций, которая определяет для реагирующих потоков источниковый член в этих уравнениях, связанный со скоростью химических реакций [14, 67; 23, 9; 24, 36; 27, 95; 30].

Эта полная система уравнений до сих пор не имеет точного решения, а их аналитическое решение получено пока для простых линейных систем, которые описывают идеализированные упрощенные процессы. В этой связи особую значимость приобретают математическое моделирование и вычислительный эксперимент, создание новых расчетных моделей, которые адекватно описывают физико-химические процессы при горении и разработка численных методов исследования.

Прогресс в построении эффективных вычислительных алгоритмов при исследовании задач о тепломассопереносе в физико - химически реагирующих средах позволил решить множество задач, имеющих огромное практическое приложение для различных отраслей промышленности. Именно разработка адекватных реальному процессу математических, физических и химических моделей, методов их решения и проведения вычислительных экспериментов на реальных теплоэнергетических установках, позволили создать оптимизированные технологически чистые процессы и системы с рациональным использованием энергетических ресурсов [19, 87; 21, 67; 24, 42].

Численному моделированию аэродинамики и горения

в топочных и технологических устройствах, огневому моделированию пылеугольных топок и горению натурального твердого топлива посвящены работы [31-33]. Авторы отмечают, что пылеугольный факел в современных камерах сгорания в газодинамическом отношении представляет собой трехмерную (криволинейную) турбулентную струю сжимаемого газа, движущуюся в условиях горения и интенсивного теплообмена с окружающими поверхностями. Это, а также слабая изученность кинетики химических реакций и незавершенность теории турбулентности значительно усложняют построение расчетных схем для исследования реагирующих течений в топочных камерах.

Разработка системы кинетических уравнений двухстадийного горения топлива, методы определения констант скоростей химических реакций, общие требования к математической модели процессов горения топлива, значения энергии активации, уточненные на основе ее связи с тепловым эффектом химических реакций и кинетические уравнения, описывающие процессы образования оксидов азота, представлены в работе [34].

Математическая модель тепломассообмена и горения пылеугольного топлива на основе движения неизотермического несжимаемого многокомпонентного газа в топочной камере разработана в работе [35]. Течение в данной математической модели считается установившимся, а уравнения стационарными, что позволило авторам работы рассчитать задачи о стационарном и нестационарном, ламинарном и турбулентном течении с химическими реакциями и сложным теплообменом.

Автором работы [36] разработана приближенная физико-математическая модель топочного процесса,

включающая в себя необходимый минимум эмпирических коэффициентов и констант. В работе изложена методика теплотехнических расчетов, которая позволяет оперативно и упрощенно оценивать основные характеристики и параметры топочных устройств при их проектировании и испытании. Была разработана компьютерная программа и предложено множество примеров расчета горения, теплообмена и выбросов оксидов азота в топочных устройствах при сжигании в них различного вида (газ, жидкость, твердое) топлив. Математические модели процессов теплообмена и горения в паровых котлах предложены в работе [37]. В работе обсуждается математическая и физическая постановка задачи, этапы их решения и алгоритмы, применены современные методы численного моделирования для проведения компьютерных вычислений.

Современные алгоритмы, новые математические модели при исследовании многомерных нестационарных задач механики, физики, астрономии разработанные российскими специалистами представлены в работе [38]. Вычислительные эксперименты на суперкомпьютерах позволили авторам этих работ решить некоторые задачи механики сплошных сред, физики плазмы и астрофизики, динамики атмосферы и океана, гидродинамической неустойчивости и турбулентного движения.

В работе [39] для получения средних значений параметров потока при турбулентном горении в осесимметричных камерах сгорания предварительно непремешанных потоков топлива и окислителя использован метод функции плотности вероятности. Для определения пульсационных характеристик течения вблизи стенок введены пристеночные функции, что позволило уменьшить

количество расчетных узлов в этой области. В работе приведены характеристики камеры сгорания и тепловые режимы (расход, топлива и окислителя, температура, давление и состав топлива, диаметры каналов и числа Рейнольдса), при которых проводилось математическое моделирование. Проведено сравнение с экспериментом при аналогичных условиях течения [40-41].

В работах [42-43] разработана программа для моделирования трехмерных турбулентных реагирующих течений излучающего газа при наличии различных частиц, которая используется для сетевого моделирования при оптимизации работы газоходных трасс. Авторами проведено пространственное моделирование процессов аэродинамики и тепломассопереноса для многокомпонентной среды с теплообменом и горением. Это позволило им разработать новую конструкцию горелочных устройств, поддерживающих высокое догорание оксида углерода и низкий уровень выноса частиц в газоходную трассу.

Вопросы моделирования выбросов оксидов азота при сжигании твердого топлива рассмотрены в работе [44]. Авторами работы приведены математическая модель и результаты расчета химико-термодинамического равновесия системы соединений и элементов, содержащихся в топливе (уголь) и окислителя (воздух), которые могут быть использованы для решения проблем снижения выбросов вредных веществ (например, оксиды азота NO_x) в атмосферу. Численное моделирование аэродинамики и горения в топочных и технологических устройствах проведено в работе [45], а в работе [46] предложены методы математического моделирования закрученного двухфазного потока. Показано, что геометрия горелочных

устройств и топочных камер для сжигания угольной пыли определяется объемом летучих, выделяющихся при нагревании угля. Была сформирована математическая постановка задачи о двухфазном течении, этапы ее решения и алгоритм. Для решения этой задачи использовалась неравномерная разностная сетка с локальным ее измельчением в областях больших градиентов скорости. Исследование процессов теплопереноса при сжигании твердого топлива в промышленных котлах и численное моделирование топочных процессов при горении высокозольного угля проведено в работах [47-48]. Вычислительные эксперименты проведены на примере топочных камер действующих энергетических объектов РК. Авторами приведены физическая, математическая и химическая модели задачи, адекватные реальным процессам, протекающим в топочных камерах, предложены методы их численного решения и разработаны практические рекомендации. Приведенный выше краткий анализ работ, посвященный моделированию процессов теплопереноса при наличии физико-химических превращений указывает на то, что математическое моделирование, разработка численных методов и проведение вычислительных экспериментов приобретают все более значительную роль для современной науки и техники. Это в первую очередь связано с тем, что теоретическое исследование турбулентных течений при наличии реакции горения с получением аналитического решения, как было уже сказано выше невозможно.

В тоже время проведение физического эксперимента в лабораторных условиях на натуральных уменьшенных моделях с одной стороны требует огромных материальных

затрат и связано с большими трудностями в исполнении самого эксперимента, а с другой стороны полученные экспериментальные данные могут дать только предложения для решения частичных конкретных проблем. Это связано прежде всего с тем, что физическое моделирование огромного множества параллельно протекающих процессов в топочной камере и в дымоходах на уменьшенных по масштабу экспериментальных моделях в принципе невозможно [8, 226; 23, 10; 27, 249; 30, 566]. Современные методы численного моделирования, развитие вычислительных технологий и компьютерной техники, проблемно-ориентированные пакеты компьютерных программ позволяют решать сложнейшие задачи теплопереноса в высокотемпературных физико-химически реагирующих средах и сократить материальные затраты и сроки создания новых технологий и современного технологического оборудования. Ниже приведены обоснование поставленной темы исследования, физическая, математическая и химическая модели задачи о горении твердого топлива (уголь) в пылевидном состоянии в областях реальной геометрии (топочная камера котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ с тангенциальной подачей топлива). Разработан алгоритм решения, выбран метод численного решения уравнений, выполнено тестирование на огневой модели топочной камеры, проведены вычислительные эксперименты по сжиганию борлинского угля в пылевидном состоянии и получены основные характеристики топочного процесса (аэродинамика течения, тепловые и концентрационные поля, турбулентные характеристики течения) во всем объеме топочного пространства, в области горелок, в продольных и поперечных сечениях камеры сгорания и на выходе из нее.

2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛО-МАССОПЕРЕНОСА ПРИ НАЛИЧИИ ГОРЕНИЯ В ОБЛАСТЯХ РЕАЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ

2.1 Обоснование задачи исследования

Одними из интереснейших и полезных с точки зрения практического применения являются вопросы моделирования тепломассопереноса при наличии физико-химических процессов в областях реальной геометрии. Такими областями являются камеры сгорания различных теплоэнергетических установок, двигатели внутреннего сгорания.

Рассмотрение этих вопросов является актуальным в связи с концепцией энергетической безопасности страны с одной стороны, и разработкой процессов «чистого сжигания» топлива с соблюдением строгих норм выброса вредных вещества в атмосферу и экономичным использованием оборудования с другой стороны.

Энергетика является одной из ведущих отраслей промышленности многих индустриально развитых стран, в которых принят переход на путь ее инновационного развития, заключающийся в радикальном изменении системы взглядов на ее роль и место в современном и будущем обществе. Новая система взглядов нашла свое отражение в концепции Smart Grid-умная энергосистема [49], которая должна являться основной национальной политики энергетического и инновационного развития любой страны и должна учитываться при развитии отечественной энергетики.

Быстрый рост объемов производства и потребления энергии, неконтролируемый рост человеческой популяции оказывает негативное антропогенное воздействие на климат и экологию Земли и приводит к возникновению

серьезных проблем, объединенных общим понятием «глобальная энергетическая безопасность» [50]. Доказано, что производство электроэнергии до 2020 года будет устойчиво расти в среднем на 2.7% в году.

В начале XXI века в угоду экономическому к демографическому росту мир пожертвовал природой, и такая односторонняя антропогенная активность привела человечество в настоящее время к социально-экологическому кризису [51]. Весь XX век характеризовался экспоненциальным ростом энергопотребления. И если в первой половине XXI века оно возросло в 2.5 раза, то во второй половине уже в 3.9 раз [52].

Одновременно с ростом энергопотребления прогрессивно растет экологическая опасность за счет действия на окружающую среду и человека выбросов вредных веществ и отходов производства, что привело к разработке Киотского протокола, который впервые установил квоты на эти выбросы и штрафные санкции за их нарушение.

Следует отметить, что более 80% всей производимой в мире энергии вырабатывается за счет сжигания органического топлива. Другие источники энергии: ядерная энергетика, гидроэнергетика, солнечные и ветряные электростанции в ближайшие десятилетия не смогут конкурировать с традиционными способами ее получения. Ограниченность ресурсов ископаемого топлива диктует необходимость поиска более экономичных способов его сжигания, а масштабы промышленного производства таковы, что проблема образования вредных веществ при горении выходит на первый план [53].

Сжигание пылеугольного топлива оказывает наибольшее экологическое воздействие на среду обитания:

токсичные и парниковые газы, твердые частицы, сточные и фильтрационные воды, шлакоотвалы зола уноса, тепловые сбросы и многое другое. Кроме этого, развитие энергетического комплекса связано с масштабной трансформацией компонентов окружающей среды, негативные последствия которой могут проявляться длительное время. Угольные карьеры изменяют рельеф и формируют специфические почвенно-грунтовые условия отвалов, водохранилища ГЭС вызывают изменение сейсмичности, затапливают наиболее продуктивные долинныи экосистемы, изменяют ландшафтную структуру регионов [54].

Угольная промышленность Казахстана является одной из наиболее крупных отраслей экономики страны. На сегодняшний день угольная отрасль республики обеспечивает выработку в Казахстане 80% электроэнергии. По подтвержденным запасам угля Казахстан занимает 8 место в мире и содержит в своих недрах 4% от общемирового объема запасов. Наиболее ценные для промышленности энергетические и коксующиеся угли сосредоточены на 16 месторождениях [55]. Запасы каменного угля оцениваются в размере 75 млрд. тонн. Республика Казахстан входит в десятку крупнейших производителей угля на мировом рынке, занимает третье место по запасам и добыче среди стран СНГ и первое место - по добыче угля на душу населения.

Основные энергетические угли Казахстана добываются открытым способом, а это приводит к тому, что себестоимость их невелика. Уголь Казахстана является дешевым энергетическим топливом, запасов которого хватит на многие сотни лет. При этом следует отметить их низкосернистость и небольшое содержание азота (не

более одного процента). Но в то же время, угли Казахстана, являясь хорошим энергетическим топливом по своим реакционным способностям, обладают одним большим недостатком – высокой зольностью. Зольность угля, поступающего от отдельных Казахстанских месторождений на ТЭЦ, иногда превышает 70%. В то время как в Великобритании она в соответствии с законодательством составляет - 22%, в США - 9%, в Германии -8%.

На многих ТЭЦ Казахстана используется преимущественно дешевый высокозольный Экибастузский уголь, который добывается открытым способом. Принятая технология добычи угля и использование его без предварительного обогащения приводит к тому, что экосистема испытывает значительную антропогенную нагрузку. Зольная составляющая угля представляет собой смесь минералов, находящихся в свободном состоянии или связанных с топливом.

Эти негорючие минералы в основном состоят из солей щелочных и щелочноземельных металлов, оксидов кремния, железа и магния примерно в следующем соотношении: SiO_2 -49,5%, Al_2O_3 -16,7%, Fe_2O_3 -12,8%, CaO -7,3%, MgO -1,9%, TiO_2 -0,6%, MnO_2 , SO_3 , $\text{Na}_2\text{O}+\text{K}_2\text{O}$, P_2O_5 -0,12%.

Присутствие золы в топливе отрицательно сказывается на его качестве, так как зола уменьшает количество теплоты в единице массы топлива. Мельчайшие твердые частицы золы захватываются потоком топочных газов и уносятся из топки, образуя летучую золу, которая загрязняет, а порой заваливает конвективную поверхность нагрева. При этом изменяется и запыленность дымовых газов, достигая для высокозольных углей 60-70% г/ м³ [3,

8, 9, 31,148].

В этой связи многие исследования [56-62] направлены на разработку технологий экологически чистого сжигания, обеспечивающих вредные пылегазовые выбросы (оксиды углерода, азота, серы, золы и др.) на уровне требований международных стандартов, приведенных в таблице 1.

Обеспечение этих требований базируется на целевом использовании специфических физико-химических свойств углей, на разработке оптимальных технических решений по энерго-эффективному и экономически безопасному использованию углей в теплоэнергетике [63].

Таблица 1 - Содержание вредных выбросов в дымовых газах по стандартам и на отдельных станциях мира

Наименование вредных выбросов	По технологии СибВТИ	ГОСТ Р 5083-95	Технические требования 1989г.	Березовская ГРЭС Красноярская ТЭЦ-2	Стандарты		
					Германия	Япония	США
Оксиды азота, мг/м ³	200	300	225	410-700	200	400	300
Оксиды серы, мг/м ³	300	700	400	500900	400	550	1200-400
Зола, мг/м ³	50	50	50	150-200	50	100	40

В работе [64] проведены многопараметрические расчеты аэродинамики и теплообмена при различных условиях расположения горелочных устройств, разработана комплексная математическая модель

теплообмена и аэродинамики топочного процесса с использованием современных средств численного моделирования, найдены оптимальные конструктивные и режимные параметры: (геометрия топочной камеры, углы наклона горелочных устройств) и оптимальная организация топочного процесса.

Для совершенствования конструкций топочных камер и горелок котельных установок и улучшения их экологических характеристик используются методы математического моделирования, которые позволяют рассчитать параметры течения, температуры и тепловые потоки, локальные области перегрева топочных поверхностей, концентрации CO , CO_2 , NO_x , химический и механический недожег топлива, оптимизировать схемы смешения воздуха, аэросмеси и топочных газов [20, 26, 37, 65-72].

2.2 Процесс горения твердого топлива и организация его сжигания в топочной камере

Процесс горения твердого топлива – это сложное физико-химическое явление, которое представляет собой процесс быстрого и полного окисления горючего вещества (уголь) кислородом воздуха, происходит при высокой температуре и сопровождается большим выделением тепла. В качестве топлива часто используется уголь в пылевидном состоянии, а в качестве окислителя – воздух, который содержит кислород -23,2% от всей массы.

Горение угля под действием кислорода воздуха проходит несколько стадий, которые описываются соответствующими уравнениями химической модели процесса и учитываются в глобальной математической модели задачи.

В начале, угольная пыль поступает в разогретую топочную камеру и сушится в ней до определенной температуры, отвечающей принятой технологии сжигания аэросмеси. Затем частицы угольной пыли разогреваются горячими газами далее, что приводит к термическим превращениям угля, которые начинаются уже при температуре около 200⁰С [74-75].

Начинается выделение воды, диоксида углерода, а затем по мере увеличения температуры (250-325⁰С) это выделение усиливается и к ним добавляется сероводород и некоторые другие органические соединения серы.

Дальнейшее увеличение температуры приводит к глубокому разложению органической массы угля, к выделению жидких (смола) и газообразных веществ (водород, аммиак, метан, оксиды углерода, оксиды азота и др.). Этот процесс выхода летучих получил название пиролиза, который существенно зависит от размера угольных частиц, от класса углей и от скорости нагревания угольных частиц [76-77]. В результате пиролиза происходит процесс отщепления газообразных продуктов, который уже при температуре приблизительно 900⁰С завершается образованием твердого остатка – кокса.

Поскольку до сих пор нет единой теории, которая могла бы предсказать заранее как будет происходить процесс пиролиза и каков будет состав его продуктов, поэтому пиролиз, состав и выход продуктов изучается экспериментально для каждого вида угля.

Далее происходит горение летучих компонентов. Эта стадия процесса является очень быстрой, измеряется в миллисекундах и приводит к образованию таких продуктов реакции как CO₂ и H₂O.

Стадия горения коксового остатка (около 900⁰С) по времени является самой продолжительной и занимает до 90% всего времени, необходимого для горения угля, а теплота, которая при этом выделяется, составляет основную часть теплоты сгорания горючей массы. Процесс горения кокса сопровождается окислением углерода до СО₂ при низких температурах и окислением до СО при высоких температурах.

Основным методом сжигания топлива в топочных камерах котлов является пылевидный метод, при котором пыль готовится в индивидуальных системах пылеприготовления, связанных с технологической схемой сжигания угля. Сама топочная камера, как правило, имеет вид прямоугольной призмы, заполненной экранными трубами.

Угольная пыль через горелочные устройства подается в камеру сгорания, сгорает в ней во взвешенном состоянии, образуя при этом факел в виде ярко светящего пламени. При сгорании топлива образуется шлак, который выпадает в нижней части топочной камеры, выполненной в виде воронки с углом наклона 50-60⁰ и через которую шлак непрерывно удаляется в твердом или жидком состоянии.

В процессе горения угля образуется зола, твердые частицы летучей золы и несгоревшего топлива уносятся потоком уходящих дымовых газов и оседают на поверхностях нагрева, ухудшая теплопередачу, увеличивая сопротивление газопотоку и причиняя большой вред оборудованию котельной установки. Вот почему в энергетике применяются высокие дымовые трубы, которые рассеивают золу в атмосфере, уменьшая таким образом ее вредное влияние. Труба высотой 40м рассеивает золу на

расстояние 3000м, но это не может обеспечить очистку атмосферы. Необходимо улавливать золу до выхода ее в атмосферу и конечно же организовывать и оптимизировать сам процесс сжигания твердого топлива с наименьшим пылегазовыми выбросами в окружающую среду.

Существует несколько способов организации процесса сжигания угля в топочной камере. При горении в неподвижном слое поток воздуха, движущийся в камере сгорания, проходит через неподвижный слой твердого топлива, с которым он реагирует и превращается в поток горячих топочных газов. Обычно куски топлива размещаются на неподвижной решетке, которая по форме и размерам отверстий в ней различается для крупнокускового и мелкого топлива [8, 9, 78-79].

При организации процесса сжигания топлива во взвешенном состоянии применяют факельный и вихревой способ. При факельном процессе частицы топлива во взвешенном состоянии непрерывно движутся вместе с газоздушным потоком, а при вихревом процессе используется вихревое движение газоздушного потока, который увлекает за собой частицы достаточно мелкого топлива. В том и другом случае существуют необходимые для этого условия транспорта и витания топливных частиц, для скорости поступательного движения несущего газоздушного потока, тонкости диспергирования, тонины помола, направления дутья и др.

Как было уже отмечено выше, большая часть углей, например экибастузский, имеет низкое качество - высокая зольность, что вызывает ряд проблем при его сжигании: ухудшение воспламенения, неустойчивое горение, проблемы шлакования, увеличение вредных пылегазовых выбросов: зола, оксиды углерода (CO и CO_2), оксиды азота

NO_x (NO и NO_2), оксиды серы (SO_2 и SO_3), углеводороды, соединения ванадия (пентаксид ванадия V_2O_5), возрастания мехнедожога и др. Высокая зольность экибастузских углей представляет ряд дополнительных требований к геометрии и конструкциям топочных и горелочных устройств, к их конфигурации и расположению в топочной камере, к организации процесса сжигания топлива.

В настоящее время перед угольной промышленностью нашей страны стоит задача повышения качества угольной продукции. В связи с этим была разработана республиканская бюджетная программа «Обеспечение перехода угольной отрасли на международные стандарты [55], которая позволит создать нормативную базу угольной отрасли в соответствии с международными требованиями, осуществить совершенствование, гармонизацию и разработку государственных стандартов, определить концепцию и механизм перехода угольной отрасли на международные стандарты. В развитых странах мира уже давно чрезвычайно важным является разработка «чистого» сжигания угля с минимально возможным выбросом вредных веществ в атмосферу.

Решение поставленных задач возможно только на основе построения полной теории тепломассопереноса в сложных технологических системах, включающих в себе широкий спектр физических и химических эффектов и на основе комплексного исследования процессов передачи тепла и вещества, происходящих при горении топлива в областях реальной геометрии, какими является топочные камеры котлов действующих энергетических объектов РК.

С этой целью в настоящей диссертационной работе проведено моделирование сложнейших процессов

турбулентного теплопереноса в физико-химически реагирующих средах (топливо+окислитель) и выполнены вычислительные эксперименты по сжиганию высокозольного угля в топочной камере котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ.

Методами численного моделирования при помощи вычислительных экспериментов и современных компьютерных программ получены основные характеристики этого процесса для реальной топочной камеры (профили скорости, температуры, концентрации продуктов горения и др.) по всему ее объему, в области горелочных устройств, в поперечных и продольных сечения топочной камеры, на выходе из камеры сгорания.

Для проведения вычислительных экспериментов на компьютере необходимо прежде всего создать физические и математические модели, описывающие реальные процессы, происходящие в камерах сгорания и адекватно отражающие реальный технологический процесс принятой схемы сжигания топлива в энергетических установках. Физическая и математическая модели задачи, основные уравнения, описывающие теплоперенос с химическими процессами, граничные и начальные условия для их интегрирования представлены в следующих разделах настоящей диссертации.

3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ, ОПИСЫВАЮЩИЕ ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ

3.1 Закон сохранения массы, импульса, энергии и компонент реагирующей смеси

Для моделирования тепломассопереноса при наличии физико-химических процессов используются фундаментальные законы сохранения таких величин, как масса, импульс, энергия. Поскольку тепломассоперенос при наличии физико-химических превращений представляет собой взаимодействие турбулентных движений и химических процессов, то мы должны учитывать и закон сохранения компонентов реагирующей смеси, турбулентность, многофазность среды, выделение тепла за счет излучения нагретой среды и химических реакций.

Для написания всех уравнений с учетом перечисленных выше физических и химических явлений, составляющих математическую модель рассматриваемых сложных процессов тепломассопереноса в реагирующих средах, запишем в начале все эти уравнения в общем виде как закон сохранения некоей субстанции N (масса, импульс, энергия, компонента смеси).

Если ввести следующие обозначения:

ρ_N -плотность субстанции N;

V –выделенный в сплошной среде объем, ограниченный поверхностью S;

$$\int_V \rho_N dV$$

-количество субстанции N в объеме V;

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho_N dV$$

-изменение субстанции N за единицу времени;

ρ_N - плотность потока субстанции в единицу времени;

$$\oint P_N d\vec{S}$$

- поток субстанции через поверхность S, здесь $d\vec{S} = dS \cdot \vec{n}$,

где \vec{n} -нормаль к поверхности dS ;

q_n -плотность субстанции, появляющейся в единицу

времени в объеме V; $\int_V q_N dV$ -количество субстанции, возникающей (например, за счет химических реакций) в объеме V, то учитывая приведенные выше обозначения, закон сохранения субстанции N можно записать в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho_N dv = -\oint P_N d\vec{S} + \int_V q_N dv \quad (1)$$

Перейдем в этом уравнении от поверхностного интеграла к объемному, тогда уравнение (1) примет вид:

$$\frac{\partial \rho_N}{\partial t} + \text{div} \vec{P}_N = q_N \quad (2)$$

Это соотношение представляет собой закон сохранения субстанции N в общем виде. Получим из него законы сохранения искомых величин.

Пусть субстанция N - это масса m, тогда ρ_N - это

плотность ρ , и q_N - это количество вещества, возникающего в единице объема, в единицу времени, а P_N - вектор плотности потока вещества через поверхность, ограничивающую этот объем.

Закон сохранения субстанции (2) в этом случае запишется в виде закона сохранения вещества:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = q_N$$

При $q_N = 0$ из него получим соотношение:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0, \quad (3)$$

которое называется уравнением неразрывности.

Пусть субстанцией N является импульс $m\vec{u}$, тогда плотность субстанции $\rho_N = \rho\vec{u}$, $q_N = \rho f_i$ - плотность объемных сил, а \vec{P}_N - плотность потока импульса.

Поток импульса P_N создается за счет конвективного переноса импульса и за счет поверхностных сил (силы давления и трения):

$$\vec{P}_N = P_{ij} = \rho u_i u_j + P \delta_{ij} - \tau_{ij}$$

Здесь δ_{ij} - единичный тензор или символ Кронекера, P - сила давления, τ_{ij} - тензор вязких напряжений. В этом случае закон сохранения субстанции (2) примет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) = -\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial P}{\partial x_i} + \rho f_i \quad (4)$$

Это соотношение закон сохранения импульса или уравнение движения. Тензор вязких напряжений τ_{ij} зависит от свойств жидкости и скорости ее движения:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (5)$$

Пусть субстанция N – энергия, тогда ρ_N - плотность энергии, т.е. энергия единицы объема и ее можно записать как (кинетическая и внутренняя энергии):

$$\rho_N = \rho \frac{u^2}{2} + \rho \varepsilon = \rho U \quad (6)$$

Тогда q_N - плотность энергии, возникающей в единице объема за счет фазовых превращений и химических реакций, а $\vec{\rho}_N$ - вектор плотности потока энергии. В этом случае закон сохранения субстанции (2) запишется в виде соотношения [80]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) - \frac{\partial q_i^{res}}{\partial x_j} + \frac{\partial P}{\partial t} + u_i \frac{\partial P}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + S_h \quad (7)$$

Это соотношение – закон сохранения энергии.

Здесь $h = e + \frac{P}{\rho}$ удельная энтальпия, S_h - источник энергии за счет химических реакций и теплообмена

излучением. Членом $\frac{\partial P}{\partial t}$ в уравнении (7) можно пренебречь при малых числах Маха.

Поток энергии q_i^{res} связан с переносом энергии за счет теплопроводности q_i^T , с переносом энергии за счет потока вещества q_i^c и диффузии q_i^D .

Перенос энергии за счет потока вещества q_i^c и диффузии q_i^D мал по сравнению с теплом за счет теплопроводности, поэтому им можно пренебречь и записать: $q_i^{res} \approx q_i^T$.

Энтальпия смеси равна: $h = \sum_{\beta=1}^1 h_{\beta}$, где $h_{\beta} = C_{p\beta} T$.

Для написания закона сохранения для компонент реагирующей смеси введем понятие массовой концентрации C_{β} :

$$C_{\beta} = \frac{\rho_{\beta}}{\rho}, \text{ где } \sum_{\beta=1}^n \rho_{\beta} = \rho, \sum_{\beta=1}^n C_{\beta} = 1$$

В этом случае закон сохранения субстанции примет вид [21, р.68; 27, с.278]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho C_{\beta}) = -\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho C_{\beta} u_i) + \frac{\partial j_i}{\partial x_i} + S_{\beta} \quad (8)$$

Соотношение (8) закон сохранения для компонент

реагирующей смеси. Для технических пламен число Маха $Ma \leq 3$, в этом случае учитывается перенос вещества только за счет диффузии. Перенос вещества за счет градиента давления, действия внешних сил (электрические и магнитные поля) и за счет термодиффузии малы и ими будем пренебрегать [21, р.79].

Тогда (8) запишем в следующем виде:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_\beta) = - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho C_\beta u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{\beta eff}} \frac{\partial C_\beta}{\partial x_i} \right) + S_\beta \quad (9)$$

Введем понятие среднемассовой скорости среды, состоящей из β компонент:

$$u_i = \frac{\sum_{\beta=1}^n \rho_\beta u_{i,\beta}}{\sum_{\beta=1}^n \rho_\beta} \quad (10)$$

3.2 Моделирование турбулентности и двухфазности течения

Технические течения в высокотемпературных средах при наличии физико-химических процессов всегда являются турбулентными. Турбулентный режим характеризуется непрерывным перемешиванием всех слоев жидкости. Турбулентность это не свойство жидкости, а свойство течений жидкости. Основные характеристики турбулентного течения не определяются молекулярными свойствами жидкости и испытывают хаотические изменения - пульсации.

Для получения характеристик турбулентного течения используем метод Рейнольдса, когда все транспортные переменные можно записать в виде суммы среднего и пульсационного значения:

$$u = \bar{u} + u', \quad v = \bar{v} + v', \\ w = \bar{w} + w', \quad p = \bar{p} + p', \quad \rho = \bar{\rho} + \rho' \quad (11)$$

Введем обозначения (11) в уравнения (3-4) и получим соотношения, которые называются уравнениями Рейнольдса:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial x_i} (\overline{\rho u_i} + \overline{\rho' u'_i}) \quad (12)$$

$$\frac{\partial (\overline{\rho u_i})}{\partial t} = - \frac{\partial (\overline{\rho u_i u_j})}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{\rho u'_i u'_j} + \overline{u_i \rho' u'_j} + \overline{u_i \rho' u'_i} + \overline{\rho' u'_i u'_j}) - \\ - \frac{\partial (\overline{\rho' u'_i})}{\partial t} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \bar{\rho} f_i \quad (13)$$

Эти уравнения (12)-(13) отличаются от уравнений (3) и (4) появлением в них новых дополнительных членов.

Уравнения (12) и (13) упростим, пренебрегая в них флуктуациями плотности, т.е. считаем, что $\bar{\rho} \gg \rho'$. Такие предположения для течений с химическими реакциями были сделаны и обоснованы в работах [81-83]. Результаты этих работ хорошо согласуются с экспериментом.

В этой связи пульсациями плотности в дальнейшем будем пренебрегать, а дополнительные члены в уравнении (13), которые содержат пульсации плотности ρ' в

дальнейшем опустим. Тогда уравнения (12) и (13) примут следующий вид:

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial \tau} = - \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) \quad (14)$$

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_i)}{\partial t} = - \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial (\tau_{ij} - \bar{\rho} \overline{u'_i u'_j})}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \bar{\rho} f_i \quad (15)$$

Здесь $\overline{\rho u'_i u'_j} = \tau_{ij, turb}$ - тензор турбулентных

напряжений Рейнольдса, который характеризует перенос импульса через выбранную нами в сплошной среде поверхность (мысленно) за счет турбулентных пульсаций скорости. Тогда соотношение (15) можно будет записать в виде:

$$\frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_i)}{\partial t} = - \frac{\partial (\bar{\rho} \bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} + \frac{\partial (\tau_{ij} + \tau_{ij, turb})}{\partial x_j} - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \bar{\rho} f_i \quad (16)$$

Введем в уравнении (16) обозначения:

$$\tau_{ij, eff} = \tau_{ij, lam} + \tau_{ij, turb} \quad (17)$$

где $\tau_{ij, eff}$ - общее касательное напряжения.

Турбулентные напряжения Рейнольдса моделируются по аналогии с обменом импульса в ламинарной среде. Принято, что они пропорциональны градиенту средних скоростей основного течения, а коэффициентом

пропорциональности при этом будет турбулентная вязкость μ_{turb} .

Для изотропной турбулентности: $\overline{u'^2} = \overline{v'^2} = \overline{w'^2}$.

Введем понятие кинетической энергии турбулентности:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} = \frac{1}{2} \left(\overline{u'^2_1} + \overline{u'^2_2} + \overline{u'^2_3} \right) \quad (18)$$

Тогда тензор напряжений Рейнольдса примет вид [84-86]:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_{turb} \cdot \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \delta_{ij} \cdot \left(\mu_{turb} \frac{\partial \overline{u_l}}{\partial x_l} + \overline{\rho k} \right), \quad (19)$$

$$\text{а } \mu_{eff} = \mu_{lam} + \mu_{turb} \quad (20)$$

Перепишем уравнение (16) для некоторой транспортной переменной ϕ (в нашем случае импульс):

$$\frac{\partial (\overline{\rho \phi})}{\partial t} = - \frac{\partial (\overline{\rho u_j \phi} + \overline{\rho u'_j \phi'})}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma \phi \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x_j} \right] + \overline{S} \phi \quad (21)$$

Если применить процедуру осреднения Рейнольдса, как было показано выше, к уравнению для температуры (7) и концентрации (9), то влияние пульсаций на перенос энергии и концентрации выразится в появлении в этих уравнениях дополнительных членов: $\overline{\rho C_p u' T'}$ и $\overline{\rho u' C'}$.

Эти дополнительные члены описывают наряду с

молекулярным переносом перенос тепла и вещества за счет турбулентных пульсаций.

Обозначим: $\Gamma_{\phi, eff} = \Gamma_{\phi, lam} + \Gamma_{\phi, turb}$ — это эффективный коэффициент молекулярного и турбулентного обмена.

Тогда уравнения (21) будет описывать в общем виде и перенос тепла и концентрации, при этом:

$$\Gamma_{h, eff} = \frac{\lambda}{c_p} + \Gamma_{h, turb}, \quad \Gamma_{c, eff} = \frac{\mu_{lam}}{D\rho} + \Gamma_{c, turb} \quad (22)$$

Здесь уже ϕ - транспортная переменная (Т, С).

Поскольку турбулентный обмен импульсом, энергией, концентрацией обусловлен пульсациями этих величин, то можно предположить, что коэффициенты обмена пропорциональны турбулентной вязкости [19, 21, 24, 84-86]. А коэффициенты пропорциональности — это турбулентные числа Прандтля и Шмидта:

$$\sigma_{h, turb} = \frac{\mu_{turb}}{\Gamma_{h, turb}}, \quad \sigma_{c, turb} = \frac{\mu_{turb}}{\Gamma_{c, turb}}, \quad (23)$$

которые являются эмпирическими константами и находятся экспериментально.

Таким образом, для нахождения любой из транспортной переменной ϕ (импульс, температура, концентрация) мы имеем уравнение:

$$\frac{\partial(\overline{\rho\phi})}{\partial t} = -\frac{\partial(\overline{\rho u_j \phi})}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{\phi, eff} \frac{\partial \overline{\phi}}{\partial x_j} \right] + S_{\phi} \quad (24)$$

Для нахождения искомой величины $\overline{\phi}$, мы должны знать турбулентную вязкость, которая не является свойством жидкости, а зависит от состояния турбулентности, т.е. от свойств пульсационного движения.

В работе для этого мы используем стандартную k-ε модель турбулентности без учета влияния подъемной силы или «закрутки» течения, которая представлена уравнением переноса турбулентной кинетической энергии [83, 86-87]:

$$\frac{\partial(\overline{\rho k})}{\partial t} = -\frac{\partial(\overline{\rho u_j k})}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P - \overline{\rho} \cdot \varepsilon \quad (25)$$

и уравнением диссипации (преобразование кинетической энергии турбулентности во внутреннюю) турбулентной кинетической энергии ε:

$$\frac{\partial(\overline{\rho \varepsilon})}{\partial t} = -\frac{\partial(\overline{\rho u_j \varepsilon})}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{eff}}{\sigma_{\varepsilon}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon,1} \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot P - C_{\varepsilon,2} \cdot \frac{\varepsilon^2}{k} \cdot \overline{\rho} \quad (26)$$

Здесь были введены следующие обозначения:

$$P = \left[\mu_{turb} \cdot \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \overline{\rho} \cdot k \cdot \delta_{ij} \right] \cdot \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} \quad (27)$$

- производство кинетической энергии,

$$\overline{\rho \varepsilon} = \mu_{turb} \cdot \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \cdot \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) \quad (28)$$

- скорость диссипации турбулентной энергии,
 $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ - турбулентные числа Прандтля.

Если k и ε известны, то турбулентная вязкость μ_{turb} определяется соотношением Прандтля-Колмогорова [84]:

$$\mu_{turb} = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (29)$$

Эмпирические константы $c_\mu, \sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$ в уравнениях (25-26) и (29) определяются экспериментально. Для нашего случая они взяты как в работе [85] и приведены ниже:

$$c_\mu = 0.09; \sigma_k = 1.00; \sigma_\varepsilon = 1.30; C_{\varepsilon 1} = 1.44; C_{\varepsilon 2} = 1.92 \quad (30)$$

Для турбулентных чисел Прандтля и Шмидта выбрано согласно [82] значение равное 0.9.

Обобщая уравнения (21), (25) и (26) и опуская в них черточки над осредненными величинами, запишем обобщенное уравнение переноса величины Φ в турбулентном течении:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi) = -\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u'_j \Phi \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{\phi, eff} \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} \right] + S_\phi \quad (31)$$

Здесь Φ - обобщенная транспортная переменная ($u, v, w, T, C, k, \varepsilon$), Γ_ϕ - обобщенный коэффициент обмена, S_ϕ - источниковый член.

Пылеугольный факел в топочной камере представляет

собой двухфазную среду. Мы пользуемся уравнениями для сплошной среды, в которую введены поправки на присутствие твердых пылинок угля. В таких технических течениях, которые имеют место в топочных камерах, как правило, эффектом второй фазы пренебрегают и считают, что пылеугольный факел - это двухфазная газодисперсная среда, в которой можно пренебречь влиянием твердой фазы на аэродинамику течения [87-88].

Это можно обосновать тем, что максимальная объемная концентрация твердой фазы в пылеугольном потоке не превышает 1%, а средний диаметр твердых частиц угля порядка 100 микрон.

Наличие твердой фазы и ее влияние на коэффициенты турбулентного обмена учитываем с помощью соотношения [89]:

$$\mu_{P,eff} = \mu_{G,eff} (1 + \rho_P / \rho_G)^{-1/2} \quad (32)$$

Для коэффициента турбулентного обмена и турбулентных чисел Прандтля и Шмидта с учетом наличия твердых частиц имеем [89]:

$$\sigma_{P,eff} = \frac{\mu_{P,eff}}{\sigma_{P,turb}}, \quad \sigma_{P,eff} = 0.7. \quad (33)$$

Кроме того, будем считать, что концентрацию твердого вещества можно определить из уравнения баланса для монодисперсного твердого вещества со средним диаметром частиц, а для определения плотности смеси будем предполагать смесь гомогенной. Скорости твердых частиц равны локальной скорости газовой фазы.

3.3 Моделирование теплообмена с излучением

Высокотемпературная среда излучает тепло и в результате теплообмена тепловая энергия на поверхности нагретого тела превращается в лучистую энергию. В топочной камере теплота от нагретых продуктов сгорания топлива передается стенкам кипяtilьных и экранных труб излучением, а от них теплота передается воде теплопроводностью.

Поэтому в таких технических течениях, как теплоперенос в топочных камерах при наличии горения в уравнении энергии (переноса тепла) (7) необходимо в источниковом члене S_k учитывать теплообмен излучением. На теплообмен излучением в топочной камере основное влияние оказывает водяной пар и диоксид углерода из-за их высокой концентрации в топочном пространстве камеры сгорания.

Напротив, диоксид серы и аммиак имеют малую концентрацию, поэтому их влияние на теплообмен излучением мало. Диоксид углерода и водяной пар поглощают и испускают тепловое излучение в ограниченных областях длин волн. Показано, что при моделировании течений в топочных камерах теплообмен излучением можно рассматривать при температурах $500\text{K} < T < 2000\text{K}$ в области видимой и инфракрасной части спектра [90].

Излучательная способность смеси газов состоит из излучательных способностей компонент и зависит от парциального давления, длины волны и температуры. Рассеиванием энергии излучения для газов в области теплового излучения можно пренебречь [91].

Для характеристики энергии излучения вводится понятие спектральной интенсивности:

$$I_{\nu} = \lim_{dA, d\Omega, d\nu, d\tau \rightarrow 0} \frac{dE_{\nu}}{\cos \Theta dA d\Omega d\nu dt}, \quad (34)$$

которая определяет поток энергии излучения за время dt от поверхности площадью dA , в интервале частот $d\nu$, в пределах телесного угла $d\Omega$, в направлении, которое определено конусом с углом Θ , образованном нормалью к излучающей плоскости и пучком излучения.

Интенсивность излучения в высоко нагретой среде зависит не только от излучения, но и от поглощающей и рассеивающей способности этой среды. Тогда уравнение баланса энергии излучения может быть определено следующим соотношением:

$$\frac{1}{c} \frac{\partial I_{\nu}}{\partial t} = + \frac{\partial I_{\nu}}{\partial s} - (K_{a,\nu} + K_{s,\nu}) I_{\nu} + K_{a,\nu} I_{b,\nu} + \frac{K_{s,\nu}}{4\pi} \int_{\Omega^*} P_{\nu}(\Omega^* \rightarrow \Omega) I_{\nu}(\Omega) d\Omega^* \quad (35)$$

Существует множество подходов для решения уравнения (35), которые можно разделить на три основные группы: статистические модели (метод Монте-Карло), зональные методы и модели потоков.

Для определения интенсивности излучения мы используем шестипоточную модель Ф.Локвуда [92], которая позволяет аппроксимировать интенсивность излучения с помощью стенных рядов по телесному углу:

$$I = A_x(\vec{i}\Omega) + A_y(\vec{j}\Omega) + A_z(\vec{k}\Omega) + B_x(\vec{i}\Omega)^2 + B_y(\vec{j}\Omega)^2 + B_z(\vec{k}\Omega)^2 + \dots \quad (36)$$

Эта модель была использована при расчете теплообмена излучением в камерах сгорания и показала неплохое соответствие экспериментальным данным [93-94].

Для ее использования были сделаны следующие предположения: имеем термодинамическое равновесие, процесс передачи тепла излучением квазистационарен, коэффициенты излучения и поглощения равны, из-за большой скорости света изменением интенсивности I_v во времени пренебрегаем, все излучающие поверхности будем считать серыми.

В уравнении (36) нам необходимо определить коэффициенты A_i и B_i , которые связаны с I_i^+ и I_i^- - интенсивностями в положительном и отрицательном направлениях ($\pm x$, $\pm y$ и $\pm z$) соответственно следующими соотношениями.

$$A_i = \frac{1}{2}(I_i^+ - I_i^-), B_i = \frac{1}{2}(I_i^+ + I_i^-) \quad (37)$$

Подставим (36) в уравнение (35). Проинтегрируем его по телесному углу $\Omega_i = 2\pi$, после чего интегрируемое дифференциальное уравнение (35) превратится в систему дифференциальных уравнений [92, p. 10]:

$$\frac{\partial B_i(b_{i,j})}{\partial x_i} = -K_a A_i \quad (38)$$

Если проинтегрировать уравнение (35) с учетом (36) по бесконечно малым углам в положительном и отрицательном направлении осей координат, то получим систему дифференциальных уравнений:

$$\frac{\partial A_i}{\partial x_i} = -K_a B_i + \frac{K_a}{\pi} \sigma T^4 \quad (39)$$

Если теперь подставить (39) в (38), то мы получим систему дифференциальных уравнений по шестипоточной модели Марко и Локвуда:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{1}{K_a} \frac{\partial}{\partial x_i} b_{i,j} B_i \right) = +K_a B_i - \frac{K_a}{\pi} \sigma T^4, \quad (40)$$

где коэффициенты $b_{i,j}$ представлены матрицей:

$$b_{i,j} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} 1 + x_i''^2 & \frac{1 - x_i''^2}{2} & \frac{1 - x_i''^2}{2} \\ \frac{1 - x_i''^2}{2} & 1 + x_i''^2 & \frac{1 - x_i''^2}{2} \\ \frac{1 - x_i''^2}{2} & \frac{1 - x_i''^2}{2} & 1 + x_i''^2 \end{pmatrix} \quad (41)$$

$$\text{Здесь параметры } x_i''^2 = \gamma \frac{B_i}{\sqrt{B_1^2 + B_2^2 + B_3^2}}, \quad (42)$$

где $\gamma=0.1$

В уравнение (31) мы должны подставить источниковый член, который получим путем интегрирования суммарной интенсивности по телесному углу

$\Omega = 4\pi$, тогда:

$$q = \frac{4\pi}{3} \left(\frac{\partial A_1}{\partial x_1} + \frac{\partial A_2}{\partial x_2} + \frac{\partial A_3}{\partial x_3} \right) \quad (43)$$

В пылеугольном факеле содержатся твердые частицы угля, влияние которых на теплообмен излучением может быть в несколько раз больше влияния диоксида углерода и водяного пара.

В этом случае общий коэффициент поглощения равен:

$$K_{a,G} = K_{aG} + \sum_{n=1}^e K_{a,P} , \quad (44)$$

где $K_{a,G}$ зависит от водяного пара и диоксида углерода:

$$K_{a,G} = a_{G,CO_2} k_{CO_2}^* p_{CO_2} + a_{G,H_2O} k_{H_2O}^* p_{H_2O} , \quad (45)$$

а $K_{P,a}$ зависит от твердых частиц:

$$K_{P,a} = X_a n_P \sum_{n=1}^l d_{n,P}^2 \frac{\pi}{4} \quad (46)$$

Коэффициенты: a_{G,CO_2} , a_{G,H_2O} , $k_{CO_2}^*$, $k_{H_2O}^*$, X_a определяются экспериментально и предложены в работе [95]:

$$\begin{aligned} k_{CO_2}^* &= 85.0 T_G^{-1/3}; & k_{H_2O}^* &= 7.2 T_G^{-0.4}; & a_{G,CO_2} &= 0.275 - 8.4 \cdot 10^{-5} T_G; \\ a_{G,H_2O} &= 7.2 T_G^{-0.4}; & x_a &= 0.85 \end{aligned} \quad (47)$$

Тогда источниковый член в уравнении для энергии будет состоять из источникового члена для газовой составляющей:

$$S_{h,G, Sca} = \frac{4\pi}{3} \cdot K_{abs,G} (B_1 + B_2 + B_3) - 4 \cdot K_{abs,G} \cdot \sigma \cdot T_G^4 \quad (48)$$

и для отдельной к фракции твердых частиц угля:

$$S_{h,P,k,Scs} = \frac{4\pi}{3} \cdot K_{abs,P,k} (B_1 + B_2 + B_3) - 4 \cdot K_{abs,P,k} \cdot \sigma \cdot T_{P,k}^4 \quad (49)$$

Предположим, что облако состоит из угольных частиц одинакового диаметра и плотности, тогда коэффициент поглощения равен [92, p.12; 93, p.5]:

$$K_{P,a} = X_a \frac{6\rho_G x_p}{4\rho_p d_p}, \quad (50)$$

a - коэффициент рассеяния $X_s = 1 - X_a = 0.15$

3.4 Химическая модель горения твердого топлива в камере сгорания

Физико-химические процессы, происходящие в камере сгорания – это процессы быстрого и полного окисления топлива (в нашем случае уголь), кислородом воздуха. Эти процессы происходят при высокой температуре, сопровождаются большим выделением энергии за счет химических реакций и изменением концентрации всех вступающих во взаимодействие веществ.

Чтобы описать реальные физико-химические превращения, происходящие при горении топлива, необходимо выбрать адекватную модель химических реакций, которая в свою очередь определяет источники членов в уравнениях для энергии и компоненты вещества. Эти источники членов S_h и S_β в уравнениях (7) и (9) соответственно зависят от скоростей химических реакций $\dot{\omega}_\beta$, на значение которых оказывает в первую очередь локальное распределение температуры и реагирующих

компонент.

В связи с тем, что процессы горения представляют собой очень сложное физико-химическое явление, а кинетика химических процессов в пылеугольном факеле слабо изучена, многие ученые в основу своих исследований включают несколько упрощенный химический механизм [21, p.152; 48, с.587; 68, p.46; 76, с.132; 77, с.401; 96-103].

В настоящей работе принята упрощенная химическая модель, которая использует интегральные реакции и учитывает только реакции ключевых компонентов. В этой связи будем учитывать только реакции окисления до стабильных конечных продуктов, и не брать во внимание промежуточные реакции с образованием неустойчивых промежуточных продуктов.

Такой подход в настоящее время общепризнан и обоснован тем, что детальное моделирование всех реакций (включая промежуточные) сильно усложняет химическую модель. Это в свою очередь требует неоправданно большие вычислительные затраты. Кроме этого, мы не всегда имеем необходимую информацию обо всех промежуточных реакциях, а множество многоступенчатых химических реакций можно моделировать с помощью закономерностей одноступенчатых реакций.

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 пиролиз осуществляется [76, 131; 96, 233; 98, 453].

Различные модели пиролиза приведены в работах: [100, 104-109]. Мы будем использовать одноэтапную модель пиролиза, когда изменение концентрации углерода описывается с помощью обыкновенного дифференциального уравнения [100, 314; 104, 187]:

$$\frac{dc}{dt} = -k_{pyr} c, \text{ где } k_{pyr} = k_{0pyr} T^n e^{-E_{pyr}/RT} \quad (51)$$

Кинетические данные (k_{0pyr} , T , n , E_{pyr}) обычно получают эмпирически (экспериментально) и для различных сортов угля они имеют разные значения. Так согласно [100] для каменного угля имеем:

$$k_{0pyr} = 2.08 \cdot 10^5 \text{ 1/s}; \quad E_{pyr} = 92 \text{ kJ/mol}, \quad n = 0,$$

а для бурого угля согласно [104]:

$$k_{0pyr} = 3.5 \cdot 10^5 \text{ 1/s}; \quad E_{pyr} = 74 \text{ kJ/mol}, \quad n = 0.$$

Использование одноэтапной модели пиролиза имеет существенные преимущества:

- стехиометрические коэффициенты можно получить при помощи экспресс-анализа,
- модель используется очень часто в технических пламенах и имеет хорошую точность,
- модель не требует больших вычислительных затрат.

Летучие продукты пиролиза окисляются кислородом воздуха очень быстро, образуя при этом CO_2 и H_2O . Хотя эта стадия процесса проходит очень быстро и занимает очень малый промежуток в общем времени горения, она

оказывает существенное влияние на остальные стадии.

Скорость сгорания летучих $\dot{\omega}_{FL}$ можно согласно работе [110] связать с энергией турбулентности k и ее диссипацией ε .

Для областей с небольшим количеством топлива и достаточным содержанием кислорода имеем:

$$\dot{\omega}_{1FL} = c_1 \bar{c}_{FL} \frac{\varepsilon}{k} \quad (52)$$

Для областей с достаточным количеством топлива скорость реакции определяется коэффициентом стехиометрии ν_{O_2FL} :

$$\dot{\omega}_{2FL} = C_2 \frac{\bar{c}_{O_2}}{\nu_{O_2FL}} \frac{\varepsilon}{k} \quad (53)$$

Для областей с достаточным количеством топлива и окислителя:

$$\dot{\omega}_{3FL} = C_{3FL} \frac{\bar{c}_{CO_2} + \bar{c}_{H_2O}}{\nu_{O_2FL} + 1} \frac{\varepsilon}{k} \quad (54)$$

Из этих трех скоростей в действительном процессе в топочной камере устанавливается минимальная скорость сгорания летучих:

$$\dot{\omega}_{FL}^* = \min(\dot{\omega}_{1FL}, \dot{\omega}_{2FL}, \dot{\omega}_{3FL}), \quad (55)$$

где $c_1 = 4.0$, $c_2 = 4.0$, $c_3 = 2.0$.

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 [100, 102]:



Скорость горения углерода согласно [99, 104, s.189; 112] определяется диффузией кислорода в поры твердой частицы и реакциями на ее поверхности:

$$k_c = \frac{k_c^{(D)} k_c^{(chem)}}{k_c^{(D)} + k_c^{(chem)}} \quad (57)$$

$$\text{Здесь: } k_c^{(D)} = \frac{2v_c DM_c}{RT_m d_p}, \quad (58)$$

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

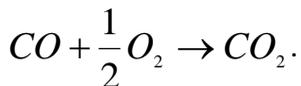
С помощью закона Аррениуса запишем константу скорости химической реакции:

$$k_c^{chem} = k_{0c} \exp(-E_c / RT_x), \quad (59)$$

где коэффициент $k_{oc} = 204 \left[\frac{kg}{m^2 s \cdot bar^n} \right]$, энергия

активации $E_c = 79.4 [kJ/mol]$.

Уменьшить образование окиси углерода можно повышая температуру, когда она догорает с образованием двуокиси углерода согласно схеме:



Но повышение температуры приводит к увеличению концентрации окислов азота NO_x (NO и NO_2), которые считаются наиболее токсичными выбросами, поскольку они вызывают фотохимическое загрязнение воздуха, окисление атмосферных осадков и истощение озонового слоя. Снижение концентрации оксидов азота на выходе из топочной камеры является очень важной задачей при организации и оптимизации процесса сжигания угля на ТЭЦ.

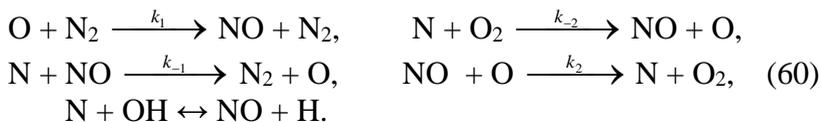
В состав оксидов азота NO_x , выбрасываемых топочными устройствами, входит в основном окись азота NO (более 90%), которая затем в атмосфере окисляется до диоксида азота NO_2 .

Концентрация NO_x увеличивается с ростом температуры газов и концентрации кислорода и не зависит от углеводородного состава топлива. 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 литературе [26, 27, 29, 79, 113-117] приведены схемы образования оксидов азота из воздуха и топлива. В работе [115] Я.Б. Зельдович описал механизм образования

термических оксидов азота NO_x , состоящий из следующих реакций:



Обобщая эти реакции, можно записать следующее соотношение для изменения концентрации NO во времени:

$$\frac{d(\text{NO})}{dt} = \underbrace{\frac{2k_1(\text{N}_2)(\text{O})}{1 + \frac{k_{-1}(\text{NO})}{k_{-2}(\text{O}_2)}}}_{\text{Общая скорость образования}} - \underbrace{\frac{2k_2(\text{NO})(\text{O})}{1 + \frac{k_{-2}(\text{O}_2)}{k_{-1}(\text{NO})}}}_{\text{Скорость деструкции}} \quad (61)$$

Общая скорость
образования

Скорость
деструкции

В уравнении (61) деструкцией можно пренебречь, так как она незначительна. Если концентрация кислорода превышает концентрацию NO , то образование термических NO зависит в основном от содержания в этой области кислорода O и температуры и описывается соотношением:

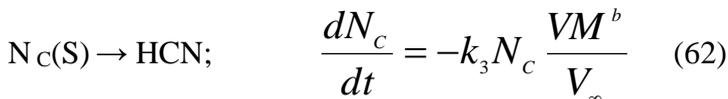
$$\frac{d(\text{NO})}{dt} = 2k_1(\text{N}_2)(\text{O})$$

Топливные NO_x образуются в результате окисления азота топлива и химических реакций между основными азотосодержащими компонентами (HCN , NH_3) которые выделяются вследствие процесса пиролиза (выход летучих). Различные обобщенные схемы развития

формирования топливных NO_x представлены в многочисленных работах [118-124].

В настоящей работе мы будем придерживаться схемы формирования топливных оксидов азота NO_x обоснованной в работе [100]. В этой кинетической модели учтены 12 глобальных химических реакций и стадии горения: пиролиз угля, гомогенное горение угля, образование термических и топливных соединений NH_3 [125]. Эта модель включает в себя следующие химические реакции:

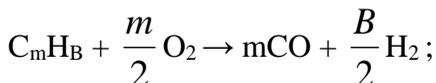
а) пиролиз легучего азота



б) горение углеводородов:

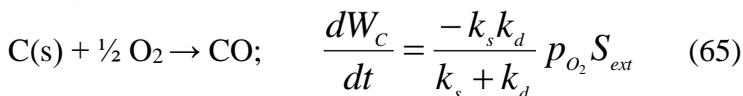


$$\frac{d|\text{CO}|}{dt} = -k_4 |\text{CO}| |\text{O}_2|^{1/2} |\text{H}_2\text{O}|^{1/2} \quad (63)$$

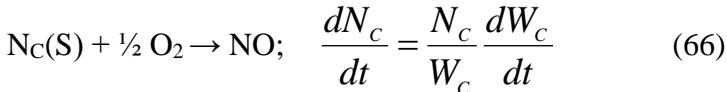


$$\frac{d|\text{C}_m\text{H}_B|}{dt} = -\frac{2}{m} k_5 \frac{p^2}{T^{1.5}} f_{\text{C}_m\text{H}_B} f_{\text{O}_2} \quad (64)$$

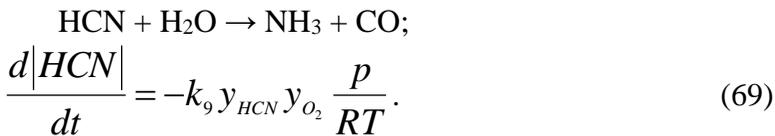
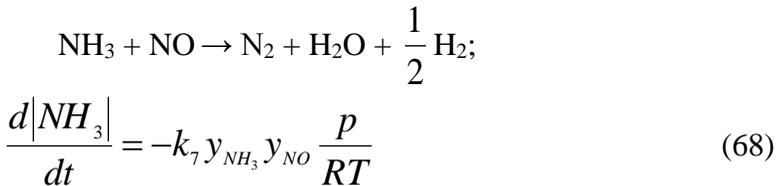
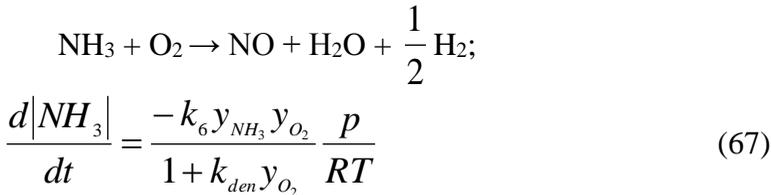
в) горение коксового остатка



г) горение азота, содержащегося в коксе:



д) окисление азотосодержащих продуктов (аммиак, смолы):



Здесь p_{O_2} - парциальное давление окружающего газа, S_{ext} - полная внешняя поверхность на единицу массы коксовой частицы, $k_d = \frac{24\psi D_{O_2}}{dRT_m}$ - 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.

3.5 Методы решения уравнений математической модели, описывающей процесс горения твердого топлива

В предыдущих главах были получены основные уравнения, составляющие математическую модель, которая описывает турбулентный теплоперенос в топочной камере при сжигании в ней пылеугольного топлива с учетом многофазности реагирующей среды, физико-химических превращений и лучистого теплообмена.

Это система уравнений (3), (4), (7), (9), (25) - (26), которая определяет скорость (U, V, W), температуру течения (T), компоненты продуктов реакции (C_β), турбулентные характеристики течения (кинетическую энергию турбулентности k и энергию диссипации ε). Все эти уравнения можно записать в обобщенном виде:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) = -\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\Gamma_{\phi, eff} \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right] + S_\phi \quad (70)$$

Здесь ϕ - обобщенная транспортная переменная ($u, v, w, T, C, k, \varepsilon$). Источниковый член S_ϕ (источник энергии и вещества) определяется химической моделью и моделью излучения, которые описаны в предыдущих главах.

Поскольку систему уравнений (71) мы будем решать для областей реальной геометрии (камеры сгорания, топочные камеры действующих энергетических объектов), то для этого мы должны задать начальные и граничные

условия поставленной задачи исследования.

Чтобы избежать ошибок, которые могут привести к физически бессмысленному результату, необходимо задать адекватные начальные и граничные условия, соответствующие реальному физическому процессу, происходящему в топочной камере котла выбранной ТЭЦ.

При задании начальных условий можно использовать ранее полученные сходящиеся решения или выбрать при $t=0$ нулевые значения переменных: $u, v, w, P, T, C, k, \varepsilon$.

В качестве граничных условий, мы должны задать значения искомых величин на твердых поверхностях, которыми являются стенки топочной камеры. Кроме этого мы обязательно должны задать значения исследуемых величин (скорость, температура, давление, концентрация топлива и окислителя, кинетическая энергия турбулентности и скорость ее диссипации) на свободных поверхностях, которыми являются: вход - области подачи топлива и окислителя, выход из камеры, плоскости симметрии.

В этом случае граничные условия будут выглядеть следующим образом:

На входе имеем:

$$u_i; h = c_p T; k_{\text{вход}} = \frac{3}{2} (\bar{u}_{i,\text{вход}} T_u)^2,$$

$$\text{где } T_u = \frac{(u'^2)^{1/2}}{\bar{u}} - \text{степень турбулентности;} \quad (71)$$

$$\varepsilon_{\text{вход}} = c_\mu^{0.75} \frac{k^{3/2}}{L_m}, \text{ где } L_m = 0.03 (4S/P), P - \text{периметр}$$

контрольного объема на входе, S – его площадь.

На выходе имеем:

$$\left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial k}{\partial x_i} \right|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right|_{no} = 0. \quad (72)$$

В плоскости симметрии имеем:

$$u_i|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial h}{\partial x_i} \right|_{ta} = 0; \quad (73)$$

$$\left. \frac{\partial k}{\partial x_i} \right|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial c_\beta}{\partial x_i} \right|_{no} = 0$$

На стенках имеем:

$$u_i|_{no} = 0; \quad \left. \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right|_{no} = 0; \quad u_i|_{ta} = 0; \quad q_w = \alpha(T_{wp} - T_w) \quad (74)$$

В пристенной области: $q_w = \lambda \frac{T_{wp} - T_w}{\Delta x_{wp}}$ - в области

$y^* \leq 60$ согласно теории «вязкого подслоя» и

«пристенных законов»; $\varepsilon_i|_w = 0$; $k_i|_w = 0$; $\left. \frac{\partial c_\beta}{\partial x_i} \right|_{no} = 0$.

Система уравнений (70) с граничными условиями (71) –(74) очень сложная и не имеет аналитического решения.

Эта система уравнений может быть решена только численно. В этом случае всю расчетную область разделяют разностной сеткой (решеткой) на дискретные точки, а непрерывное поле переменных заменяется их дискретными значениями в узлах решетки. В системе уравнений (70) все производные необходимо заменить их приближенными выражениями через разности значений функций в узлах решетки.

Тогда система дифференциальных уравнений (70) преобразуется в систему нелинейных алгебраических уравнений (разностные уравнения). Для их получения в работе использован метод контрольного объема, когда для каждой ячейки (контрольный объем) расчетной области записываются физические законы сохранения.

Дифференциальные уравнения, описывающие эти законы, интегрируются по объему каждого контрольного объема. Метод контрольного объема в основном используется при трехмерном моделировании сложных турбулентных течений с физико-химическими превращениями, которые имеют место при сжигании топлива в камерах сгорания. Этот метод достаточно прост, нагляден, устойчив, не требует огромных вычислительных затрат (затраты машинного времени) и применяется при решении многих технических задач [126-134].

Из дифференциального уравнения методом контрольного объема получим интегральное уравнение:

$$\iiint_V \frac{\partial}{\partial t} \rho \Phi dV = \iint_A \left(-(\rho \Phi u_i) + \partial_{tm} \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} \right) \vec{n} dA_{no} + \iiint_V S_{tm} dV \quad (75)$$

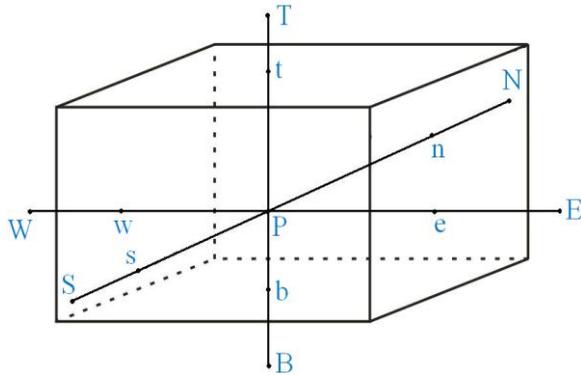


Рисунок 1

Из уравнения (75) получим для контрольного объема (рисунок 1) следующее соотношение:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial}{\partial t}(\rho\Phi)_p \Delta x \Delta y \Delta z = & [(\rho\Phi u_1)_w - (\rho\Phi u_1)_e] \Delta y \Delta z + \\
 & + [(\rho\Phi u_2)_s - (\rho\Phi u_2)_n] \Delta x \Delta z + [(\rho\Phi u_3)_b - (\rho\Phi u_3)_t] \Delta x \Delta y - \\
 & - \left[\left(\partial_{tm} \frac{\partial \Phi}{\partial x_1} \right)_w - \left(\partial_{tm} \frac{\partial \Phi}{\partial x_1} \right)_e \right] \Delta y \Delta z - \left[\left(\partial_{tm} \frac{\partial \Phi}{\partial x_2} \right)_s - \left(\partial_{tm} \frac{\partial \Phi}{\partial x_2} \right)_n \right] \Delta y \Delta z - \\
 & - \left[\left(\partial_{tm} \frac{\partial \Phi}{\partial x_3} \right)_b - \left(\partial_{tm} \frac{\partial \Phi}{\partial x_3} \right)_t \right] \Delta y \Delta z + S_{tm} \Delta x \Delta y \Delta z
 \end{aligned} \tag{76}$$

Это соотношение получено в предположении, что в качестве значений переменной Φ и свойств веществ используется среднее по объему ячейки значение, а потоки через границы ячеек определяются средними значениями по площадям соответствующих поверхностей, и наконец, среднее по площадям и по объему считаются равными [21, 24, 27, 30,]. Зависимость теплопроводности, удельной энтальпии, теплоемкости от температуры в виде полиномов, плотность жидкости, пересчет концентраций

приведены в работах [87, 134].

Для определения искомой величины Φ в центре контрольного объема (рисунок 1, точка P), необходимо знать согласно уравнению (76) значение ϕ и ее производных на границах контрольного объема (точки: w, e, s, n, t, b), которые определяются при помощи интерполяции. В настоящей работе для конвективных членов уравнений переноса применяются разности против потока, а для аппроксимации диффузионных потоков используется метод второго порядка точности, источниковый член интегрируется по контрольному объему и линеаризуется, а полученная система уравнений решается с помощью совершенного неявного метода [21, 23, 24, 135].

В этом случае из обобщенного уравнения переноса получим нелинейную систему алгебраических уравнений для контрольного объема:

$$a_p \Phi_p = \sum_{n=E,W,N,S,T,B} a_n \Phi_n + S_\phi^{RS} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (77)$$

Здесь коэффициенты a_w , a_E , a_s , a_n , a_t , a_b определяются следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} a_w &= \left(\text{AMAX}(0.0; -(\rho u)|_w) + \frac{\Gamma_{\phi,w}}{\Delta x_w} \right) A|_w; \\ a_E &= \left(\text{AMAX}(0.0; -(\rho u)|_e) + \frac{\Gamma_{\phi,e}}{\Delta x_e} \right) A|_e \quad (78) \\ a_s &= \left(\text{AMAX}(0.0; -(\rho v)|_s) + \frac{\Gamma_{\phi,s}}{\Delta y_s} \right) A|_s; \end{aligned}$$

$$a_N = \left(\text{AMAX}(0.0; -(\rho v)|_n) \right) + \frac{\Gamma_{\phi,n}}{\Delta y_n} A|_n \quad (79)$$

$$a_T = \left(\text{AMAX}(0.0; -(\rho w)|_t) \right) + \frac{\Gamma_{\phi,t}}{\Delta y_t} A|_t ;$$

$$a_B = \left(\text{AMAX}(0.0; -(\rho w)|_n) \right) + \frac{\Gamma_{\phi,b}}{\Delta y_b} A|_b \quad (80)$$

Через эти коэффициенты можно определить коэффициент a_p в центре контрольного объема:

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B + S_{\phi}^{AP} \Delta x \Delta y \Delta z \quad (81)$$

Поскольку соотношения (77) это нелинейная, неавтономная система алгебраических уравнений, решать ее будем с применением итерационных методов, подробно описанных в работах [24, 30].

Глобальная математическая модель, описывающая процессы тепломассопереноса при наличии физико-химических превращений, основные уравнения, входящие в эту модель и граничные условия для их интегрирования нами записаны. Ниже в следующих главах диссертационной работы будет показано, как эта математическая модель будет применена для решения практических задач сжигания пылеугольного топлива в реальных камерах сгорания действующих энергетических объектов.

Значительный прогресс в развитии численных методов, в разработке программного обеспечения, появление быстродействующих компьютеров, увеличение мощности современной вычислительной техники, создание

проблемно-ориентированных пакетов программ позволяет в настоящее время тщательно исследовать сложные процессы турбулентного тепломассопереноса в реагирующих средах при наличии физико-химических превращений и получать расчетные основные рабочие характеристики реальных энергетических объектов, неплохо совпадающие с экспериментальными данными, полученными на натуральных объектах [136-139].

В настоящей работе для проведения вычислительных экспериментов по 3D моделированию процессов тепломассопереноса в топочной камере котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ использовался в качестве основы компьютерный пакет программ FLOREAN [21, s.138], который базируется на решении консервативных уравнений для газотопливной смеси методом контрольного объема. Компьютерный пакет программ состоит из подмодели баланса импульса, энергии, компонент вещества, $k-\epsilon$ модели турбулентности, SIMPLE метода корректировки давления, шестипоточной модели теплового излучения. Этот пакет программ был использован для расчета течений в камерах сгорания многих ТЭЦ как за рубежом (Германия [20, 26,]), так и в Казахстане [27, 29, 47, 48, 164, 125, 140-149].

Каждый раз, когда берется новый объект исследования (топочная камера), пишется новая подпрограмма для описания геометрии камеры сгорания, ее размеров, расположения и размеров горелочных устройств, скорости подачи топлива и окислителя, их количества согласно техническим характеристикам реального энергетического объекта и принятой на данном энергетическом объекте технологии сжигания твердого (уголь) топлива. Создается базовый файл GEOM, который в дальнейшем используется

для расчета полей скорости, температуры, давления, концентрации компонентов топлива и окислителя, продуктов реакции и др. турбулентных характеристик процесса.

Ниже в следующих главах настоящей диссертации приведены результаты вычислительных экспериментов по численному моделированию процессов сжигания угля в пылевидном состоянии в топочной камере огневой модели парового котла с тангенциальной подачей топлива и в реальной топочной камере котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ.

В результате проведенного компьютерного моделирования процесса сжигания пылеугольного топлива получено полное описание процесса турбулентного теплопереноса, аэродинамические характеристики (поля скоростей и давления), температурные поля, концентрационные поля продуктов горения, турбулентные характеристики k и ϵ в каждой точке контрольного объема топочного пространства камеры сгорания и на выходе из нее.

Результаты вычислительных экспериментов имеют огромное практическое значение, так как позволят совершенствовать конструкции топочных камер и горелочных устройств, оптимизировать процесс сжигания высокозольного энергетического казахстанского угля и создать экологически «чистое» производство энергии на уровне требований международных стандартов.

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА С УЧЕТОМ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРЕВРАЩЕНИЙ ПРИ ГОРЕНИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ТОПОЧНЫХ КАМЕРАХ РЕАЛЬНЫХ ТЭЦ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН

4.1 Тестирование задачи о горении твердого топлива на модели с тангенциальной подачей топлива и сравнение с опытными данными огневой экспериментальной модели

В предыдущей главе были построены математическая и химическая модели задачи, представляющие собой сложную неавтономную систему дифференциальных уравнений, которая при соответствующих граничных условиях задачи адекватно описывает процесс турбулентного теплообмена и позволяет проводить вычислительные эксперименты по сжиганию угля в пылевидном состоянии в топочных камерах котлов реальных энергетических установок (ТЭЦ, ТЭС).

Прежде, чем приступить к проведению вычислительных экспериментов на реальных энергетических установках (ТЭЦ РК) проведем тестирование задачи на огневой модели [150-151, 152-155, 158]. Проведение численных исследований на уменьшенных огневых моделях топочных камер позволяет получить предварительные необходимые данные для проектирования новых котлов, отыскать наилучшие конструктивные и компоновочные решения, исследовать влияние режимных и конструктивных параметров на аэродинамику факела, на воспламенение и устойчивость горение топлива, оптимизировать процесс

его сжигания и минимизировать вредные пылегазовые выбросы.

Экспериментальные исследования на огневых пылеугольных топках были проведены рядом исследователей [150-159], что позволило эффективно использовать их результаты при проектировании, конструировании, наладке и эксплуатации новых и уже имеющихся топочных устройств.

Горение угольной пыли осуществляется в объеме топочной камеры в потоках больших масс топлива и воздуха, к которым подмешиваются продукты сгорания. Химическое реагирование горючих составляющих угля с кислородом воздуха протекает за очень короткое время (~1-2с) пребывания топлива и окислителя в топочном пространстве [78, 79].

Реакции горения при взаимодействии топлива и окислителя проходят при протекании следующих физических процессов:

- теплоперенос компонентов горючей смеси в системе турбулентных струй, вторичных и вихревых течений продуктов сгорания;
- конвективный перенос исходных составляющих топлива и окислителя и затем продуктов реакции в газовом потоке, турбулентная и молекулярная диффузия;
- теплообмен между газовыми потоками продуктов сгорания, частицами топлива и окислителем;
- нагрев частиц топлива, выход летучих и их горение;
- передача теплоты, выделяющейся при химических реакциях между топливом и окислителем;
- теплообмен за счет излучения горящих частиц нагретой газовой среды.

В теплоэнергетических установках практическое

значение имеет способ и скорость поддачи топлива и окислителя в топочную камеру. В этой связи используют два типа горелок: вихревые с закруткой потоков внутри горелки и прямоточные с закруткой потоков в топочном пространстве (тангенциальные топки), последние широко используются как у нас, так и за рубежом при сжигании твердого и жидкого топлив.

Тангенциальные топочные устройства позволяют обеспечить более интенсивный теплообмен в топочной камере, повысить равномерность распределения тепловых нагрузок по периметру топки, уменьшить образование окислов азота в топке, организовать бесшлаковочную работу топочной камеры, что имеет принципиальное значение при сжигании шлакующихся углей.

Недостаточная изученность тангенциальных топок затрудняет разработку и принятие оптимальных технических решений по их установке на мощных энергетических блоках, использующих при сжигании угля различного сорта.

Тангенциальные топки существенно отличаются от вихревых по аэродинамике течения внутри топочного пространства. Для них характерно организация вертикально направленного вращательного движения топочных газов в камере сгорания, что связано с установкой прямоточных горелок под углом к стенкам камеры и по касательной к условной окружности в центре топки, диаметр которой как правило равен 0.1-0.3 от глубины топки [79, 150, 151].

Такое расположение горелочных устройств и такая закрутка потоков внутри топочного пространства создает внутри него пылегазовый вихрь, движущийся снизу вверх. Интенсивность крутки факела нарастает при переходе от

нижних сечений к верхним за счет поярусного включения горелок.

Это приводит к сильному раскручиванию факела, вращение которого способствует улучшению смесеобразования, повышению интенсивности теплоотдачи, равномерному обогреву стенок и к изменению размера пристеночной зоны с низкой температурой газов [3, 159-160].

Огневая экспериментальная модель парового котла, используемая нами для предварительных расчетов и тестирования математической модели и компьютерной программы, с помощью которой будут в дальнейшем проведены вычислительные эксперименты на реальных котлах ТЭЦ, представляет собой параллелепипед размерами: 7.635м x 2.1м x 1.55м с тангенциальной подачей топлива (рисунок 2). Модель имеет снизу холодную воронку для удаления шлака, которая имеет площадь поперечного сечения: $(0.0171 \times 1.2) \text{ м}^2$.

Схема расположения горелок и сопел, через которые подается угольная пыль и воздух показаны на рисунке 2-3.

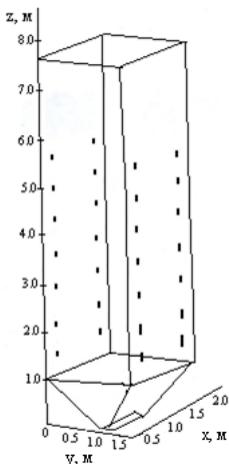
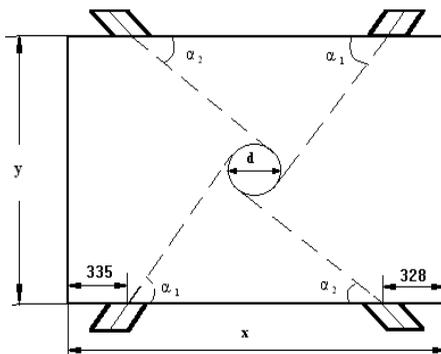


Рисунок 2 –
Общий вид камеры
сгорания огневой
модели



$$d=0.2\text{м}, x=2.1\text{м}, y=1.55\text{м}$$

Рисунок 3 – Компоновка горелок трех
первых ярусов с вводом твердого топлива:

Из рисунка 2-3 и таблицы 2 видно, что на первых трех ярусах топочной камеры располагаются 12 горелок по четыре на каждом ярусе. Через горелки в топочную камеру подается отдельно аэропыль и необходимый для ее горения первичный воздух, как это имеет место обычно в реальной топочной камере [150, 151, 153, 155]. Кроме первичного воздуха в то место топки, где происходит наибольшее горение, подается добавочный (вторичный) воздух, соотношение которого с первичным зависит от рода топлива, конструкции топки и горелочных устройств. Для подачи аэросмеси, первичного и вторичного воздуха используются горелки первых трех ярусов.

На следующих четырех ярусах через сопла подается

дополнительный воздух. Часть воздуха, подаваемого в топочную камеру, не успевает достаточно хорошо перемешаться с топливом, не участвует в реакции горения и уходит в газоходы в свободном состоянии. Поэтому для полного сгорания топлива необходимо больше воздуха V_B , чем дают теоретические расчеты V_0 [79].

Их отношение $\alpha_T = V_B / V_0$ называется коэффициентом избытка воздуха, величина, которого зависит от сорта сжигаемого угля, его характеристик (зола, влажность, выход летучих и др.), от конструкции топочной камеры и горелочных устройств. Как правило, коэффициент избытка воздуха α_T - это эмпирическая величина, которая подбирается экспериментально и его значение для пылеугольных топок колеблется в пределах: $\alpha_T = 1.2 \div 1.25$.

Количество необходимого воздуха определяется соотношением: $V_B = \alpha_T V_0 B$, где B - полный расход топлива, $V_0 = 4.508 \text{ м}^3/\text{кг}$ - это теоретически необходимое значение объема воздуха для сжигания 1 кг топлива. Характеристики топлива (экибастузский уголь), размеры топочной камеры, размеры горелок и сопел, их расположение, коэффициент избытка воздуха в топке и горелках, производительность котла, скорость подачи топлива и окислителя указаны в таблице 2, а компоновка горелок приведена на рисунке 3.

Численное моделирование проводилось на основе математической модели, которая была сформирована в предыдущих главах и состоит из транспортных уравнений импульса, энергии и концентрации с учетом источниковых членов, определяемых химическими реакциями и лучистым теплообменом.

Для этого использовался метод контрольного объема,

когда вся расчетная область делится на ячейки, для каждой из них используются физические законы сохранения, а дифференциальные уравнения, описывающие эти законы, интегрируются по объему каждой ячейки [21, 24].

Для проведения вычислительных экспериментов в качестве стартового использовался пакет программ FLOREAN [21]. Для описания геометрии топочной камеры, ее размеров расположения горелок, скорости подачи топлива и окислителя, их объемов согласно данным таблицы 2 был использован программный комплекс PREPROZ [22]. С помощью этой программы в диссертационной работе были созданы базовые файлы GEOM, которые полностью соответствует нашей задаче, т.е. тангенциальной топке огневой модели, начальным и граничным условиям процесса.

Модифицированная компьютерная программа позволила нам выбрать более мелкую сетку в области больших градиентов скоростей и температур (область горелок и сопел). Это в свою очередь позволило повысить точность расчетных данных по сравнению с [27]. Для проведения вычислительных экспериментов использовался метод контрольных объемов, согласно которому была создана решетка размером: $23 \times 27 \times 39$, которая содержит 24219 контрольных объемов, в отличие от [27], где число контрольных объемов равно 6426.

На рисунках 4-6 представлены результаты вычислительных экспериментов, которые помогут нам сделать вывод о пригодности математической модели, нашей компьютерной программы и выбранного численного метода к моделированию процессов теплопереноса при горении пылеугольного факела в камерах сгорания и перейти в дальнейшем к

вычислительным экспериментам на реальных топочных камерах промышленных котлов.

Мы видим, что расчетные данные адекватно описывают процессы, происходящие в топочной камере, о чем свидетельствует анализ кривых, представленных на рисунках 4-6.

Аэродинамика течения и распределение вектора полной скорости приведены на рисунке 4-5. Здесь представлены профили скорости в продольном и поперечном сечении камеры сгорания. Анализ рисунка 5 позволяет наблюдать тангенциальную подачу топлива и окислителя, заложенную условиями эксперимента.

Распределение вектора полной скорости

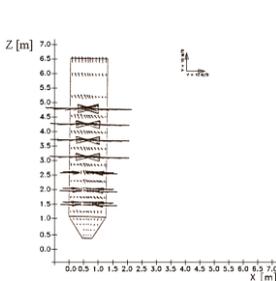


Рисунок 4

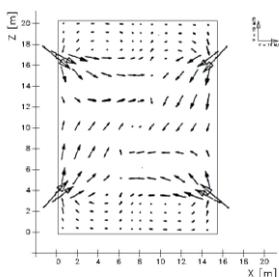
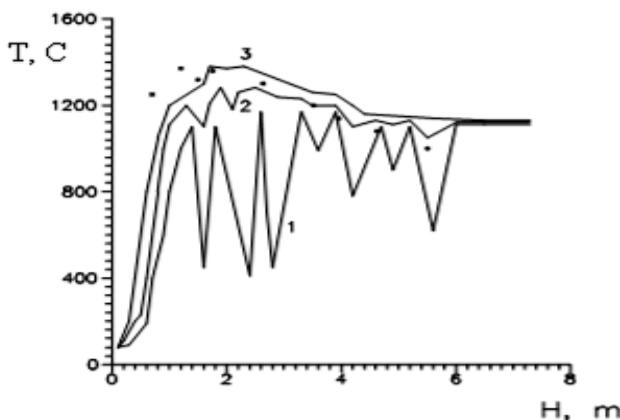


Рисунок 5

Следует заметить, что из-за шлакования измерительных зондов не удастся в полной мере и тщательно изучить экспериментально аэродинамику течения на огневых экспериментальных моделях и на реальных промышленных котлах. Напротив, с помощью

компьютерного моделирования течения в вычислительных экспериментах можно определить профили скорости для любой области топочного пространства (зона горелок, ниже и выше пояса горелок, на выходе из камеры сгорания и т.д.).

Распределение расчетных значений температуры и экспериментальных данных по высоте топочной камеры приведено на рисунке 6.



Линия - расчетные данные, ■ - эксперимент [151-152, 159]

Рисунок 6 – Распределение температуры по высоте камеры сгорания

Здесь представлены три кривые распределения температуры, которые объединяют минимальные, максимальные и средние значения температур в каждом из горизонтальных сечений по высоте камеры сгорания. Кривые имеют резкие градиенты (минимумы и максимумы). Это как раз соответствует по высоте

топочной камере зонам подачи холодной аэросмеси, вторичного воздуха (первых три минимума) и зонам подачи дополнительного воздуха (следующие три минимума).

Выше уже говорилось о том, что первоначальный вариант компьютерной программы был нами модифицирован, что позволило значительно увеличить точность расчетов численного моделирования. Во первых, новый вариант программы позволил описывать реальную геометрию горелочных отверстий, а во вторых, использовать более мелкую сетку в области больших градиентов искомых величин (скорость, температура, концентрация, давление, турбулентные характеристики).

А это в свою очередь позволило более точно рассчитать все эти величины в любой точке топочного пространства. И если есть области, где эти величины резко меняются (области вблизи горелок, где осуществляется подача холодной аэросмеси и окислителя), то компьютерное моделирование позволяет получить расчетные данные, указывающие на эти области (резкие минимумы на кривых распределения температуры).

На рисунке 6 нанесены для сравнения экспериментальные точки, полученные авторами работ [150, 153, 159] на аналогичной огневой модели. Сравнение позволяет сделать вывод о том, что выбранный нами метод расчета тепломассопереноса, происходящий в топочной камере, разработанные математическая, физическая, геометрическая и химическая модели адекватно отражают реальный физический процесс.

Ход расчетных и экспериментальных кривых на рисунках 6 одинаков и отвечает стадиям горения угля: нагревание топливной смеси, выход летучих и их

воспламенение, горение коксового остатка.

В этой связи температура вдоль высоты топочной камеры повышается, проходя стадию воспламенения, достигает максимума, который приходится на область горелок, где происходят наиболее интенсивно химические реакции горения с наибольшим выделением тепла. Далее температура несколько падает, что связано с прохождением отходящих нагретых газов через топочные экраны и поглощением тепла кипяtilьными трубами. На выходе из топочной камеры мы имеем температуру около 1200°C , что соответствует измеренным экспериментально ее значениям.

Поскольку все измерительные приборы, а здесь пирометры, с помощью которых экспериментаторы измеряют температуру внутри топочной камеры, дают некое осредненное значение, то экспериментальные точки, полученные на огневой модели, ближе ложатся к кривой средних расчетных значений температур по высоте топочной камеры (рисунок 6).

Число экспериментальных точек, полученных экспериментаторами при измерении ограничено по сравнению с расчетными данными, число которых связано с расчетной сеткой (рисунок 6). Так например, в нашем вычислительном эксперименте, число расчетных точек по высоте равно 39, а по всему топочному пространству мы получили значения всех искомых величин для 24219 контрольных объемов. И если расчетные данные хорошо согласуются с экспериментальными, то преимущество численного моделирования при проведении вычислительных экспериментов по сжиганию пылеугольного топлива в областях реальной геометрии (ТЭЦ, ТЭС, ГРЭС) не вызывает сомнений.

Анализ расчетных данных, полученных при численном моделировании процессов тепломассопереноса при сжигании пылевидного угля в топочной камере огневой модели и сравнение их с экспериментальными данными, измеренными в ходе натурных экспериментов на той же модели топочной камеры показали их неплохое согласие.

Это позволяет сделать вывод о том, что выбранные нами физическая, математическая, геометрическая и химическая модели правильно описывают реальные процессы, происходящие в топочных камерах промышленных котлов, а численный метод и компьютерная программа могут быть использованы для их описания и проведения вычислительных экспериментов.

4.2 Построение физической и геометрической модели задачи о горении пылеугольного факела в камере сгорания котла БКЗ-160 с тангенциальной подачей топлива

Для изучения и моделирования процессов тепломассопереноса при горении твердого топлива с учетом происходящих при этом физико-химических превращений выберем камеру сгорания реального промышленного энергетического котла.

В качестве объекта дальнейшего исследования был выбран котел БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ. Котел имеет П-образный профиль с прямоугольной призматической топочной камерой (рисунок 7), размеры которой: $6.565 \times 7.168 \times 21.0$ (м³).

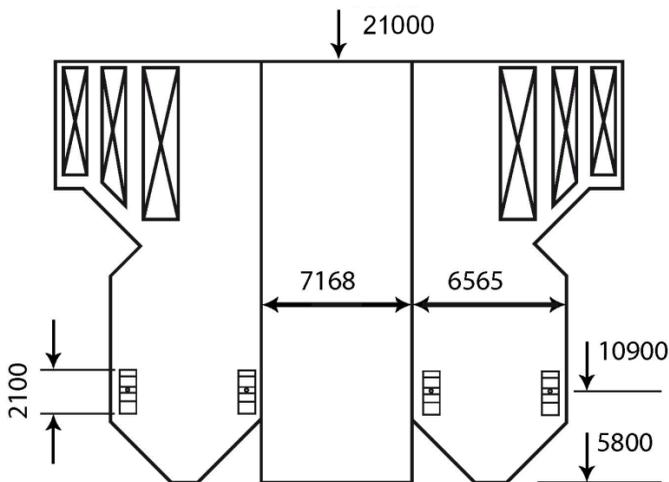


Рисунок 7 – Схема топочной камеры котла БКЗ-160

Алматинская ТЭЦ оснащена шестью котлами БКЗ-160, каждый из которых имеет паропроизводительность 160 т/ч.

Котлы БКЗ-160 изготовлены на Барнаульском котельном заводе, имеют в нижней части холодную воронку для удаления шлака, имеют индивидуальную систему для приготовления угольной пыли с промежуточным бункером от двух шаровых барабанных мельниц.

Пыль просушивается горячим воздухом, подается из промбункеров восемью питателями пыли и затем по пылепроводам транспортируется в горелки. Угольная пыль подается в горелки горячим воздухом - первичный воздух. Шлакоудаление из топочной камеры сухое, а летучая зола дымовых газов улавливается в мокрых золоуловителях.

На боковых сторонах топочной камеры расположено

восемь щелевых пылегазовых горелок, объединенных в четыре блока (по 2 горелки в блоке), горелки двухъярусные (рисунок 7). Расположение горелок на котле – угловое, по тангенциальной схеме, когда прямооточные горелки устанавливаются по касательной к условной окружности диаметром 0.1-0.3 от глубины топки (здесь около 60мм).

Горелка имеет один канал для аэросмеси и два канала для вторичного воздуха, расположенные сверху и снизу канала аэросмеси и разделенные футерованными простенками. Через каждую горелку поступает 3.787 т/ч угольной пыли, а производительность котла в целом при номинальной нагрузке составляет 30т/ч. Схема подачи топлива и воздуха приведена на рисунке 7. Расход вторичного воздуха через горелку составляет $V=6000\text{нм}^3/\text{ч}$. На выходе из горелки он имеет скорость 40м/с и температуру 380⁰С.

Температура аэросмеси на выходе из горелки равна 250⁰С, а ее скорость 25м/с, т.е. соотношение скоростей вторичного и первичного воздуха в горелках равно 1.64, коэффициент избытка воздуха в горелках равен 0.68, а на выходе из топки составляет 1.27. Таково описание физической модели исследуемой топочной камеры котла БКЗ-160, общий вид которой и разбивка ее на контрольные объемы для проведения вычислительных экспериментов представлены на рисунке 8.

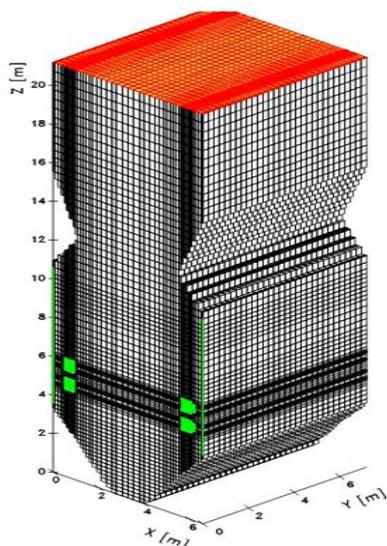


Рисунок 8 – Общий вид топочной камеры котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ и разбивка ее на контрольные объемы

Для проведения вычислительных экспериментов выбран борлинский уголь, по составу близкий к экибастузскому.

Многие экспериментальные и аналитические исследования проводятся в упрощенных условиях, которые отличаются от реальных топочных условий протекания процесса. Так, например, многие из них проводятся в условиях горения крупных частиц при их сжигании в среде с большими избытками воздуха. Некоторые исследователи принимали, что температура среды в процессе горения не изменится, а горение протекает в одном из предельных режимов: кинетическом или диффузном. Такое упрощение процесса горения искажает его суть и не позволяет выяснить аэродинамику и теплообмен, происходящие в реальной топочной камере.

Дело в том, что основной является стадия горения

коксового остатка, а твердый углерод, содержащийся в топливе, является его основной горючей составляющей. Горение коксового остатка является самым длительным по времени (90% всего времени, необходимого для горения) и имеет важное значение для протекания других стадий процесса.

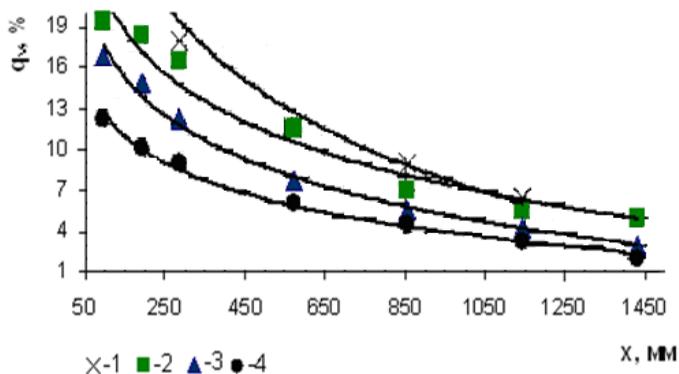
Многие исследователи при изучении макрокинетики процесса горения угольной пыли рассматривают лишь две закономерности: горение одиночной угольной частицы и закон распределения частиц по размерам в реальном полидисперсном факеле.

Экспериментальные работы [8, 151, 155, 157, 161, 163,] посвящены исследованию сжигания моно- и полидисперсного угольного факела. Так, авторы работы [8] исследовали степень выгорания моно- и полидисперсного факела экибастузского угля. Эксперименты проводилась при одинаковых расходах топлива, коэффициентах избытка воздуха, его температуре для того и другого вида топлива.

Было показано, что монодисперсная и полидисперсная пыли действительно выгорают совершенно по-разному (рисунок 9). Показано, что монодисперсная угольная пыль выгорает значительно быстрее полидисперсной на определенном участке процесса горения (в пределах механического недожога $23 > q_u < 1-2\%$).

Закон Розина Рамллера предусматривает распределение пылеугольных частиц по размерам и определяет средний диаметр частиц следующим соотношением:

$$d_{cp} = \frac{d_{max} \Gamma(1/n)}{a^{1/n} n}$$



1 – полидисперсная пыль $R_{90} = 40\%$ ($d_{cp} \approx 82$ мкм); 2 – полидисперсная пыль $R_{90} = 30\%$ ($d_{cp} \approx 71$ мкм); 3 – квазимонодисперсная пыль 75-100 мкм ($d_{cp} \approx 88$ мкм); 4 – квазимонодисперсная пыль 60-75 мкм ($d_{cp} \approx 68$ мкм)

Рисунок 9 - Сравнение выгорания моно- и полидисперсного факела экибастузского угля

Здесь $\Gamma(1/n)$ – гамма-функция, n – показатель равномерности помола (полидисперсности), a – показатель тонкости помола. Из этого соотношения следует, что величина среднего размера угольных частиц определяется двумя величинами: равномерность n и тонкость помола a . Бесконечное множество сочетаний этих двух параметров, т.е. совершенно разные виды пыли, могут дать один и тот же средний размер частиц. А разные виды пыли, несмотря на одинаковый средний размер угольных частиц, будут выгорать по-разному и будут иметь разный механический недожог [162].

В работе [163] рассмотрено влияние тонины помола на характеристики процесса (температура, степень

выгорания) при горении экибастузского угля в топочной камере котла Аксуйской ГРЭС. Было отмечено, что экибастузский уголь даже обычной зольности ($A^0=35-39\%$) относится к тощим углям по количеству горючих летучих, отнесенных к рабочей массе топлива. Авторы работы отмечают, что угрубление помола заметно снижает затраты на приготовление угольной пыли, позволяет увеличить (до 20%) срок службы оборудования и получить в этой связи экономический эффект. Но при этом имеются и недостатки.

В следствие уменьшения поверхности контакта топлива с окислителем, снижается устойчивость горения факела, а из-за смещения ядра факела происходит возрастание потери тепла с механическим недожогом, повышается золовой износ конвективных поверхностей нагрева. В работе получены данные о том, что угрубление помола приводит к снижению интенсивности горения (возрастание температуры факела при сжигании более грубой пыли происходит медленнее), а протяженность зоны максимальных температур увеличивается.

При сжигании более крупных угольных частиц происходит затягивание воспламенения, смещение и растянутость ядра факела, что приводит к увеличению температуры в конце факела (на $50-80^{\circ}\text{C}$). Этот экспериментальный результат подтверждается результатами численного моделирования, полученными в работе [164] для котла ПК-39 Аксуйской ГРЭС.

Авторы работы [163] провели эксперименты по сжиганию экибастузского угля разной зольности и показали, как можно тониной помола улучшить характеристики процесса (мехнедожог, воспламенения и горения, температура на выходе из камеры и др.) Все

эксперименты были проведены на факельном стенде КазНИИЭ и на натуральном котле ПК-39 Аксуйской ГРЭС.

Следует отметить, что экспериментальное изучение таких сложных процессов, как горение топлива в лабораторных или натуральных условиях очень усложняется и требует огромных материальных затрат. Такие эксперименты на физических натуральных моделях могут решить только частичные проблемы, так как физическое моделирование всех параллельно протекающих процессов в камере сгорания и в дымоходах на уменьшенных по масштабу установках принципиально невозможно [153, 154, 159].

Провести полное, комплексное исследование можно только на основе численного моделирования при выполнении вычислительных экспериментов на компьютерных физических моделях реальных топочных камер энергетических объектов. Такой способ исследования является наиболее экономичным и удобным для детального анализа и более глубокого понимания сложных физико-химических процессов, протекающих в камерах сгорания энергетических котлов [21, 23, 36, 37, 45, 165-180].

Ниже представлены результаты вычислительных экспериментов по горению пылеугольного факела в камере сгорания котла БКЗ-160 с тангенциальной подачей энергетического топлива со средним диаметром угольных частиц равным 60 микрон.

При численном моделировании процессов тепломассопереноса при наличии горения твердого топлива был применен метод контрольного объема. Для этого вся камера сгорания была поделена на контрольные

объемы с использованием расчетной сетки: $I=66$, $J=32$, $K=103$. Это позволило получить 217536 контрольных объемов или расчетных областей.

Геометрия камеры сгорания создавалась при помощи компьютерной программы «PREPROZ», позволяющей получить исходные файлы «GEOM», которые используются в дальнейшем компьютерной программой «FLOREAN». С ее помощью рассчитываются профили скорости, давления, температуры и концентрационные поля и многие др. характеристики процесса тепломассопереноса. В полученных файлах «GEOM» содержатся сведения о типе и расположении горелочных устройств, о их размерах и геометрии, о геометрии самой камеры сгорания (высота, ширина, глубина, ее конфигурация, расположение стенок камеры и мн.др.). Поскольку в зоне расположения горелочных устройств мы имеем сильные градиенты скоростей, температуры и концентраций (сюда подается топливо и окислитель), то в этой области камеры сгорания применяем более мелкую расчетную сетку.

4.3 Результаты вычислительных экспериментов по исследованию аэродинамики течения и турбулентных характеристик процесса горения твердого топлива

Физическая модель камеры сгорания построена в полном соответствии с таблицей 3, отражающей реальный технологический процесс горения угля, который осуществляется непосредственно в топочной камере котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ. В таблице 3 заданы все параметры (количество топлива, его характеристика,

способы и скорости подачи топлива и окислителя, мощность энергетической установки, параметры угля, его состав, температура аэросмеси, первичного, вторичного и третичного воздуха и др.). Все это отражено в построенной физической и геометрической моделях камеры сгорания. Ниже представлены результаты 3-D моделирования процессов горения твердого топлива (уголь) в камере сгорания построенной модели.

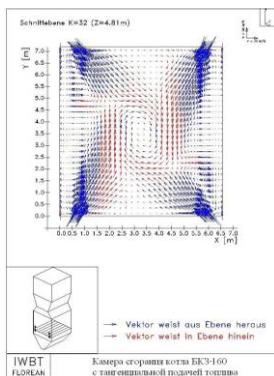


Рисунок 10 – Поле вектора полной скорости V в поперечном сечении камеры сгорания в области нижнего яруса горелок ($h=4.81\text{м}$)

На рисунках 10-15 представлены поля вектора полной скорости $V = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}$ по всему объему камеры сгорания: рисунок 10 - в сечении, которое приходится на нижний ярус горелок ($k=32$, $h=4.81\text{м}$), рисунок 11 – в сечении верхнего яруса горелок ($k=50$, $h=5.79\text{м}$), рисунок 12- в области между поясами горелок ($k=41$, $h=5.3\text{м}$), рисунок 13 - на выходе из камеры сгорания ($k=102$, $h=20.96\text{м}$). Рисунок 14 и рисунок 15 демонстрируют распределения векторов полной скорости

в двух продольных сечениях ($J=17$, $I=33$).

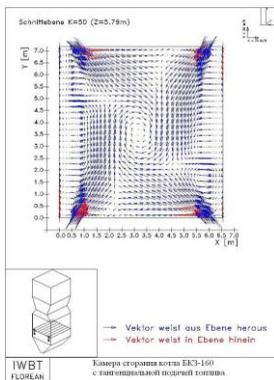


Рисунок 11 – Поле вектора полной скорости в поперечном сечении камеры сгорания в области верхнего яруса горелок ($h=5.79\text{м}$)

Поля на рисунках показаны в виде стрелок-векторов, длина которых дает величину полной скорости, их направление связано с направлением полной скорости в выбранной точке камеры сгорания. Указанная на рисунках 11-13 аэродинамика течения в топочной камере, построенная на расчетных данных скоростей, полностью совпадает с описанием характера течения в тангенциальных топках, имеющаяся в литературе [3, 79, 150, 160].

Объемная картина расположения векторов отчетливо показывает картину течения: места тангенциальной подачи топлива (уголь) и окислителя (воздух) с разными скоростями через горелочные устройства, расположенные на передней и задней стенках камеры сгорания, образование условной окружности в центре топочной камеры и симметрию течения (рисунок 10-13).

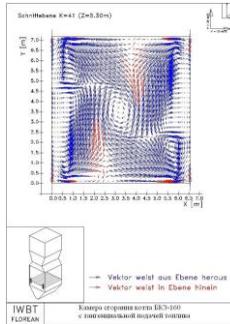


Рисунок 12 – Поле вектора полной скорости V в поперечном сечении камеры сгорания в области между ярусами горелок ($h=5.30\text{м}$)

Потоки пылеугольного топлива, вторичного и третичного воздуха, поступая в топочное пространство, создают объемное завихренное течение в центре камеры сгорания, что несомненно улучшает процесс смесеобразования и повышает интенсивность теплообмена.

Это в свою очередь приводит к увеличению времени пребывания угольных частиц в камере сгорания и к уменьшению химического и мехнедожога за счет их более полного выгорания.

Встречные пылегазовые потоки из противоположно расположенных горелок ударяясь о стенки топочной камеры создают возвратное течение (рисунок 12), а часть потока направляется вниз к воронке, образуя ниже горелок два симметричных вихря (рисунок 14 и 15). В области, расположенной ниже пояса горелок ($k < 32$, $h < 4,61\text{м}$), можно видеть образование возвратного течения (рисунок 14 и 15), что характерно для всех типов камер сгорания и связано с подсосом воздуха из нижней части камеры, выполненной в виде воронки.

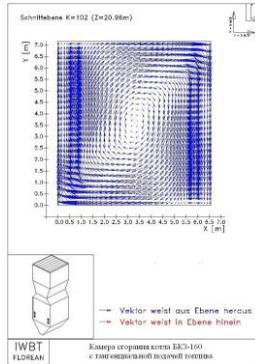


Рисунок 13 – Поле вектора полной скорости V на выходе из камеры сгорания ($h=20.96\text{м}$)

Центральное завихренное движение пылеугольного потока приводит к равномерному обогреву стенок камеры сгорания, к снижению зашлакованности тепловых экранов и тепловых потерь. Уже на выходе из камеры сгорания ($k=102$, $h=20.96\text{м}$) поле скоростей выравнивается, не наблюдается больших градиентов скоростей, вихревой характер течения ослабевает, наблюдается равномерное симметричное относительно центра камеры течение (рисунок 13).

Указанный характер течения приводит к тому, что наиболее интенсивно горение происходит в центральной зоне камеры сгорания, в области пояса горелок. Именно здесь все теплофизические и концентрационные характеристики процесса, происходящего в топочной камере, достигают своих экстремальных значений, на что указывает анализ представленных ниже температурных и концентрационных полей.

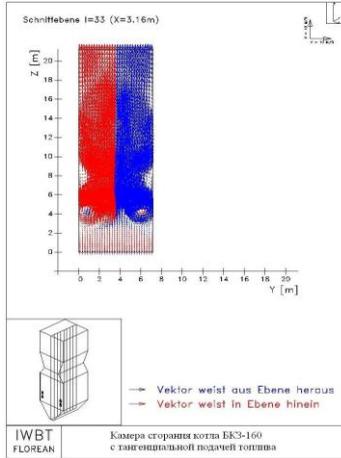


Рисунок 14 – Поле вектора полной скорости в продольном сечении камеры сгорания при $(x=3.16\text{м})$

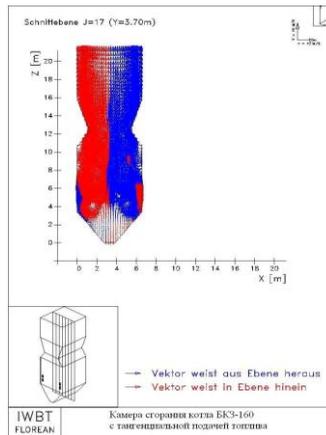
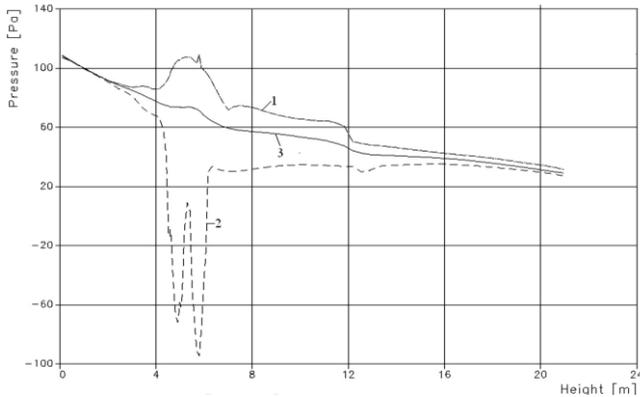


Рисунок 15 – Поле вектора полной скорости V в продольном сечении камеры сгорания при $(y=3.70\text{м})$



1 - максимальные; 2 - средние; 3 - минимальные по поперечному сечению камеры сгорания значения p

Рисунок 16 – Распределение давления p по высоте топочной камеры

На рисунке 16 представлено распределение давления по высоте камеры сгорания котла БКЗ-160. Для его определения был использован итерационный метод корректировки давления: SIMPLE – метод Патанкара [19], согласно которому давление определяется через связь между уравнением неразрывности (3) и законом сохранения импульса (4). Суть его заключается в следующем. Первоначально задается определенное распределение давления, рассчитывается поле скорости, далее проводится корректировка поля давления и поля скорости при помощи соотношений:

$$P = P^* + \Delta P, \quad u_i = u_i^* + \Delta u$$

Если давление задано неверно, то получается так называемый «дефект массы» для контрольного объема. В этой связи коррекцию давления через уравнения движения и неразрывности проводят до тех пор, пока «дефект массы» для всех контрольных объемов не будет менее

заданного минимального значения.

Анализ рисунка 16 показывает, что давление уменьшается по высоте камеры сгорания при продвижении к выходу из нее. Это отражает реальное поле давления в топочных камерах промышленных котлов [79, 151]. Дело в том, что в топочной камере устанавливается небольшое разрежение, которое на выходе из нее не превышает 2-3 мм водяного столба и само значение давления меняется не более, чем на 0.02-0.03%.

Результаты вычислительных экспериментов по расчету максимального, среднего и минимального значений давления P по высоте камеры сгорания, представленные на рисунке 16, адекватно отражают сказанное выше о поведении давления для реальных энергетических котлов. Значения давления по высоте камеры сгорания действительно снижаются при продвижении к выходу из нее и истинное его значение определяется из соотношения: $P_{uct} = P + 10^5 (Па)$

Анализ рисунка 16 показывает, что места подачи топлива и окислителя (область расположения горелочных устройств: $h=4.81м$ и $h=5.79м$), характеризуются всплесками значений давления (максимум и минимумы кривой распределения). Это вполне объяснимо и связано с резкими изменениями скоростей пылегазовых потоков в области пояса горелок.

Сказанное подтверждается распределением вектора полной скорости (рисунки 10-15), трехмерными результатами расчета давления (рисунок 17) и изоповерхностями в этой области течения (рисунок 18). Здесь наблюдается сильные различия между максимальными ($P_{max}=103.6Па$) и минимальными ($P_{min}=-66.69Па$) расчетными значениями давления, что и

отражено на рисунке 16.

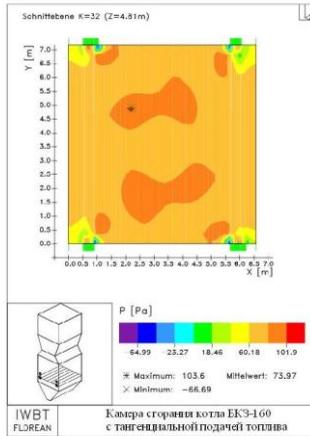


Рисунок 17—Распределение давления P в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок (h=4.81m)

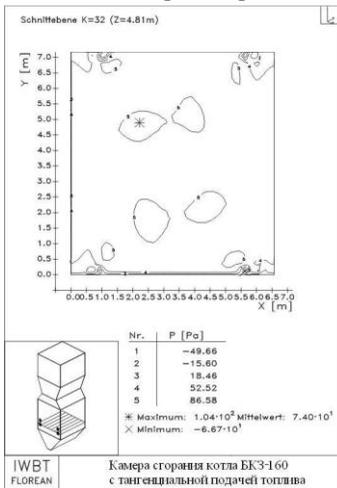


Рисунок 18—Распределение давления на изоповерхностях для значений P в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок (h=4.81m)

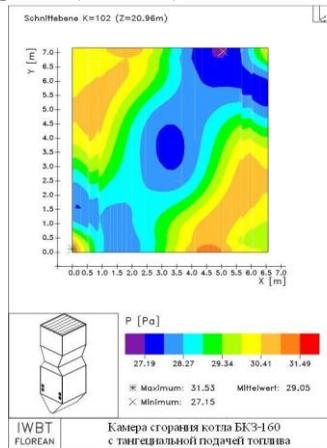
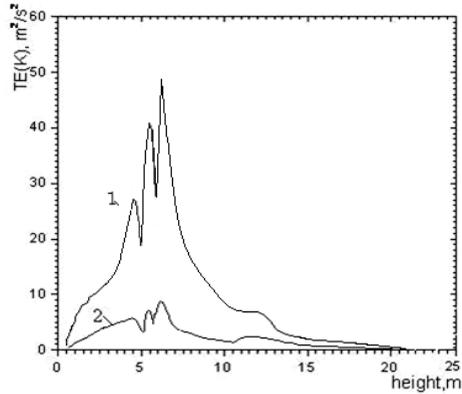


Рисунок 19 – Распределение давления P на выходе из камеры сгорания (h=20.96m)

При продвижении к выходу из топочной камеры давление выравнивается и оно монотонно убывает (рисунок 16). На выходе из камеры ($h=20.96\text{м}$) сгорания (рисунок 19) мы имеем среднее по поперечному сечению значения давления, равное $P=29.05\text{Па}$, а разница между максимальным $P_{\text{max}}=31.53\text{Па}$ и минимальным $P_{\text{min}}=27.15\text{Па}$ значениями давления невелика.

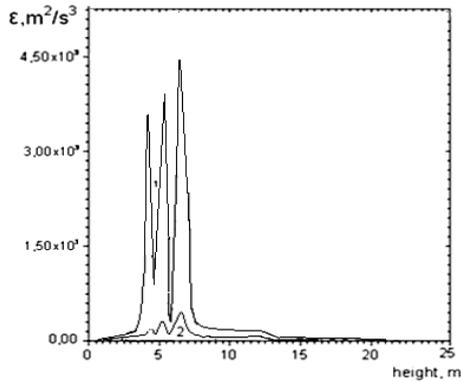
На рисунках 20-21 представлены такие характеристики аэродинамики турбулентного течения, как кинетическая энергия турбулентности k и диссипация турбулентной энергий ε , определяемые соотношениями (25) и (26) через пульсационные составляющие скорости.

Анализ рисунков 20-21 показывает, что максимума турбулентная кинетическая энергия k и ее диссипация ε достигают в центральной области напротив горелок. Это и объяснимо, так как в этой области происходит встречное столкновение пылегазовых потоков из противоположных тангенциально расположенных горелочных устройств, что приводит к максимальному возмущению течения в этой области камеры сгорания и к высокому уровню турбулентности здесь. А это в свою очередь обеспечивает высокие значения турбулентной кинетической энергии и ее диссипации, которые согласно соотношениям (18)-(20), (27)-(29) и (71) напрямую зависят от пульсаций скорости (возмущений) и уровня турбулентности.



1 - максимальные; 2 - средние;
3 – минимальные по поперечному сечению камеры значения k

Рисунок 20 – Распределение кинетической энергии турбулентности k по высоте топочной камеры



1 - максимальные; 2 - средние;
3 – минимальные по поперечному сечению камеры значения ϵ

Рисунок 21 – Распределение энергии диссипации ϵ по высоте топочной камеры

Все сказанное заложено геометрией котла, расположением горелочных устройств, которые создают

высокий уровень турбулентности в тангенциальных топках в ее центральной части напротив горелочных устройств. Тщательное перемешивание топлива и окислителя, достаточная температура в этой области топочного пространства обеспечивают условия для интенсификации процесса горения, быстрого воспламенения пылегазового факела, для его стабилизации и полного выгорания.

4.4 Результаты вычислительных экспериментов по моделированию турбулентного теплопереноса в пылеугольном факеле и формированию температурных полей в камере сгорания

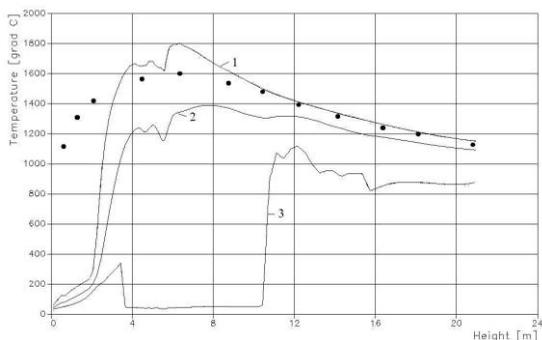
Настоящая глава диссертационной работы посвящена исследованию тепловых характеристик процесса при горении твердого топлива в пылевидном состоянии в камере сгорания котла БКЗ-160. На рисунках 22-25 приведены расчетные данные полей температуры. Мы видим, что наибольшие изменения в распределении температур наблюдаются в центральной части камеры сгорания в области подачи топливной аэросмеси и воздуха через отверстия горелок.

Это связано с тем, что здесь созданы все аэродинамические условия для интенсивного протекания химических реакций между составляющими компонентами топлива (уголь) и окислителя (воздух). А это высокие скорости встречного тангенциального движения реагирующих потоков, высокий уровень турбулентности, обеспечивающие тщательное перемешивание. Сказанное подтверждается графиком распределения химической энергии Q_{chem} , которая выделяется вследствие происходящих химических превращений в пылеугольном факеле и достигает в этой области камеры сгорания

максимальных значений (рисунок 29-30).

На рисунке 22 приведены распределения максимальных, средних и минимальных в поперечном сечении значений температур по высоте камеры сгорания. Анализ температурных кривых показывает, что в зоне пояса горелок имеются области максимумов и минимумов значений температуры, что можно объяснить технологией сжигания топлива. Максимумы температуры связаны с зоной реакции горения - это ядро пылегазового факела.

Когда топливо и окислитель встречаются происходят воспламенение и химические реакции горения с большим выделением тепла. Здесь же имеем и минимумы значений температуры, которые связаны с низкой температурой топливной аэросмеси и воздуха, поступающих через горелки в камеру сгорания. Такое поведение температуры подтверждается трехмерными графиками и распределением изотерм, представленными на рисунках 23-25. Эти графики позволяют определить по цветной шкале значения температуры в любой точке камеры сгорания.



1 - максимальные; 2 - средние; 3 - минимальные в поперечном сечении камеры сгорания значения температуры; линия - расчетные данные; ● - эксперимент [150-151, 163]

Рисунок 22—Распределение температуры T по высоте камеры сгорания

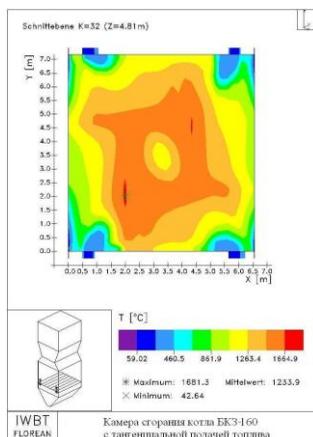


Рисунок 23–Распределение температуры T в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок нижнего яруса ($h=4.81\text{м}$)

Мы видим, что в области расположения горелок (рисунок 23 и 24) имеем как максимальные значения температур ($\sim 1681^{\circ}\text{C}$), так и минимальные их значения ($\sim 43^{\circ}\text{C}$). На трехмерном графике распределения температуры на выходе из камеры сгорания мы уже не наблюдаем такого сильного различия в значениях температур ($T_{\max}=1152^{\circ}\text{C}$, $T_{\min}=879^{\circ}\text{C}$). На рисунке 24 показаны также области, объединенные, одинаковыми значениями температур - изотермы. При движении к выходу из топки, химические реакции ослабевают, температура падает и на выходе из камеры сгорания ($k=102$, $h=20,96\text{м}$) мы имеем максимальное значение температуры, равное 1152°C , и среднее значение температуры, равное 1092.9°C (рисунок 27), что соответствует измеренным значениям температуры непосредственно на ТЭЦ ($T_{\text{эксп}} \approx 1200^{\circ}\text{C}$).

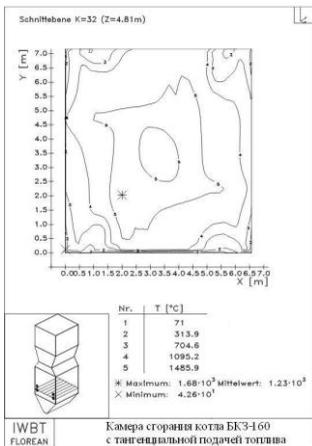


Рисунок 24 – Распределение изотерм в поперечном сечении камеры сгорания при в зоне горелок нижнего яруса ($h=4.81$ м)

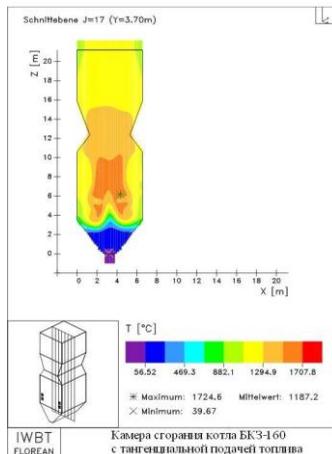


Рисунок 25 – Распределение температуры в продольном сечении камеры сгорания ($y=3.70$ м)

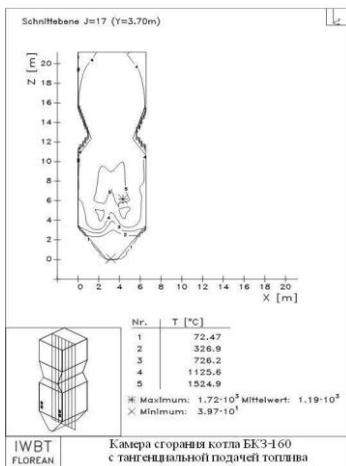


Рисунок 26 – Распределение изотерм в продольном сечении камеры сгорания при ($y=3.70$ м)

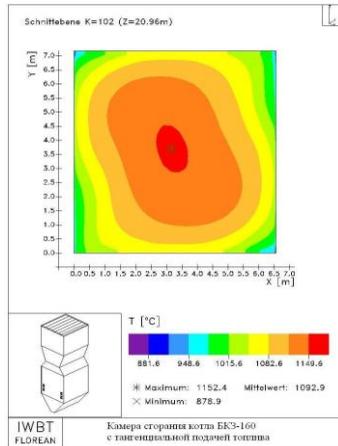
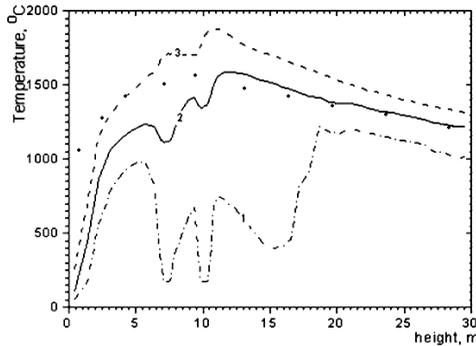


Рисунок 27 – Распределение температуры T на выходе из камеры сгорания

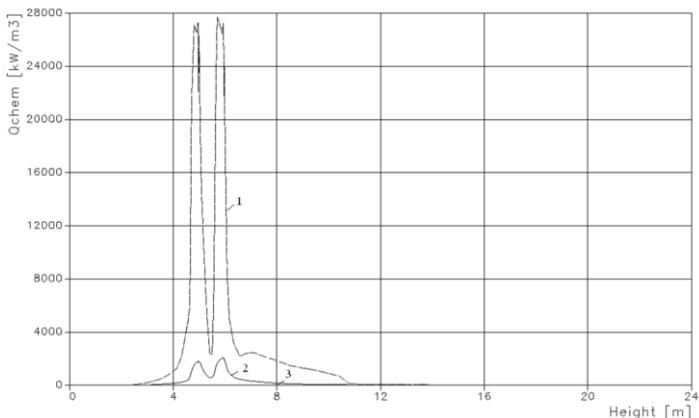
(h=20.96м)



1 - минимальные; 2 - средние; 3 - максимальные в поперечном камере сечения значения температуры; линии 1, 2, 3 – расчет; ● - эксперимент [150-151. 163]

Рисунок 28 – Распределение температуры по высоте камеры сгорания котла ПК-39 и сравнение с экспериментом

В виду отсутствия экспериментальных температурных данных для котла БКЗ-160 по всему объему камеры сгорания не удалось сравнить их с расчетными значениями температуры. Но для подтверждения правильности разработанных моделей для численного моделирования и выбранного метода исследования можно сослаться на результаты компьютерного моделирования, полученные в работах [140, с.100; 142, 149, р.498], где такое сравнение с экспериментальными данными проведено для камеры сгорания котла ПК-39 (рисунок 28). Из этого рисунка видно, что расчетные и экспериментальные данные находят в хорошем согласии, что говорит о правильности и надежности выбранного нами исследования.



1 - максимальные; 2 - средние; 3 – минимальные в поперечном сечении камеры сгорания значения Q_{chem}

Рисунок 29 – Распределение химической энергии Q_{chem} по высоте камеры сгорания

На рисунках 29-31 представлено распределение энергии, выделяемой или поглощаемой вследствие протекания в топочной камере химических реакций между компонентами угля и воздуха. Как и следовало ожидать, максимальная интенсивность химических реакций, наблюдается в центральной части камеры сгорания, а именно в зоне расположения горелок. Тепловая энергия, которая высвобождается за счет химических реакций окисления углерода и водорода до их оксидов, приводит к тому, что в этой области, где имеется наибольшая концентрация углерода, водорода и кислорода, мы наблюдаем максимумы химической энергии Q_{chem} рисунок 29-30.

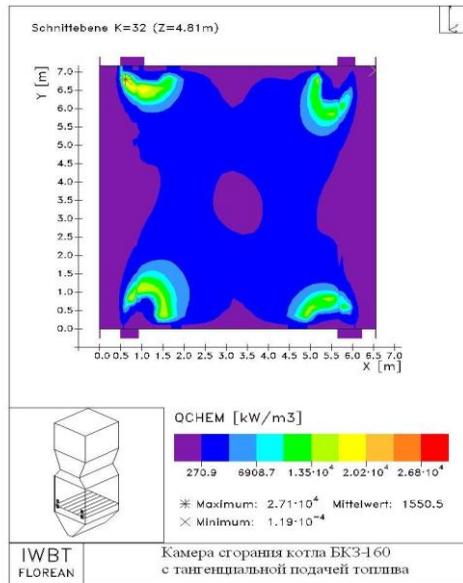


Рисунок 30 – Распределение химической энергии Q_{chem} в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок нижнего яруса ($h=4.81m$)

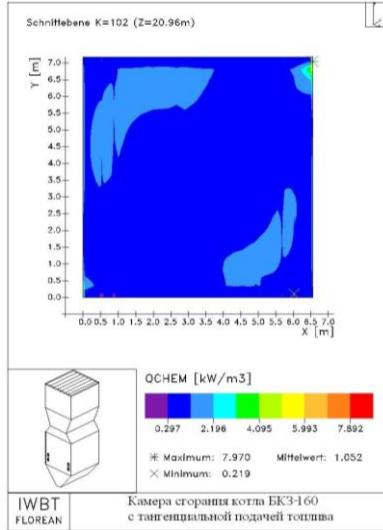


Рисунок 31 – Распределение химической энергии Q_{chem} на выходе из камеры сгорания ($h=20.96m$)

На рисунке 29 имеется два максимума значений Q_{chem} , что соответствует двум ярусам горелочных отверстий, через которые подается топливо и окислитель и где концентрации вступающих в химическое взаимодействие веществ максимальна. Каково значение максимальной химической энергии можно оценить по 3-D распределению с помощью цветной шкалы (рисунок 30). Так в зоне расположения горелочных устройств ($k=52$, $h=4.81m$) среднее значение $Q_{chem}=1550.5 \text{ kw/m}^3$, максимальное значение равно $2.71 \cdot 10^4 \text{ kw/m}^3$. Естественно, что при продвижении к выходу из камеры сгорания (рисунок 29-31) энергия, выделяемая за счет процессов химического взаимодействия, уменьшается и на выходе среднее значение $Q_{chem}=1.052 \text{ kw/m}^3$.

4.5 Результаты вычислительных экспериментов по исследованию концентрационных полей смеси и продуктов реакции горения пылеугольного факела в топочной камере котла БКЗ- 160

Для создания эффективного и экономичного метода получения энергии и разработки технологии «чистого» сжигания топлива с соблюдением норм выброса вредных веществ в окружающую среду все процессы, происходящие в камере сгорания, должны быть оптимизированы. Процесс горения топлива должен быть более полными с минимальными потерями от химической (недостаток поступающего воздуха в камеру сгорания, низкая температура в ней, неправильное распределение поступающую потока воздуха и др.) и механической (вынос мелких частиц угля вниз в воронку и вверх в газоходы) неполноты сгорания.

Для осуществления химической и механической полноты сгорания необходимо достаточное количество кислорода для горения летучих, достаточная температура для горения углерода коксового остатка, достаточное время пребывания угольных частиц в камере сгорания и достаточные вихревые движения в камере для хорошего перемешивания угольных частиц с воздухом.

О химической и механической полноте сгорания можно судить по концентрационным полям продуктов химических реакций, происходящих в камере сгорания между топливом (уголь) и окислителем (кислород воздуха), которые могут осуществляться по следующей схеме:

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

$$C + O_2 = CO_2 + 409.1 \text{ МДЖ/моль} \quad (82)$$

$2C + O_2 = 2CO + 2^* 123.3 \text{ МДЖ/2моля} \quad (83)$

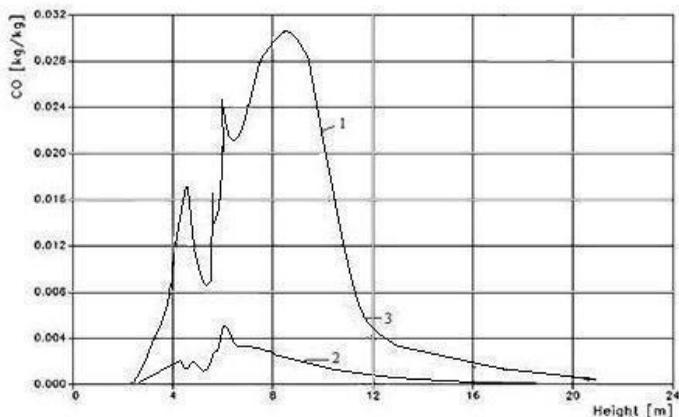
б) реакция химического взаимодействия углерода и диоксида углерода с образованием окиси углерода CO :

$$C + CO_2 = 2CO - 162.5 \text{ МДЖ/моль} \quad (84)$$

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

$$2CO + O_2 = 2CO_2 + 2^* 285.8 \text{ МДЖ/2 моля} \quad (85)$$

Ниже представлены распределения концентраций таких продуктов химических взаимодействий как оксиды углерода (CO и CO_2) и оксиды азота (NO_x), которые является главными загрязнителями окружающей среды. На рисунках 32-37 приведено распределение максимальных, средних и минимальных значений концентраций CO по высоте камеры сгорания (рисунок 32), трехмерные концентрационные поля CO в продольном сечении ($J=17$) топочной камеры (рисунок 33-34), в поперечном ($K=32$, $h=4.81\text{м}$) сечении, приходящемся на область нижнего яруса горелок (рисунок 35-36) и на выходе ($K=102$, $h=20.96\text{м}$) из камеры сгорания (рисунок 37).



1 - максимальные; 2 - средние; 3 - минимальные по поперечному сечению камеры сгорания значения CO

Рисунок 32 – Распределение концентрации оксида углерода CO по высоте камеры сгорания

Анализ рисунка 32 показывает, что максимума все три кривые (максимальные, средние, минимальные значения CO) достигают в области горелок, что объясняется наибольшими концентрациями поступающих в этой части топочной камеры углерода топлива и кислорода окислителя, интенсивностью физико-химического взаимодействия между ними, что вызывает здесь сильное повышение температуры (см. рисунок 22-24) и большое выделение тепла за счет химических реакций между компонентами топлива и окислителя (рисунок 29-30).

Эти результаты позволили построить трехмерные поля концентраций оксида углерода в продольном (рисунок 33) сечении камеры сгорания и поперечном сечении (рисунок 35), приходящемся на область расположения горелочных

устройств, а также кривые распределения одинаковых значений концентраций CO (изоповерхности) в этих сечениях (рисунок 34-36).

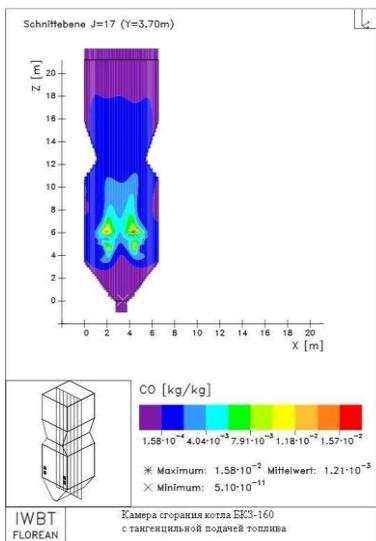


Рисунок 33 – Распределение концентрации оксида углерода CO в продольном сечении камеры сгорания (y=3.70м)

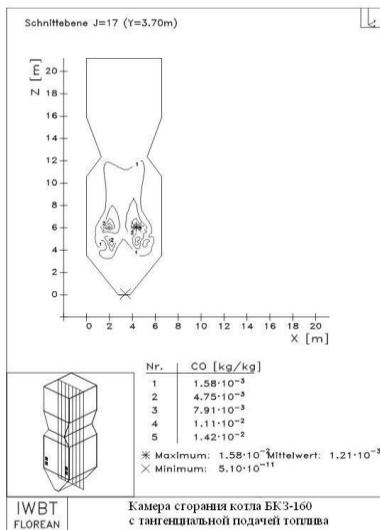


Рисунок 34–Распределение концентрации оксида углерода на изоповерхностях для значений CO в продольном сечении камеры сгорания при (y=3.70м)

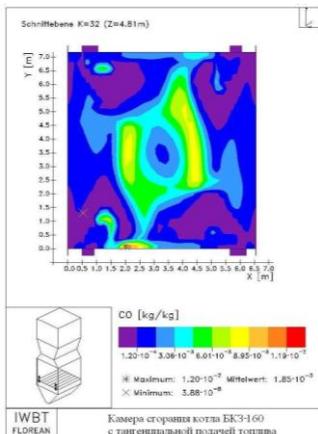


Рисунок 35–Распределение концентрации оксида углерода СО в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок (h=4.81m)

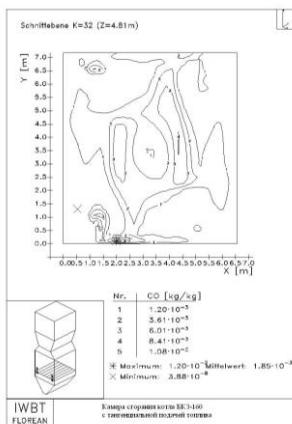


Рисунок 36–Распределение концентрации оксида углерода на изоповерхностях для значений СО в поперечном сечении камеры сгорания при (h=4.81m)

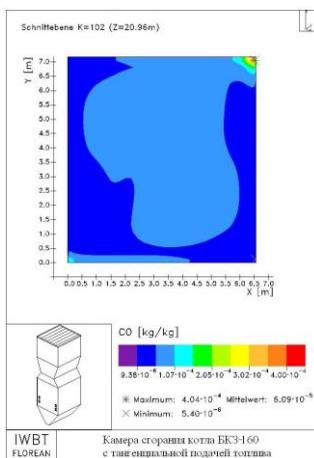
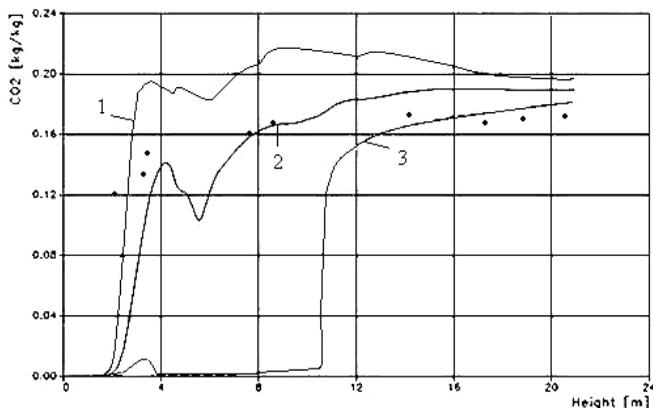


Рисунок 37 – Распределения концентрации оксида углерода СО на выходе из камеры сгорания (h=20.96m)

Сказанное выше подтверждается результатами 3-D моделирования, проведенного в настоящей диссертационной работе. Эти рисунки очень информативны, так как позволяют по цветной шкале определить значения концентраций CO в любой точке топочного пространства, что не всегда удастся сделать на ТЭЦ, ввиду технической невозможности произвести такие измерения. Это касается не только окиси углерода, но и других характеристик процесса (скорость, давление P, температура T, концентрации CO, CO₂, NO, O₂ и мн.др.).

Как было уже сказано, действительно в области пояса горелок концентрация окиси углерода CO достигает максимальных значений $CO_{\max}=1.2 \cdot 10^{-2}$ kg/kg (рисунок 35-36).

На выходе из камеры сгорания (рисунок 37), где топочное пространство обеднено кислородом, температура несколько снижена по сравнению с ядром факела (область горелок), химические процессы, связанные с интенсивным образованием CO затухают. Кроме того, как мы увидим далее, происходят реакции восстановления CO₂ из CO (см. формулу 85). На выходе мы имеем достаточно ровное поле концентрации окиси углерода со средним значением концентрации CO, равным $6.09 \cdot 10^{-5}$ кг/кг, что соответствует ПДК, принятым на ТЭЦ, минимуму химического недожога и говорит о химической полноте сгорания.



1 - максимальные; 2 - средние; 3 - минимальные по поперечному сечению камеры значения CO_2 ; линии 1, 2, 3 – расчет; ● - эксперимент [150-151, 163]

Рисунок 38–Распределение концентрации диоксида углерода CO_2 по высоте камеры сгорания

На рисунках 38-43 представлено распределение расчетных значений концентрации диоксида углерода CO_2 . Анализ рисунка 38, где представлено распределение максимальных, средних и минимальных значений концентраций CO_2 по высоте камеры сгорания, показывает, что характер и картина образования CO_2 и CO (рисунок 38 и 32) различны. Если максимума концентрации CO достигают в области горелок, где встречается топливо и окислитель, то образование двуоксида углерода CO_2 происходит и по мере удаления от этой области, где наблюдается догорание окиси углерода с дополнительным образованием CO_2 (рисунок 41-43) по реакции (85), кроме основного его образования (рисунок 39-40) по реакции (82).

На выходе из камеры сгорания (рисунок 38 и 43) мы

имеем среднее значение концентрации двуокиси углерода $\text{CO}_2 < 19\%$, что соответствует предельно допустимым нормам, принятым на действующих ТЭЦ. На рисунке 39 для наглядности нанесены и вектора полной скорости, указывающие на подачу топлива и окислителя через горелочные устройства.

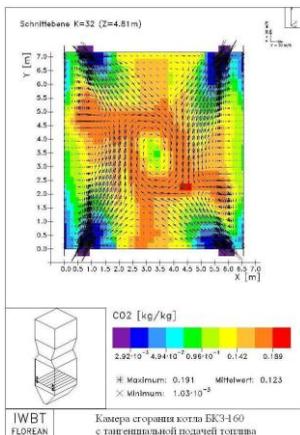


Рисунок 39 – Распределение концентрации диоксида углерода CO_2 в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок ($h=4.81\text{m}$)

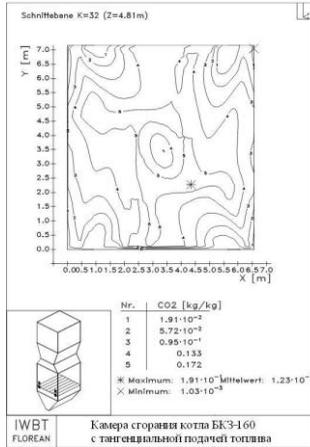


Рисунок 40—Распределение концентрации диоксида углерода на изоповерхности для значений CO_2 в поперечном сечении камеры сгорания при ($h=4.81\text{м}$)

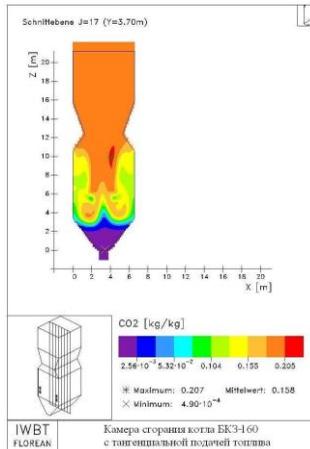


Рисунок 41—Распределение концентрации диоксида углерода CO_2 в продольном сечении камеры сгорания ($y=3.70\text{м}$)

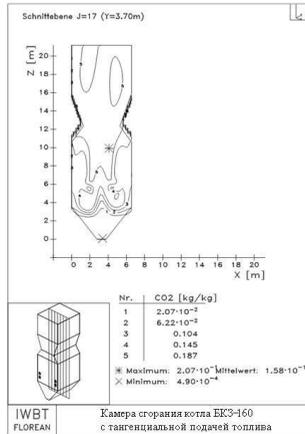


Рисунок 42—Распределение концентрации диоксида углерода на изоповерхностях для значений CO_2 в продольном сечении камеры сгорания при ($y=3,70\text{м}$)

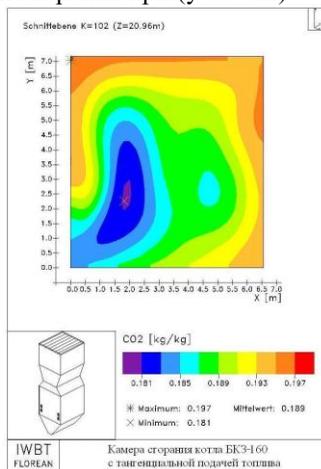


Рисунок 43—Распределение концентрации диоксида углерода CO_2 на выходе из камеры сгорания ($h=20,96\text{м}$)

Трехмерные графики распределения концентраций

CO₂ и ее изоповерхности (области с одинаковой концентрацией) позволяют определить содержание диоксида углерода в любой точке топочного пространства камеры сгорания. Для наиболее экономичной работы котельного агрегата на производстве стараются достичь содержания диоксида углерода CO₂ в отходящих дымовых газах порядка 16-19% в зависимости от сорта угля. Уменьшить это значение можно, если увеличить коэффициент избытка воздуха, однако при этом резко возрастают потери тепла с уходящими газами.

Образование окиси углерода зависит от значений температуры и концентрации кислорода в зоне реакции и связано с незавершенной реакцией окисления углерода шлака и испаряющихся летучих частиц угля. Образование окиси углерода можно снизить увеличением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания и высокими значениями температуры в ней. Но повышение температуры в топочной камере неизменно приводит к увеличению образования оксидов азота NO_x (NO и NO₂), которые признаны в настоящее время наиболее токсичными загрязнителями окружающей среды.

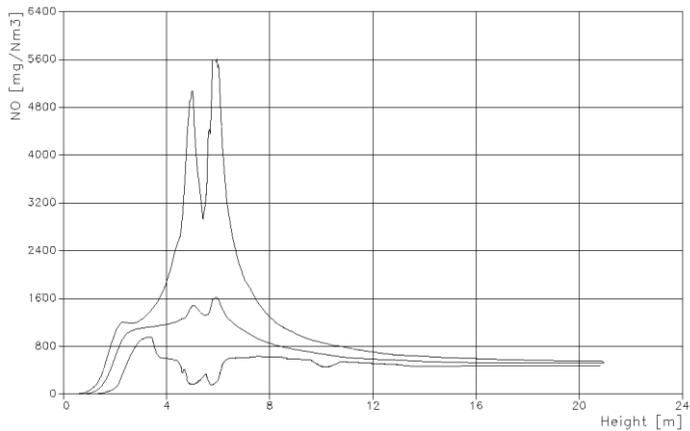
90% от общего количестве оксидов азота составляет окись азота NO, которая в дальнейшем окисляется до NO₂. Оксиды азота NO_x вызывают окисление атмосферных осадков, способствуют фотохимическому загрязнению воздуха и истощению озонового слоя. Снижение концентрации окислов азота NO_x, образующихся при горении угля, является одной из главных задач при разработке и эксплуатации энергетических устройств.

Существует два основных источника образования оксидов азота: окисление азота воздуха (воздушные оксиды азота) и окисление азота угля (топливные оксиды

азота). В пылеугольном факеле при температурах $T < 1500^{\circ}\text{C}$ основным источником оксидов азота является азот топлива, а при более высоких температурах $T > 1500^{\circ}\text{C}$ большую роль играют воздушные оксиды азота.

Важную роль в механизме образования оксидов азота играет и количество кислорода в зоне реакции, а следовательно концентрация NO_x зависит напрямую от коэффициента избытка воздуха. На следующих рисунках 44-49 представлены результаты численного моделирования сжигания угля в пылевидном состоянии в камере сгорания котла БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ и характер образования оксида азота NO в топочном пространстве и на выходе из него.

На рисунке 44 показано распределение максимальных, минимальных и средних значений концентраций NO по высоте камеры сгорания. Анализ рисунка 44 показывает, что основной зоной образования оксида азота NO является область, расположенная в поясе горелок и в которой сформировано ядро факела. Это объясняется высокой концентрацией в этой области топлива и окислителя, интенсивностью их перемешивания и большими значениями температуры, так как здесь расположено ядро факела.



1 - максимальные; 2 - средние;
3 - минимальные по поперечному сечению камеры значения NO;

Рисунок 44 – Распределение концентрации оксида азота NO по высоте камеры сгорания

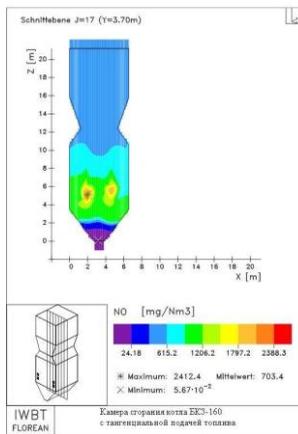


Рисунок 45–Распределение концентрации оксида азота NO в продольном сечении камеры сгорания при (y=3.7м)

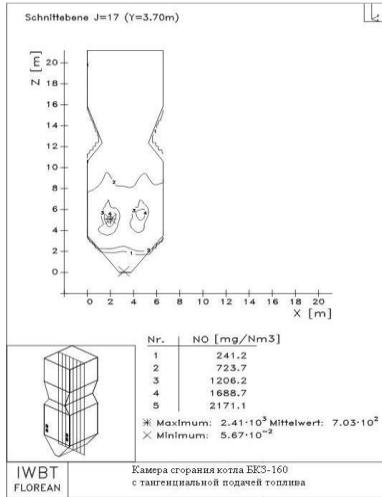


Рисунок 46 – Распределение концентрации оксида азота на изоповерхностях для значений NO в продольном сечении камеры сгорания при ($y=3.70\text{м}$)

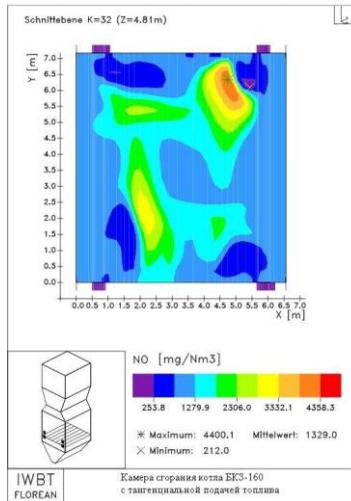


Рисунок 47–Распределение концентрации оксида азота NO в поперечном сечении в области пояса горелок ($h=4.81\text{м}$)

Сказанное выше подтверждается результатами 3-D моделирования и трехмерными графиками (рисунок 45-49) распределения NO по пространству камеры сгорания и на выходе из нее, а также изоповерхностями, линиями соединяющими одинаковые значения концентраций NO. Вывод о том, что азот топлива формируется в основном на начальном участке факела был сделан на основании многих экспериментальных исследований [153, с.22; 155, с.40] и подтвержден расчетными данными настоящей диссертации. А это свою очередь подтверждает роль азота топлива в образовании окислов азота при горении угля.

На рисунке 45-47 представлены картины трехмерного распределения концентраций оксида азота NO и его изоповерхности в продольном сечении камеры сгорания ($J=17$, $y=3.7\text{м}$) рисунок 45-46, на рисунке 47-48 в поперечном сечении, приходящемся на нижний ярус горелок ($k=32$, $h=4.81\text{м}$), а на рисунке 49 - на выходе из топочной камеры ($k=102$, $h=20.96\text{м}$).

По трехмерным графикам рисунков 45-49 можно определить значения концентрации оксида азота NO в любой точке камеры сгорания. Анализ этих графиков подтверждает наш вывод о том, что наибольшие значения концентраций NO приходятся на зону расположения горелок, где и находится ядро факела. Так в области горелок (рисунок 47) максимальная концентрация NO составляет 4400mg/Nm^3 . По мере продвижения к выходу из камеры сгорания (рисунок 44-45) наблюдается снижение концентрации NO.

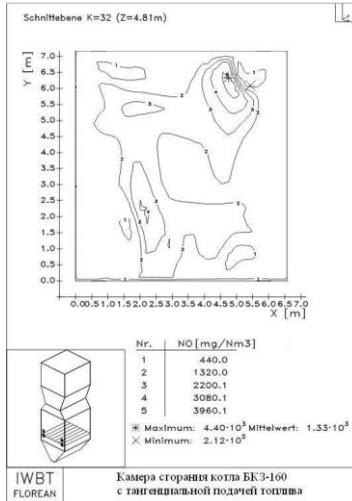


Рисунок 48 - Распределение концентрации оксида азота NO на изоповерхностях в поперечном сечении камеры при (h=4.81м) в области расположения горелок

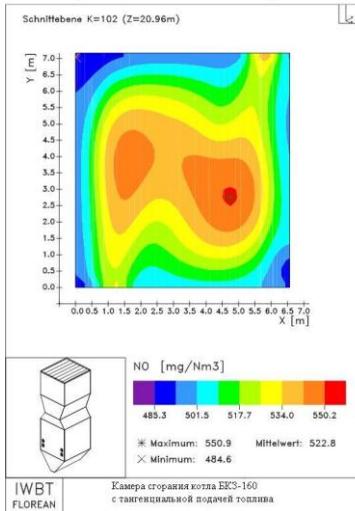


Рисунок 49 - Распределение концентрации оксида азота NO на выходе из камеры сгорания (h=20.96м)

Это связано прежде всего с деструкцией оксида азота NO при его взаимодействии с углеводородами, углеродом, кислородом и др., с уменьшением температуры в верхних слоях газовой смеси и конечно же уменьшением в этих областях концентраций азота топлива и окислителя, который уже химически прореагировал внизу в области горелок. Кроме того, в верхних областях камеры сгорания заметно уменьшена концентрация кислорода O₂ (см. далее рисунок 50), которая имеет максимальные значения в зоне подачи воздуха. Кислород израсходован в основном на начальном участке факела на горение летучих (продукты пиролиза) и на окисление углерода и азота топлива.

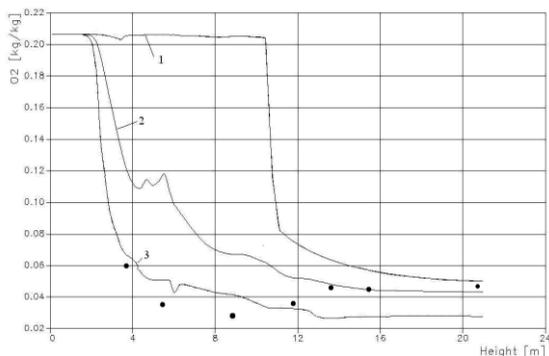
На выходе (рисунок 49) мы имеем минимальное значение концентрации NO_{min}=484.6mg/Nm³ и среднее значение по сечению, равное 522.8mg/Nm³, что вполне допустимо для норм выбросов NO, принятых на ТЭЦ.

О химической полноте сгорания поступившего в топочную камеру пылеугольного топлива можно судить из анализа графиков распределения концентрации кислорода O₂ по всему объему камеры и на выходе из нее. Горение топлива под действием кислорода воздуха - это процессы окисления его компонентов, сопровождающиеся большим выделением энергии за счет химических реакций и изменением концентраций не только составляющих угля, но и концентраций кислорода, непосредственно участвующего в этих реакциях.

Кислород воздуха, которого в его общей массе порядка 23%, является основным окислителем, участвующим во всех стадиях: горение летучих, горение коксового остатка. От его избытка или недостатка в зоне подачи аэросмеси зависит то, как будет протекать в целом процесс горения топлива в топочной камере. Известно, что для

поддержания нормального горения угля необходимо подводить воздух в топочное пространство постоянно и в таком объеме, который требуется для полного сгорания топлива (минимум химнедожога и мехнедожога).

На рисунках 50-55 представлено поле концентрации кислорода O_2 по всему объему камеры сгорания. На рисунке 50 приведено распределение максимальных, минимальных и средних по поперечным сечениям камеры значений концентраций O_2 . На рисунках 51, 53 и 55 представлены результаты 3-D моделирования процесса горения, позволившими дать трехмерную картину распределения безразмерной концентрации кислорода в продольном сечении камеры сгорания (рисунок 51, $y=3.7\text{м}$), в поперечном сечении, приходящемся на нижний ярус горелок (рисунок 53, $h=4.81\text{м}$) и на выходе из топочной камеры (рисунок 55, $h=20.96\text{м}$) На рисунках 52 и 54 в этих же сечениях даны изоповерхности концентраций O_2 .



1 - максимальные; 2 - средние;
3 - минимальные по поперечному сечению камеры значения O_2 ; линия – расчетные данные; ● - эксперимент [150-151,163]

Рисунок 50 – Распределение концентрации кислорода O_2 по высоте камеры сгорания

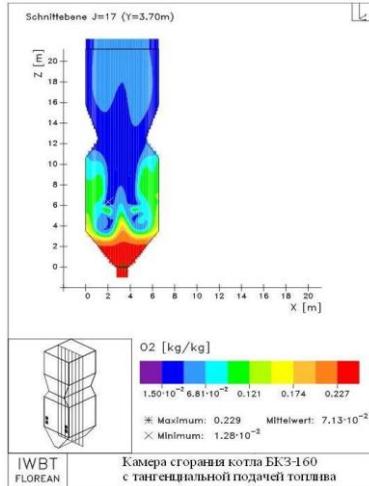


Рисунок 51–Распределение концентрации кислорода O₂ в продольном сечении камеры сгорания (y=3.70м)

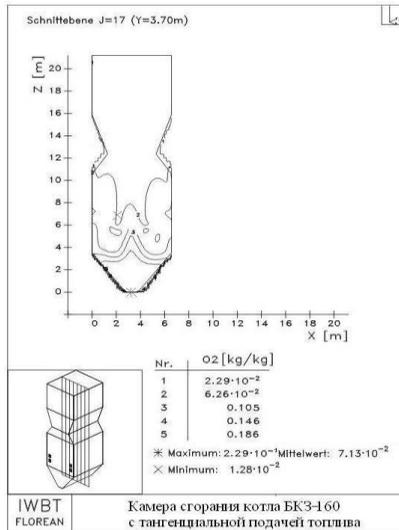


Рисунок 52–Распределение концентрации кислорода O₂ на изоповерхностях в продольном сечении камеры сгорания при (y=3.70м)

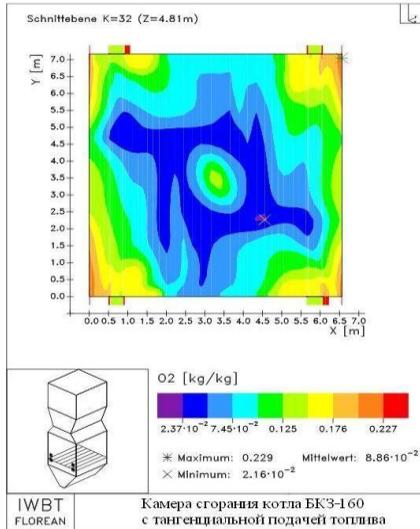


Рисунок 53—Распределение концентрации кислорода O₂ в поперечном сечении камеры сгорания в зоне горелок (h=4.81m)

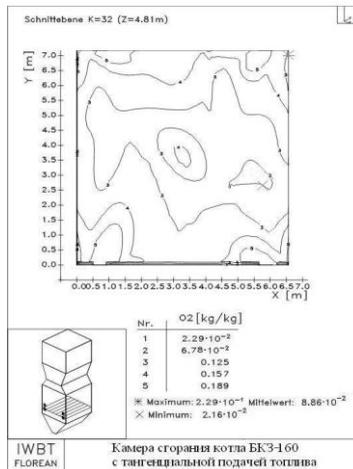


Рисунок 54—Распределение концентрации кислорода O₂ на изоповерхностях в поперечном сечении камеры сгорания при (h=4.81m)

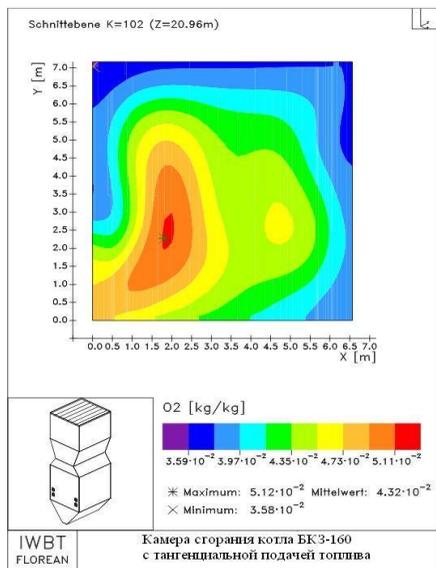


Рисунок 55 - Распределение концентрации кислорода O₂ на выходе из камеры сгорания (h=20,96м)

Анализ графиков на этих рисунках показывает, что максимальные значения концентрации O₂, соответствующие 23% его содержания в воздухе, наблюдаются в области подачи воздуха через горелки (рисунок 50, 52 и 54) и в области подсоса воздуха через холодную воронку (рисунок 50, 51 и 52). На рисунке 50 на это значение указывает кривая 1 максимальных значений концентрации O₂ в области изменения h от 0 до примерно 10.5м. На рисунках 51 и 52 эти максимальные значения концентрации O₂ можно хорошо определить по цветной шкале и равны они в безразмерном виде O_{2max}=0.229 kg/kg, что составляет 23% от общей массы воздуха.

Кислород воздуха расходуется на реакции окисления

углерода, водорода азота, серы и др. в основном в зоне поступления в топочное пространство аэрозми и воздуха, где этому соответствует высокая температура, высокие скорости и интенсивное перемешивание (высокая степень турбулентности). Далее, по мере приближения к выходу из камеры сгорания концентрация кислорода O_2 уменьшается (рисунок 50) и на рисунке 55 можно определить ее значение на высоте порядка $h \approx 21$ м. Причем поле концентрации O_2 здесь почти однородное и различие между минимальным ($3.04 \cdot 10^{-2}$), максимальным ($5.41 \cdot 10^{-2}$) и средним ($3.04 \cdot 10^{-2}$) ее значениям незначительно.

На рисунках 22, 38 и 50 нанесены экспериментальные данные (точки) значений температуры T , концентраций диоксида углерода и концентраций кислорода O_2 , полученные опытным путем непосредственно на действующем энергетическом объекте (Аксуйская ГРЭС). Эти данные опубликованы в работах [150, 151, 163] и относятся к котлу ПК-39 Аксуйской ГРЭС, работающем на твердом топливе (уголь). Камера сгорания котла ПК-39 (рисунок 56) также как и топочная камера исследуемого в настоящей диссертационной работе котла БКЗ-160 выполнена в виде прямоугольной призмы.

Из анализа рисунков 8 и 56 можно видеть, что камеры сгорания обоих котлов имеют П – образный профиль и похожую форму с холодной воронкой, расположенной в нижней части топки.

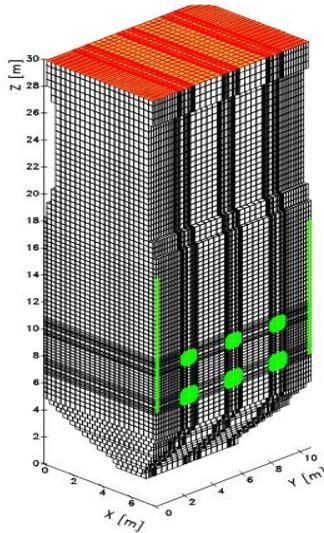


Рисунок 56–Общий вид топочной камеры котла ПК-39 Аксуйской ГРЭС

Отличие состоит в размерах камер сгорания (на ПК-39–это: $7.762 \times 10.76 \times 29.98 (\text{м}^3)$), в форме горелочных устройств (на ПК-39 установлены вихревые горелки) и в их расположении (на ПК-39 вихревые горелки в количестве 12 штук установлены на противоположных сторонах камеры в два яруса).

Анализ графиков распределения расчетных и экспериментальных средних значений температуры T , концентраций CO_2 и O_2 , представленных на рисунках 22, 38 и 50, показал, что различие наблюдается только в количественном отношении. Что касается поведения кривых распределения T , CO_2 и O_2 по высоте камеры сгорания, то они качественно совпадают и отражают обычный характер поведения этих величин в топочном

пространстве, присущий всем ТЭЦ, сжигающих уголь в пылевидном состоянии.

Таким образом, по результатам, полученным в этой главе диссертационной работы, можно сделать вывод о том, что при горении пылеугольного топлива в камерах сгорания с тангенциальной подачей топлива, происходит организация вертикально направленного вращательного движения топочных газов. Создаются благоприятные условия для организации эффективного горения топлива, так как горизонтальный пылегазовый вихрь движется снизу вверх, что позволяет обеспечить интенсивный теплообмен в топочной камере, повысить равномерность тепловых нагрузок по периметру топки.

Организация такого вихревого движения в топочном пространстве камеры сгорания обеспечивает быстрое воспламенение и стабилизацию пламени. Полученная в диссертационной работе аэродинамическая характеристика процесса правильно отражает реальную картинку течения, которая имеет место в камерах сгорания действующих промышленных котлов с тангенциальной подачей твердого топлива (уголь), первичного, вторичного и третичного воздуха для сжигания этого топлива.

Все искомые характеристики процесса тепломассопереноса в камере сгорания: вектор полной скорости $V = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}$, температура T , давление P , кинетическая турбулентная энергия k и ее диссипация ϵ , концентрации оксидов углерода (CO и CO_2), оксидов азота (NO_x), кислорода O_2 , химическая энергия Q_{chem} претерпевают наибольшие изменения в местах расположения горелочных устройств, через которые подается топливо (уголь) и окислитель (воздух). Здесь в области пояса горелок расположено ядро факела, где

наблюдаются повышенные значения температуры, где происходят наиболее интенсивно химические реакции между составляющими компонентами угля и воздуха с максимальным образованием продуктов этих реакций (оксиды углерода и азота) и максимальным выделением тепла Q_{chem} .

Полученная в диссертационной работе такая картина поведения характеристик процесса тепломассопереноса в камере сгорания тангенциальной топки при сжигании в ней твердого топлива адекватно отражает реальный технологический процесс горения, происходящий в топочных камерах углесжигающих ТЭЦ. Сравнение расчетных значений искомых величин и экспериментальных данных, полученных опытным путем на ТЭЦ, показало неплохое качественное согласие.

Это говорит о том, что используемые нами в диссертационной работе физико-математическая и геометрическая модели горения пылеугольного факела в камере сгорания правильно отражают аэродинамику течения и происходящие в ней процессы тепломассопереноса. Полученные в диссертационной работе результаты 3-D моделирования процессов, происходящих при сжигании твердого топлива в камерах сгорания реальных ТЭЦ (котел БКЗ-160 Алматинской ТЭЦ), позволяют разработать новые технические решения по организации наиболее эффективного и «чистого» производства энергии как на действующих энергетических установках, так и при создании новых топочных котлов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. – М.: Наука, 1984. – 716с.

2 Вулис Л.А., Кашкаров В.П. Теория струй вязкой жидкости. – М.: Наука, 1965. – 431с.

3 Виленский Т.В., Хзмалян Д.М. Динамика горения пылевидного топлива. – М.: Энергия, 1978. – 275с.

4 Вольтер Б.В., Сальников И.Е. Устойчивость режимов работы химических реакторов. – М.: Химия, 1981. – 200с.

5 Дунаев В.А., Бригадиров М.Г., Платонов В.В. Математическое моделирование взаимосвязанных процессов тепломассопереноса в химическом реакторе//Материалы Международной теплофизической школы «Теплофизические исследования и измерения в энергосбережении, при контроле, управлении и улучшении качества продукции, процессов и услуг».-Россия; Тамбов, 2010. – 311с.

6 Скарсия Ц., Кеннеди А. Расчет двумерных химически реагирующих течений // Ракетная техника и космонавтика. – 1974. – Т.12, №9. – С.130–136.

7 Пасконов В.М., Полежаев В.И., Чудов Л.А. Численное моделирование процессов тепло- и массообмена.-М.: Наука, 1984. – 288 с.

8 Резняков А.Б., Басина И.П., Бухман С.В., Вдовенко М.И., Устименко Б.П. Горение натурального твердого топлива. - 1993. - 410 с.

9 Хзмалян Д.М., Каган Я.А. Теория горения и топочные устройства: учеб. пособие для студентов высш. учеб. заведений.-М.: Энергия, 1976. -488 с.

10 Maas U., Warnatz J. Simulation of chemically reacting flows in two-dimensional geometries // *Impact Comput. Science Eng.* – 1989. – №1. – P. 394–420.

11 Гебхарт Б., Джалурия Й., Махаджан Р., Самакия Б. Свободноконвективные течения, тепло- и массообмен // В 2-х книгах. – М.: Мир, 1991. Кн. 1. – 678 с.

12 Ассовский И. Г. Физика горения и внутренняя баллистика. – М.: Наука, 2003. – 256 с.

13 Баев В.К., Головичев В.И., Ясаков В.А. Двумерные турбулентные течения реагирующих газов. – Новосибирск: Наука, 1976. – 264 с.

14 Исаков Г. Н. Тепломассоперенос и воспламенение в гетерогенных системах. – Новосибирск: Изд-во СО РАН, 1999. – 139 с.

15 Полежаев В.И., Бунэ А.В. и др. Математическое моделирование конвективного тепломассообмена на основе уравнений Навье–Стокса. – М.: Наука, 1987. – 272 с.

16 Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты образования загрязняющих веществ. – М.: Физматлит, 2003. – 352 с.

17 Spalding D.B. GENMIX: General computer program for two-dimensional parabolic phenomena. – London: Imperial college of Science and Technology, 1977. – 270 p.

18 Лукьянов А.Т., Артюх Л.Ю., Ицкова П.Г. Математическое моделирование задач теории горения. – Алма-Ата: Наука, 1981. – 117 с.

19 Patankar S.V. Numerical heat transfer and fluid flow. – New-York: Hemisphere publishing corporation, 1980. – 150 p.

20 Schiller A., Fischer K.C., Michel M. On the Investigation of Slagging and Fouling of a Lignite Fired Boiler with a Three – Dimensional Computer Code // *Proc. 8th*

Workshop on Two-Phase Flow Prediction.– Merseburg, 1996. –26–29 p.

21 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. – Reiche 6, №268. – 158 s.

22 Pauker W. Creating data sets for Florean using the tool PREPROZ, TU. – Braunschweig: IWBT, 1997. – 3–24 s.

23 Müller H. Numerische simulation von Feuerungen. CFD-Vorlesung, TU. – Braunschweig: IWBT, 1997. – 8–12 s.

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

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

26 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.

27 Аскарова А.С. Конвективный теплоперенос в физико-химически реагирующих средах: дис. ...докт. физ.-мат. наук.-Алматы, 1998. – 315 с.

28 Askarova A.S., Lavrichsheva Ye., Leithner R., Müller H., Magda A. Combustion of low-rank coals in furnaces of Kazakhstan Coal-firing Power Plants // VDIBerichte. – 2007. – №1088. – 497-502 p.

29 Askarova A.S., Lavrishcheva Ye., Messerle V., Ustimenko A. Plasma-Fuel Systems Influence on Aerodynamics and NO_x Formation at Pulverised Coal

Combustion // Works of the 18th International Symposium on Plasma Chemistry. - Kyoto, 2007. – 654 p.

30 Epple B., Leitner R., Linzer W., Walter H. Simulation von kraftwerken und wärmetechnischen Anlagen. – Wien New York: Wien printed in Germany springer, 2009. - 701 p.

31 Устименко Б.П., Алияров Б.К., Абубакиров Е.К. Огневое моделирование пылеугольных топков. – Алма-Ата: Наука, 1982. – С.212.

32 Алияров Б.К., Дорошин Г.А., Исследование влияния крутки потоков на аэродинамику и горение пылеугольного факела вихревой горелки //Пылеугольные топочные и горелочные устройства (стендовые испытания). М., 1983. - 12-18 с.

33 Устименко Б.П., Джакупов К.Б., Кроль В.О. Численное моделирование аэродинамики и горения в топочных и технологических устройствах. – Алма-Ата: Наука, 1986. – 224 с.

34 Гаврилов В. В. Математическое моделирование горения топлива и образования окиси азота в дизеле //Машиностроение. – 2003. - № 7. -35–40 с.

35 Белый В.В., Васильев В.В. и др. Исследование теплообмена в топке котла П–67 // Труды V Минского межд. форума по тепло- и массообмену. – Минск, 2004. – №8–02. –265-267 с.

36 Шатиль А.А. Расчетное исследование топочных устройств. – Санкт–Петербург: ОАО НПО ЦКТИ, 2003. – 149 с.

37 Пашков Л.Т. Математические модели процессов в паровых котлах. – РХД, 2002. – 208 с.

38 Аскарова А.С., Исатаев С.И., Красильникова Т.К. и др. Численное моделирование процессов тепло- и

массопереноса //Метод.пособие по теплофизике. - Алматы: Изд. КазГУ, 1997, - 32 с.

39 Асланян Г.С., Майков И.Л.. Численное моделирование турбулентного горения газообразного топлива в осесимметричных камерах // Физика горения и взрыва. - 1998. - Т.34, № 4. - 3-12 с.

40 Gunter R., Lenze B. Exchange coefficients and mathematical model of jet diffusion flames // Fourteenth Symp. (Intern.) on Combustion. Pittsburgh, PA: The Combustion Inst, 1972. – 675 p.

41 Lewis M.H., Smoot L.D. Turbulent gaseous combustion. Pt 1. Local species concentration measurements // Combust. Flame. – 1981. – Vol.42. – 183 p.

42 Дектерев А.А., Ковалевский А.М., Каменщиков Л.П. Программа AeroChem для моделирования трехмерных турбулентных реагирующих течений излучающего газа при наличии распыленных частиц //Вычислительные технологии. – 1995. – Т.4, №12. – 107–112 с.

43 Дектерев А.А., Елгин Б.А., Поздяев В.Н. Использование программы для сетевого моделирования при оптимизации работы газоходных трасс // Тез. докл. научно–техн. конф. Использование методов математического моделирования в котельной технике. – Красноярск, 1996. – 17–19 с.

44 Репич Б. С., Костич Ж. Г., Мартинович М. П., Гайгер А. Б. Моделирование выбросов оксидов азота при сжигании углей // ИФЖ. – 1999. – Т.72, №1. - С.20–26.

45 Рычков А.Д., Саломатов В.В. Численное моделирование физико–химических процессов в топках котельных агрегатов с циркулирующим кипящим слоем //Труды ХУІ Международной школы–семинара по

численным методам механики вязкой жидкости. – Новосибирск, 1998. – 25 с.

46 Сийержич М., Менгер Ф. Измельчение расчетной сетки при моделировании закрученного двухфазного течения // Теплофизика и Аэромеханика. – 2003. - №2. – 171–182 с.

47 Аскарова, А.С. Тепломассоперенос при сжигании твердого топлива в промышленных котлах на примере Павлодарской ТЭЦ //Теплофизика и аэромеханика. – Новосибирск: СО РАН, 2000. - Т.7, №2. – 293-300 с.

48 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Лаврищева Е.И., Локтионова И.В. Численное моделирование топочных процессов при горении высокозольного экибастузского угля // Теплофизика и Аэромеханика. – 2002. – Т.9, №4. – 585-596 с.

49 Волкова И.О., Кобец Б.Б. Инновационное развитие энергетики в России на базе концепции Smart Grid: оценка возможностей//Труды международном научно-техническом конгрессе.-Красноярск, 2010.-19-20 с.

50 Кулагин В.А., Лебедев С.В., Баранова М.П. Получение экологически чистого топлива из продуктов углепереработки// Труды международном научно-техническом конгрессе. - Красноярск, 2010. -83-84 с.

51 Урсул А.Д., Урсул Т.А., Тупало В.Г., Эггельс А.А. Устойчивое развитие, безопасность, ноосферогенез.-2008. -400 с.

52 Полежаев Ю.В., Высокоэффективные и экономически безопасные парогазовые установки //Энергия. -2005. - №10. – 96 с.

53 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Волошина И.Э., Рыспаева М.Ж. Компьютерное моделирование процесса образования продуктов реакции при сжигании жидких

топлив//Труды международном научно- техническом конгрессе. - Красноярск, 2010. - 91-92 с.

54 Шишкин А.С. Оценка экологических последствия развития энергетики //Труды международном научно- техническом конгрессе. - Красноярск, 2010. - С.290-91

55 Клякина В.В. Состояние и перспективы развития угольной промышленности РК //Научный семинар ЕЭК ООН по экологически чистым угольным технологиям.- Алматы, 2004. – 45-49 с.

56 Тумановский А.Г., Шварц А.Л., Туголукова Е.А. и др. Пылеугольный котел для энергоблока нового поколения на сверхкритический параметры пара// Теплоэнергетика.-2009.-2-9 с.

57 Sezai I., Mohamad A. A. Three –dimensional double –diffusive convection in a porous cubic enclosure due to opposing gradients of temperature and concentration // Journal of Fluid Mechanics.-1999.-Vol.400.- 333-353 p.

58 Mohamad A.A., Bennacer R., Double diffusion, natural convection in an enclosure filled with saturated porous medium subjected to cross gradients; stably stratified fluid // International Journal of Heat and Mass Transfer.-2002. -Vol. 45.- 3725-3740 p.

59 Nithyadevi N, Ruey –Jen Yang Double diffusive natural convection in a partially heated enclosure with Soret and Dufour effects // International Journal of Heat and Mass Transfer.-2009. -Vol. 30.- 902-910 p.

60 Chakraborty S., Dutta P. Three-dimensional double-diffusive convection and macrosegregation during non-equilibrium solidification of binary mixtures //International Journal of Heat and Mass Transfer.-2003. -Vol. 46.- 2115-2134 p.

61 Ефимочкин Г.И., Шмуклер Б.И., Авруцкий Г.Д. Совершенствование тепловых блоков и Теплоэнергетика // Теплоэнергетика. - 2000. - №4. - 49.-53 р.

62 Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. под. ред. В.Я. Гиртфельда. 3-е изд. перераб и доп.-М.: Энергоиздат, - 1987. – 152 с.

63 Пронин М.С. Энергоэффективное и экологические безопасное использование канско-ачинских углей в теплоэнергетике // Труды между народного научно-технического конгресса. – Красноярск,- 2010. - 67-68 с.

64 Козлов С.Г., Скуратов А.П., Савченко П.Г. Математическое моделирование четырехвихревой схемы сжигания в пылеугольном котле БКЗ-320 (270)-140 Красноярской ТЭЦ-1//Труды международного научно-технического конгресса. – Красноярск, - 2010. -76 с.

65 Дектерев А.А., Гаврилов А.А., Суржииков Н.С., Тэпфер Е.С., Чернецкий Ю.М. Математическое моделирование процессов в топочных камерах пылеугольных котлов// Труды международного научно-технического конгресса. - Красноярск, -2010. - 75 с.

66 Аскарова А.С., Мессерле В.Е., Нагибин А.О., Устименко А.Б. Горение пылеугольного факела в топке с плазменно-топливной системой. //Теплофизика и аэромеханика, Изд-во ИТ СО РАН. – Новосибирск. – 2010. - Т.17.-№3. - 467-476 с.

67 Аскарова А.С., Мессерле В.Е., Карпенко В.Е., Устименко А.Б. Плазмохимическая активация горения твердых топлив // Химия высоких энергий. – 2006. – Т.40. - №2. –141–148 с.

68 Müller, H., Schiller, A. Prediction of Combustion and Pollutant Formation in Coal Fired Furnaces // 6th Int.

Conference on Combustion and Heat Technics. - Ungarn, 1994. - 45-52 с.

69 Гаврилов В. В. Математическое моделирование горения топлива и образования окиси азота в дизеле // Машиностроение. - 2003. - № 7. - 35–40 с.

70 Williams, A., Pourkashanian, M., Jones, J. M., Skorupska, N. Combustion and gasification of coal. - New York: Taylor & Francis. - 2000. – 271 p.

71 Jessee, J.P., Gansman, R.F., Fiveland, W.A. Calculation of Chemically Reacting Flows Using Finite Kinetics // American Society of Mechanical Engineers, Heat Transfer in Fire and Combustion Systems. - 1993. – Vol. 250. – 43-53 p.

72 Ostberg M., Dam-Johansen, K. Empirical Modeling of the Selective Non-Catalytic Reduction of NO: Comparison with Large-Scale Experiments and Detailed Kinetic Modeling // Chem. Engineering Science. – 1994. - №49(12). - 1897-1904 p.

73 Glaborg, P. etc Modeling the Thermal DENOX process in flow reactors. Surface effects and nitrous oxide formation // Int.J.Chem.Kin. – 1989. - Vol.26. –421-436 p.

74 Липович В. Г. Химия и переработка угля. – М.: Химия, 1988. – 336 с.

75 Мухина Т. Н., Барабанов Н. Л., Бабаш С. Е. и др. Пиролиз углеводородного сырья. – М.: Химия. - 1987. – 238 с.

76 Сакипова Ш.Е. Исследование физических процессов термохимической подготовки аэросмеси к сжиганию: Кандидатская диссертация – Алматы, - 1998. – 137 с.

77 Howard, J.B., Essenhigh, R.H. Simultaneous Gas Phase Volatiles Combustion // 11th Int. Symp. on Combustion. - Pittsburgh, 1967. – p.399- 408.

78 Кнорре Г.Ф. Топочные процессы. – М.: Наука, - 1989. – 396с.

79 Хзмалян Д.М. Теория топочных процессов. М.: Энергоатомиздат, - 1990. - 352 с.

80 Аскарова А.С. Конвективный перенос вязких жидкостей.//Учебное пособие, Алматы: Қазак университеті, - 2005. – 134 с.

81 Görner K. Simulation turbulenter Strömungs – und Wärmeübertragung-svorgänge in Großfeuerungsanlagen: Fortschritt–Berichte VDI–Verlag. – 1987. – Reiche 6, - №201. – 198 s.

82 Khalil E., Spalding D. The calculation of local flow properties in two dimensional furnaces // Int.J.Heat Mass Transfer. – 1975. – №18. –775–791 p.

83 Richter W. Anwendungen von Berechnungsmodellen für Feuerräume // VGB Kraftwerkstechnik. – 1982. – R.62, №10. – 845–852 s.

84 Колмогоров А.Н. Уравнения турбулентного движения несжимаемой жидкости // Известия АН СССР. – 1942. – № 6(1). –56–66 с.

85 Launder B., Spalding D. The numerical computation of turbulent flows //Comp. Meths. Appl. Mech. Eng. – 1974. – Vol.3. –269–289 p.

86 Роди В. Модели турбулентности окружающей среды. Методы расчета турбулентных течений. – М.: Мир, 1984. – 322 с.

87 Zinser W. Zur Entwicklung mathematischer Flammenmodelle für die Verbrennung technischer Brennstoffe:

Fortschritt-Berichte VDI-Verlag. – 1984. – Reihe 6, №171. – 191 s.

88 Westeuberd A., Fristrom Methan–Oxygen Flame structure // IV Chemical kinetic considerations J. Phys.Chem. – 1961. – No.4. – 65 p.

89 Smoot L.D. Pulverized Coal Diffusion Flames: A perspective through the modeling // Works of 18th Symposium on Combustion. – Oxford, 1981. – 1185 – 1202 p.

90 Viskanta R., Mengüç M.P. Radiation heat transfer in combustion systems // Prog. Energy Combustion Science. – 1987. – №.13. – 97–160 p.

91 Johnson T.R., Beer J.M. The zone method analysis of radiant heat transfer: A model of luminous radiation // J.Inst.Fuel. – 1973. – №3 – 301–309 p.

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

93 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. – 76–HT–55. –2–7 p.

94 Gibb, J., Jenner, R. Preliminary Note on the Radiant Heat Transfer Program FURDEC // Central Electricity Generating Board Report MS/C/N646.

95 Hemsath K.H. Zur Berechnung der Flammenstrahlung: Dissertation Universität Stuttgart. – Stuttgart, – 1996. – 225 s.

96 Van Kleveland, D.W. Coal: Typology-Physics-Chemistry-Constitution. – Amsterdam: Elsevier Science, – 1993. – 371 p.

97 Elliot, M.A. Chemistry of Coal Utilization. - New York: John Wiley & Sons, – 1981. – 570 p.

98 Williams, F.A. Combustion theory. - USA: The Benjamin Cummings Publishing Company, - 1985. - 665 p.

99 Field, M.A., Gill, D.W., Morgan, B.B., Hawksley, P. Combustion of Pulverized Coal. - Leatherhead: The British Coal Utilisation Research Association, Cheney & Sons Ltd, - 1967. - 413 p.

100 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.

101 Betkowitz, N. An Introduction to Coal Technology. - New York: Academic Press, - 1979. - 986-991 p.

102 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.

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

104 Hemsath K.H. Zur Berechnung der Flammenstrahlung: Dissertation Universität Stuttgart. - Stuttgart, - 1996. - 225 s.

105 VanHeek, K.H., Mohlen H.J. Heterogene Reaktionen bei der Verbrennung von Kohle // Brennstoff-Wärme Kraft. - 1985.- 37. S.20-28.

106 Reidelbach H., Algermissen J. Berechnung der thermischen Zersetzung von Gasflammkohlen Berechnung der thermischen Zersetzung von Gasflammkohlen Brennstoff // Wärme Kraft. - 1981. - 33, - 273-281 p.

107 Anthony D.B., Howard J.B. Coal Devolatilization and Hydrogasification // AIChE Journal. - 1976. - Vol.4. - 625-656 p.

108 Anthony D.B., Howard J.B., Sarofim A.F. Rapid Devolatilization of Pulverized Coal //15th Sysmpos. (Int.) on Combustion, – 1975. 1303–1317 p.

109 Kobayashi H., Howard J.B., Sarofim A.F. Coal Devolatilization of High Temperatures // 16th. Symposium on Combustion, – 1976. – 411-426 p.

110 Magnussen B.F., Hjerttager B.H. On Mathematical Modelling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion, – 1976. – 719-729 p.

111 Lockwood F.C., Salooja A.P. Syed S.A. A Prediction Method for Coal Fired Furnaces // Combustion and Flame. – 1980. – 1-15 p.

112 Badzioch S., Hawksley P., Peter W. Kinetics of Thermal Decomposition of Pulverized Coal Particles of High Temperatures // Ind. Eng. Chem. Process Design and Develop. – 1970. – 521-530 p.

113 Ro S. Numerische Berechnung de NO_x – Bildung in Flammen. Einfluß des Dralls und des Brennstoffstickstoffgehaltes: Fortschritt– Berichte VDI–Verlag. – 1992. – Reihe 6, №271. – 190 s.

114 Smart J., Weber R. Reduction of NO_x and optimization of burn out with an aerodynamically air staged burner and an air–staged precombustor burner // J. Inst. Energy. – 1989. – №5 –237–345 p.

115 Зельдович Я.Б., Садовников П.Я., Франк-Каменецкий Д.А. Окисление азота при горении. -М.: Изд-во АН СССР, –1947. – 317 с.

116 Silver J.A. The Effect of Sulfur on the Thermal DeNO_x Process // Combustion and Flame. – 1983. –17 p.

117 Kimball-Linne M.A., Hanson R.K. Combustion Driven Flow Reactor Studies of the Thermal DENO_x reaction Kinetics. // Combustion and Flame. – 1986. – 337 p.

118 Miller, J.A., Bowman, C.T. Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion // Progress in Energy and Combustion Science. – 1989. – №15(4). – 287-338 p.

119 Davidson, R. Nitrogen in coal // IEAPER-08. – London, – 1994. – 32 p.

120 Nelson, P.F., Buckley, A.N., Kelly, M.D. Functional forms of nitrogen in coals and the release of nitrogen as NO_x precursors (HCN and NH₃) //24th international symposium on combustion. – Sydney, –1992. – 1259-1267 p.

121 Kambara, S., Takarada, T., Yamamoto, Y., Kato, K. Relation between functional forms of coal nitrogen and formation of NO_x precursors during rapid pyrolysis // Energy and Fuels. – 1993. – №7(6). – 1013-1020 p.

122 Miller, J.A., Branch, M.C. etc. The conversion of HCN to NO and N₂ in H₂-O₂-HCN-Ar flames at low pressure //20th Int. Symposium on combustion. – Pittsburgh, – 1984. – 673 p.

123 Visona, S., Stanmore, B. Prediction of NO_x emissions from a number of coal-fired power stations // Future of pulverized coal firing. - Newcastle, –1999. – 1-51 p.

124 Smoot, L.D. Fundamentals of coal combustion. – USA: Elsevier. – 1993. – 462 p.

125 Лаврищева Е.И. Математические модели тепломассопереноса для технических пламен. Диссертация на соискание академического степени доктора философии PhD, – 2008. – 153с.

126 Patankar S.V. Acalculation Procedure for Two-Dimensional Elliptic Situations. // Numer. Heat Transfer. – 1981. – Vol. 4. – 409-425 p.

127 Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. – М.: Энергоатомиздат, – 1984. – 150 с.

128 Patankar S.V., Spalding D.B. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows. // Int. J. Heat Mass Transfer, – 1972. –1787-1806 p.

129 Leschziner M.A. Practical evaluation of three finite difference schemes for the computation of steady-state recirculation flows // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering – 1980. – 293 – 312 p.

130 Raithby G.D., Torrance K.E. Upstream-Weighted Differencing Schemes and their Application to Elliptic Problems involving Fluid Flow // Computers and Fluid. – 1974. – Vol. 2. – 191 – 206 p.

131 Leonhard B.P. A Stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation // Computer Methods in Applied Mechanics And Engineering. – 1979. – Vol.19. 59 - 98 p.

132 Leonhard B.P. Locally modified QUICK scheme for highly convective 2 - D and 3 - D Flows // Proceedings of 5th International Conference on Numerical Methods in Laminar and Turbulent Flow, Monreal. – 1987. 35 – 47 p.

133 Raithby G.D. Skew Upstream Differencing Schemes For Problems involving Fluid Flow // Computer Methods in Applied Mechanics an Engineering. – 1976. – Vol. 9. – 153 – 164 p.

134 Leithner R. Warme-und Stoffbertrager Vorlesungsmanuskript. Institut fur Warme-und Brennstofftechnik: TU Braunschweig. – 1989. – 156 p.

135 Schiller A. Optimierung der Simulation von Kohlenstaubfeuerungen: Fortschritt-Berichte VDI-Verlag. – 1999. – Reihe 6, №416. – 174 s.

136 Deuflhard P., Bader G., Novak U. A Software Package for the Numerical Simulation of Large Systems Arsing in Chemical Reaction Kinetics, in: Modelling of Chemical Reaction Systems, New York: – Springer-Verlag, – 1981, 169 p.

137 Карасина Э.С., Шраго З.Х., Александрова Т.С., Торевская Е.С. Алгоритм и программа зонального расчета теплообмена в топочных камерах паровых котлов. - М. : Теплоэнергетика. – 1982. –Т 7. –42-44 с.

138 Сергеев П.В., Слынько Л.Е., Трусов Г.Б. Метод, универсальный алгоритм термодинамического расчета многокомпонентных гетерогенных систем. М.: МВТУ, – 1978. – 268 с.

139 Карпенко Е.Н., Мессерле В.Е., Устименко А.Б. Математическая модель процессов воспламенения, горения и газификации пылеугольного топлива в устройствах с электрической дугой.//Теплофизика и аэромеханика. – 2002. – 173-187с.

140 Askarova A.S., Lavrichsheva Y. Use of 3D-CFD tool FLOREAN to model overfire air technology in coal-fired boilers of Kazakhstan power plants. Сборник докладов VII Всероссийской конференции «Горение твердого топлива», Новосибирск, – 2009. – ч.1. – 98-104 с.

141 Askarova A.S., Lavrishcheva Y., Messerle V., Ustimenko A., Karpenko, E. Plasma-Supported Coal Combustion in Boiler Furnace. J. Plasma Science, IEEE Transactions. ISSN 0093-3813. – 2007, december.– Vol. 35. – №6.– 1607-1616 p.

142 Аскарлова А.С., Болегенова С.А., Волошина И.Э., Рыспаева М.Ж. Влияние размеров частиц твердого топлива на процесс горения в камере сгорания. Труды VII Всероссийской конференции «Горение твердого топлива», Новосибирск. – 2009. – 143-149 с.

143 Askarova A.S., Heierle Ye., Leithner R., Müller H. CFD study of NO_x production in coal-fired power plant. VDI-Berichte 2056, VDI Verlag GmbH, Düsseldorf. – 2009. – 575-579 p.

144 Askarova A.S., Lavrichshev O.A., Messerle V.E., Nagibin A.O., Ustimenko A.B. Computing of pulverized coal flame plasma aided combustion at the power boilers. Contributed papers of VI International Conference on Plasma Physics and Plasma Technology.– Minsk. – 2009. Vol.2. – 646 - 649 p.

145 Аскарлова А.С., Максимов В.Ю., Болегенова С.А., Бекмухамет А. Технология трехмерного моделирования при исследовании процессов горения пылеугольного топлива в камерах сгорания действующих энергетических объектов. Труды Международной научно-практической конференции «Техника и технологии: пути инновационного развития». – Курск. – 2011. – 33-36 с.

146 Аскарлова А.С., Гороховски М.А., Рыспаева М.Ж., Волошина И.Э. Численное моделирование горения и самовоспламенения двухфазных химически реагирующих течений с впрысками. Известия Томского политехнического университета. – 2009. – Т. 315. – № 4. – 5-9 с.

147 Askarova A.S. Heierle Ye., Leithner R., Mueller H. CFD code FLOREAN for furnace simulations in environmental and engentering study. Series of reference Books and textbooks of International conference. Energy,

environment, ecosystems, development and landscape architecture. – Athens, Greece. – 2009. – 294-300 p.

148 Аскарова 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. – 9-10 с.

149 Askarova A.S. Lavrichsheva Ye., Leithner R, Muller H. Combustion of low-rank coals in furnaces of Kazakhstan Coalfiring Power Plants. VDI Berichte, Energietechnik, Berlin. – 2007. – №1988. – 497-502 p.

150 Устименко Б.П., Алияров Б.К., Дорошин Г.А., Шишкин А.А. Исследование и реконструкция топки котла ПК-39 под тангенциальную компоновку прямоточных горелок. Научный отчет КазНИИ энергетики, Алматы. – 1989. – № 0187006172. – 80 с.

151 Алияров Б.К. Освоение сжигания экибастузского угля на тепловых электростанциях. – Алматы: Гылым. – 1996. – 272 с.

152 Устименко Б.П., Алияров Б.К., Абубакиров Б.К., Доромин Г.А., Насибова Т.И., Туганбаев К. Сжигание разных углей в огневой модели топки котла БКЗ-320. Модельные исследования топочных устройств. М.: -1979.- 3-8 с.

153 Курмангалиев М.Р., Ахметов Е.С. Исследование на огневых моделях топки и влияния режимных факторов на уровень выбросов окислов азота. //Модельные исследования топочных устройств. М., – 1979. – 16-25 с.

154 Алияров Б.К., Дорошин Г.А., Устименко Б.К. Влияние температуры аэросмеси на горение вихревого

факела экибастузского угля. // Модельные исследования топочных устройств. М., – 1979. – 26-35 с.

155 Аубакиров Е.К., Алияров Б.К., Азиев Ж., Насибова Т.И. Изучение влияния тонины помола и отключения части горелок на протекание топочного процесса в огневой модели. // Модельные исследования топочных устройств. М. – 1979. – 36-42 с.

156 Вдовенко М.И., Чурсина Н.Я., Когай В.С., Михальская Л.О. Теплотехнические характеристики угля Орловского месторождения Тургайского бурогоугольного бассейна. // Сжигание энергетического топлива и топочные процессы. М. – 1981. – 15-27 с.

157 Дорошин Г.А., Насибова Т.И. Экспериментальное исследование горения экибастузского угля разной тонкости помола // Сжигание энергетического топлива и топочные процессы. М., – 1981. – 40-46 с.

158 Устименко Б.П., Змейков В.Н., Серант Ф.А., Иванов В.П., Иванов Е.М., Вятченников А.М., Точилкин В.Н., Стрижко Ю.В. Исследование кольцевой топки на укрупненной огневой модели. // Сжигание энергетического топлива и топочные процессы. М., – 1981. – 46-57 с.

159 Резняков А.Б., Устименко Б.П. Моделирование топочных устройств мощных энергоблоков. Отчет №ГР 6844, Б447167, КазНИИЭ, Алма-Ата. – 1975. – 339 с.

160 Шагалова С.Л., Юрьев Л.П., Парпаров Д.И., Шницер И.Н. Регулирование аэродинамики в топочных камерах с тангенциальной компоновкой поворотных горелок. // Теплоэнергетика. – 1979. – 2 с.

161 Ромадин В.П. Пылеприготовление. -М. – Л. // Госэнергоиздат. – 1959. – 92 с.

162 Киселев Н.А. Котельные установки М.: Высшая школа. – 1979. – 270с.

163 Алияров Б.К., Устименко Б.П., Бухман М.А. Разработка и внедрение вихревых трехканальных горелок на котлах П-39-2 Ермаковской ГРЭС: Отчет /КазНИИЭ. – Алма-Ата. – 1991. – № Г.Р. 01910010550. – 59 с.

164 Болегенова С.А. Моделирование турбулентного теплопереноса в высокотемпературных и химически реагирующих потоках. Докторская диссертация. – 2010. – 229с.

165 Askarova A.S., Lavrichsheva Y., Leithner R., Müller H., 3D Modeling Of Heat And Mass Transfer In Industrial Boilers Of Kazakhstan Power Plant PROCEEDINGS of the 6th IASME/WSEAS International Conference on Heat Transfer, Thermal Engineering and Environment (HTE'08), PTS I and Book Series: WSEAS Mechanical Engineering Series Rhodes. – Greece. – 2008, – 101-104 p.

166 Askarova A.S., Lavrichsheva Y. Computer modeling of Heat and mass transfer processes in furnace with jet type tangential firing system. Works of the 18th International Congress of Chemical and Process Engineering. 6-th European Congress of Chemical Engineering ECCE 6. – Prague. – 2008. – 127-131 p.

167 Аскарова А.С., Мессерле В.Е., Нагибин А.О., Устименко А.Б. Математическое моделирование горения пылеугольного факела в топке котла БКЗ-75, оснащенного плазменнотопливными системами. Доклады НАН РК. – Алматы. – 2009. – №2. – 16-23 с.

168 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекмухамет А. Применение технологии 3D моделирования при исследовании процессов теплопереноса в камерах сгорания действующих энергетических объектов //Известия Томского

политехнического университета. Энергетика. – 2012. – Т.320. – № 4. 26–32 с.

169 Аскарлова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекмухамет А. Численное моделирование процесса сжигания угля с плазменной активацией//Journal of International Scientific Publications Ecology & Safety. – Болгария. – 2012. – Vol. 6. – Part 3. – 9-17 р..

170 Аскарлова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекетаева М.Т., Оспанова Ш.С. Численное исследование влияния моно-и полидисперсности на горение в топочной камере сгорания реального энергетического объекта. Труды V международной научно-практической конференции «Теория и практика современной науки». – Москва. – 2012. – Т.1. – 13-19 с.

171 Askarova A.S., Jirous F., Bolegenova S.A.. Maximov V.Yu., Bekmukhamet A. Use of the Technology “Overfine Air” at Combustion of the Pulverized Coal in Combustion Chamber of the Boiler BKZ-160 Almaty Heat Plants with Objective to Reduce Emissions. //Journal Energetika 1 (62). –Czech Republic. – 2012. – 22-29p.

172 Аскарлова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Бекмухамет А., Бекетаева М.Т., Применение системы плазменной воспламенения для безмазутной растопки и подсветки пылеугольного факела котла ПК-39 Аксуйской ГРЭС. Труды I Международной научно-практической конференции «Достижения и перспективы естественных и технических наук». – Ставрополь –2012.– 100-103 с.

173 Аскарлова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Исследование температурных характеристик камеры сгорания реального энергетического объекта. Труды II

Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – Самара.– 2010. – 29-32 с.

174 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Габитова З., Бекетаева М.Т. Численное исследование турбулентных течений в канале с дополнительным источником массы. Труды международной научно-практической конференции. – Саратов. – 2012. –60-62 с.

175 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю., Габитова З., Бекетаева М.Т. Исследование влияния тонины помола пылеугольного факела. Труды международной научно-практической конференции «Физико-математические науки и информационные технологии: актуальные проблемы. – Новосибирск. – 2012.– 118-126 с.

176 Аскарова А.С., Болегенова С.А., Максимов В.Ю. Влияние размеров сетки на результаты компьютерного моделирования процессов тепломассопереноса в камерах сгорания. Труды 18 Всероссийской научной конференции. – Красноярск. – 2012. – 701-702 с.

177 Askarova A.S., Bolegenova S., Bekmukhamet A., Maximov V. 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. – 217-220 p.

178 Askarova A.S., Bolegenova S.A., Maximov V.Y., Bekmukhamet A., M.T.Beketayeva. Numerical simulation of pulverized coal in combustion chamber, 6th International Conference on Advanced Computational Engineering and Experimenting (ACE-X2012). – Istanbul. – 2012. – 532-535 p.

179 Askarova A.S., Bolegenova S.A., Maximov V.Yu., Bekmukhamet A. Mathematical simulation of pulverized coal in combustion chamber//Journal Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 42. – 1259-1265 p.

180 Askarova A.S., Bolegenova S.A., Maximov V.Yu., Bekmukhamet A., Sh. Ospanova. Numerical research of aerodynamic characteristics of combustion chamber BKZ -75 mining thermal power station//Journal Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 42. – 1365-1370 p.

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ.....	1
ВВЕДЕНИЕ.....	3
2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ПРИ НАЛИЧИИ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ.....	6
1.1 Методы математического моделирования процессов теплопереноса при наличии физико-химических превращений.....	9
2 МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ПРИ НАЛИЧИИ ГОРЕНИЯ В ОБЛАСТЯХ РЕАЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ.....	16
2.1 Обоснование задачи исследования.....	16
2.2 Процесс горения твердого топлива и организация его сжигания в топочной камере.....	21
3 МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ, ОПИСЫВАЮЩИЕ ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ.....	27
3.1 Закон сохранения массы, импульса, энергии и компонент реагирующей смеси.....	27
3.2 Моделирование турбулентности и двухфазности течения.....	32
3.3 Моделирование теплообмена с излучением...	40
3.4 Химическая модель горения твердого топлива в камере сгорания.....	45
3.5 Методы решения уравнений математической модели, описывающей процесс горения твердого топлива.....	54

4 РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА С УЧЕТОМ ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИХ ПРЕВРАЩЕНИЙ ПРИ ГОРЕНИИ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА В ТОПОЧНЫХ КАМЕРАХ РЕАЛЬНЫХ ТЭЦ РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН.....	63
4.2 Тестирование задачи о горении твердого топлива на модели с тангенциальной подачей топлива и сравнение с опытными данными огневой экспериментальной модели.....	63
4.2 Построение физической и геометрической модели задачи о горении пылеугольного факела в камере сгорания котла БКЗ-160 с тангенциальной подачей топлива.....	74
4.3 Результаты вычислительных экспериментов по исследованию аэродинамики течения и турбулентных характеристик процесса горения твердого топлива...	82
4.4 Результаты вычислительных экспериментов по моделированию турбулентного теплопереноса в пылеугольном факеле и формированию температурных полей в камере сгорания	93
4.5 Результаты вычислительных экспериментов по исследованию концентрационных полей смеси и продуктов реакции горения пылеугольного факела в топочной камере котла БКЗ- 160	101
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ..	126