

На правах рукописи



ШТЫМ
Константин Анатольевич

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЦИКЛОННО-ВИХРЕВОЙ ТЕХНОЛОГИИ
СЖИГАНИЯ ТОПЛИВА**

05.14.04 - промышленная теплоэнергетика

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Красноярск - 2015

Работа выполнена в ФГАОУ ВПО «Дальневосточный федеральный университет» на кафедре Теплоэнергетики и теплотехники

Официальные оппоненты:

Пиралишвили Шота Александрович, доктор технических наук, профессор; Заслуженный деятель науки и техники РФ, ФГБОУ ВПО «Рыбинский государственный авиационный технологический университет им. П.А.Соловьева» / кафедра Общей и технической физики / заведующий кафедрой

Иванов Сергей Анатольевич, доктор технических наук, профессор; ФГБОУ ВПО «Забайкальский государственный университет», г. Чита / кафедра Тепловых электрических станций / профессор, ректор.

Серант Феликс Анатольевич, доктор технических наук, профессор; ОАО «Е4-СибКОТЭС», г. Новосибирск / заместитель генерального директора – директор по развитию.

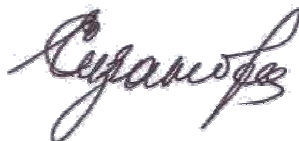
Ведущая организация: **ФГБУН Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН**

Защита диссертации состоится 25 ноября 2015 г. в 14⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.099.07 при ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» по адресу: 660074, г. Красноярск, ул. Ленина, 70, ауд. 204.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» <http://www.sfu-kras.ru>.

Автореферат разослан 23 октября 2015 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Сизганова Евгения Юрьевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации обусловлена проблемой модернизации теплоэнергетического оборудования, повышения эффективности его работы, как одного из приоритетных направлений совершенствования энергетики России, предусмотренной стратегией ее развития до 2030 г. и «Комплексной программой развития электроэнергетики Дальневосточного федерального округа до 2025 г.», разработанной в соответствии с поручением президента РФ.

В силу специфики региона, основой энергетики ДФО являются ТЭЦ, на которых доля износа основного оборудования составляет в среднем 60-70 %. Котельный парк тепловых электростанций включает паровые котлы от 670 т/ч (БКЗ-670) до 25 т/ч (ДЕ-25), водогрейные - от 180 Гкал/ч (ПТВМ-180) до 50 Гкал/ч (ПТВМ-50). Кроме того более 2500 котельных обеспечивают теплоснабжение и промышленное производство. Котлы имеют низкую экономичность, так как предназначенные для сжигания угля, из-за изменения в топливной политике региона частично переведены на сжигание жидкого топлива, а затем на сжигание газа. Поэтому в энергетике Дальнего Востока особую актуальность приобретает модернизация установленного котельного оборудования с внедрением инновационных технологий - сжигания топлива и когенерации. Совершенствование технологии сжигания топлива в циклонно-вихревых предтопках (ЦВП), является одним из направлений в решении этой задачи.

В отечественной энергетике работами по созданию угольных ЦВП к котлам с жидким шлакоудалением занимались в ВТИ под руководством Ю.Л. Маршака и предпочтение было отдано котлам с вертикальными циклонными предтопками. В совместных исследованиях ЦКТИ, МО ЦКТИ и МВТУ под руководством Г.Ф. Кнорре и М.А. Наджарова основное внимание уделялось горизонтальным ЦВП. Завершением работ ведущих котельщиков страны была разработка рекомендаций по проектированию топочных устройств с вертикальными циклонными предтопками и методика расчета горизонтальных циклонных камер. В связи с невозможностью обеспечения надежной работы, внедрение котлов с водоохлаждаемыми циклонными предтопками в России на всех видах топлива прекращено.

Исследованием особенностей закрученных потоков и применением вихревых камер для интенсификации различных энерготехнологических процессов занимаются: С.В. Алексеенко, К.А. Григорьев, А. Гупта, Г.Н. Делягин, С. Ишизука, Ш.А. Пиралишвили, В.В. Саломатов, Н. Сайред, Ф.А. Серант. В работах Л.И. Мальцева, В.И. Мурко, А.Ф. Рыжкова Э.И. Розенфельда, Л.М. Цирульниковой, S. Calvert, Н.М. Englund и др. отмечается, что качество сжигания топлива существенно зависит от его дисперсионных характеристик, температуры пламени, концентрации кислорода в зоне горения, времени пребывания продуктов сгорания в зоне высоких температур, а также способа сжигания. Эти факторы в свою очередь определяются коэффициентом избытка воздуха, аэродинамикой процесса горения, конструкцией горелочных устройств, условиями теплообмена и т.д.

Добиться повышения эффективности сжигания топлива, снижения выбросов вредных веществ и продления ресурса эксплуатации можно путём модернизации котельных агрегатов за счет применения усовершенствованной технологии ЦВП, в которых генерируется концентрированное вихревое движение, и заключающейся в комплексной оптимизации параметров котельной установки.

Работа выполнена в рамках приоритетного направления развития науки, технологий и техники РФ Пр-577 «Энергосберегающие технологии», критические технологии «Производство электроэнергии и тепла на органическом топливе», «Системы жиз-

необеспечения и защиты человека», «Энергосбережение», а также в рамках научных исследований АНО Центр «Модернизации котельной техники» и при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, выделяемой по госбюджету кафедре Теплоэнергетики и теплотехники и международной лаборатории Горения и энергетики ДВФУ (договор 14.Y26.31.0003).

Объект исследования – цилиндрические вихревые камеры с воздушным охлаждением - циклонно-вихревые предтопки.

Предмет исследования – характеристики технологических процессов эффективного и экологичного сжигания различных видов топлива в выносных цилиндрических вихревых камерах с воздушным охлаждением к котлам малой и средней мощности.

Цель диссертационной работы состоит в развитии теоретических основ и технических решений циклонно-вихревой технологии сжигания различных видов топлива применительно к проектируемым и действующим паровым и водогрейным котлам.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

1. На основе анализа существующего состояния вопроса разработать конструкцию ЦВП, использующего для охлаждения обмуровки камеры сгорания только воздух, в объеме необходимом для сжигания топлива.

2. Путем детального исследования аэродинамики закрученного потока в вихревой камере найти оптимальное сочетание ее основных параметров, гарантирующих воздушное охлаждение футеровки, интенсивное смесеобразование и горение во всем объеме предтопка.

3. За счет комбинации тангенциального и осевого ввода воздуха, добиться снижения гидравлического сопротивления предтопка при закрутке потока, достаточной для полного сжигания или частичной газификации топлива.

4. Исследовать особенности внутри-топочного теплообмена при развитии факела за предтопком, создать условия для надежного примыкания ЦВП к экранам топки.

5. Разработать и внедрить проекты модернизации паровых и водогрейных котлов с установкой ЦВП, внося рациональные изменения в конструкцию котельной установки.

6. На основе обобщения результатов исследований и внедрений предложить методику аэродинамических и тепловых расчетов, а также рекомендации по модернизации котлов с установкой ЦВП.

Методы исследования. Для решения поставленных задач использованы численные методы решений математических моделей газодинамических и теплообменных процессов в вихревой камере, уточненных на базе физического моделирования, с помощью пакетов прикладных программ Ansys. Экспериментальные исследования и работы проведены в лабораторных и промышленных условиях, обобщены в безразмерном виде и проанализированы известные результаты исследований различных авторов, которые дополнены собственными экспериментами.

Научная новизна и основные положения, выносимые на защиту, состоят в обоснованиях и доказательствах научных основ принятия технических и технологических решений для внедрения циклонно-вихревого сжигания топлива, а именно:

1. Установлены особенности аэродинамической структуры концентрированного вихревого движения в цилиндрической камере, которые заключаются: в наличии в пристенной зоне «потенциального кольца», сформированного многосопловым вводом; в совпадении области наилучшего смешения потоков с радиусом максимума центробежной напряженности разделяющей зоны избыточного давления и разрежения; в минимальном аэродинамическом сопротивлении предтопка с заданной круткой потока, при тангенциально-аксиальном вводе воздуха от общего нагнетателя.

2. Определены безразмерные расчетные зависимости параметров закрученного потока от турбулентной структуры, геометрии и формпараметра m : в пристенной зоне - ее протяженности и коэффициента сохранения скорости; в турбулентном ядре - профили скорости, перепады давления, аэродинамическое сопротивление, в характерных сечениях камеры с комбинированным вводом воздуха, хорошо согласующиеся с опытными данными.

3. Разработана методика расчета вихревой камеры, в которой конструктивные и аэродинамические условия генерации вихря сведены к вычислению значения ее формпараметра m , входящего во все расчетные зависимости.

4. Предложена корректировка теплового расчета топки через параметр температурного поля M , учитывающая уменьшение степени неизотермичности среды в пристенной области, основанная на выявленных особенностях развития факелов при различной компоновке предтопок, обобщающая промышленные испытания всех модернизированных котельных установок и позволяющая проводить модернизацию с максимальной эффективностью

5. Разработаны рекомендации по применению усовершенствованной технологии циклонно-вихревого сжигания различных видов топлива для модернизации котлов, с учетом конструктивных параметров, единичной мощности, количества и компоновки предтопок, а так же снижения вредных выбросов в окружающую среду.

Практическая значимость результатов работы состоит в том, что новые теоретические и технологические решения позволили: предложить методику расчета конструктивных элементов ЦВП с учетом особенностей объекта модернизации; разработать и реализовать конструкцию ЦВП повышенной надежности и большой единичной мощности; предложить конструкцию многосопловой центробежной форсунки с изменением диаграммы распыла топлива по сечению вихревой камеры; выполнить и внедрить проекты модернизации паровых газо-мазутных котлов в диапазоне мощностей от 17 до 100 МВт, а также водогрейных газо-мазутных котлов в диапазоне мощностей от 20 до 180 МВт; представить математическую модель горения в вихревой камере при различных вариантах ввода топлива, уточненную неизотермическими исследованиями аэродинамики и состава газов в камере сгорания ЦВП; разработать пуско- и режимно-наладочные мероприятия для котлов с ЦВП; найти пределы устойчивости горения и безопасные условия запуска ЦВП на газе.

Результаты работы использовались при реализации проекта модернизации котельного оборудования с установкой ЦВП на Охинской ТЭЦ (котел БКЗ-120-100), Якутской ТЭЦ (котел ПТВМ-100), Хабаровской ТЭЦ-3 (котел ПТВМ-180), Благовещенской ТЭЦ (котлы КВГМ-100). С целью повышения эффективности использования жидкого топлива установлены ЦВП на котлах КВГМ-20, КВГМ-30, ПТВМ-30, Б-35-40, ДЕ-25, ТС-35 промышленных предприятий ДФО. В рамках газификации объектов энергетики Дальнего Востока в 2011 г. закончена реконструкция котлов Хабаровской ТЭЦ-2, Владивостокских ТЭЦ-1, ТЦ «Северная» и ТЦ «Вторая речка» переводом на сжигание природного газа в воздухо-охлаждаемых ЦВП. Технологические решения, реализованные в этих проектах, включали такие мероприятия, как: интенсификация теплообмена в топке с увеличением максимальной мощности котлов; развитие конвективных поверхностей нагрева; оптимизация гидравлических схем котлов; создание пароводяных котлов. Реализован проект мазутно-угольного котла с ЦВП в комплексе с низкотемпературным кипящим слоем. Результаты диссертационных исследований применяются в учебном процессе для бакалавров, магистров и аспирантов направления «Теплоэнергетика и теплотехника».

Достоверность результатов работы обеспечена представительным объемом расчетов, результатов экспериментов, а также использованием методов исследования, соответствующих современному состоянию в области теоретической теплотехники и гидродинамики и подтверждается метрологическими характеристиками использованного оборудования, удовлетворительным совпадением расчетных данных с экспериментальными результатами, полученными на физических моделях и действующем промышленном оборудовании. Выводы достаточно хорошо коррелируют с результатами, полученными другими исследователями, и не противоречат физическим закономерностям в смежных областях знаний.

Апробация работы. Основные положения работы, результаты теоретических, вычислительных, экспериментальных исследований и внедрения докладывались и обсуждались на: Всероссийской конференции «Новые технологии эффективного использования топлива, модернизации и ремонта котельных установок» (Санкт-Петербург, 2000 г.); «IV International Young Scholars' Forum of the Asia-Pacific Region Countries» FESTU, (Vladivostok, 2001); Всероссийской конференции «Актуальные проблемы современной энергетики» (Екатеринбург, 2002 г.); ежегодных научно-практических конференциях «Вологдинские чтения» (Владивосток, 2002-2012 гг.); V и VI Всероссийских научно-технических конференции «Теплофизика процессов горения и охрана окружающей среды» (Рыбинск, 2004 г.); Всероссийском IV семинаре вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике. (Владивосток, 2005 г.); VI Всероссийской конференции с международным участием «Горение твердого топлива» (Новосибирск, 2006 г.); 1-й научно-практической конференции ОАО «ДВУЭК» Проблемы реформирования и особенности развития электроэнергетики Дальнего Востока (Владивосток, 2006 г.); Всероссийской научно-практической конференции «Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири» (Иркутск, 2006 г.); VI Всероссийском семинаре вузов по теплофизике и энергетике (Красноярск, 2009 г.); VII и VIII Всероссийских конференциях с международным участием «Горение твердого топлива» (Новосибирск, 2009 и 2012 гг.); Всероссийской конференции «Пути совершенствования работы теплоэнергетических устройств» (Владивосток, 2012 г.); Конференции с международным участием «VIII Всероссийский семинар вузов по теплофизике и энергетике» (Екатеринбург, 2013 г.); 2nd International Conference Dynamics and Structure of Combustion Waves (Vladivostok, 2014 г.); Eleventh International Conference on Flow Dynamics (ICFD 2014) (Sendai, Japan, 2014); Всероссийской конференции XXXI Сибирский теплофизический семинар (Новосибирск, 2014).

Личный вклад автора состоит в постановке цели и задач исследования, разработке, обосновании и формулировке всех положений, определяющих научную новизну и практическую значимость, анализе и обобщении результатов, формулировке выводов и рекомендаций для принятия решений. Он осуществлял руководство при проектировании, модернизации и испытаниях котлов с ЦВП. В совместных публикациях автору принадлежит основная часть результатов исследований.

По теме диссертации опубликовано 83 печатных работы, из них: одна монография, 15 статей в периодических изданиях из перечня ВАК.; 8 – в других изданиях и за рубежом, 26 - в трудах всесоюзных, всероссийских и международных научно-технических конференций, 6 патентов на изобретения, 2 патента на полезную модель; один Государственный сертификат соответствия на продукцию.

Объем и структура работы. Материалы диссертации изложены на 320 страницах основного текста, включающего 169 рисунка и 25 таблиц. Работа состоит из введения, 8 глав, основных выводов и рекомендаций, списка использованных источников из 210 наименований и приложения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, цель и задачи исследования. Сформулированы основные положения, выносимые на защиту, научная новизна и практическая значимость полученных результатов.

В первом разделе рассмотрен опыт освоения вихревого сжигания топлива. В аэродинамической структуре циклонно-вихревых камер сгорания свойственно присутствие устойчивых высоконапряженных циркуляционных зон. Их рациональное использование имеет решающее значение в эффективном смесеобразовании и газификации топлива, что со временем вывело циклонно-вихревые камеры на самый высокий уровень по теплонапряженности в стационарных и транспортабельных энергетических установках. Различным аспектам аэродинамики, конструктивных особенностей и т.п. посвящены основополагающие работы Г.Ф. Кнорре, А.Н. Ковригина, Ю.Л. Маршака, Л.К. Рамзина и др.

Использование котлов с циклонными предтопками в 50-е и начале 60-х годов должно было привести к уменьшению габаритов, снижению коэффициента избытка воздуха и обеспечить качество процесса горения при изменении характеристик сжигаемого твердого топлива. По ряду причин, основные из которых уже были очевидны для разработчиков и эксплуатационного персонала, внедрение котлов с циклонными предтопками в большой энергетике сначала было приостановлено, а затем прекращено. Опыт эксплуатации котлов с циклонными предтопками применительно к газомазутным котельным агрегатам, установленным на Конаковской ГРЭС, ТЭЦ-21 и ТЭЦ-23 Мосэнерго также показал несостоятельность такого технического решения.

Начиная с 60-х годов, предложено много конструктивных решений по совершенствованию процесса сжигания различных видов топлива с использованием одного или нескольких разомкнутых вихрей непосредственно в объеме топki, вихревые топki ЦКТИ, МЭИ, ЛПИ и др.

Как следует из обзора литературных источников, схемы организации топочного процесса, использующего вихревое движение, можно разделить на два направления: схемы, в которых используется концентрированное, высокофорсированное вихревое движение – циклонные предтопки и схемы, в которых разомкнутое вихревое движение, сочетается с факельным или слоевым сжиганием топлива. В разомкнутой вихревой схеме организации топочного процесса, невозможно использовать все достоинства закрученного потока, так как в крупном размываемом топкой вихре слабое центробежное поле не обеспечивает целостность потока. Основными причинами, которые остановили внедрение циклонных предтопок в большой и малой энергетике явилась недооценка сложности аэродинамики циклонного процесса и ориентация на водяное охлаждение предтопка с включением его в циркуляционный контур котла.

Результаты анализа литературных источников подтверждают актуальность работы, целесообразность поставленных в диссертации задач и их поэтапного решения теоретическими и экспериментальными методами.

Второй раздел посвящен особенностям аэродинамики циклонно-вихревых камер и расчетным распределениям параметров закрученного потока, которые основываются на интегрировании при некоторых дополнениях и упрощениях исходных дифференциальных соотношений:

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \cdot W_{\varphi}}{\partial \cdot \varphi} + \frac{\partial \cdot W_x}{\partial \cdot x} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial \cdot W_r \cdot r}{\partial \cdot r} = 0, \quad (1)$$

$$W_r \cdot \frac{\partial \cdot W_r}{\partial \cdot r} + \frac{W_{\varphi}}{r} \cdot \frac{\partial \cdot W_r}{\partial \cdot \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial \cdot W_r}{\partial \cdot x} - \frac{W_{\varphi}^2}{r} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \cdot P}{\partial \cdot r}, \quad (2)$$

$$W_r \cdot \frac{\partial \cdot W_\varphi}{\partial \cdot r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial \cdot W_\varphi}{\partial \cdot \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial \cdot W_\varphi}{\partial \cdot x} + \frac{W_r \cdot W_\varphi}{r} = -\frac{1}{\rho \cdot r} \cdot \frac{\partial \cdot P}{\partial \cdot \varphi}, \quad (3)$$

$$W_r \cdot \frac{\partial \cdot W_x}{\partial \cdot r} + \frac{W_\varphi}{r} \cdot \frac{\partial \cdot W_x}{\partial \cdot \varphi} + W_x \cdot \frac{\partial \cdot W_x}{\partial \cdot x} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \cdot P}{\partial \cdot x}, \quad (4)$$

где P – статическое давление; W_φ , W_x , W_r – тангенциальная, осевая и радиальная составляющие скорости.

Предельно простой случай вращения: плоское $\left(\frac{\partial}{\partial x} = 0\right)$ круговое движение, которое можно представить в идеальной циклонно-вихревой камере без стока ($W_r = 0$ и $W_x = 0$), на входе в которую на радиусе r_{ex} частица располагает превышением энергии ΔH_{ex} над энергией среды, в которую происходит истечение из камеры, перепадом статического давления ΔP_{ex} и скоростью W_{ex} . Для такого вращательного движения получены зависимости в безразмерном виде:

$$\bar{W} = \frac{W_\varphi}{W_{\varphi \text{ max}}}, \quad \Delta \bar{H} = \frac{\Delta H}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{\varphi \text{ max}}^2}, \quad \Delta \bar{P} = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{\varphi \text{ max}}^2}, \quad \bar{\Gamma} = W \cdot \eta, \quad \bar{j}_\Omega = \frac{W^2}{\eta}, \quad \bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_x};$$

соответственно вращательной скорости, полного напора, перепада избыточного статического давления, циркуляции скорости, центробежной напряженности и угловой скорости. Как видно из рисунка 1, радиус $\eta = 1$ является границей («поверхностью разрыва») не только между потенциальным и твердым вращением, но также между зоной избыточного давления и разрежения в идеальной камере. Представления о взаимосвязи между параметрами в рассмотренном предельно простом плоском вихре (рисунок 1) полезны при анализе различных методик расчета вращающихся потоков и обобщении опытных данных по распределению параметров в реальных циклонно-вихревых камерах.

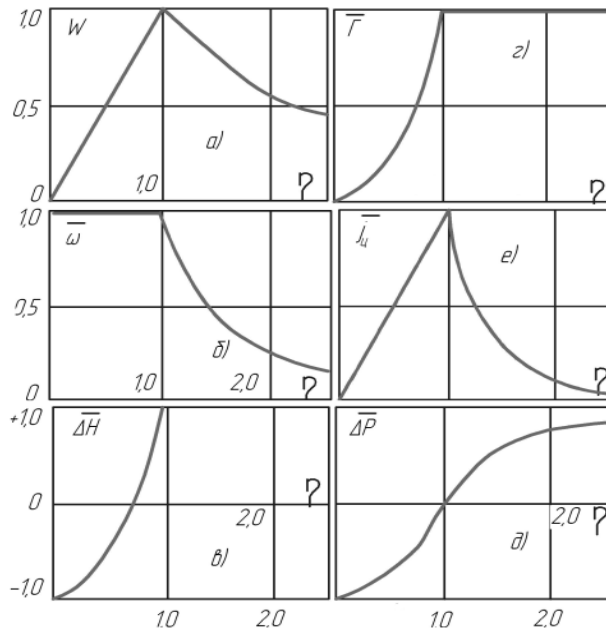


Рисунок 1 - Изменение безразмерных параметров закрученного потока по радиусу идеальной циклонно-вихревой камеры

Анализ существующих методик расчета показал, что в лучшем случае они дают зависимость величины гидравлического сопротивления камеры от ее геометрических характеристик и качественное соответствие некоторых расчетных и действительных параметров потока. При этом большая точность получается при усложнении схемы расчета, например, разделении камеры на пять зон и применении громоздкого для инженерной практики математического аппарата.

Несостоятельность предположения о постоянстве момента количества движения, циркуляции и полного напора в периферийной зоне циклонно-вихревых устройств очевидна. Для циклонно-вихревых устройств оценки величины гидравлического сопротивления и приближенной зависимости только для тангенциаль-

Несостоятельность предположения о постоянстве момента количества движения, циркуляции и полного напора в периферийной зоне циклонно-вихревых устройств очевидна. Для циклонно-вихревых устройств оценки величины гидравлического сопротивления и приближенной зависимости только для тангенциаль-

ной составляющей скорости недостаточно. Управление в вихревой камере технологическим процессом, особенно сжигания топлива, требует

достоверных сведений о структуре вращающегося потока с переменными в объеме камеры полями давления и всех составляющих скорости.

По аэродинамическим продувкам камер в МВТУ, ЦКТИ, КазНИИЭ, ЛПИ и ДВПИ, выявлены особенности действительного распределения параметров закрученного потока (рисунок 2).

Правомерность идеализации вихревого течения в камерах, в частности приложения теории центробежной форсунки, качественно и количественно можно оценить, сопоставив изменение полного напора $\Delta \bar{H}$ в плоском вихре (рисунок 1 в) и действительных условиях (рисунок 2 а). По мере перемещения к диафрагмированному торцу камеры вращающийся поток перестраивается так, что в выходном сечении изменение полной энергии частиц по радиусу камеры наиболее полно удовлетворяет расчетным схемам, предполагающим на периферии камеры потенциальное течение ($\Delta \bar{H} = const$ и $\bar{\Gamma} = const$).

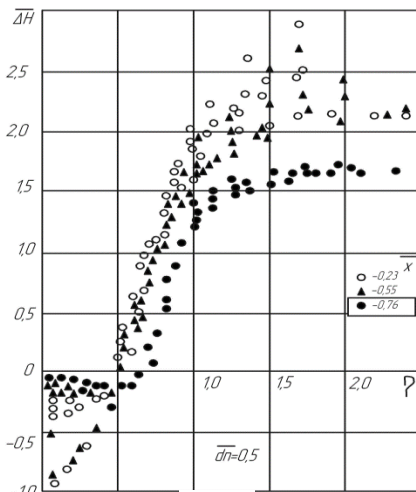
Однако в выходном сечении не выполняется условие, предусматривающее твердое вращение газа в приосевой зоне. Совершенно очевидно отличие действительного распределения вращательной скорости (рисунок 2 б). Полная скорость вращающегося потока в большей части объема исследованных камер по величине близка к ее тангенциальной составляющей, но зависимость $W = W(\eta)$ представляет непрерывный и протяженный переход от квазипотенциального к квазитвердому вращению.

Распределение давления по радиусу камеры (рисунок 2 с) существенно отличается от профиля в плоском вихре (рисунок 1 д), а граница между областью избыточного давления и разрежения находится в зоне квазитвердого вращения и смещается к оси камеры.

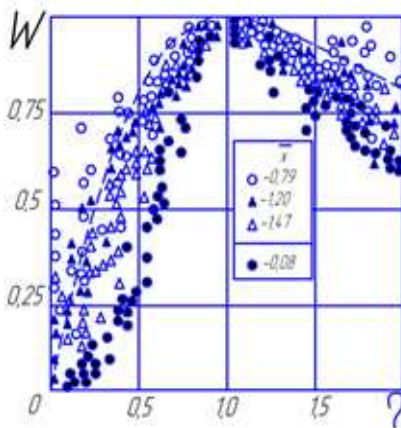
Из анализа экспериментальных данных целесообразна, разбивка потока на две зоны: пристенную и ядро потока. Граница между ними должна быть физически определенной и аналитически конкретной. Таким условиям отвечает критерий устойчивости Рэлея,

т.е. равенство $\frac{d\bar{\Gamma}}{d\eta} = 0$ может быть принято за границу

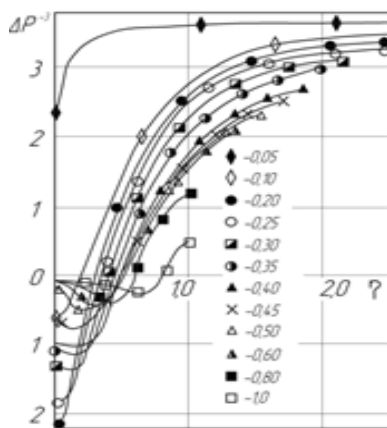
между пристенной зоной течения и ядром потока, в которых происходит убывание $\bar{\Gamma}$ до нуля на стенке и оси вращения. В методике расчета ЛПИ-ДВПИ $\bar{\Gamma} = \Gamma(\eta)$ рекомендуется аппроксимация в виде:



а)



б)



с)

Рисунок 2 - Относительные параметры реальных камер: а- полный напор; б- тангенциальная скорость; с- статическое давление

$$\bar{\Gamma} = \left(\frac{2 \cdot \eta}{1 + \eta^2} \right)^m \eta, \quad (5)$$

где m – формпараметр, зависящий от индивидуальных особенностей камеры (начальных условий генерации вихря, геометрических характеристик, режима работы и других факторов).

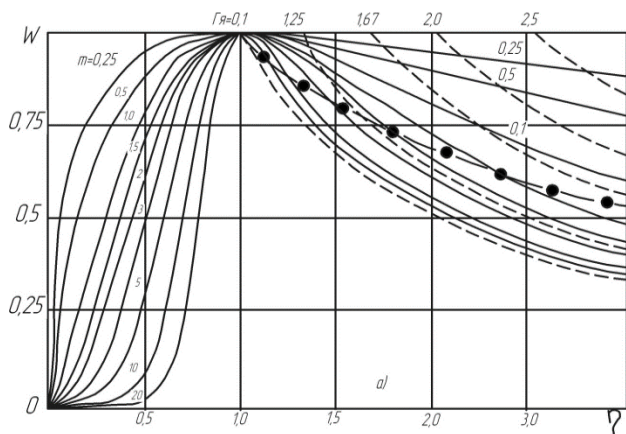


Рисунок 3 - Расчетные профили тангенциальной скорости при различных значениях формпараметра m в аппроксимации (5) (—●— - граница ядра потока)

На рисунке 3 показаны безразмерные профили тангенциальной скорости вращения при различных значениях формпараметра m . Убыль располагаемой работоспособной энергии потока в камерах, вызываемая ее диссипацией, расходом энергии на эжекцию обратного тока, транспортировку взвеси и пр., распределяется по-разному в области квазипотенциального и квазитвердого вращения и может быть численно учтена формпараметром m . Подход к рассмотрению закрученного потока в виде двух зон - пристенной и турбулентного ядра потока с их стыковкой на границе устойчивости вращения, а также аппроксимация (5) приня-

ты за основу исследований аэродинамики циклонно-вихревых камер и методики аэродинамического расчета циклонных предтопок.

В третьем разделе дано описание особенностей и расчета аэродинамики камер циклонно-вихревых предтопок с комбинированной генерацией вихря. Пристенная зона занимает незначительную часть объема камеры (рисунок 4), но происходящие в ней процессы определяют аэродинамическое совершенство вихревой камеры в целом. Эмпирический метод расчета, использующий понятия коэффициента сохранения скорости $\varepsilon_w = \frac{W_{\varphi r}}{W_{\text{вх}}}$ и относительную толщину пристенной зоны $\bar{\delta} = \frac{\delta}{R} = 1 - K_\eta$ с привлечени-

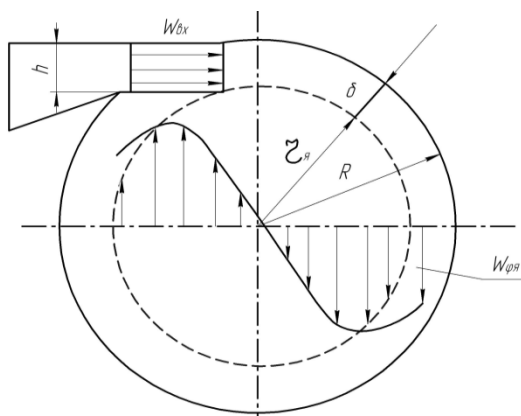


Рисунок 4 - Схема к методу расчета циклонно-вихревых камер

ем коэффициента протяженности ядра потока $K_\eta = r_\text{я} / R$, предельно упрощает выполнение расчета камеры при любой организации подвода среды с учетом влияния дополнительных факторов на ε_w и $\bar{\delta}$.

При регулировании расхода и крутки потока изменением высоты $-\bar{h}$, значительная потеря момента количества движения происходит непосредственно за сопловым аппаратом. Оптимальной высоте сопла $-\bar{h}_{\text{opt}}$ для вихревой камеры соответствуют минимальные суммарные потери в пристенной зоне и максимальная относительная циркуляция скорости на границе ядра потока. В общем

случае, \bar{h}_{opt} зависит от условий подвода потока к камере, конструкции органа регулирования, относительной шероховатости $\bar{\Delta}$ и других факторов. При организации ввода

среды в камеру через несколько сопел на их оптимальной величине сказывается эффект взаимодействия между собой входящих струй. Опытные данные для K_η и ε_w по моделям исследованных нами камер в диапазоне изменения $\bar{d}_n = 0,3-0,8$; $\bar{L}=1-2$; $\bar{h} = 0,04-0,24$ и $\bar{F} = 3,21-13,3 \cdot 10^{-3}$ обобщены зависимостями:

$$K_\eta = 0,856 - 0,305 \cdot \bar{h} + 2,13 \cdot \bar{h}^2 - 8,22 \cdot \bar{h}^3 \quad (6)$$

$$\varepsilon_w = 1,12 \cdot 10^2 \cdot \bar{F}_L - 1,52 \cdot 10^3 \cdot \bar{F}_L^2 - 1,23 \cdot 10^5 \cdot \bar{F}_L^3 - 1,34 \cdot (\bar{d}_n - 0,5)^2, \quad (7)$$

где $\bar{F}_L = \bar{F} \cdot \bar{L}^{-0,457}$.

Потери за сопловым аппаратом рассчитывают по формуле Борда-Карно с введением поправочных коэффициентов или по эмпирическим зависимостям. В исследованных камерах отношение циркуляции скорости за сопловым аппаратом к $\Gamma_{вх}$ обобщено так:

$$\frac{\Gamma_c}{\Gamma_{вх}} = 0,45 \bar{h}^{-0,237-5,86\bar{h}+10,31\bar{h}^2} \quad (8)$$

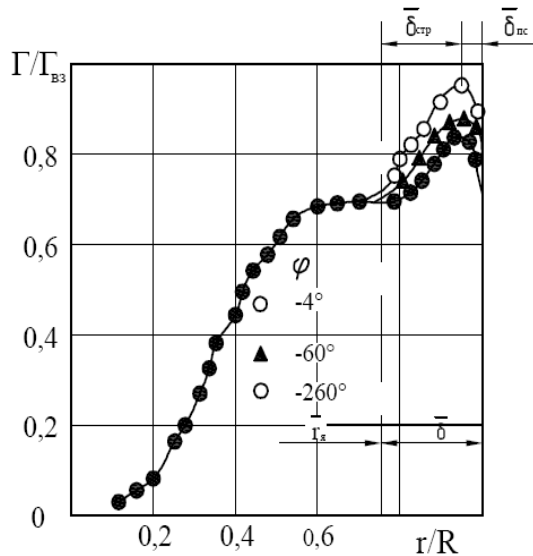


Рисунок 5 - Изменение циркуляции скорости по радиусу вихревой камеры при: $\bar{d}_n = 0,5$, $\bar{L} = 1,0$ и $\bar{h} = 0,12$.

Течение у протяженной криволинейной поверхности камеры можно рассматривать как полуограниченную струю. На рисунке 5 показан типичный профиль изменения циркуляции скорости по радиусу камеры.

В пристенной зоне $\bar{\delta}$ ее внешнюю границу ($r_я$) оправданно находить из условия $d^2\Gamma/dr^2 = 0$, так как обращение первой производной в нуль строго соответствует границе пристенного пограничного слоя $\delta_{пс}$. Разность $\bar{\delta}_{отр} = \bar{\delta} - \delta_{пс}$ является толщиной струйного пограничного слоя, обращенного к ядру потока в камере. Развитие полуограниченной струи, в рассматриваемом случае, отличается от развития плоских полуограниченных струй в спутном потоке. Границы полуограниченной струи численно обобщены так:

$$\bar{\delta}_{пс} = 0,025 + 0,028 \cdot \bar{h} + 0,5 \cdot 10^{-4} \cdot \varphi \quad (9)$$

$$\bar{\delta} = \delta_o = 0,235 + 0,07 \cdot \bar{h} \quad (10)$$

Циркуляция скорости в пристенном пограничном слое для всех конструктивных вариантов камеры анализировалась и обобщалась в виде:

$$\frac{\Gamma}{\Gamma_{\delta_{пс}}} = \left(\frac{\delta}{\delta_{пс}} \right)^{1/n} \quad (11)$$

По мере развития пристенной струи имеет место участок перестройки профиля, на котором происходит увеличение его наполненности (рисунок 5), показатель степени в соотношении (11) изменяется от 1/5 до 1/14, а связь n (φ) имеет экспоненциальный характер. Длина участка перестройки примерно постоянна и равна $\bar{\varphi}_n = \frac{\varphi}{360^0} = 0,6$, а ха-

раक्टर перестройки зависит от \bar{h} и \bar{d}_n . На стабилизированном участке течения ($\bar{\varphi} > 0,6$) не выполняется «закон 1/7».

Обработка опытных данных по циркуляции струйной части пристенной зоны, выполненная в координатах $\frac{\Gamma - \Gamma_y}{\Gamma_\delta - \Gamma_y} = f(\bar{\delta}_{i,стр})$, где $\bar{\delta}_{i,стр} = \frac{r_\delta - r}{r_\delta - r_y}$ - безразмерная толщина струйного пограничного слоя, показала, что вид безразмерного профиля близок к универсальному только для $\bar{d}_n = 0,8$. Для камер с $\bar{d}_n = 0,3; 0,5$ наполненность профиля существенно зависит от относительной высоты соплового аппарата.

В ЦВП входящая струя претерпевает изменения, как под воздействием стенки камеры, так и под влиянием турбулентного ядра потока. При обработке данных по распределению статического давления в пристенном слое установлено, что давление поперек пристенного пограничного слоя практически постоянно при любых \bar{d}_n . Заметный градиент давления имеет место только в струйной части пристенной зоны течения. Переход камеры существенно влияет на закон сопротивления и свидетельствует о влиянии ядра потока в камере на пристенное течение. Пристенная зона, в общем случае, состоит из трех частей: непосредственно пристенного пограничного слоя, струйного пограничного слоя, обращенного к ядру потока в камере и буферной зоны между ними – «потенциального кольца» пристенной зоны течения. В пристенном слое незначительной толщины $\bar{\delta}_{nc}$ происходит основная потеря момента количества движения, обусловленная трением потока о стенку. Внутри тонкого слоя кориолисова сила уравнивается вязким сдвигом, а давление остается практически постоянным. Поскольку центробежная сила не компенсируется градиентом давления, то частицы среды перемещаются в радиальном направлении, способствуя турбулизации пристенного течения. Именно этим можно объяснить изменение наполненности профиля циркуляции скорости вызывающее отклонение от «закона 1/7». Дестабилизирующее влияние центробежных сил на слой согласуется с условием устойчивости вращающегося потока, так как в пристенном слое $\frac{d\Gamma}{dr} < 0$. При определенных условиях в пристенной зоне возникает «потенциальное кольцо» между пристенным и струйным слоями. Аэродинамически на него можно эффективно воздействовать, используя многосопловой ввод воздуха. При больших величинах \bar{h} и \bar{F} этот буферный слой смыкается по периметру и заключает турбулентное вращающееся ядро основного потока в потенциальную оболочку. Образование в пристенном слое «потенциального кольца» как раз и совпадает с оптимальной высотой шлиц в вихревой камере. Сохраняя $\bar{F} = idem$, но увеличивая число входных сопел, можно добиться замыкания составного «потенциального кольца» и снизить потери крутки на входе в вихревую камеру.

Аэродинамический расчет пристенной зоны течения можно выполнить по двум вариантам. Первый, упрощенный, применим к камерам любой конструкции. Он дает интегральную оценку потери момента количества движения и протяженности пристенной зоны. Второй вариант расчета основывается на струйном представлении течения в пристенной зоне и позволяет расчленить потери, а также получить представление о структуре пристенного потока. С помощью уравнения импульсов возможен расчет непрерывной деформации профиля циркуляции скорости на криволинейном участке течения в пристенной зоне циклонно-вихревых камер.

В объеме камеры необходим расчет давления и всех составляющих вектора скорости. В случае осесимметричного движения $\left(\frac{\partial}{\partial \varphi} = 0\right)$ и допущения $\frac{\partial W_\varphi}{\partial r} \gg \frac{\partial W_\varphi}{\partial x}$, исход-

ные уравнения (3) для турбулентного закрученного потока будут иметь вид: $W_r \cdot \frac{\partial W_\varphi}{\partial r} + \frac{W_\varphi W_r}{r} = \rho \cdot \frac{\partial \tau_{\varphi r}}{\partial r} + 2 \cdot \frac{\tau_{\varphi r}}{r}$, в котором турбулентное касательное напряжение трения можно представить так:

$$\tau_{\varphi r} = \alpha \rho \cdot \left(\frac{\partial \Gamma}{\partial r} \right)^2, \quad (12)$$

где α – величина, характеризующая его турбулентную структуру (рисунок 6).

Приняв для ядра потока аппроксимацию (5) из уравнений (3) и (1), получим следующее распределение безразмерных радиальной скорости:

$$V = \frac{W_r}{W_{\varphi \max}} = 2 \alpha \left(\frac{2\eta}{1+\eta^2} \right)^m \left[\left(1 + m \frac{1-\eta^2}{1+\eta^2} \right)^2 - \frac{4m\eta^2}{(1+\eta^2)^2} \right], \quad (13)$$

осевой скорости:

$$u = \frac{W_x}{W_{\varphi \max}} = - \frac{2\alpha}{\eta \cdot (1+\eta^2)^3} \cdot \left(\frac{2\eta}{1+\eta^2} \right)^m \cdot [(m+1)^3 \cdot (1-\eta^2)^3 + 6m^2\eta^2 \cdot (\eta^4 - 1) - 8m\eta \cdot (1+2\eta^2) + 2\eta^6 + 6\eta^2] \cdot \xi + C(\eta), \quad (14)$$

в которых коэффициент α , характеризует турбулентную структуру ядра потока

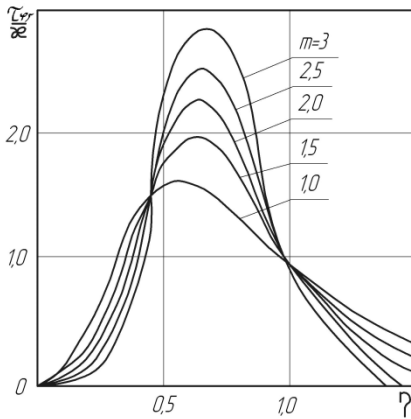


Рисунок 6 - Расчетное распределение безразмерного турбулентного напряжения трения по (12) и (5) при различных значениях формпараметра m .

$$\alpha = \text{Ro}_r \cdot \frac{\bar{d}_n \cdot m}{4 \cdot \bar{L} \cdot K_q \cdot (m^2 - 1)}, \quad (15)$$

где $\text{Ro}_r = \frac{\dot{V}}{2 \cdot \pi \cdot W_{\varphi \max} \cdot r_j \cdot r_n}$ - число Россби для радиального потока; \bar{d}_n и \bar{L} - относительный пережим и калибр камеры.

С учетом аппроксимации (5), из уравнения (2) для расчета давления получим зависимость:

$$\Delta \bar{P} = 2 \int \frac{1}{\eta} \cdot \left(\frac{2\eta}{1+\eta^2} \right)^{2m} \cdot d\eta + C. \quad (16)$$

На рисунках 7, 8 представлены расчетные зависимости основных параметров в ядре потока. Общее гидравлическое сопротивление камеры

$$\zeta = \frac{\Delta H}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot W_{\text{вх}}^2} = \Delta \bar{P}_j \cdot \varepsilon_{\text{кв}}^2 \cdot \varepsilon_w^2 + 1, \quad (17)$$

раздельно учитывает потери энергии в пристенной зоне и перепад давления, приходящийся на турбулентное ядро потока. Все расчетные зависимости для параметров в ядре потока включают формпараметр камеры m . Одним из возможных способов определения m является его связь с границей ядра потока, из которой следует, что:

$$m = \frac{\eta_j^2 + 1}{\eta_j^2 - 1}, \quad (18)$$

Безразмерный радиус ядра потока

$$\eta_j = K_\eta K_{\varphi \max} \bar{d}_n^{-1} \quad (19)$$

учитывает диафрагмирование камеры \bar{d}_n , а также протяженность пристенной зоны, относительную высоту и площадь входных сопел, калибр камеры через коэффициенты K_η

и $K_{\varphi \max}$ по обобщенным эмпирическим зависимостям (6) и

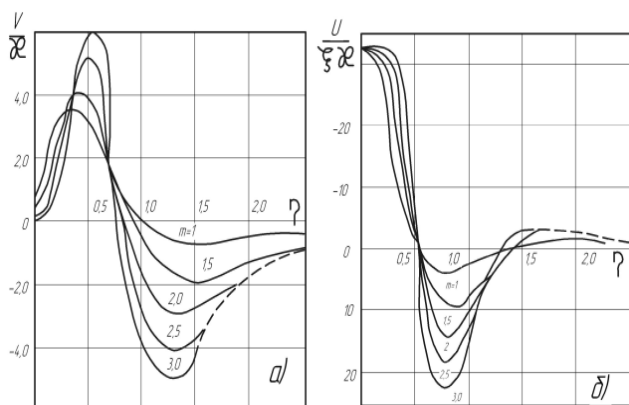


Рисунок 7 - Расчетные зависимости безразмерной радиальной (а) (13) и осевой (б) (14) составляющих скорости при различных значениях формпараметра m

$$K_{\varphi \max} = \frac{r_{\pi}}{r_{\varphi \max}} = 0,76 + 30 \cdot \bar{F} - 4,9 \cdot 10^2 \cdot \bar{F}^2. \text{ Из}$$

гидродинамических критериев, определяющим для формпараметра m , является число Россби, включающее особенности закрутки потока и стока его из камеры, поэтому компактнее можно представить m как функцию от Ro_r . Исследование аэродинамики камеры с комбинацией тангенциального и аксиального подводов воздуха от одного нагнетателя показали, что ее коэффициент гидравлического сопротивления зависит от радиального

$$Ro_r = \frac{W_{\text{вх}} \Sigma f_{\text{вх}} L}{2\pi L r_{\varphi \max} W_{\varphi \max} R} = \frac{\dot{V}_c}{2\pi r_{\varphi \max} R}$$

$$\text{и аксиального } Ro_x = \frac{4W_{\text{вх}} \Sigma f_{\text{вх}} d_x^2}{\pi d_x^2 r_{\varphi \max} W_{\varphi \max} R} = \frac{4\dot{V}_x}{\pi r_{\varphi \max} R}$$

чисел Россби и их относительного числа

$$\bar{Ro} = \frac{Ro_x}{Ro_r}. \text{ Результирующее влияние на } \zeta \text{ оказывает сопротивление осевого ввода}$$

среды, вследствие проявления эжекционной способности закрученного потока. Оптимальным, с точки зрения смешения и гидравлического сопротивления, для исследованной камеры является режим, когда осевой подвод составляет $\approx 25\%$ от общего расхода (рисунок 9).

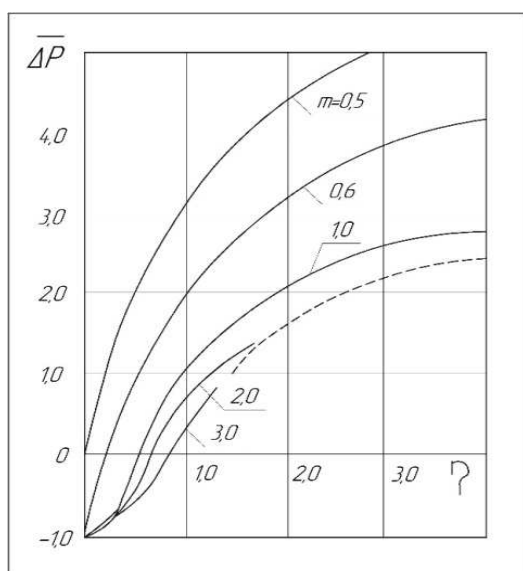


Рисунок 8 - Расчетные профили давления по зависимости (16)

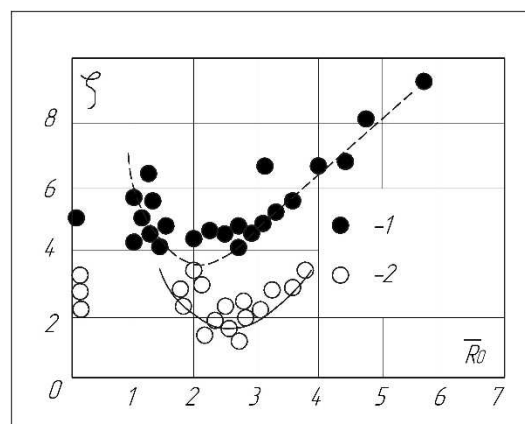


Рисунок 9 - Влияние числа \bar{Ro} на коэффициент гидравлического сопротивления камеры при режимах: 1 - $\bar{d}_{\pi} = 0,5$; 2 - $\bar{d}_{\pi} = 0,725$

В разделе 4 приводятся результаты экспериментального исследования по доводке циклонного предтопка ДВПИ до внедрения. Они выполнены на огневом стенде, размещенном в производственной котельной и предвключенном к котлу Шухова-Берлина

паропроизводительностью 20 т/ч. Внутренний диаметр циклонной камеры – 800 мм. Предтопок выполняется из двух коаксиально размещенных цилиндров – внутреннего и наружного кожуха (3) (рисунок 10). Для обеспечения равномерной раздачи аксиально вводимого потока воздуха, а также для сообщения ему дополнительной крутки был установлен осевой лопаточный завихритель (10). Кирпичная футеровка цилиндрической части камеры и амбразуры (6) с пережимом выполнялась в перевязку, обеспечивающую ее перемещение в осевом направлении, без деформации стенки топки. Конструкция камеры огневого стенда предусматривала возможность аксиального (1), тангенциального (7) и комбинированного ввода топлива с помощью механических форсунок. В дальнейшем подвод жидкого топлива осуществлялся через ось аксиального завихрителя (1)

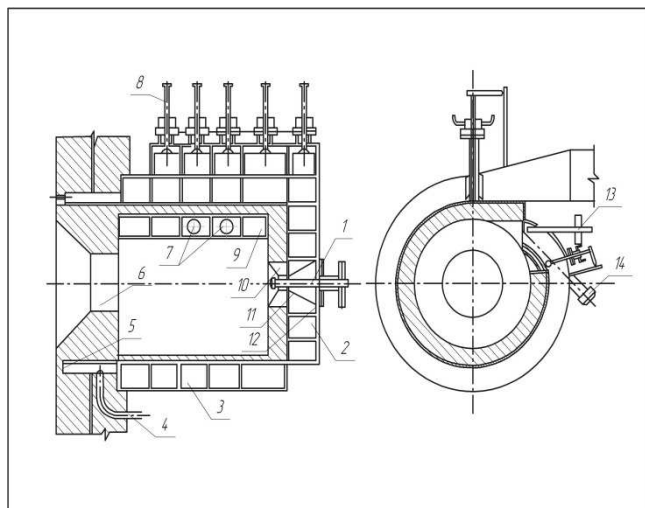


Рисунок 10 - Конструкция первого циклонного предтопка ДВПИ.

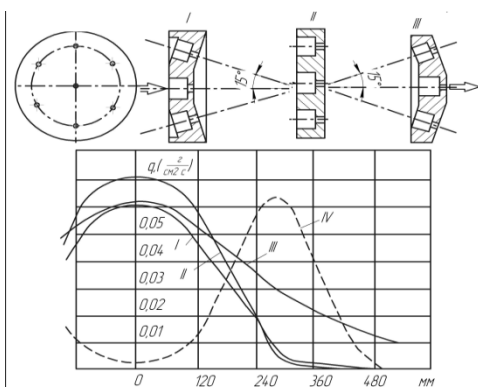


Рисунок 11 - Схема расположения сопел и изменение плотности орошения по радиусу факела распыла: I-вогнутая; II- плоская; III- выпуклая; IV- односопловая.

при помощи многосопловых механических центробежных форсунок конструкции ДВПИ. Расходные характеристики многосопловых форсунок при незначительном перепаде давления обеспечивают достаточное изменение расхода, для его качественного регулирования. Особенностью многосопловых форсунок является возможность получения необходимого угла раскрытия факела и плотности орошения по его сечению, изменяя взаимное расположение сопел и форму головки форсунки (рисунок 11). Сочетание достоинств многосопловой форсунки с особенностями аэродинамики закрученного потока обеспечивают надежную и долговременную эксплуатацию циклонного предтопка. Циклонный предтопок ДВПИ имеет полное воздушное охлаждение, после чего подогретый (за счет рекуперации) воздух (не более 100 °С) поступает через осевой и тангенциальный вводы внутрь камеры.

Исследования структуры горящего факела в циклонной камере и за ней выполнялись при оптимальных значениях относительного числа Россби ($\overline{R}_0 = 2-3$), полученных при обобщении изотермических продувок камеры огневого стенда и ее модели.

Характерной особенностью температурных полей в объеме циклонного предтопка ДВПИ является то, что только при относительно малых значениях плотности теплового потока, равной 13 МВт/м³ и ниже, наблюдается равномерное распределение температуры по сечению (рисунок 12). Нарушение симметрии температурных полей и факела в предтопке вызвано односторонним вводом воздуха. Даже при малой нагрузке в пристенной зоне наблюдается снижение температуры, объясняемое образованием и непрерывным поддержанием тангенциально вводимым воздухом газовой завесы, толщина которой зависит от плотности теплового потока и места расположения

температуры по сечению (рисунок 12). Нарушение симметрии температурных полей и факела в предтопке вызвано односторонним вводом воздуха. Даже при малой нагрузке в пристенной зоне наблюдается снижение температуры, объясняемое образованием и непрерывным поддержанием тангенциально вводимым воздухом газовой завесы, толщина которой зависит от плотности теплового потока и места расположения

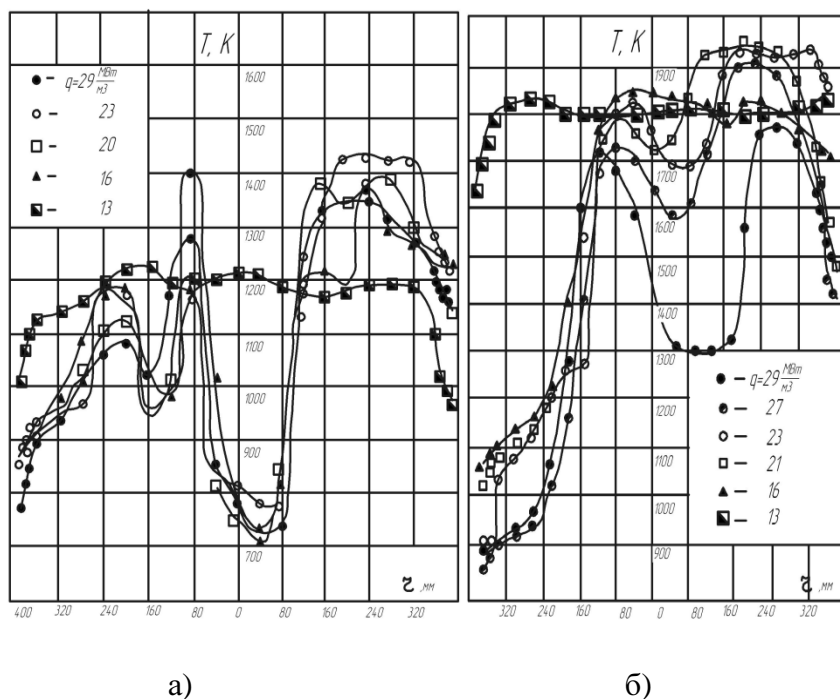


Рисунок 12- Изменение температуры по сечениям: а) $\bar{X} = 0,08$; б) $\bar{X} = 0,4$ в ЦВП $\bar{L} = 1,25$ и $\bar{d}_{пл} = 0,725$ при различных нагрузках.

сечения по длине камеры. При форсировках более 15 МВт/м^3 в первом сечении ($\bar{X} = 0,08$) толщина завесы уменьшалась в азимутальном направлении от 160 ($\varphi = 90^\circ$) до 120 мм ($\varphi = 270^\circ$), а во втором ($\bar{X} = 0,4$) – с 280 до 120 мм. При нагрузке ниже 15 МВт/м^3 в обоих сечениях средняя толщина завесы составляла 50-60 мм. Если температурное поле, полученное при форсировке предтопка в 13 МВт/м^3 согласуется с данными исследований ЦКТИ и МВТУ и др., то результаты, полученные при более высоких форсировках предтопка ДВПИ отличаются. Особенностью первого сечения является то, что сюда поступает более 40 % всего подаваемого

го в камеру воздуха. Большая доля из этого количества подается аксиально в зону, где происходит прогрев и испарение топлива, что вызывает понижение температур в приосевой области. Затраты тепла на нагревание воздуха и газификацию топлива настолько велики, что температура в ядре потока снижается до 700 К. Падение температуры в пристенной зоне при $\varphi = 270^\circ$ происходило в меньшей степени, чем при $\varphi = 90^\circ$, так как воздух на этом промежутке успевал достаточно хорошо прогреться. По величине максимумов температур в первом сечении, близко расположенном от торца камеры, можно сделать заключение, что в предтопке ДВПИ процесс горения достаточно интенсивно происходит уже в передней части камеры, являющейся одной из основных зон смесеобразования и газификации топлива, подаваемого через осевую многосопловую форсунку. Это является принципиальным дополнением к схеме протекания процесса циклонно-вихревого сжигания топлива по Г.Ф. Кнорре

Измерение температур за амбразурой предтопка при различных плотностях теплового потока показало, что характер изменения температур по сечению слабо зависит от форсировки и аналогичен развитию факела за вихревой горелкой. Балансовые испытания позволили установить возможность варьирования нагрузки от 40 до 100 % при эффективном сжигании топлива, коэффициент избытка воздуха при номинальной нагрузке составил за предтопком 0,97, а за пароперегревателем 1,1, коэффициент полезного действия брутто парогенератора составил 90-92 %. Для получения предварительных данных о параметрах, влияющих на эффективную и надежную работу котла с ЦВП и анализа отклонений при наладке, были подготовлены математические модели. Расчет производится в программе Fluent. Для моделирования в данной программе необходимо соблюсти критерии качества сетки и ее плотность в местах больших градиентов параметров, которые были определены на основе тестовых расчетов.

Для наблюдения качества сетки используется критерий «Aspect ratio». Турбулентный перенос описывается RNG k-ε моделью, выбор данной модели турбулентности обусловлен наибольшей устойчивостью в данной задаче. Достоверность результатов моделирования турбулентного переноса проверена сопоставлением расчетных профилей тангенциальной составляющей скорости, давления и температур с их замерами при «горячих» продувках камеры ЦВП при установившихся режимах (рисунок 13).

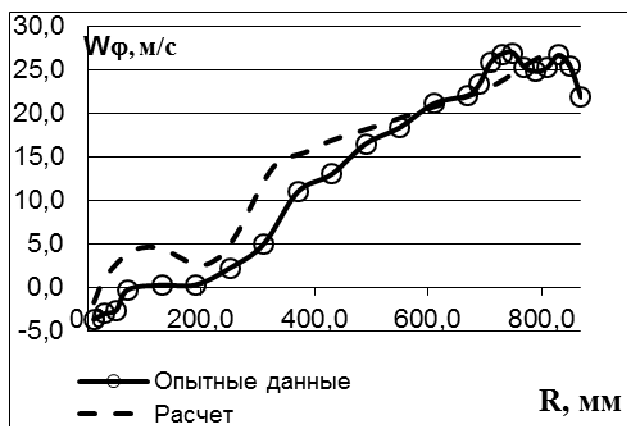
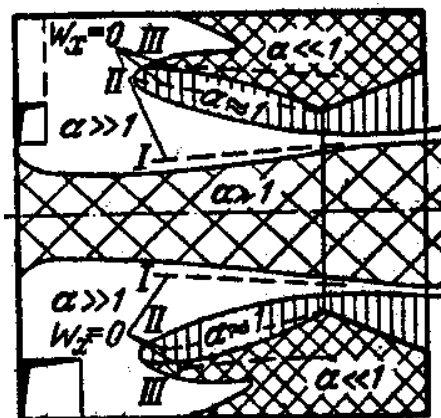


Рисунок 13 - Сопоставление изменения расчетного профиля тангенциальной скорости по радиусу камеры с экспериментом.



а)



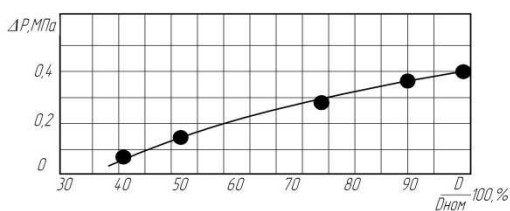
б)

Рисунок 14 - CO_2 при горении в ЦВП, ввод воздуха: а - тангенциальный (схема Кнорре); б - комбинированный (схема ДВПИ)

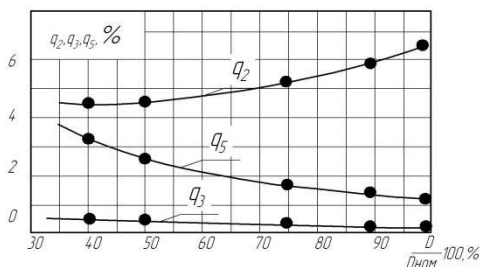
По результатам неизотермических испытаний и математического моделирования ЦВП с комбинированным подводом воздуха установлено принципиальное отличие от технологической схемы, реализованной в предтопках с тангенциальным подводом воздуха. На рисунке 14 (а, б) видна принципиальная разница в использовании полезного объема камер сгорания ЦВП, особенно в торцевой его части. Аксиальный ввод обеспечивает интенсивное перемешивание топлива с окислителем в торцевой части, создавая дополнительные циркуляционные области, и заполняет закрученным потоком центральную зону «большого» вихря, стабилизируя в ней горение за счет собственной зоны эжекции.

В разделе 5 описана модернизация паровых котлов с установкой циклонных предтопков. Первый промышленный парогенератор Шухова-Берлина А-7 с циклонным предтопком ДВПИ запущен в работу в 1972 г. на котельной Дальзавода в г. Владивостоке. Замена трех низконапорных мазутных горелок НГМ-500 на один предтопок повысила технико-экономические показатели котла и упростила его эксплуатацию. С применением многосопловой центробежной форсунки достигнута надежная работа предтопка без коксообразования при давлении мазута перед форсункой не более 0,4-0,5 Мпа, как на ЦПВ, так и на специально разработанной горелке (рисунок 15,16).

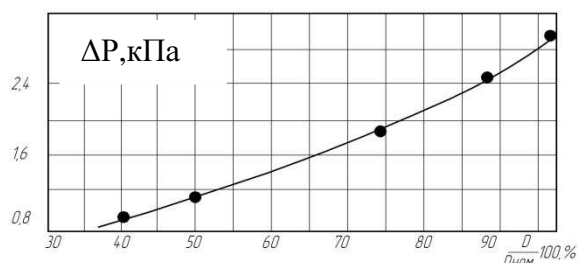
Осуществлена установка ЦВП на паровых котлах малой мощности ДКВР. На модернизированном котле ДКВР-4-13 две мазутные горелки ГМГА заменены ЦВП с односторонним тангенциальным вводом воздуха, так как применение двухстороннего ввода неце-



а/



б/



в/

Рисунок 15- Зависимость давления мазута (а), потерь тепла (б), напора воздуха (в) от нагрузки модернизированного котла Шухова-Берлина А-7 D = 20 т/ч.

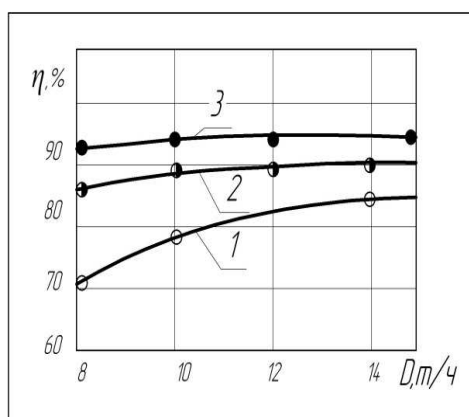


Рисунок 16- Сопоставление КПД котлов Шухова-Берлина: 1 – с тремя горелками НГМ-500; 2 – с вихревой горелкой ДВПИ; 3 – с ЦВП

лесообразно из-за малой высоты входных сопел. Минимальные габариты циклонной камеры ограничиваются дисперсностью распыла топлива при заданном его давлении. КПД_{бр} котла увеличен с 76 % до 90 %, а паропроизводительность - на 20%.

Модернизация парогенератора ДКВР-6,5-13 выполнена на основе ЦВП с двухсторонним вводом воздуха, установкой к котлу стального мембранного экономайзера и заполнением пространства между первым и вторым газоходами дополнительным конвективным пучком. Производительность котла доведена до 9,5 т/ч. Для котла ДКВР-20-13 разработан проект модернизации, предусматривающий увеличение производительности до 35 т/ч: с установкой ЦВП; увеличением экранирования топки за счет опускания нижних коллекторов всех экранов; реконструкцией сепарационных устройств пароводяной смеси; переносом солевого отсека на боковые экраны заднего топочного блока; заменой воздухоподогревателя стальным экономайзером; увеличением поверхности пароперегревателя.

Установка ЦВП способствовала эффективному сжиганию мазута при меньших избытках воздуха, удельный расход электроэнергии на тягодутьевые машины снизился с 1,65 до 1,20 кВт·ч/ГДж, КПД котла увеличился с 86,6 до 90,8 %.

На двух котлах «Бабкок-Вилькокс» Владивостокской ТЭЦ-1 с расчетной паропроизводительностью 30 т/ч было установлено по одному ЦВП. Впервые коллектор фронтального экрана реконструирован под амбразуру предтопка. Выполнено эффективное воздушное охлаждение менее массивного режима. Котлы «Бабкок-Вилькокс», эксплуатируемые с 1936 г., предполагалось демонтировать из-за низкой надежности и экономичности, но после модернизации их единичная производительность составила 35 т/ч, а КПД не менее 90 %.

Модернизация малых котлов путем перевода на циклонное сжигание мазута при относительно небольших затратах и использовании тех же производственных площадей существенно повышает эффективность сжигания топлива, теплопроизводитель-

ность котлов, а также продлевает срок эксплуатации технически устаревшего и физически изношенного оборудования. ЦВП нижней линейки модернизированных паровых котлов имели габариты камеры сгорания L/D от 1,32/0,8 м до 0,524/0,36 м, пережим от 0,79 м до 0,36 м. Калибр вихревых камер находится в диапазоне 0,9-1,3, а относительный пережим предтопок значительно превышает 0,43, рекомендованный М.А. Наджаровым и в среднем составляет 0,8. Напор воздуха перед ЦВП не превышал 3 кПа, давление мазута на максимальной нагрузке составляло 1,1 Мпа. Поскольку на некоторых котлах, не удалось добиться надежной работы ЦВП в части регулирования мощности и целостности обмуровки, то возникла необходимость в определении мероприятий и диапазона мощностей ЦВП для эффективной и надежной эксплуатации на жидком топливе.

Модернизацией котельных агрегатов ДЕ-25-24/380 ОАО «Приморский сахар» и ДЕ-25-14 ОАО «Владрыбпорт» с установкой циклонного предтопка предполагалось решить следующие задачи: фактическое достижение всех основных проектных показателей котла (номинальной мощности и экономичности), повышение надежности котла, снижение затрат на ремонт огнеупорного покрытия горелки, повышение фактической экономичности котла за счет изменения способа очистки конвективных поверхностей нагрева, улучшение экономической характеристики котла, а так же выявить факторы, определяющие нижнюю границу мощности при условии стабильной работы предлагаемой конструкции предтопка на мазуте. Проект модернизации включал замену горелки ГМП-16 на ЦВП, установку фронтального экрана с разводкой под предтопок, улучшение аэродинамики воздухопроводов, установку электротермического запального устройства, и др. В конструкцию предтопка были впервые включены: регулятор крутки осевого воздуха, установленный в торцевой вихревой камере (ТВК), двухпоточный аксиальный завихритель с поворотным механизмом лопаток, шибера на всех обечайках. В процессе наладки было неоднократно произведено изменение калибра камеры сгорания. Основанием послужили результаты наблюдений пристенной зоны камеры сгорания в режимах прогрева. Для увеличения диаметра ядра горения, усиления эжекции и увеличения рециркуляции горячих газов, привлекаемых в предтопок из топки котла, увеличен диаметр пережима с 650 до 720 мм. Для уменьшения теплонапряжения, было решено увеличить диаметр камеры сгорания. За счет уменьшения толщины огнеупорного покрытия (в четверть кирпича) диаметр был увеличен с 909 мм до 1009 мм, значение калибра камеры сгорания приблизилось к единице. Расчетное теплонапряжение сечения снизилось до 25 МВт/м^2 . В результате проведенных испытаний установлено, что максимальная нагрузка котла при надежной работе циклонного предтопка увеличилась с 23 до 27

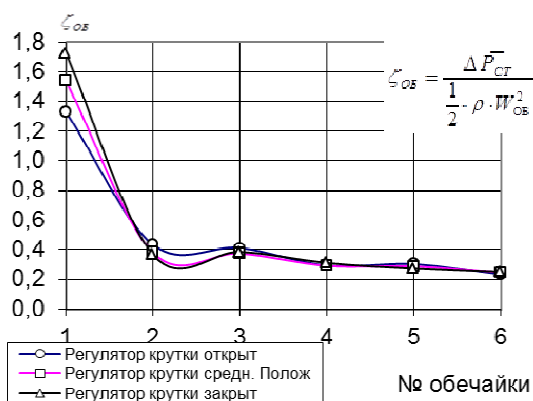


Рисунок 17 - Изменение сопротивления в обечайках ЦВП

т/ч. Уменьшение толщины огнеупорного покрытия в два раза, позволило на 40 % сократить время прогрева камеры сгорания на пусковых режимах. В дальнейшем все ЦВП были переведены на облегченную обмуровку. Усовершенствованной торцевой вихревой камерой удалось снизить аэродинамическое сопротивление ЦВП (рисунок 17) и изменить геометрию факела, что существенно для сопряжения предтопок с топками котлов малой мощности и обеспечении эффективного смесеобразования во всем диапазоне нагрузок.

При изменении положения регулятора крутки были измерены значения падающих тепловых потоков по длине топки (рисунок 18).

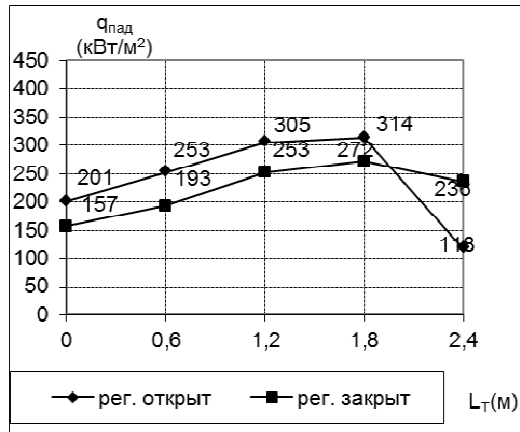


Рисунок 18 -Изменение падающих тепловых потоков по длине топки при регулировании крутки в ТВК

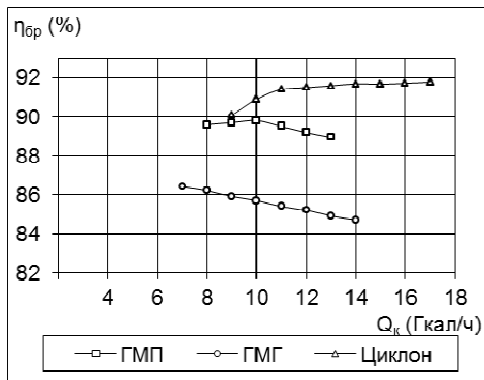


Рисунок 19 - Зависимость КПД_{бр} от производительности котла

При открытом регуляторе крутки максимальные значения падающих тепловых потоков на 13 % выше, чем при закрытом регуляторе крутки. Увеличение крутки аксиального потока улучшает смесеобразование в предтопке и приводит к более раннему выгоранию топлива. Для сравнения технико-экономических показателей были проведены испытания котлов ДЕ 25-24/380 с горелкой ГМП, с горелкой ГМГ и с ЦВП (рисунок 19). В результате проделанной работы по реконструкции котла ДЕ 25/24-380 были достигнуты все проектные показатели. При сравнении с двумя котлами заводского исполнения, но с разными типами горелочных устройств, по предельной нагрузке и экономичности модернизированный котел намного их превосходит. В результате проведенных экспериментов на котле ДЕ-25 получен проект ЦВП, реализованный на нескольких котлах подобного типа.

На основе анализа ранних исследований и изучения особенностей работы котлов малой мощности с ЦВП сделано заключение о целесообразности их применения при сжигании тяжелого жидкого топлива на котлах мощностью не менее 20 МВт.

Модернизация котла БКЗ-75-39. При реализации проекта модернизации трех котлов БКЗ-75-39 Владивостокской ТЭЦ-1, предусматривалось увеличение мощности до 100 МВт. В вариантных расчетах при оптимизации тепловой схемы

котла использовалась идея комбинированной выработки пара и горячей воды на одном котле, увязанной со схемой данной ТЭЦ. Эффективное сжигание мазута при избытках воздуха $\alpha_t = 1,01-1,02$ обеспечивается двумя газо-мазутными ЦВП единичной мощностью 55 МВт, которые расположены встречно на боковых экранах топки. В конвективной части котла на месте демонтируемого ВЗП размещается водогрейный контур номинальной теплопроизводительностью 17,2 Гкал/ч с расходом сетевой воды 300 т/ч при температурном графике работы 70 °С-127 °С. Три конвективных пакета выполнены из труб 32х3,5 мм, установлены в рассечку с первой ступенью экономайзера питательной воды и включены в параллель с существующей бойлерной группой на ВТЭЦ-1. Номинальная паропроизводительность парового контура составила 100 т/ч.

При сравнении эффективности возможных вариантов реконструкции котла БКЗ-75 подтвердились значительные преимущества проекта, реализованного на ВТЭЦ-1. Предельная мощность котла возрастает на 35%, КПД_{бр} на мазуте 91,4 %, с 8,61 до 5,95 кВт*ч/Гкал уменьшены удельные расходы электроэнергии на тягу и дутье, на 29,2% снижены удельные затраты металла поверхностей нагрева, на 22,6% уменьшены удельные выбросы оксидов азота. Произошло снижение амортизационных затрат по поверхностям нагрева в связи с исключением воздухоподогревателя, а также выявлено сниже-

ние скорости низкотемпературной коррозии. КПД_{бр} на газе при номинальной нагрузке составляет 92 %, содержание оксидов азота не превышает 120 мг/м³.

Модернизация котла БКЗ 120-100ГМ. Целью модернизации котла БКЗ-120-100 ГМ Охинской ТЭЦ (рисунок 20) являлось повышение производительности котла, устранение пережога труб заднего экрана, а также надежность работы котла на резервном, жидком топливе. В объеме проекта разработаны технические решения, внедрение которых позволило достичь нагрузки 140-150 т/ч, а также выполнен расчет и анализ условий работы элементов котла при повышенной производительности. Техническое решение

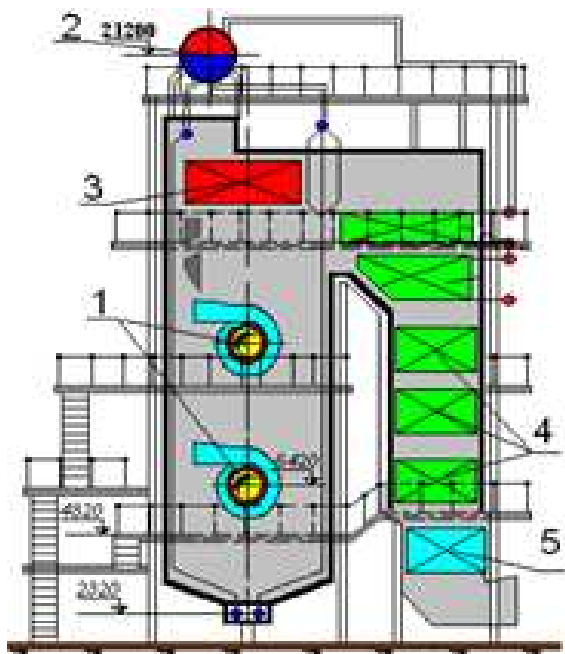


Рисунок 20 - Схема модернизации котла БКЗ-120-100

включает в себя замену имеющихся на котле десяти вихревых горелок на два циклонных предтопка (1), один над другим, замена третьей ступени трубчатого воздухоподогревателя на дополнительную ступень экономайзера (4), развитие пароперегревателя (3) и корректировку гидравлической схемы котла. В процессе наладки применялось несколько вариантов ввода газа в камеру сгорания ЦВП. Окончательный вариант ввода газа принятый по результатам технико-экономических показателей и надежности работы котельного агрегата позволял управлять смесеобразованием и геометрией факела во всем диапазоне нагрузок котла. При этом расчетные скорости газа составили 70 м/с. При трехпоточной схеме распределения газа, представленной, на рисунке 21 используются все зоны смешения в камере сгорания ЦВП.

Балансовые испытания подтверждают однозначное заключение о большой эффективности проведенной модернизации. Двухстадийность сжигания топлива с предварительной газификацией в сильно турбулизированном факеле снимает с топочного объема функции смесеобразования, воспламенения и в значительной части окисления топлива, что и продемонстрировано при оптимизации предтопок котла БКЗ-120-100.

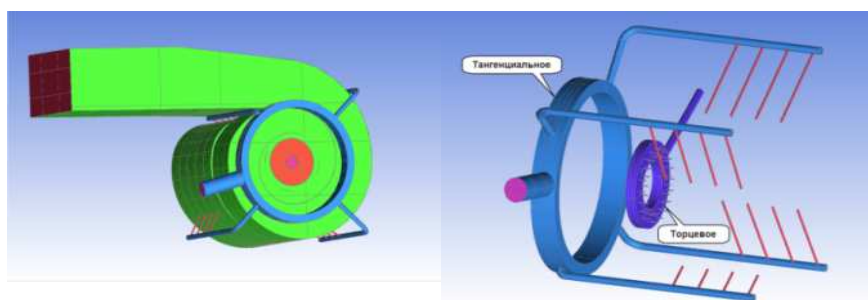


Рисунок 21 – Схема ввода газа в ЦВП.

Технико-экономические показатели котла БКЗ-120-100 с ЦВП до и после модернизации изменились следующим образом: паропроизводительность увеличилась со 113 т/ч до 146 т/ч, избыток воздуха уменьшился с 1,38 до 1,25, КПД_{бр} составил 92,2%

Проведенное исследование показывает возможности использования ЦВП для сжигания как жидкого, так и газообразного топлива, как одновременно, так и попеременно, что стало особенно актуально в условиях многотопливного баланса энергетики Дальнего Востока.

В разделе 6 описана модернизация водогрейных котлов с установкой циклонных предтопков.

Модернизация водогрейного котла ЭЧМ 25/35. Организация двухстадийного

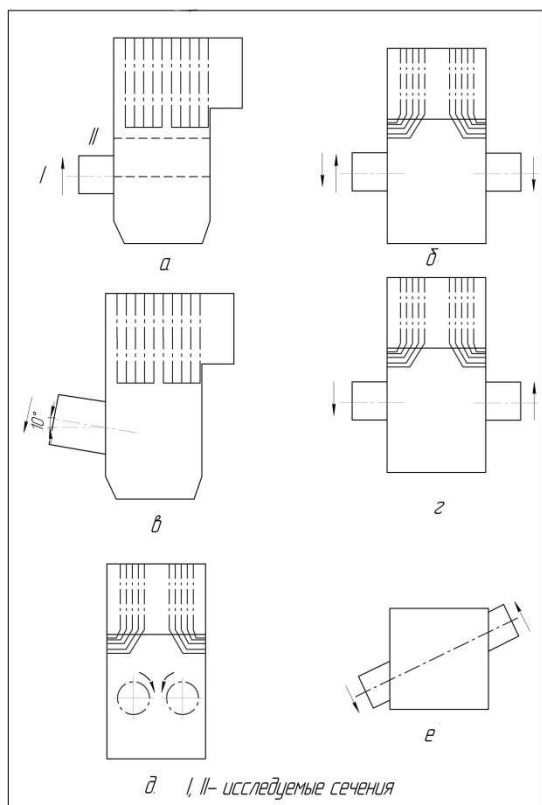


Рисунок 22 -Варианты компоновки предтопков на котлах.

а-одиночная прямая; б,г-встречная, в-одиночная наклонная; д- фронтальная сдвоенная; е- встречная диагональная.

процесса сжигания топлива позволяет рационально использовать не только достоинства предвключения циклонной камеры, но и основной топочный объем в котлах с большими габаритами. Так при постановке ЦВП к водогрейным котлам ЭЧМ-25/35 увеличивается их теплопроизводительность с 30 до 50 Гкал/ч, как за счет размещения дополнительных поверхностей нагрева в хвостовой части котла, вместо воздухоподогревателя, так и непосредственно в топке в виде ширм. На данном котле были опробованы различные варианты компоновки ЦВП, в том числе и под углом к экранам топки (рисунок 22). По результатам испытаний и внутритопочных замеров, лучшие показатели достигнуты на котле со встречной компоновкой ЦВП противоположного вращения. В диапазоне нагрузок от 17 до 50 Гкал/ч избыток воздуха за котлом менялся от 1,46 до 1,1, температура уходящих газов изменялась от 112 °С до 182 °С, средний КПД_{бр} составил 93,5 %.

Модернизация водогрейных котлов КВГМ-20 и ПТВМ-30. Первый в ряду модернизированных водогрейных котлов по мощности стоит КВ-ГМ-20. На отопительной котельной ОАО "Восточный порт" установлены три водогрейных котла КВ-ГМ-20. При расчетной максимальной теплопроизводительности котла

равной 20 Гкал/ч удельное тепловое напряжение топочного объема q_v составляет 535 кВт/м³. Техническое решение по модернизации предусматривало замену ротационной горелки на ЦВП мощностью 29 МВт, который примыкал к проектируемому фронтальному экрану топки. Предтопок оснащался трехсторонним подводом тангенциального воздуха, для подачи мазута применена 13-ти сопловая центробежная форсунка. Выполнено полное экранирование передней стенки топки с разводкой труб под предтопок. Необходимо отметить значительное преимущество условий смесеобразования при циклонной технологии в сравнении с горелкой РГМГ. Практически во всем диапазоне нагрузок коэффициент избытка воздуха не превышал 1,5-1,6. Геометрия факела, заложенная конструктивно и корректируемая круткой осевого ввода воздуха позволила добиться значительного снижения температуры уходящих газов с 240 °С до 150 °С, максимальная теплопроизводительность котла составила 20 Гкал/ч, чего не удавалось на ротационной горелке из-за ограничения по тяге и дутью, КПД_{бр} увеличился с 79 до 90 %.

В серии водогрейных котлов мощностью до 50 Гкал/ч проведена модернизация КВ-ГМ-30 и ПТВМ-30. Внедрение конструкторских разработок на котлах ПТВМ-30 ст. № 5, 6, 7, 8 установленных на промышленной центральной котельной ДВЗ "Звезда" (г. Большой камень), основано на совершенствовании геометрии топки котла с ЦВП, для уменьшения тепловых нагрузок и тепловой неравномерности в ее нижней части и более

эффективном использовании верхней части топки. В реконструкцию входило изменение пропорций топки с увеличением ее ширины за счет выноса фронтального экрана для уменьшения q_f с 4760 кВт/м² до 4640 кВт/м², установка 2-х ЦВП с трехсторонним подводом тангенциального воздуха единичной мощностью 29 МВт на боковых экранах топки, удлинение конвективной шахты и установка в основной схеме циркуляции котла двух дополнительных конвективных пакетов. Режимно-наладочные испытания показали, что регулирование топочного процесса во всем диапазоне теплопроизводительности котла от 7 до 44 Гкал/ч, позволяет вести режим с оптимальными избытками воздуха, ядро горения не пульсирует и не касается экранных поверхностей, при этом избыток воздуха за котлом меняется от 1,6 до 1,15, а КПД_{бр} от 90 до 91,5 %

Модернизация котла КВГМ-100. Первые исследования и модернизация котлов КВГМ-100 с установкой ЦВП проводилась в 1986 г. на четырех котлах КВГМ-100 теплоцентрали "Северная" города Владивостока. За период с 1988 по 2000 годы модернизировано девять котлов КВГМ-100. На всех котлах применены проекты модернизации, предусматривающие различные объемы реконструкции, как котла, так и вспомогательного оборудования применительно к новой технологии. В проектах, кроме ЦВП, установлен дополнительный конвективный пакет, выполнена оптимизация промежуточного экрана, повышена газоплотность котла. Для уточнения нижнего предела температуры уходящих газов модернизированных котлов КВГМ-100МЦ проводились экспресс-испытания для определения темпов низкотемпературной сернистой коррозии при впрыске воды в камеру сгорания ЦВП. После чего на котельных "Северная" и ТЭЦ-1 г. Владивостока реализован проект термического обезвреживания омазученных и подтоварных вод с помощью многосопловой комбинированной форсунки.

Внедренная на котлах КВГМ-100МЦ система измерения расхода воздуха по первичному перепаду давления на правильно спрофилированных, естественных поворотах воздухопроводов котлов является очень простой в реализации, поскольку повороты присутствуют на всех воздухопроводах котлов.

При переводе на газ на всех котлах КВГМ-100-150 МЦ реализована возможность работы котлов помимо заводской схемы циркуляции воды - "прямоток" и "противоток" с организацией подвода воды в конвективную часть навстречу потоку газа. Работа котла по схеме "противоток" успешно применяется на всех котлах КВГМ-100-150МЦ ВТЭЦ-1 и ТЦ «Северная» при сжигании мазута и газа. Достигнуты все расчетные технико-экономические показатели котла КВГМ-100 с ЦВП. На мазуте при коэффициенте избытка воздуха за котлом 1,37 и максимальной нагрузке 114 Гкал/ч, КПД_{бр} составил 94%. На газе при избытке воздуха 1.11 и нагрузке 102 Гкал/ч, КПД_{бр} составил 96%. Перспективным продолжением работ в этом направлении стала установка новых котлов КВГМ-100 на ВТЭЦ-1 при сотрудничестве Центра "МКТ" и Дорогобужского котельного завода. Завод поставил на ВТЭЦ-1 два котла в максимальной готовности к использованию циклонно-вихревой технологии, которые в последующем были переведены на газ. Газификация в 2011 г. объектов энергетики Дальнего Востока открыла возможность провести реконструкцию котлов Хабаровской ТЭЦ-2, ТЭЦ-1 и ТЦ «Северная» г. Владивостока на сжигание природного газа в ЦВП.

Модернизация котлов ПТВМ-100 и ПТВМ-180. При разработке проекта модернизации водогрейного котла ПТВМ-100 Якутской ТЭЦ при работе на природном газе предусматривался демонтаж 16 горелок. На топке котла встречно и соосно на отметках 4200 устанавливается два ЦВП единичной мощностью 65 МВт. Трубная система топочной камеры реконструируется. Угол раскрытия пода уменьшается с 45 до 15°. В верхней части топки устанавливается дополнительный пакет из трубы Ø38x3, выполняющий две технико-экономические задачи: повышение экономичности котла, измене-

ние его энергетической характеристики с пиковой на основную, повышение надежности работы нижнего пакета из трубы $\varnothing 28 \times 3$ за счет экранирующей способности. Раздача газа в ЦВП трехпоточная (радиальная, торцевая, тангенциальная) с самостоятельными газопроводами. Тангенциальная часть газа подается в аэродинамические сопла камеры сгорания. Сжигание резервного топлива (арктическое дизельное) осуществляется одной многосопловой центробежной форсункой.

Итоговые результаты испытаний котла, полученные службой испытательного центра энергетического оборудования ОАО «НПО ЦКТИ», показали, что в диапазоне нагрузок от 32-106 Гкал/ч, коэффициент избытка воздуха меняется от 1.21 до 1.18, при этом КПД_{бр} находится в границах 93,2-96%.

Принципиальный результат проведенной модернизации газового опытно-промышленного водогрейного котла ПТВМ-100МЦ состоит в том, что определена возможность организации сжигания газа на котле с ЦВП в диапазоне температур холодного воздуха от -54°C до 20°C с высокой энергетической и экологической эффективностью. Повысилась мощность котла и упростилась схема управления. Проведена его полная автоматизация. Кроме того на ЦВП данного котла проведены первые исследования аэродинамической структуры вихря при различных способах подвода газа. Полученные данные послужили основой для разработки и уточнения математической модели ЦВП.

Модернизация котла ПТВМ-180 Хабаровской ТЭЦ-3 выполнена в 1991г. В линейке модернизированных котлов это самый мощный котел. Техническое решение предусматривало замену 20-ти горелок на 4 предтопка, установку одного двухсветного экрана с измененной схемой подключения, удлинение вниз каркаса котла и экранных труб на 2,6 м, разводку экранных труб фронтального и заднего экранов под ЦВП. (рисунок 23). Двадцать вентиляторов заменили на два соответствующей характеристики.

Специальные опыты по определению присосов в топку котла показали эффективное смесеобразование при $\alpha_{ц} = 1,02$. Предельная мощность по первому этапу модернизации увеличилась на 33% и составила 204 Гкал/ч. КПД котла в среднем увеличился на 3% (рисунок 24) во всем диапазоне нагрузок, удельный расход мазута снизился на 5 кг/Гкал.

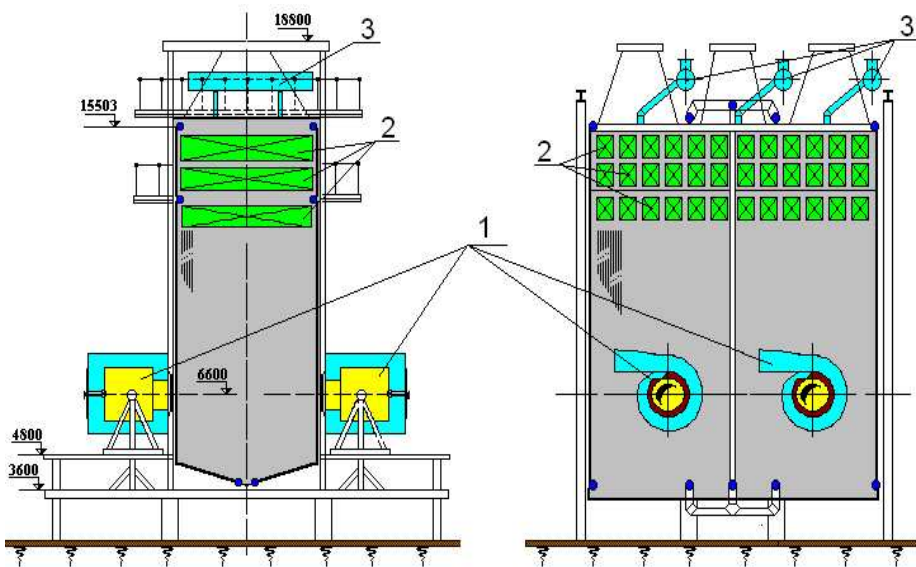


Рисунок 23 - Пиковый теплофикационный водогрейный котел ПТВМ 180 МЦ

Вместе с тем полученные результаты нельзя считать предельными так как выполнение второго этапа реконструкции, с установкой дополнительных конвективных пакетов позволит довести КПД_{бр} котла до расчетных 95%. Кроме того, появилась возможность использования столь эффективного оборудования в базовой части графика нагрузок Хабаровской ТЭЦ-3.

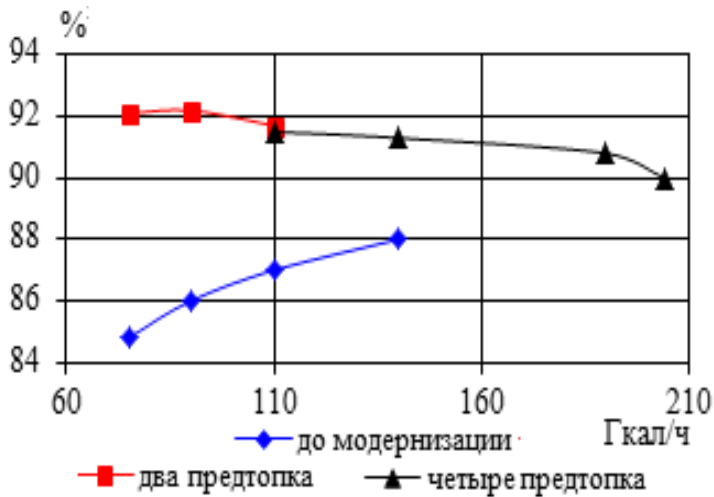


Рисунок 24 - Зависимость КПД_{бр} котла ПТВМ-180МЦ нагрузки

В разделе 7 рассмотрены особенности теплообмена в топках котельных установок с ЦВП. На восьми типах котельных агрегатов, при единичной мощности предтопок от 18 до 70 МВт было проведено более 250 внутритопочных замеров. Основная часть экспериментов выполнена на водогрейных котлах ЭЧМ-25/35МЦ, КВГМ-100МЦ, ПТВМ-180МЦ, КВ-ГМ-20МЦ, ПТВМ-30МЦ и паровых котлах ДКВР-20-13МЦ, ДЕ-25-24/380МЦ, БКЗ-120-100МЦ. Исследовались особенности лучистого теплообмена в топочной камере и влияние режимных и конструктивных факторов

на условия и тепловые характеристики работы топки.

Во всех случаях измеренная температура газов на выходе из топки с ЦВП существенно ниже температуры газов, рассчитанной по нормативному методу. На котле ЭЧМ-25/35МЦ с одиночным предтопком при изменении нагрузки от 25 до 45 МВт, разница в измеренной и расчетной температурах составила 127-200 °С; на котле ЭЧМ-25/35МЦ с двумя предтопками в диапазоне нагрузок 29-52 МВт разница в температурах составила 180-224 °С, и на паровом котле ДКВР-20-13МЦ при изменении нагрузки 11-17,4 МВт разница в температурах составила 80-205 °С.

На котлах с циклонными предтопками, с ростом удельной объемной плотности тепловыделения от 94 кВт/м³ до 440 кВт/м³, максимальные значения интенсивности излучения факела возрастают от 80 кВт/м² до 518 кВт/м². На рисунке 25 горизонтальной пунктирной линией показана предельно допустимая величина интенсивности теплового излучения для мазутных открытых и полуоткрытых топок, превышение которой недопустимо по условиям надежности работы экранов топки.

Рекомендуемая предельная форсировка топочного объема, применяемая при проектировании мазутных топок, ограничена вертикальной пунктирной линией из условия полного выгорания топлива при прямоточном и вихревом развитии факела. Увеличение производительности котла при традиционной горелочной организации сжигания жидкого топлива предусматривает увеличение объема топки для обеспечения его выгорания. При модернизации котлов с установкой циклонных предтопков возможно увеличение форсировки топочного объема в пределах допустимой интенсивности теплового излучения факела. На основе выполненных исследований можно прогнозировать уровень предельных форсировок топочного объема модернизируемых котлов (рисунки 25).

Условия лучистого теплообмена в пристенном слое экранов оказывают существенное влияние на коэффициент тепловой эффективности экранов Ψ , а степень неизо-термичности факела $\Delta q = \frac{q_{плд}^0}{q_{плд}} - 1$ можно рассматривать как величину, численно характе-

ризующую совершенство топочного процесса: чем ниже $\Delta \bar{q}$, тем меньше сопротивление потоку тепла от факела к экранам. В исследованных топках котлов с циклонными предтопками толщина пристенного термического слоя, из расчета остаточного градиента

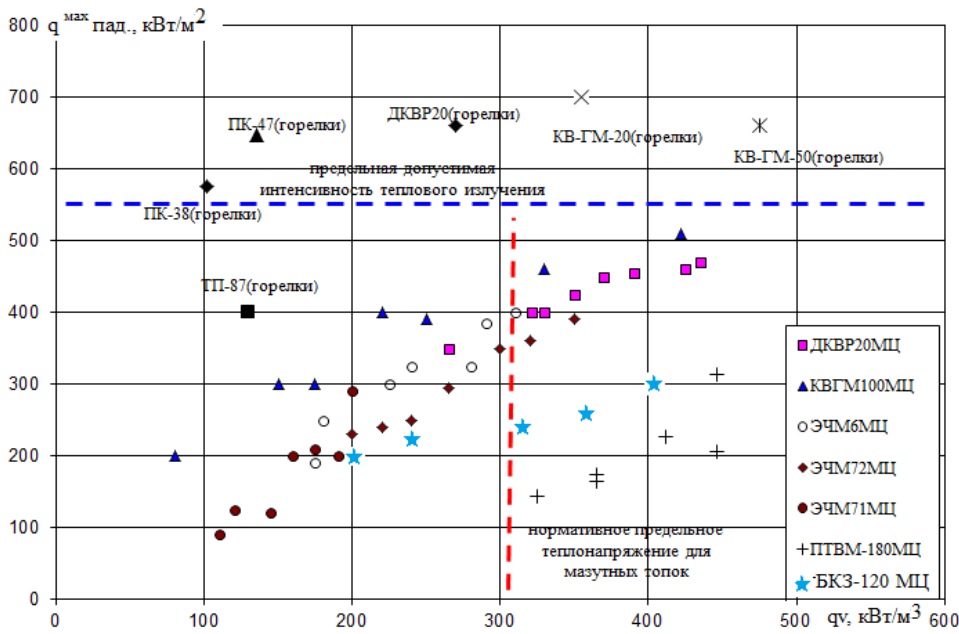


Рисунок 25 – Зависимость интенсивности теплового излучения факела от объемной плотности тепловыделения

$q_{\text{пад}} = 10 \text{ кВт/м}^2$, составляла до 0,5 м. При этом локальные значения $\Delta \bar{q}$ в зависимости от места измерений и режимных условий опытов находились в пределах от 0,1 до 0,8.

Вихревой факел, создаваемый циклонными предтопками в топочной камере, по мере роста интенсивности тепловыделения, разрушает пристенный термический слой – это приводит к снижению степени неизомеричности. При этом увеличивается доля конвективной составляющей в суммарном теплообмене, что хорошо согласуется с

результатами исследований разомкнутого вихревого сжигания топлива. На локальные и интегральные характеристики теплообмена в топках котлов влияет различная компоновка предтопков. При встречной компоновке предтопков средняя температура факела $T_{\text{ф}}$ ниже на 150-200 К, а с одиночной компоновкой - ниже на 50-100 К, в диапазоне q_v от 200 до 270 кВт/м³, при равных коэффициентах избытка воздуха на выходе из топки. Зависимость изменения температуры газов на выходе из топки ϑ''_T от q_v имеет более пологий характер с постепенным увеличением расхождения температур.

На рисунке 26 представлена максимальная интенсивность теплового излучения в топках котлов ПТВМ-180МЦ, КВГМ-100МЦ и ЭЧМ-25/35МЦ, которые имеют встречную компоновку предтопков, при этом КВГМ-100МЦ и ЭЧМ-235МЦ по два предтопка, ПТВМ-180МЦ – четыре, по два на каждую полутопку.

Наиболее благоприятное распределение падающих тепловых потоков имеет ЭЧМ-25/35МЦ № 7 – примерно на 25 % ниже, чем на котлах КВГМ-100МЦ и ПТВМ-180МЦ. При прочих равных условиях, замена на котле одиночного предтопка на два меньшей мощности, приводит к снижению температуры факела от 100 К до 200 К, уменьшению температуры газов на выходе из топки от 50 К до 100 К и снижению максимальной интенсивности теплового излучения в среднем на 30 кВт/м².

Расчет теплообмена в топках котлов с ЦВП. На котлах с циклонными предтопками происходит увеличение общей теплоотдачи в топочной камере при более низком температурном уровне факела, по сравнению с горелочным способом сжигания мазута и газа. Причиной повышения тепловой эффективности топки являются, как изменение эмиссионных свойств факела, так и высокая степень турбулентной диффузии газов, обуславливающей снижение термического сопротивления в непосредственной близости у экранов. Уточнение расчета теплообмена в топке котлов, оснащенных ЦВП, можно провести через параметр температурного поля M , учитывающий особенности суммарного теплообмена в топке. Коэффициент эффективности экранов, определенный

экспериментально для котлов с ЦВП, равный $\psi = 0,55$, отличается от коэффициента, определенного по нормативному методу ($\psi = 0,517$). Для определения численных значений величин, входящих в определяющий топочный критерий (Bo), воспользуемся полученными на котлах с ЦВП, экспериментальными температурами на выходе из топки.

Корректировку теплового расчета топок котельных установок, оснащенных ЦВП, предлагается провести через параметр температурного поля $M = 0,59$ по эмпирической формуле из нормативного метода, которая для исследованных котлов принимает вид:

$$\Theta_T'' = \frac{T_T''}{T_a} = \frac{Bo^{0,6}}{0,59 \cdot a_T^{0,6} + Bo^{0,6}} \quad (20)$$

Предлагаемая корректировка теплового расчета топки была проверена при модернизации как паровых, так и водогрейных котлов с увеличением их теплопроизводительности (рисунок 27).

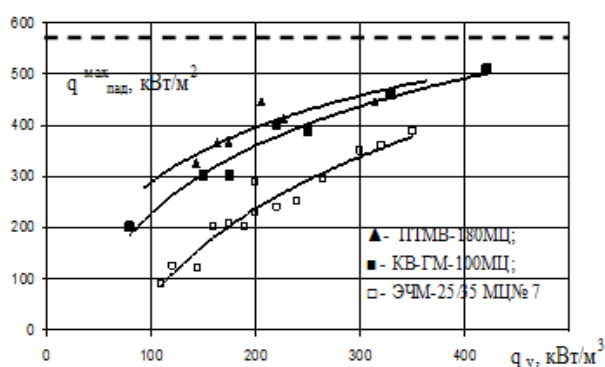


Рисунок 26 – Зависимость интенсивности теплового излучения от объемной плотности тепловыделения в топках котлов с ЦВП

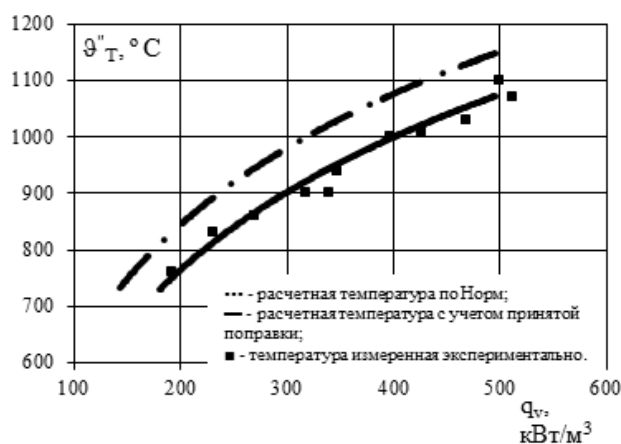


Рисунок 27 - Зависимости расчетной и экспериментальной температуры на выходе из топки от объемной плотности тепловыделения в топке котла ПТВМ-40МЦ

В разделе 8 рассмотрены условия выбора и расчет конструктивных параметров и элементов циклонного предтопка. Алгоритм расчета ЦВП предполагает, что на этом этапе произведены уточняющие расчеты котла при условии скорректированного параметра температурного поля, а так же после внесения необходимых изменений в состав полурadiaционных и конвективных поверхностей с исключением поверхностей подогрева воздуха. Перед модернизацией котла с установкой предтопков необходимо определить с их число и компоновку, которые зависят от теплопроизводительности котла, особенностей его размещения, габаритов топки и других факторов. Особенностью всех реконструированных котлов является фронтальное или встречное расположение циклонных предтопков. За основу анализа взяты четыре расчетные характеристики определяемые по проекту модернизации на номинальном режиме: теплонапряжение топочного объема топки q_v ; теплонапряжение характерного сечения топки q_f ; отношение длины (v) топки к ширине (a) - v/a или отношение длины полutoпки (v') к ширине (a) - v'/a , характеризующие развитие факела в топке. На рисунке 28 представлены гistogramмы распределения объемной плотности тепловыделения топочного объема q_v которые практически совпадают с теплонапряжениями сечения q_f топки в зависимости от вида модернизированного котла. Минимальные значения $q_v \leq 350$ кВт/м³ имеют котлы, спроектированные для работы на твердом топливе с топками значительного объема. Котел КВТК-140 с высокой топкой имеет низкое значение теплонапряжения объема, хотя по теплонапряжению сечения стоит в ряду с форсированным котлом ПТВМ-

180МЦ. Максимальную объемную плотность тепловыделения имеет промышленный паровой котел ДЕ-25-24МЦ, имеющий блочную горизонтальную модульную топку, и пиковый водогрейный котел ПТВМ-30МЦ. Оптимальная форсировка топочного объема модернизируемых котлов составляет $q_v = 500$ кВт/м³. Оптимальная форсировка характерного сечения не более $q_f = 3500$ кВт/м² и геометрические соотношения сечения топки $v/a = 1,5$ при установке одного ЦВП, при установке двух и более ЦВП - $v/a = 1,3$. Полученные данные применены при вертикальной компоновке двух ЦВП на боковом экране

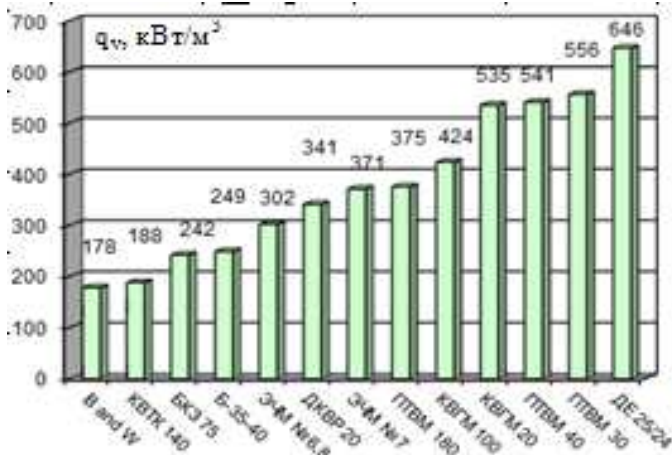


Рисунок 28 - Диаграмма зависимости объемного теплонапряжения топки от типа котла.

топки модернизированного энергетического котла БКЗ-120-100ГМ, при горизонтальной компоновке четырех ЦВП вместо 20 горелок на водогрейном котле ПТВМ-180 Хабаровской ТЭЦ-3. Далее необходимо определить эффективный объем камеры сгорания ЦВП, так как предтопок гораздо больше стандартного горелочного устройства, то при модернизации действующих котлов могут возникнуть трудности с размещением ЦВП. Наиболее предпочтительным является вариант с соосной встречной компоновкой, но опробованные варианты одиночной

камеры для котлов малой мощности с туннельной топкой при внесении корректировки в распределение воздуха, также показывают высокую эффективность. При установке одиночного ЦВП большой мощности можно изменить калибр или разместить ЦВП под небольшим углом к экрану. Расчет геометрических характеристик циклонного предтопка начинается с определения суммарного объема камер сгорания предтопков. Полученная таким образом граница предельной мощности предтопков позволила найти зависимость отношения

$$\bar{q}_v = \frac{q_v^T}{q_{\text{пер}}^v}, \text{ где } q_v^T - \text{объемное теплонапряжение топки модернизируемого котла;}$$

$q_{\text{пер}}^v$ - среднее объемное теплонапряжение предтопка; от величины $\bar{V}_T = \frac{V^T}{V^{\text{II}}}$, где V^T -

объем топки модернизируемого котла; V^{II} - объем предтопка модернизируемого котла; которая выглядит так (рисунок 29):

$$\bar{V}_T = 1,66 \left(\bar{q}_v \right)^{-0,84} \quad (21)$$

из которой среднее значение объемного теплонапряжения камеры сгорания циклонного предтопка $\bar{q}_{\text{пер}}^v = 21$ (МВт/м³), определено по максимальным нагрузкам, достигнутым на выбранных котлах (при допущении, что топливо сгорает в предтопке). Для форсированных топок, таких как ДЕ25-24-380, отношение \bar{V}_T имеет меньшее значение, а для

дефорсированных топок (БКЗ-75 или ЭЧМ-35) это отношение имеет максимальное значение. Поскольку каждая точка на рисунке 29 представляет котел с присущей только ему спецификой по аэродинамике, теплообмену, особенностям развития факела, гео

метрическим соотношениям топки и предтопка, и отклонение точек от предлагаемой эмпирической зависимости (21) имеет существенное значение, то для уточнения суммарного объема предтопков к различным типам котлов, предлагается использовать график представленный на рисунке 30, где модернизированные котлы разделены на группы, по уровню удельного теплонапряжения топочного объема, как то: для переведенных с угля на мазут - 0,18 - 0,25 МВт/м³,

для мазутных мощностью от 90 до 210 МВт – 0,36-0,38 МВт/м³ и для малых мазутных 0,46-0,6 МВт/м³.

Корректировка позволит избежать излишней форсировки предтопка, увеличив срок службы огнеупорного покрытия и других элементов камеры, а также сохранить его аэродинамическую характеристику во всем диапазоне нагрузок.

Эмпирическая зависимость для определения диаметра камеры сгорания $D_{II} = 1,08 \times V_{II}^{0,35}$ для V_{II} в диапазоне от 0,8 до 4,8 м³. Расчет диаметра пережима производится из отношения $D_{перезж} = 0,72 * D_{II}$.

При определении площади тангенциального ввода воздуха предполагается, что общее количество подаваемого в предтопок воздуха разделяется на осевой ввод через ТВК – 25 %, тангенциальный подвод в камеру сгорания – 73 % и на охлаждение зоны примыкания пережима ЦВП к экрану топки – 2 %. Проведенные исследования показывают, что при горении происходит перераспределение расходов воздуха от проектного соответственно: 22 %, 75 %, 3 %.

Скорость тангенциального воздуха на максимальной нагрузке принимается 40 м/с, скорость газа не менее 70 м/с. Количество вводов должно быть не менее трех (по условию равномерного распределения воздуха и организации симметричного вихря), но не более четырех при $D_{II} \leq 2 м$, из условия сохранения целостности кладки.

Для конструирования эффективной ТВК необходимо определить следующие геометрические параметры: внешний диаметр завихрителя - $D_3^1 = 0,33 V_{II}^{0,35}$ (м); $D_{ТВК}$ – диаметр ТВК; $L_{ТВК}$ – длина ТВК; $N_{с(ТВК)}$ – число сопел ТВК; $H_{с(ТВК)}$ – высота сопел ТВК (м); По условию сохранения относительного момента количества движения, необходимо задать в ТВК геометрические параметры, при которых $Ro_{ТВК} = 2,24$.

Методы снижения окислов азота в циклонных предтопках. В отличие от предтопков только с тангенциальным подводом воздуха, комбинированная генерация вихря позволяет рационально использовать эжекционную способность тангенциального и осевого закрученных потоков. Если в обычных камерах в условиях неизотермичности

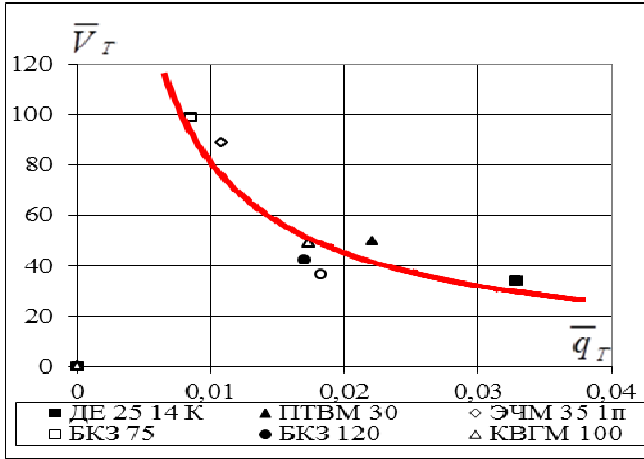


Рисунок 29 - График зависимости \bar{V}_T от \bar{q}_v топки по параметрам ЦВП

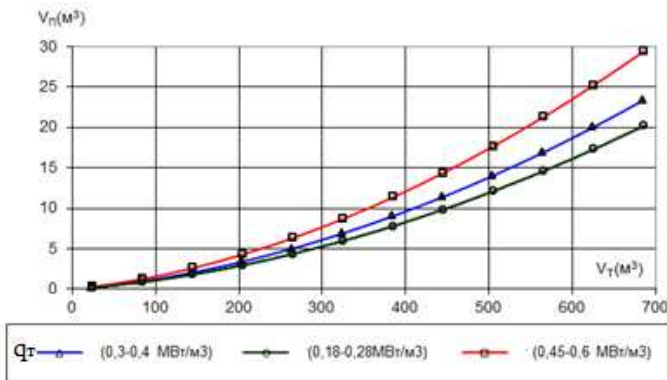


Рисунок 30 - Зависимость суммарного объема предтопков от объема топки.

осевой обратный ток становится меньше или совсем исчезает, то в данном случае им можно управлять при горении, используя две зоны эжекции – у переднего торца камеры и в области диафрагмированного выхода из нее. Первая зона эжекции является основной для смесеобразования и газификации топлива, подаваемого либо через много сопловую форсунку, диаграмма распыла которой отлична от других типов форсунок. Затраты тепла на подготовку к горению поступающего топлива настолько велики, что температура в этой области снижается до 700 К при уровне 1400 К в зоне активного тепловыделения. Газообразное топливо подводится в зоны с минимальной концентрацией кислорода и некоторое время так же находится в «холодной» пристенной зоне. Основными факторами подавления окислов азота в предтопке являются окисление топлива при

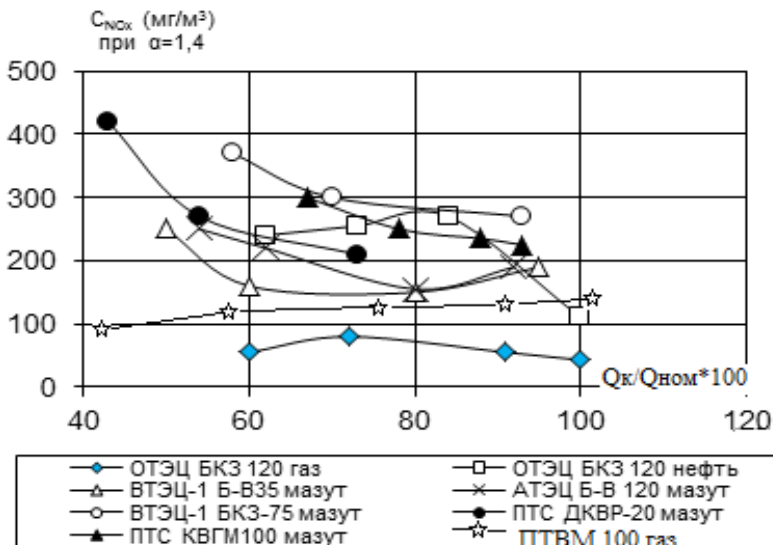


Рисунок 31 -График зависимости концентрации окислов азота от нагрузки котлов.

коэффициенте избытка воздуха меньше 1 и пониженные температуры в ядре потока. Из рисунка 31 следует, что желательна эксплуатация котлов с ЦВП на максимальных нагрузках, а расчет геометрических характеристик для модернизируемых котлов следует выполнять, исходя из объемного теплонапряжения ЦВП не меньше 13 МВт/м³. Как показывают данные испытаний, проведенных на различных типах котлов, уровень выбросов NO_x значительно ниже на котлах оборудованных ЦВП, чем на котлах с горелочными устройствами.

Образование оксидов азота в зависимости от коэффициента избытка воздуха в предтопке носит экстремальный характер и качественно не отличается от аналогичных зависимостей при горелочном сжигании. На котлах БКЗ-75МЦ, КВГМ-100МЦ, КВГМ-20МЦ, опробовано влияние впрыска воды в камеру сгорания ЦВП на образование NO_x при сжигании мазута и газа. Впрыск производился по центральному каналу многосопловой центробежной форсунки. Наибольший эффект удалось получить на котле КВГМ 20, максимальное снижение концентрации оксидов азота составило 35%. На котлах КВГМ100 и БКЗ 75 за счет впрыска воды C_{NOx} уменьшилась в среднем на 15-25 %.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Выявлены принципиальные недостатки котлов, изготовленных с циклонными предтопками, имеющими водяное охлаждение, вывод которых из эксплуатации приостановил на годы внедрение перспективной циклонно-вихревой технологии сжигания топлива.
2. Установлены особенности аэродинамической структуры концентрированного вихревого движения в цилиндрической камере, которые заключаются: в наличии в пристенной зоне «потенциального кольца», сформированного многосопловым вводом; в совпадении области наилучшего смешения потоков с радиусом максимума центробежной напряженности разделяющей зоны избыточного давления и разрежения; в минималь-

ном аэродинамическом сопротивлении предтопка с заданной круткой потока, при тангенциально-аксиальном вводе воздуха от общего нагнетателя.

3. Определены безразмерные расчетные зависимости параметров закрученного потока от турбулентной структуры, геометрии и формпараметра m : в пристенной зоне - ее протяженности и коэффициента сохранения скорости; в турбулентном ядре - профили скорости, перепады давления, аэродинамическое сопротивление, в характерных сечениях камеры с комбинированным вводом воздуха, хорошо согласующиеся с опытными данными.

4. Разработана методика аэродинамического расчета осредненных параметров закрученного потока в объеме предтопка с разделением его по критерию устойчивости Рэлея на пристенную зону и турбулентное ядро потока. Получены полуэмпирические и эмпирические зависимости, включающие основной безразмерный формпараметр m камеры, характеристику крутки через радиальное и осевое числа Россби, в отличие от общепринятого геометрического параметра S . Показана хорошая сходимость результатов расчета с экспериментальными данными холодных и горячих продувок вихревой камеры.

5. Предложен многосопловой центробежный распыл жидкого топлива, тангенциальная и торцевая раздача газа, позволяющие в сочетании со структурой воздушного вихря использовать для горения переднюю часть камеры, а не только область у ее пережима.

6. Предложена корректировка теплового расчета топки через параметр температурного поля M , учитывающая уменьшение степени неизотермичности среды в пристенной области, основанная на выявленных особенностях развития факелов при различной компоновке предтопков, обобщающая промышленные испытания всех модернизированных котельных установок и позволяющая проводить модернизацию с максимальной эффективностью, подтвержденная испытаниями на реконструированном котле ПТВМ-30 с увеличением его теплопроизводительности на 20 % при установке двух предтопков.

7. Разработаны рекомендации по применению усовершенствованной технологии циклонно-вихревого сжигания различных видов топлива для модернизации котлов, с учетом конструктивных параметров, единичной мощности, количества и компоновки предтопков, а так же снижения вредных выбросов в окружающую среду.

8. На конструктивные характеристики предтопка и его элементы получены патенты и сертификат на изготовление котельными заводами ВЦП единичной мощности 25, 35 и 65 МВт. ЦВП взяты за основу модернизации действующих паровых и водогрейных котлов различного типа. При этом, за счет достоинств ЦВП изменялись конструкции котлов: демонтировались воздухоподогреватели, устанавливались дополнительные поверхности нагрева не только в хвостовой части, но и в топке котла при замене нескольких горелок на один предтопков

9. Опыт длительной эксплуатации шестидесяти модернизированных котлов двадцати четырех типов в энергосистемах ДФО, производственных и муниципальных котельных показал перспективность внедрения циклонно-вихревой технологии в котельной технике, что подтверждается увеличением их теплопроизводительности, экономичности и значительным снижением вредных выбросов за счет двухступенчатого сжигания топлива. Так как, предтопки просты в изготовлении и надежны в эксплуатации, то модернизация котлов не требует значительных затрат.

Основное содержание работы отражено в публикациях:

монография

1. Штым А.Н., Штым К.А., Дорогов Е.Ю. Котельные установки с циклонными предтопками. Владивосток: Издат. дом Дальневост. федерал. ун-та, 2012. - 421 с.

Статьи, опубликованные в изданиях из перечня, рекомендованного ВАК:

2. Штым, А.Н. Перевод котла БКЗ-120-100 ГМ на сжигание газа и нефти-сырца в воздухоохлаждаемых циклонно-вихревых предтопках / А.Н. Штым, В.А. Рудницкий, В.И. Казмерковский, **К.А. Штым**, Л.Ф. Доценко // Электрические станции. – 2000. - №6. – С. 20-21

3. Штым, А.Н. Модернизация паровых и водогрейных котлов с установкой циклонных предтопок для сжигания мазута и газа / А.Н. Штым, **К.А. Штым**, // Энергетик. – 2010. - №10. – С. 25-28

4. Штым, А.Н. Опыт освоения вихревой технологии сжигания твердого топлива / А.Н. Штым, Е.Г. Воротников, О.В. Распутин, **К.А. Штым**, // Энергетик. – 2011. - №9. – С. 23-26

5. Штым, К.А. Снижение выбросов окислов азота в котлах с циклонно-вихревыми камерами / **К.А. Штым** // Научное обозрение. – 2013. - №1. – С. 143-148

6. Головатый, С.В. Моделирование горения газа в циклонно-вихревом предтопке /С.В. Головатый, **К.А. Штым**, Т.А. Соловьева // Научное обозрение. – 2013. - №6. – С. 56-62

7. Лесных, А.В. Моделирование теплообмена в топке котла БКЗ-210-140 после реконструкции переводом на сжигание природного газа /А.В. Лесных, **К.А. Штым**, Е.Ю. Дорогов // Научное обозрение. – 2013. - №9. – С. 303-310

8. Штым, К.А. Особенности теплообмена в топках котлов с вихревыми предтопками / **К.А. Штым**, Е.Ю. Дорогов, Т.А. Соловьева. // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 13-22.

9. Штым, К.А. Исследование аэродинамики в топке котла с циклонно-вихревыми предтопками / **К.А. Штым**, С.В. Головатый, А.В. Лесных // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 23-30

10. Штым, К.А. Котельные установки с топливно-реверсивными циклонно-вихревыми предтопками / **К.А. Штым** // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 3-12

11. Упский, В.А. Исследования и опыт применения многосопловых центробежных форсунок / В.А. Упский, **К.А. Штым**, М.В. Упский // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 31-41

12. Штым, К.А. Анализ влияния третичного дутья на образование оксидов азота в топке котла БКЗ-210-140 / **К.А. Штым**, С.В. Головатый, А.В. Лесных // Сборник статей «Опыт эффективного использования энергетических ресурсов Дальнего Востока. (Научно-технический журнал, спец. выпуск). - М.: Горная книга. – 2014. - № 9421. – С. 75-80

13. Штым, К.А. Установки когенерации на о. Русский / **К.А. Штым**, А.К. Полей // Энергетик. – 2015. - №1. – С. 11-13

14. Штым, К.А. Опыт применения в котельных установках рыбьего жира в качестве альтернативного топлива / **К.А. Штым**, А.В. Лесных // Энергетик. – 2015. - №2. – С. 22-23

15. Штым, К.А. Модернизация котлов КВГМ-100-150 на циклонно-вихревое сжигание газа / **К.А. Штым**, Т.А. Соловьева // Теплоэнергетика. – 2015. - №3. – С. 48-50

Патенты:

16. Патент РФ на полезную модель № 13687: **Штым К.А.**, Дорогов Е.Ю. Запальное устройство. Зарегистрирован 05.01.2000, РОСПАТЕНТ

17. Патент РФ на полезную модель № 12215: **Штым К.А.** Торцевая вихревая камера. Зарегистрирован 05.01.2001, РОСПАТЕНТ

18. Патент РФ на изобретение № 2180074: Штым А.Н., Рудницкий В.А., **Штым К.А.** Циклонный предтопок (газо-мазутный). Зарегистрирован 27.02.2002, РОСПАТЕНТ

19. Патент РФ на изобретение № 2190154: Маняхин Ю. И., Обухов И.В., Рудницкий В.А., Штым А.Н., **Штым К.А.** Циклонный предтопок (газо-мазутный-пылеугольный). Зарегистрирован 27.09.2002, РОСПАТЕНТ

20. Патент РФ на изобретение № 2184318: Штым А.Н., **Штым К.А.**, Упский В.А., Дорогов Е.Ю. Вихревая горелка. Зарегистрирован 27.06.2002, РОСПАТЕНТ

21. Патент РФ на изобретение № 2194938: **Штым К.А.**, Дорогов Е.Ю. Пневмоимпульсная установка. Зарегистрирован 20.12.2002, РОСПАТЕНТ

22. Патент РФ на изобретение № 2239127: **Штым К.А.**, Балабин Д.Н., Сухинин В.И. Устройство для одновременного или попеременного сжигания кускового с другим видом топлива. Зарегистрирован 27.10.2004, РОСПАТЕНТ

23. Патент РФ на изобретение № 2443940: Штым А.Н., **Штым К.А.** Циклонный предтопок. Зарегистрирован 27.02.2012, РОСПАТЕНТ

сертификат:

24. Сертификат соответствия техническим регламентам РФ № С-RU.ЛТ46.В.00014. Газо-мазутный циклонно-вихревой предтопок, ЦВП-25; ЦВП-35; ЦВП-65. Выдан 28.10.2010. Федеральное агентство по техническому регулированию и метрологии РФ.

статьи, опубликованные в других изданиях и за рубежом:

25. **Штым, К.А.** Модернизация котла ДЕ-25-14, с переводом на циклонно-вихревое сжигание мазута в предтопках центра МКТ. / К.А. Штым, В.А. Овчинников // В сб. трудов «Труды Дальневосточного государственного технического университета». Теплоэнергетика. - Владивосток. - 2002. - Вып. 134. С.137-138.

26. Дорогов, Е.Ю. Модернизация котла КЕ-35-14 Ст.№ 5 котельной ОАО «Ярославский ГОК» переводом на циклонно-вихревое сжигание мазута в предтопке Центра МКТ. / Е.Ю. Дорогов, **К.А. Штым**, Т.А. Соловьева, Д.Н. Балабин, В.А. Овчинников, А.С. Аксенов // В сб. трудов «Труды Дальневосточного государственного технического университета». Теплоэнергетика. - Владивосток. - 2002. - Вып. 134. С.139-141.

27. **Штым, К.А.** Этапы реконструкции и подготовка к исследованиям котла ТС-35 котельной ОАО «Спасскцемент». / К.А. Штым, Д.Н. Балабин // В сб. трудов «Труды Дальневосточного государственного технического университета». - Вып. 134. Теплоэнергетика. - Владивосток. - 2002.- С.168-173.

28. Штым А.Н. Модернизация котла КВ-ГМ-100 переводом на циклонную технологию сжигания мазута. А.Н. Штым, В.А. Рудницкий, **К.А. Штым**, Е.Ю. Дорогов// В сб. трудов «Труды Дальневосточного государственного технического университета». - Вып. 122. - Владивосток. - 2002.- С.148-149.

29. Штым, А.Н. Разработка инновационных технологий для котельной техники и их внедрение на предприятиях Дальнего Востока России / А.Н. Штым, **К.А. Штым**, Е.Г. Воротников, О.В. Распутин // В сб. «Теплоэнергетика и энергосбережение» - Владивосток: ДВФУ, 2011. - С. 55-74

30. Штым, А.Н. Исследование и применение многосопловых центробежных форсунок на котлах с циклонными предтопками / А.Н. Штым, В.А. Упский, **К.А. Штым**, М.В. Упский // В сб. «Теплоэнергетика и энергосбережение» - Владивосток: ДВФУ, 2011. - С. 75-88

31. **Штым, К.А.** Исследование условий образования оксидов азота при сжигании природного газа в циклонно-вихревых предтопках / К.А. Штым, Е.Ю. Дорогов, Т.А. Соловьева, Е.С. Кузнецова, С.Н. Головатый, // В сб. «Теплоэнергетика и энергосбережение» / Владивосток: ДВФУ, 2011- С.157-167

32. Дорогов, Е.Ю. Особенности эффективного проектирования промышленно-отопительных котельных / Е.Ю. Дорогов, **К.А.Штым**, // В сб. «Теплоэнергетика и энергосбережение» / Владивосток: ДВФУ, 2011- С.150-156

материалы научно-технических конференций:

33. **Штым, К.А.** Возможности совместного сжигания мазута в циклонном предтопке и бурых углей в низкотемпературном кипящем слое. / К.А. Штым, Д.Н. Балабин // В сб. трудов «Теплофизика процессов горения и охрана окружающей среды» Материалы V и VI Всероссийских научно-технических конференций. - Рыбинск. - 2004. - С. 33-35

34. **Штым, К.А.** Опыт сжигания газа на котлах с циклонно-вихревыми предтопками центра МКТ. / К.А. Штым, Т.А. Соловьева // В сб. трудов «Теплофизика процессов горения и охрана окружающей среды» Материалы V и VI Всероссийских научно-технических конференций. - Рыбинск. -2004. - С. 36-37

35. **Штым, К.А.** Сопоставление технико-экономических показателей и условий работы поверхностей нагрева котлов номинальной мощностью 35 т/ч при сжигании различных видов топлив / К.А. Штым, А.С. Аксенов, Д.Н. Балабин // В сб. трудов IV семинара вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике. Владивосток: ДВГТУ, 2005- С.34-36

36. **Штым, К.А.** Сравнительный анализ технико-экономических показателей работы котлов ПТВМ-100 Якутской ТЭЦ с циклонно-вихревыми предтопками и горелочными устройствами. / К.А. Штым, А.С. Аксенов // В сб. трудов IV семинара вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике. Владивосток: ДВГТУ, 2005. - С.37-38

37. **Штым, К.А.** Реконструкция котла ТС-35 ОАО «Спасскцемент»./ К.А. Штым, Д.Н. Балабин // В сб. трудов IV семинара вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике.. Владивосток: ДВГТУ, 2005. - С.45-48

38. **Штым, К.А.** Расчетная оценка тепловой эффективности котлов малой мощности. / К.А. Штым, Л.Ю. Березин, А.В. Борода // В сб. трудов IV семинара вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике. Владивосток: ДВГТУ, 2005. - С.51-52

39. **Штым, К.А.** Результаты аэродинамических исследований циклонно-вихревого предтопка, сжигающего газообразное топливо / К.А. Штым, Т.А. Соловьева // В сб. трудов IV семинара вузов Сибири и Дальнего Востока по теплофизике и теплоэнергетике. Владивосток: ДВГТУ, 2005. - С. 53-55

40. **Штым, К.А.** Обоснование выбора характеристик циклонно-вихревой камеры для сжигания водоугольного топлива. / К.А. Штым // Науч.конф. VI Всероссийской конференции с международным участием «Горение твердого топлива» Новосибирск: ИТ СО РАН, 2006. - С.74

41. Штым, А.Н. Внедрение вихревого сжигания углей в Дальневосточном регионе / А.Н. Штым, Е.Г. Воротников, О.В. Распутин, **К.А. Штым** // Сб. материалов VII Всероссийской конференции с международным участием «Горение твердого топлива» Новосибирск: ИТ СО РАН, 2009- С.56-57

42. **Штым, К.А.** Результаты исследования неизотермических закрученных потоков. / К.А. Штым, Т.А. Соловьева // В сб. трудов VI Всероссийского семинара вузов по теплофизике и энергетике. - Красноярск СФУ. - 2009.-С.72-73

43. **Штым, К.А.** Исследование и внедрение многосопловых центробежных форсунок. / К.А. Штым, М.В. Упский // В сб. трудов VI Всероссийского семинара вузов по теплофизике и энергетике. - Красноярск СФУ. - 2009.-С.61-62

44. **Штым, К.А.** Реконструкция теплоисточников с переводом на сжигание местного низкосортного твердого топлива / К.А. Штым // Сб. материалов VIII Всероссийской конференции с международным участием «Горение твердого топлива» Новосибирск: ИТ СО РАН, 2012- С.56-57

45. **Штым, К.А.** Оптимизация тепловой защиты камеры сгорания воздухоохлаждаемых циклонно-вихревых предтопок / К.А. Штым С.В. Чистяков // Сб. материалов науч. конф. «Вологдинские чтения». Секция «Энергетика». - Владивосток: ДВФУ, 2012- С.43-46

46. **Штым, К.А.** Повышение эффективности работы энергетических котельных агрегатов при сжигании природного газа методом использования скрытой теплоты конденсации водяных паров / К.А. Штым К.А. Цой // Сб. материалов науч. конф. «Вологдинские чтения». Секция «Энергетика». - Владивосток: ДВФУ, 2012- С.54-56

47. **Штым, К.А.** Условия эффективного применения газогенераторов в промышленной энергетике Приморского края / К.А. Штым С.Н. Головатый, А.В. Лесных // Сб. материалов науч. конф. «Вологдинские чтения». Секция «Энергетика». - Владивосток: ДВФУ, 2012- С.77-80

48. **Штым, К.А.** Образование окислов азота в циклонно-вихревом предтопке / К.А. Штым, С.Н. Головатый, Е.Н. Кузнецова // Сб. материалов науч. конф. «Вологдинские чтения». Секция «Энергетика». - Владивосток: ДВФУ, 2012- С.72-73

49. **Штым, К.А.** Особенности моделирования процессов вихревого горения газа в программе fluent на примере циклонно-вихревого предтопка. / К.А. Штым, С.Н. Головатый, А.В. Лесных // Сб. материалов науч. конф. «Вологдинские чтения». Секция «Энергетика». - Владивосток: ДВФУ, 2012- С.81-84

50. **Штым, К.А.** Результаты работы котлов КВГМ-100-150МЦ, модернизированных на циклонно-вихревое сжигание газа / К.А. Штым, С.Н. Головатый, А.В. Лесных // Сб. материалов Всероссийской науч. конф. «Пути совершенствования работы теплоэнергетических устройств». - Владивосток: ДВФУ, 2012- С.22-24

51. **Штым, К.А.** Моделирование факела в котле КВГМ-100 с двумя циклонно-вихревыми предтопками / К.А. Штым, С.Н. Головатый, // Сб. материалов Всероссийской науч. конф. «Пути совершенствования работы теплоэнергетических устройств». - Владивосток: ДВФУ, 2012- С.25-27

52. **Штым, К.А.** Численное моделирование газодинамических процессов в топке котла БКЗ-210-140 с горелочными устройствами ГВМИ 30 / К.А. Штым, А.В. Лесных, С.В. Головатый // Сб. материалов конференции с международным участием «VIII Всероссийский семинар вузов по теплофизике и энергетике». - Екатеринбург УРФУ, 2013 - С. 56-57.

53. **Штым, К.А.** Использование результатов теплотехнических испытаний теплоэнергетического оборудования, для корректировки математических моделей и тепловых расчетов на примере котла БКЗ-210-140 / К.А. Штым, А.В. Лесных, С.В. Головатый // Сб. материалов конференции с международным участием «VIII Всероссийский семинар вузов по теплофизике и энергетике». - Екатеринбург УРФУ, 2013 -С. 62-64.

54. **Штым, К.А.** Техничко-экологические результаты работы котлов КВГМ-100-150, модернизированных на циклонно-вихревое сжигание газа / К.А. Штым, Т.А. Соловьева

// Сб. материалов конференции с международным участием «VIII Всероссийский семинар вузов по теплофизике и энергетике». - Екатеринбург УРФУ, 2013 -С. 177-178.

55. **Штым, К.А.** Оценка эффективности распределения воздуха и газообразного топлива в циклонно-вихревом предтопке / К.А. Штым, Т.А. Соловьева // Сб. материалов Всероссийской конференции XXXI «Сибирский теплофизический семинар». - Новосибирск: ИТ СО РАН, 2014. - С. 474-476.

56. **Shtym, K.** Special Features of Gas Combustion in Cyclone Vortex Burner / K. Shtym, T. Solovyova // Eleventh International Conference on Flow Dynamics (ICFD2014). October 8-10 at the Sendai International Center, Sendai, Japan, hosted by the Institute of Fluid Science, Tohoku University., 2014 .- С. 222-223.

57. **Shtym, K.** Dependency of nitrogen oxides formation from mixture formation efficiency / K. Shtym, T. Solovyova, S. Golovaty // Dynamics and Structure of Combustion Waves: 2-nd International Conference, July, 23–27, 2014, Vladivostok: abstracts [Electronic publication] School of Engineering FEFU 2014.