

Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева

УДК 621.181.122/124.018.52:620.9(043.3)

На правах рукописи

СЕЙДАЛИЕВА АЙГАНЫМ БУЛАТҚЫЗЫ

**Разработка и исследование высокоэффективных водогрейных котлов
малой мощности**

6D071700 – Теплоэнергетика

Диссертация на соискание ученой степени
доктора философии (PhD)

Научный консультант:
д.т.н., профессор НАН РК
Орумбаев Р.К.

Научный консультант:
профессор, к.т.н. Кибарин А.А.
Зарубежный консультант:
д.т.н., профессор Мунц В.А.

Республика Казахстан
Алматы, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ	6
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПО ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В ТОПКЕ И КОНВЕКТИВНОЙ ЧАСТИ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ	13
1.1 Обзор существующих на рынке Республики Казахстан водогрейных котлов малой мощности.....	13
1.2 Современное состояние интенсификации теплообмена в конвективных трубах с выступами и спиралевидными вставками для использования с реверсивными топками	23
2 АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ С ОТВОДОМ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ НАРУЖНУЮ ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ СТЕНКУ РЕВЕРСИВНОЙ ТОПКИ	31
2.1 Аналитическое решение уравнения теплопроводности с отводом тепла через наружную цилиндрическую стенку реверсивной топки	31
2.2 Результаты решения уравнения в зависимости от объемного теплового напряжения в реверсивной топке водогрейного котла ВВ-400.....	41
3 ПОЛУПРОМЫШЛЕННЫЙ СТЕНД ДЛЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА ВВ-400 С РЕВЕРСИВНОЙ ТОПКОЙ	49
3.1 Описание экспериментального стенда и методики для исследований теплообмена и теплотехнических испытаний водогрейных котлов	49
3.2 Описание основных конструкций исследуемых водогрейных котлов ВВ-400 и КВа-400.....	52
3.3 Технические средства измерения, методика экспериментальных исследований.....	59
3.4 Описание математической модели и методика исследования экспериментальной модели топки с выдвижным соплом горелки.....	64
4 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТОПКИ РЕВЕРСИВНОГО КОТЛА	70
4.1 Результаты экспериментальных исследований водогрейного котла ВВ-400 и сравнение с результатами котлов с двусветным экраном КВа-400 и КВа- 500.....	70
4.2 Обобщение результатов эксперимента по сопротивлению и теплообмену в конвективной части со спиральными проволочными и витыми ленточными вставками котла ВВ-400	74
4.3 Анализ точности измерений	77
4.4 Результаты по численному моделированию реверсивной топки с выдвижением сопла с помощью программного продукта ANSYS.....	80
5 РАЗРАБОТКА НОВЫХ ПАРОВЫХ И ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ	85

5.1 Оптимизационные расчеты водогрейного котла ВВ-400 со спиральной проволочной вставкой и витой ленточной вставкой.....	85
5.3 Паровые жаротрубные котлы КПАж со спиральной проволочной вставкой.....	95
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	103
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	106
ПРИЛОЖЕНИЕ А - Копии Патентов	113
ПРИЛОЖЕНИЕ Б - Акт внедрения	116
ПРИЛОЖЕНИЕ В - Список научных трудов, опубликованных по теме диссертации.....	118
ПРИЛОЖЕНИЕ Г - Решение уравнения теплопроводности для теплонапряженной цилиндрической стенки реверсивной топки котла ВВ-400.....	121
ПРИЛОЖЕНИЕ Д - Расчет парового котла КПАж	124
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж - Фотографии с испытательной площадки	127

ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

q_V – тепловое напряжение;
 q_L – тепловая нагрузка лучевоспринимающей поверхности нагрева;
 B – расход топлива;
 Q_P^r – располагаемое тепло топлива на рабочую массу;
 V_T – объем топочной камеры;
 Q_L – лучистое тепло;
 H_L – лучевоспринимающая поверхность стен топочной камеры
 t_c – температура стенки;
 λ_c – теплопроводность стенки;
 φ – угловая координата в полярной системе;
 δ – толщина стенки цилиндрической реверсивной топки;
 q_L – радиационный тепловой поток, поглощенный единицей поверхности стенки топки от соответствующей внутренней цилиндрической полости заполненной факелом;
 q_c – тепловой поток, переданный единицей внешней поверхности стенки топки к движущемуся вверх потоку воды;
 r_1 – радиус внутренней стенки цилиндрической топки.
 $Q_{\text{конв}}$ – конвективная составляющая тепла;
 $Q_{\text{рад}}$ – радиационная составляющая тепла;
 $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр конвективных труб;
 t_V – температура вытекающего потока;
 t_R – температура обратного потока;
 t_L – окружающая температура;
 Q_N – номинальная выходная тепловая мощность, МВт;
 Q_B – подведенная тепловая мощность, МВт;
 q_A – потери, связанные с теплосодержанием продуктов сгорания;
 q_U – потери, связанные с неполным сгоранием топлива;
 q_S – потери через излучение, конвекцию и теплопроводность корпуса котла;
 Q_N – номинальная выходная тепловая мощность;
 W_1 – массовый поток холодной воды, кг/с;
 c_{w1} – удельная теплоемкость воды при средней температуре;
 t_E – температура воды на входе;
 t_V – температура воды на выходе;
 ζ – гидравлическое сопротивление;
 α – коэффициент теплоотдачи;
 Re – критерий Рейнольдса;
 Nu – критерий Нуссельта;
 $P_{\text{эi}} = (j^3/f)^{0,5}$ – показатель прямой трубы со вставленной проволоочной спиралью характеризующий тепло - гидравлический эффект;
 $P_{\text{э}}$ – теплогидравлический эффект;
ТП – теплообменная поверхность;

ГВС – горячее водоснабжение;
КПД – коэффициент полезного действия;
НИР – научно-исследовательская работа;
НИОКР - научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы;
ВВ-400 (Buran Boiler) – котел водогрейный с реверсной топкой и жаровыми трубами;
КВа – котел водогрейный автоматизированный;
КПАж- котел паровой жаротрубный.

ВВЕДЕНИЕ

В Казахстане, наряду с развитием крупных ТЭЦ, наблюдается устойчивая тенденция роста числа малых и средних котельных установок [1]. На сегодняшний день, децентрализованных системах теплоснабжения функционирует более 5000 малых водогрейных котлов [2], работающих на жидком и газообразном топливе. Одной из ключевых задач государственной политики в области инфраструктурного развития является расширение газораспределительной сети, с целью обеспечения газоснабжением к 2030 году таких регионов, как город Астана, Акмолинская и Карагандинская области.

В настоящее время ТОО «АТКЭ» управляет 85 районными котельными, работающими на газовом и жидком топливе [3]. Однако при подключении старых районов или новых территорий к городским тепловым сетям, как наблюдается, например, в городе Алматы выявляется наличие морально и технически устаревших маломощных котельных агрегатов, использующих твердое (уголь) и жидкое (дизельное) топливо [4]. Эти установки характеризуются низкой эффективностью, повышенным уровнем выбросов и значительными эксплуатационными затратами. На фоне данных вызовов современный рынок энергетического машиностроения стремительно развивается, предлагая широкий спектр оборудования, ориентированного на повышение энергоэффективности и снижение воздействия на окружающую среду. Учитывая резко континентальный климат Казахстана, надежное и экономически обоснованное обеспечение тепловой нагрузки систем отопления и горячего водоснабжения, составляющей до 40% от общего расхода первичных энергоресурсов, является критически задачей для устойчивого развития теплоэнергетического комплекса страны [5, 6].

На рынке Казахстана котлы малой производительности представлены основными типами котлов: водотрубными и жаротрубными.

Определенное время в странах постсоветского пространства производились в основном водотрубные котельные агрегаты. Водотрубные котлы применялись как на крупных энергетических объектах, так и для нужд малой энергетики. Главное преимущество таких котлов - организация движения теплоносителя в водяных контурах, который обеспечивает необходимый температурный режим воды и уменьшает загрязнения теплообменных поверхностей. Однако для надежной работы всей трубной системы водотрубных котлов необходимо строго соблюдать режим гидродинамики во всех режимах работы с частичной или даже минимальной мощностью, что обуславливает достаточно высокое гидравлическое сопротивление водотрубных котлов [2, с.15].

Уже более десяти лет в странах СНГ широко используются котлы жаротрубной конструкции [7, 8].

Большинство европейских (ICI Caldaie [9], Buderus [10], Viessmann [11], Bosch [12], Siemens, и др.) и российских (ООО «Компания РЭМЭКС-Энерго», ОАО «Дорогобужкотломаш» [13], ЗАО ПО «Бийскэнергомаш» [14], ЗАО

«Уралкотломаш», ОАО «Белгородский завод энергетического машиностроения», ЗАО СП «ЗИОСАБ»[15]) производителей котельной техники ориентированы на выпуск именно жаротрубных котлов [16, 17].

Длительный опыт эксплуатации жаротрубных котлов показал [18, 19] наличие уже достигнутых предельных возможностей конвективного и радиационного теплообмена при продольном течении газов с разными видами вставок и разной конструкции трубы. Однако надежность работы не повысилась, приводя к увеличению ремонтных и эксплуатационных затрат. В Казахстане долгое время не предпринимались попытки изменить конструкцию котла и улучшить тепловую эффективность. Водогрейные котлы известных зарубежных производителей, стоимость которых значительно выше отечественных, не достигают проектных показателей. Совокупность таких проблемных вопросов создает большой открытый дискуссионный вопрос о необходимости проведения модернизации, обеспечения экономичности работы старых котлов и соответствия ужесточающимся требованиям экологического законодательства.

Анализ состояния теплоэнергетического оборудования на рынке Казахстана, современные тренды по декарбонизации в теплоэнергетике, экологической стабильности и повышению энергетической эффективности показывает, что наиболее приемлемым является решение скорейшей замены устаревших водогрейных котлов современными котлами или модернизации конструкции котлов малой мощности с увеличением эффективности. Имеется определенный потенциал по модернизации водогрейных котлов малой мощности. Срок эксплуатации, которых не истек, а число часов наработки еще далеко от критического значения. Это наиболее реальный и привлекательный вариант с экономической и экологической точки зрения. Это позволит повысить технический уровень новых котлов снизить выбросы и экономить бюджетные средства на строительство новых котельных в перспективе.

Фактическое положение дел в отрасли показывает о неотложности мер по модернизации теплоэнергетического оборудования с малыми котлами, и продолжение новых разработок с надежными, экономичными системами с резким снижением выбросов парниковых газов т.е. создание параллельно альтернативные и доступные возобновляемые источники теплоснабжения в комплексе с водогрейными котельными. Предложенный подход, рассматриваемый в настоящей работе, подтверждают актуальность проводимого исследования по разработке высокоэффективных вариантов конструкций водогрейных котлов с возможностью применения представляемых решений в качестве нового продукта, или их модернизации с улучшением всех технико – экономических и экологических показателей.

Представленная диссертационная работа выполнялась на базе комплекса научно-исследовательских аналитических и экспериментальных работ, с выполнением натурных экспериментов на производственной базе ТОО «Казкотлосервис», с анализом и оценкой эффективности технического решения с использованием реверсивных топков малых водогрейных котлов и спиральных

вставок в конвективные трубы для увеличения надежности и экономичности. В диссертационной работе для повышения качества принятого инженерного решения, а именно изменения конструкции сопла горелки были использованы средства математического моделирования с использованием современных компьютерных технологий.

В связи с поставленными вопросами целью диссертационного исследования формулируется следующим образом:

Повышение тепловой эффективности водогрейного котла с реверсивной топкой с использованием спиралевидных проволочных вставок в конвективные трубы.

Исследование эффективности выдвижения сопла горелки для равномерного распределения факела по топочному объему в реверсивной топке.

Применение технических решений, исследованных в работе для действующих и для новых котлов.

В процессе выполнения диссертационной работы для реализации поставленной цели выполнялись следующие задачи исследования:

- Провести литературный обзор по интенсификации теплообмена в конвективных трубах и опыта эксплуатации существующих водогрейных котлов малой мощности.

- Выполнить аналитическое решение дифференциального уравнения теплопроводности для симметричной области цилиндрической реверсивной топки с целью определения поля температур по толщине стенки топки и сравнения с экспериментальными результатами теплотехнических испытаний.

- Провести экспериментальное исследование и сравнение тепловой эффективности котла ВВ-400 с реверсивной топкой и спиралевидными вставками в конвективных трубах с эффективностью котлов КВа-400, КВа-500 с использованием цилиндрического двусветного экрана и витыми ленточными вставками в конвективных трубах на специализированном стенде.

- Выполнить расчеты по определению сопротивления и теплоотдачи в конвективных трубах при использовании спиралевидных проволочных вставок и витых ленточных вставок;

- По результатам выполненных исследований и результатов теплотехнических испытаний предложить рекомендации по увеличению эффективности котла ВВ-400.

- Выполнить численное моделирование влияния эффективности выдвижения сопла горелки для равномерного распределения факела по топочному объему в реверсивной топке

- Принять непосредственное участие в теплотехнических испытаниях и корректировке рабочей документации водогрейного котла ВВ-400 и парового котла КПАж со спиралевидными проволочными вставками.

Научная новизна выполненной работы заключается в следующем:

1 По результатам экспериментальных данных разработаны рекомендации на водогрейные котлы ВВ-400 с проволочными спиралевидными вставками и витыми ленточными вставками.

2 Получены результаты аналитического решения дифференциального уравнения теплопроводности для определения поля температуры по толщине цилиндрической реверсивной топки. Результаты приближенного аналитического решения позволяют определять и оценивать уровень и поле температур по толщине стенки топки в зависимости от теплового радиационного потока на внутреннюю стенку топки. Определение интегральных температур сечения стенки топки (температурного поля) позволяет оценить поле напряжений, а знание предельных значений температуры внутренней стенки реверсивной топки, определить начало на внутренней стенке топки окаинообразования.

3 Получены зависимости температуры в пристеночной области топки от величины выдвижения сопла (тубуса) горелки на основе моделирования Ansys CFX. Варьирование длиной выдвижного сопла комбинированной горелки в реверсивной топке позволяет существенно увеличить длину факела с более равномерным распределением температуры и светимости факела вдоль оси по всей длине реверсивной топки.

4 По результатам теоретических и экспериментальных данных разработана техническая документация парового котла КПАж-6,5 со спиральными проволочными вставками.

Результаты диссертационной работы подтверждаются полученными охранными документами.

По результатам выполненных работ и исследований, на защиту выносятся следующие положения:

1 Результаты аналитического решения дифференциального уравнения теплопроводности применительно к цилиндрической реверсивной топке водогрейного котла ВВ тепловой мощностью 0,4 МВт с выдвижным соплом (тубусами) комбинированной горелки.

2 Результаты исследований гидродинамики (аэродинамики) и теплопередачи в конвективной части со спиралевидными вставками по теплотехническим испытаниям котла ВВ-400 и сравнение с аналогичными результатами для водогрейного котла КВа-400 и КВа-500 с ленточными вставками.

3 Корректировка конструкторской документации на водогрейный котел с реверсивной топкой ВВ-400 с использованием спиралевидных проволочных вставок в конвективных жаровых трубах.

4 Рабочая документация на жаротрубные паровые котлы с конвективными трубами и спиралевидными вставками производительностью пара до 6,5 т/час.

Результаты работ зафиксированы актом внедрения от производственного предприятия ТОО «Казкотлосервис».

Основные результаты диссертационной работы отражены в 15 научных публикациях и докладах МНТК, в том числе: 4 научные статьи в отечественных изданиях из списка рекомендованных ККСНВО; 6 научных докладов в сборниках в международных научно-технических конференций; 1 статья (Article) в журнале Polityka Energetyczna – Energy Policy Journal индексируемая в базе данных Scopus с процентилем на момент публикации 55% по разделу «Общая энергетика» и 4 статьи в зарубежных журналах. В качестве соавтора результаты научно-исследовательской деятельности были зафиксированы в: 3 Патентах РК на изобретение по тематике конструкций водогрейных котлов.

Полученные результаты диссертационной работы имеют научную и практическую ценность, представленную следующими пунктами:

- По результатам комплексных экспериментальных исследований, подтвержденных аналитическим решением уравнения теплопроводности для реверсивной топки, получены температурные поля по толщине стенки топки, по которым можно оценить тепловую эффективность использования реверсивных топок. Подтверждены расчетные величины тепловосприятия по конвективной и радиационной части водогрейного котла, что может быть полезно в практическом использовании при расширении тепловой производительности такого типа котлов с реверсивной топкой и тем для исследований.

- По результатам комплексных экспериментальных исследований, определены коэффициент гидравлического сопротивления и коэффициент теплоотдачи в конвективных трубках со спиралевидными проволочными вставками и витыми ленточными вставками, которые позволяют производить весь комплекс тепловых расчетов по тепловосприятию конвективных труб и определять полное сопротивление котла, что позволит расширить тематику исследования.

- По результатам работ представлены варианты модификации конструкций водогрейного котла ВВ-400, которые можно применять для типовых моделей котлов, или использовать в качестве рабочей документации при проектировании новых котельных, проведении работ по повышению тепловой и экологической эффективности котельного оборудования.

- По результатам моделирования выдвижного сопла горелки в реверсивной топке, показана и описана целесообразность использования регулируемого сопла в реверсивной топке водогрейных и паровых жаротрубных котлах.

- Подготовлена рабочая документация на жаротрубные паровые котлы с конвективными трубами и спиралевидными вставками производительностью пара 6,5 т/час.

Достоверность полученных результатов подтверждается следующим:

- 1 Исследования проведены на действующих водогрейных котлах ВВ-400, КВа-400 и КВа-500 с использованием поверенных измерительных средств, внесенных в реестр ГСИ РК.

2 Экспериментальные работы выполнялись в соответствии с действующими требованиями, а результаты сравнивались с тепловыми расчетами по Нормативной методике.

3 Практическая ценность полученных экспериментальных и расчетных результатов подтверждается применимостью на действующих жаротрубных котлах, подтвержденным актом внедрения результатов диссертационной работы от котельного завода ТОО «Казкотлосервис».

Личный вклад автора в решении задач по исследуемой работе определяется:

- В постановке и формулировке задачи исследования и выборе методики исследования с применением головного образца водогрейного котла с реверсивной топкой тепловой мощностью ВВ-400 МВт;

- В постановке и аналитическом решении дифференциального уравнения теплопроводности Лапласа применительно к реверсивной цилиндрической топке для определения температурного поля по толщине металла стенки топки;

- Непосредственным участием на всех этапах теплотехнических испытаний и непосредственным исследованием (участие в теплотехнических измерениях и обработке данных) на стенде с действующими водогрейными котлами: ВВ-400, КВа-400 и КВа-500 на производственной базе ТОО «Казкотлосервис» г. Алматы).

- Корректировка конструкторской документации на водогрейный котел с реверсивной топкой ВВ-400 с использованием спиралевидных проволочных вставок в конвективных жаровых трубках.

- Участие в корректировке рабочей документации водогрейного котла ВВ-400 и серий парового котла КПАж с эффективной геометрией конструкций конвективных спиралевидных проволочных вставок по относительному шагу.

Диссертационная работа выполнена автором в соответствии с действующими требованиями оформления, структуры и содержания. Работа состоит из 5 основных разделов, списка условных обозначений и сокращений, введения, заключения, списка использованной литературы и приложения.

В первом разделе представлен обзор вопросов тепловой эффективности цилиндрических жаротрубных и водотрубных водогрейных котлов, а также преимуществ и существующих недостатков их конструкций. Представлено современное состояние по интенсификации теплообмена в конвективных трубах с выступами и спиралевидными вставками для использования с реверсивными топками. Поставлены цели и задачи исследования.

Во втором разделе приведено описание аналитического решения дифференциального уравнения теплопроводности с граничными условиями, применительно к реверсивной топке с целью определения температурного поля по толщине стенки. В разделе представлены профили температур по результатам аналитического решения дифференциального уравнения в полярных координатах.

В третьем разделе приведено описание комплексного специализированного стенда для промышленных теплотехнических испытаний

жаротрубного водогрейного котла ВВ-400 с реверсивной топкой и КВа-400, КВа-500 с двусветными экранами. Представлены технические средства для проведения экспериментов. Приведена методика проведения теплотехнических испытаний. Описана математическая модель и методика исследования экспериментальной модели топки с выдвижным соплом горелки.

Четвертый раздел содержит анализ результатов теплотехнических испытаний тепловой эффективности реверсивной топки со спиралевидными проволочными вставками в конвективных трубах. Полученные данные для котла ВВ-400 с реверсивной топкой сравниваются с результатами для цилиндрических водогрейных котлов серии КВа-400, КВа-500 по основным технико-экономическим показателям.

Представлены результаты расчетов спиралевидных вставок и витых ленточных вставок в конвективные трубы (коэффициент сопротивления ξ и коэффициент теплоотдачи α (Nu) в зависимости от угла φ закрутки ленты и шага спирали).

Приведено описание цилиндрической изотермической модели топки с реверсивной топкой для измерения поля температуры и скоростей в зависимости от длины выдвижения сопла комбинированной горелки.

В разделе приведены результаты компьютерного моделирования реверсивной топки со стандартной горелкой и с выдвижным соплом горелки.

Проведен анализ точности измерений.

В пятом разделе приведены рекомендации по повышению эффективности жаротрубных котлов с реверсивными топками на примере котла ВВ-400 и с описанием конструкции котла с рекомендациями по выдвижным соплам (тубусам) горелки. А также с учетом полученных данных представлены предложения для повышения эффективности и надежности работы парового жаротрубного котла КПАж с реверсивной топкой.

Представлена рабочая техническая документация на паровой котел КПАж.

В заключении работы приведено обобщение полученных результатов теплотехнических испытаний водогрейного котла ВВ-400 с реверсивной топкой и экспериментального исследования конвективной части со спиралевидными вставками в конвективные трубы с основными выводами по теме диссертационной работы.

В приложениях сведены в табличной форме решение уравнения теплопроводности для теплонапряженной цилиндрической стенки реверсивной топки котла ВВ-400, расчеты котла КПАж, копия акта внедрения от производственного предприятия ТОО «Казкотлосервис», копии патентов Республики Казахстан, список трудов, опубликованных по теме диссертации, фотографии с экспериментальной площадки.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА ПО ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛООБМЕНА В РЕВЕРСИВНОЙ ТОПКЕ И КОНВЕКТИВНОЙ ЧАСТИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

1.1 Обзор существующих на рынке Республики Казахстан водогрейных котлов малой мощности

Современный уровень развития котельной техники в Казахстане активно начал развиваться с 1993 годов после посещения доктором Манфредом Траузельтом как полномочным представителем в Казахстане фирмы LURGI, который фактически открыл для европейских стран полное отсутствие в Казахстане эффективных водогрейных котлов малой тепловой мощности, на трех видах топлива. После распада СССР и получения суверенитетов в республиках продолжала дорабатывать котельная техника таких заводов отопительного оборудования как: г. Караганда (РК), Киров (РФ), Братск (РФ), Бийск (РФ) и Бровары (Украина) эффективность и экологические показатели которых уже отставали на несколько десятилетий от продукции развитых западноевропейских стран.

Главная особенность промышленных котлов, поставляемых на казахстанский рынок европейскими производителями, состоит в том, что практически все котлы жаротрубно-дымогарные. Преимущество жаротрубных котлов перед водотрубными объясняется конструкцией, которая позволяет собирать котел полностью в заводских условиях и поставлять котел заказчику в виде одного блока, что значительно упрощает монтаж оборудования в котельной.

Существует классификация в разделении отопительных водогрейных котлов малой тепловой мощности на газе и жидком топливе по тепловой производительности, которая характеризуется пределами от 0,43 до 3,15 МВт, а для отопительных водогрейных котлов меньшей тепловой мощности менее 116 кВт существует отраслевой стандарт. Водогрейные котлы, классифицируемые как отопительные, предназначенные в первую очередь для покрытия нужд децентрализованных систем теплоснабжения и составляют водогрейные котлы малой мощности практически от 0,1 до 4 МВт, иногда и выше по соответствию действующему Казахстанскому ГОСТ 30735-2001, с рабочим давлением теплоносителя до 6 кгс/см² и температурой воды на выходе из котла до 115°C [19, с.5].

Предыдущее развитие советской котельной техники малой тепловой производительности до 3,15 МВт по ГОСТ 10715 характеризуется использованием в основном чугунных котельных агрегатов, которые по возможности заменялись сначала в комбинации со стальными, а позже чугунными водогрейными котлами. Параллельно широко и активно развивались децентрализованные системы теплоснабжения, что диктовало необходимость развития массовой, доступной для крупномасштабного производства простой конструкции водогрейных котлов малой мощности. В

настоящее время получили распространение цилиндрические водогрейные котлы с реверсивной топкой, которые получили наибольшее распространение. До настоящего времени цилиндрические котлы остаются наиболее распространенными в классе водогрейных котлов малой мощности, с учетом распространения в пространстве СНГ.

В некоторых регионах Казахстане и России в мелких коммунально-бытовых отопительных котельных до сих пор используются чугунные водогрейные котлы. Однако они характеризуются громоздкостью и малой тепловой мощностью с малыми КПД. Именно переход от чугунных водогрейных котлов с ручными слоевыми топками к стальным автоматизированным водогрейным котлам, характеризованным как переход к современным типам водогрейных котлов. Водогрейные котлы комплектуются в комплексе с котельной установкой модульного или блочно-модульного типа, с газотрубным водогрейным котлом, как правило, имеющим горизонтальную компоновку для малых мощностей. Комбинированное горелочное устройство с жидкотопливной форсункой с возможностью работы на резервном топливе с системой принудительной тяги и автоматической системой управления всей котельной установки.

В начале прошлого века вся система отопления и ГВС была основана на использовании водотрубных котлов. В то время Госгортехнадзор принял решение запретить производство жаротрубных котлов из-за большого количества аварий. Поэтому именно водотрубные котлы стали основой формирования менталитета наших проектных, монтажных и эксплуатационных организаций. Именно они стали традиционными, так как были не просто адаптированы к местным условиям, а создавались специально для них. Жаротрубные котлы получили широкое распространение на территории Республики Казахстан лишь в конце 80-х начале 90-х годов [20].

Водотрубные котельные агрегаты по типовой схеме (рисунок 1.1) выгодно отличаются от жаротрубных организацией движения теплоносителя и возможностью создания благоприятных условий компенсации температурных напряжений, что в свою очередь позволяет развивать единичную мощность котлоагрегата.

Через фронтальную дверцу (1) топливо подается на угольную решетку (2) топочного объема. Негорючий остаток выгружается через топочную дверь. Для стабилизации процесса горения под слой топлива дутьевым вентилятором (3) через дутьевой короб (4) подается воздух. Горючие вещества перемешиваются с воздухом в топке и сгорают. Продукты сгорания, проходят через фестон (5) и попадают в конвективную поверхность нагрева (6), где происходит их охлаждение. Далее продукты сгорания выводятся в газоход (7). Газоход расположен в верхней части задней стенки котла. Для регулирования процесса горения в газоходе установлен шибер. Для осмотра и очистки конвективной части котла предусмотрены люки (8 и 9). Задняя стенка котла выполняется съемным, для удобства проведения ремонтных работ.

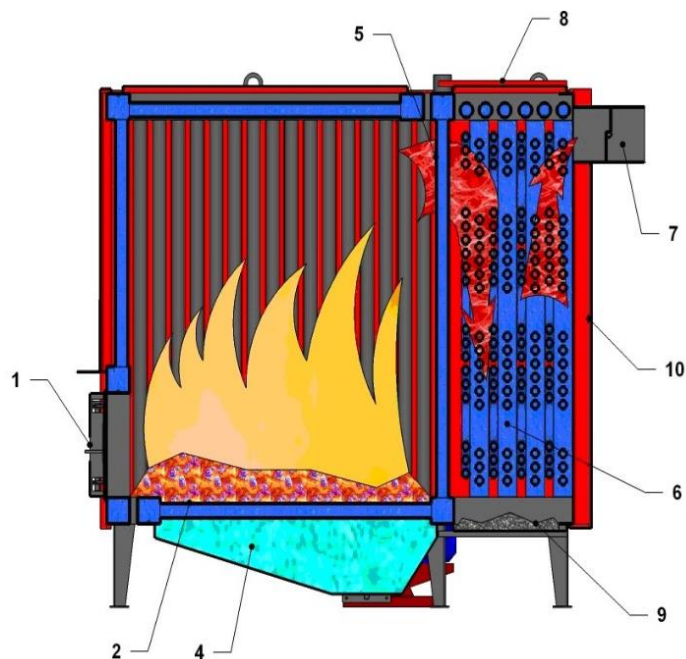


Рисунок 1.1 – Схема водотрубного водогрейного котла КВР [21]

Достаточно известные и широко зарекомендовавшие себя типовые конструкции горизонтальных и вертикальных водотрубных водогрейных котлов имеют преимущества в возможности исполнения по тепловой мощности широкой линейки вплоть до 210 МВт. Гидравлический и тепловой режимы работы водотрубного водогрейного котла (с учетом допустимых скоростей движения теплоносителя) позволяют несколько уменьшить требования к водоподготовке. В то же время создается необходимость выдерживать четкие гидравлические режимы работы для обеспечения надежности функционирования всей системы и недопущения вскипания теплоносителя и аварийных режимов в трубных поверхностях котла.

В первую очередь лучшая (по сравнению с жаротрубными котлами) гидродинамика и возможность изготовления котлов средней и большой мощности послужили импульсом в эволюции развития конструкций водогрейных котлов водотрубного типа.

Наращивание тепловой мощности в Казахстане водогрейных котлов требовали простоты в эксплуатации и модульные поставки. Водогрейные котлы собирались отдельными блоками трубных поверхностей, горелок и вентиляторов, а монтаж котла осуществлялся непосредственно на месте установки в подготовленной ячейке. В процессе длительной эксплуатации котлов первых модификаций происходил процесс постоянного совершенствования, модернизации и доработки по итогам эксплуатации. Фиксировалось большое количество конструктивных и эксплуатационных недостатков, которые выявлялись в ходе длительного опыта работы в Казахстане большого количества изготовленных агрегатов.

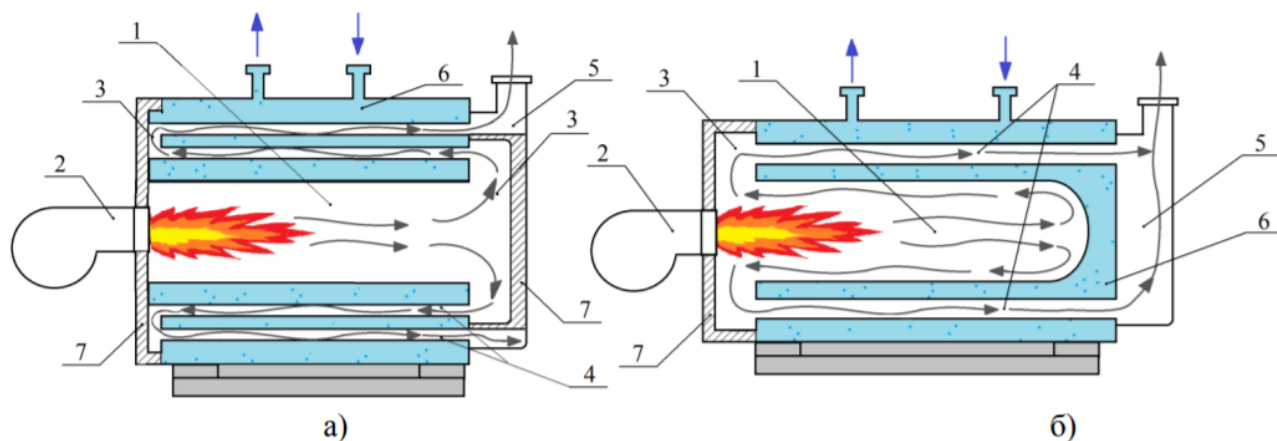
Значительная часть вопросов повышения эффективности работы котлов решается посредством замены отдельных блоков либо модернизированными, либо более совершенными аналогами (горелочные устройства, системы автоматизации процессов, совершенное вспомогательное оборудование и пр.).

Вместе с тем, обособленно отмечается вопрос наличия конструктивных недостатков, которые в водотрубных водогрейных котлах частично связаны с невозможностью работы на проектных параметрах, проектном топливе, или связанные с недоработанной конструкцией (частично это решалось последующим выпуском модернизированных котлоагрегатов).

В рамках данного исследования наиболее близкие конструкции имеют жаротрубные котлы, которые принято классифицировать как двухходовые и трехходовые (рисунок 1.2).

Жаротрубный котел (рисунок 1.2) конструктивно выполняется размещением в водяной рубашке 6 цилиндрической жаровой топочной камеры и 1 конвективных трубы которая располагается вокруг или над топкой. Топливоздушная смесь в топку поступает с помощью вентилятора, встроенным в горелочное устройство 2.

В жаротрубном котле развитие факела является первым ходом, которая в свою очередь бывает – прямоточным (рисунок 1.1, а)) – и с разворотом факела на 180° в тыльной части жаровой трубы для реверсивных топков (рисунок 1.2, б)). Двухходовые схемы предполагают один ход продуктов сгорания по конвективным жаровым трубам (рисунок 1.1, б), а трехходовая схема (рисунок 1.1, а) – два хода продуктов сгорания, поворачивающихся на 180° между конвективными пучками. Конструкция трехходового котла по сравнению с двухходовым имеет большую конвективную поверхность нагрева (дымогарных труб) и за счет этого позволяет уменьшить температуру дымовых газов [22, 23].



1 – жаровая труба; 2 – горелочное устройство; 3 – поворотная камера; 4 – конвективный пучок дымогарных труб; 5 – сборочный дымовой короб; 6 – водяной объем; 7 – изоляция котла [22, с.6].

Рисунок 1.2– Конструктивная схема котла с проточной (а) и реверсивной (б) жаровой трубой

Эффективная работа водогрейного котла цилиндрической формы зависит от применения принятого конструктивного решения и степени совершенства конвективной части и эффективных конвективных вставок в трубки с составляющими элементами. Простота технологии изготовления и сборки цилиндрических двухходовых, трехходовых и реверсивных котельных агрегатов отработана и достаточно совершенна. Поэтому в конструкциях серийных цилиндрических водогрейных (паровых) котлов имеет важность конструкции. Рассмотренные конструкции жаротрубных котлов малой мощности имеют высокую жесткость и компактность. Становится возможным организовать тепловую компенсацию процессов термического расширения металла стенки топки. В конструкции практически всех цилиндрических водогрейных и паровых котлов трубные доски жестко приварены к плоским жаровым трубам. Такая форма конструкции водогрейных и паровых котлов, как правило, в условиях эксплуатации приводят к возникновению повышенных термических напряжений поверхностей нагрева. Поэтому объясняется ограничение по тепловой мощности жаротрубных водогрейных и паровых котлов.

Паровые и водогрейные котлы REX ICI Caldaie (Италия) (рисунок 1.3), Buderus, Viessman, Bosch, в диапазоне тепловой мощности до 10 МВт с рабочим давлением до 0,1 МПа, прекрасно зарекомендовали себя в российских условиях эксплуатации и нашли широкое применение среди потребителей. Представленные типы котельных агрегатов на современном этапе являются эффективными теплоэнергетическими установками. Учитывая специфику их эксплуатации и качества топлива (по отношению к жидкому и твердому видам) они вызывают некоторые вопросы по стоимости сервисного обслуживания, ремонту и необходимости специализированной эксплуатационной наладки со стороны производителей.

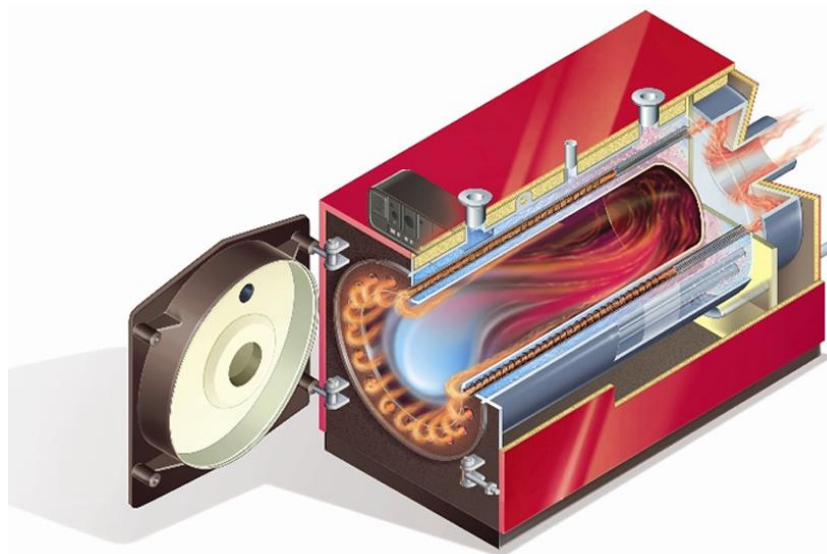


Рисунок 1.3 – Рисунок в разрезе водогрейного котла REX/REX F с реверсивной топкой

Значительную долю рынка жаротрубных котлов в Казахстане занимают и российские производители. Среди них можно выделить такие заводы, как «Газстро», «Котельный завод Энергия» (г.Барнаул), «Теплоэнергомаш» (г.Бийск), «РЭП Холдинг» и многие другие. Российские жаротрубные котлы ценятся за свою надежность, проверенные временем технологии и, зачастую, более привлекательную стоимость по сравнению с европейскими аналогами.

Однако, наряду с этими гигантами, в последние десятилетия активно укрепляют свои позиции и национальные производители в странах с развивающейся экономикой, в том числе и в Республике Казахстан. Можно отметить заводы, такие как ТОО "VZboilers" (г. Астана), ТОО "Буран Бойлер" (г. Алматы), VolkEnergy (г. Алматы), ТОО "Автоматические котлы" (г. Кокшетау), TeploStandart (Котлы Kurgan, г. Костанай) и TANSU (г. Шымкент) и другие.

Анализируя такие конструкции, необходимо отметить, что основное их преимущество увеличить интенсивность процесса конвективного теплообмена в топке, особенно в передней части для поверхностей трубной доски. Достаточно высокие тепловые напряжения, характерные для жаротрубных водогрейных котлов, вдвойне усиливаются в зоне передней трубной доски и на входе в конвективные дымогарные трубы. Такое конструктивное решение позволяет поднять температурный напор в конвективной части за счет установки более эффективных спиралевидных проволочных вставок и существенно увеличить коэффициент теплоотдачи от газов к стенке труб. Работу поверхностей нагрева котла ВВ-400 с реверсивной топкой можно охарактеризовать как форсированной, с созданием теплонапряженных для работы водогрейного котла условий. Так можно объяснить ограничение по тепловой мощности до 3 МВт большинства производимых котлов с реверсивной топкой [20, с.24].

Очевидны и преимущества жаротрубных котлов малой мощности особенно выигрышные в модульной компоновке, простоте сборки, высоких маневровых характеристиках. Однако следует, иметь в виду недостатки, в числе которых высокий уровень тепловых напряжений топочного объема, невозможность организации необходимого уровня компенсаций (по температурному расширению металла), малая скорость движения теплоносителя – воды с наружной стороны топки.

Известно, что тепловое напряжение определяется достаточно точно по Нормативному методу в приведенном ниже виде для жаротрубных водогрейных (паровых) котельных агрегатов по формуле (1.1):

$$q_V = \frac{B \cdot Q_P}{V_T} \quad (1.1)$$

где B - расход топлива [м³/с]; V_T – объем топочной камеры [м³].

Характерные значения показателя видимого теплового напряжения топочного объема для жаротрубных котлов малой мощности составляют порядка $q_v = 2 \text{ МВт/м}^3$, что оказывается гораздо больше, даже в сравнении с аналогичным показателем для крупного энергетического котла паропроизводительностью 950 т/ч, где это значение составляет порядка $q_v = 0,166 \text{ МВт/м}^3$. Однако величина средней тепловой нагрузки лучевоспринимающей поверхности нагрева $q_{\text{л}}$, определяемое по формуле (1.2) оказывается таким же как для крупных энергетических котлов, так и для малых жаротрубных (из примера: $q_{\text{л}} \approx 150\text{-}200 \text{ кВт/м}^2$).

$$q_{\text{л}} = \frac{B_{\text{Р}} \cdot Q_{\text{л}}}{H_{\text{л}}} \quad (1.2)$$

где $Q_{\text{л}}$ – лучистое тепло, воспринятое топкой $[\text{кДж/м}^3]$; $H_{\text{л}}$ – лучевоспринимающая поверхность стен топочной камеры $[\text{м}^2]$.

Принимая во внимание данный факт, определяется наиболее весомый недостаток жаротрубных конструкций водогрейных котлов, который заключается в низкой скорости теплоносителя,двигающегося в объеме котла. Из-за значительного водяного объема и достаточно неравномерных гидравлических режимов его движения, принудительно организуется циркуляция котловой воды со скоростями, близкими по значениям к естественной циркуляции (конвекции) $v = 0,01\text{-}0,02 \text{ м/с}$. Такой процесс является одним из предпосылок образования и выпадения взвешенных частиц, активации коррозионных процессов. В свою очередь, описанные процессы образования загрязнений, особенно в пристеночной зоне являются инициаторами увеличения коэффициента теплоотдачи поверхностей стенок труб (с учетом загрязнения) и соответственно могут стать причиной пристенного вскипания воды и активной коррозии. Такой недостаток может быть компенсирован использованием системы водоподготовки с максимальным снижением жесткости котловой воды.

Известно, что значение средней тепловой нагрузки лучевоспринимающей поверхности нагрева, определяемое по формуле (1.2), находится на том же уровне, а значение видимого теплового напряжения топочного объема, определяемого по формуле (1.1), значительно меньше, и в ряде случаев конструктивные особенности и недостатки оказывали сильное влияние на технико-экономические показатели работы котла. Известным и более представительным примером в данном случае является жаротрубный цилиндрический водогрейный котел ВВ-400 (рисунок 1.4), с реверсивной топкой получивший широкое распространение в Казахстане и с часто фиксированными с присущими к рассматриваемой конструктивной схемой недостатками. При работе таких котлов на жидком топливе (особенно мазуте), когда сказывалась ограниченность по длительной и надежной работе, при номинальных тепловых мощностях [24].

Длительный опыт работы различных котельных, пуско-наладочных управлений и обслуживающих организаций в части эксплуатации, наладки и ремонтов водогрейных котлов типа ВВ-400 с реверсивными топочными камерами отмечается большим количеством зафиксированных конструктивных недостатков, которые существенно повлияли на полноту нагрузки, надежность, экономичность и периодичность ремонтов котлов [25].

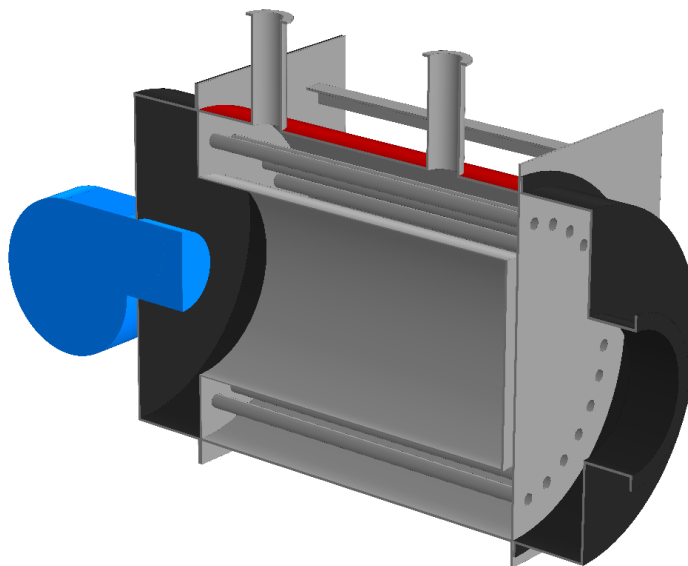


Рисунок 1.4 – Водогрейный котел серии ВВ-400 типовой конструкции с реверсивной топкой (в разрезе)

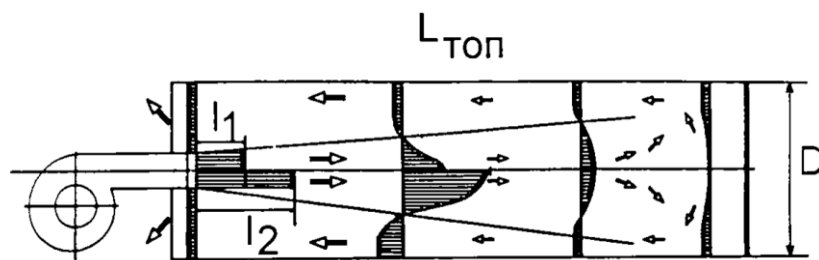
Главные преимущества котлов жаротрубной конструкции: имеет простую конструкцию, что упрощает изготовление; имеет низкую себестоимость, за счет возможность использования низко качественной стали; компактность и простота обслуживания.

К основным эксплуатационным недостаткам жаротрубных котлов можно отнести:

- жесткие требования к качеству воды объясняются очень малыми скоростями теплоносителя в жаротрубных котлах. Такие котлы нельзя включать по одноконтурной схеме в работу со старой тепловой сетью, имеющей многолетнее накопление шлама в нижней части радиаторов, сетевых трубопроводах. В результате осаждения взвешенных веществ и загрязнение теплообменных поверхностей, температура в трубах повышается, давление перегретых труб на трубную доску и напряжения в сварных швах резко возрастают, что приводит к деформации трубы и разрыву сварных швов. Для обеспечения стандартного режима работы необходимо использовать очищенную воду без примесей и следить за показаниями датчиков. Для подготовки воды рекомендуется применять двухступенчатые натрий-катионные фильтры или обратный осмос с натрий-катионированием [26].

Подытожив и обобщив исходные данные отчетов по результатам длительной эксплуатации, следует отметить следующие недостатки:

- недостаточный объем реверсивной топки и высокий уровень теплового напряжения объема топки и специфика распределения статического давления по длине реверсивной топки и снижение осевой скорости факела из-за увеличения статического напора при приближении к тыльному экрану топки. При этом в топочном объеме пространства реверсивного котла при номинальной тепловой мощности может составить сравнительно высокий уровень тепловых напряжений;



1 – стандартная длина сопла горелки; 2 – вариант с выдвижным соплом горелки.

Рисунок 1.5 – Схема изометрической модели реверсивной топки

В исследованном водогрейном котле ВВ-400 выполняется реверсивное движение факела в кольцевом пространстве между ядром факела, движущегося от сопла горелки и внутренней цилиндрической стенкой топки. Отметим специфику движения слабо закрученного факела из сопла горелки: факел бьет в тыльную тупиковую стенку реверсивной топки и после соударения об тыльную стенку факел разворачивается на 180 градусов и охватывая с внешней стороны ядро факела движется к фронтальной дверке. Поэтому из-за увеличения статического давления по мере приближения к тыльной стенке скорость в ядре факела снижается и факел начинает разворачиваться на 180 градусов. Этот эффект приводит к тому, что в зоне двух третей длины топки (рис.1.5) от фронта образуется максимум температуры и в этом месте резко возрастает температура на внутренней поверхности стенки топки, что приводит к образованию окалины и при сжигании жидкого топлива появляются спекшиеся отложения, которые усугубляют процесс окалинообразования на этом участке реверсивной топки. На протяжении достаточно длительного времени конструкторы решали проблему равномерного распределения температуры факела по длине реверсивной топки. Поэтому одним из основных вопросов, которые необходимо было практически исследовать на действующем цилиндрическом водогрейном котле ВВ-400 с реверсивной топкой влияние длины выдвижения сопла (тубуса) комбинированной газожидкостной горелки (рис.1.5) на равномерность распределения температуры факела по длине топки. Учитывая и сохраняя основные конструктивные параметры всей серии котлов ВВ, которые остаются актуальными и пользуются определенным спросом на

рынке Казахстана, а также вносит актуальность в тематику развития котельной техники в плане совершенствования и дальнейшего снижения парниковых газов в атмосферу.

Работы [24, с.44; 25, с.58] по определению радиационного тепловосприятия цилиндрической трубной поверхности котла и изучение температурного режима внутренней стенки реверсивной топки котла, отличаются по конструктивным особенностям. Неблагоприятные термические напряжения в некоторых участках цилиндрической реверсивной топки, в большинстве случаев являются причиной снижения тепловой нагрузки и зачастую приводят к повреждениям поверхностей топки и образования отложений нагара, накипи.

Увеличение теплонапряженного состояния металла стенки топки можно объяснить ограниченными возможностями охлаждения наружной стенки топки омываемой водой. Основное тепловосприятие поверхностями нагрева в топке составляет порядка 50-55%, из которых остальные 50-45% относится к конвективному теплообмену. Однако возможный перекося этих значений может возникать по ряду эксплуатационных и конструктивных причин. Например, недостаточно равномерный гидравлический режим наружного обтекания водой цилиндрической реверсивной топки и аэродинамическая картина движения факела и высокотемпературных газов. Перечисленные факторы в реверсивной топке могут вызвать образование отложений внутри и на наружных поверхностях тепловоспринимающих труб и способствовать интенсификации пристенного теплообмена, что приводит к значительному скачку температур, излишним локальным термическим напряжениям и появлению нештатных условий работы металла топки, которые с учетом временного фактора приводят, как правило, к окалинообразованию и последующим повреждениям, а с наружной стороны к пристенному вскипанию котловой воды и коррозионным процессам.

Можно отметить работы [27, 28], где показаны проблемы работы реверсивных топок цилиндрических водогрейных и паровых котлов с проблемными теплонапряженными участками и условиями, особенно при сжигании жидкого топлива (мазута). Показаны высокие локальные значения тепловых потоков в участках реверсивной цилиндрической топки с небольшим выступающим тубусом сопла горелки, которые способствуют перегреву металла труб во второй трети длины факела с наиболее высокой температурой и возникновением больших температурных напряжений. Такой факт часто приводит к образованию трещин, нагаров и коррозионных отложений. Во-первых, этому подвержена внутренняя стенка по всему периметру реверсивной цилиндрической топки и большая часть второй трети радиационной части цилиндрической топки становится наиболее уязвимой с точки зрения надежности. Решением надежной работы цилиндрической реверсивной топки в данном исследовании было предложено выдвижение тубуса сопла горелки из нержавеющей стали вглубь топки для увеличения длины факела до тыльной стенки. Этим достигалась цель обеспечения равномерного распределения

радиационного тепловосприятия и разворота факела на 180 градусов в обратном направлении по внешней стороне основного ядра факела по периферии реверсивной топки котла. Это позволило более равномерно распределить тепловое напряжение по внутренней стенке от удлиненного факела в реверсивной топке. Работа такой конструкции топки ВВ-400 с выдвижным тубусом сопла горелки была смоделирована с помощью программного продукта ANSYS CFX и представлена в следующих главах.

1.2 Современное состояние по интенсификации теплообмена в конвективных трубах с выступами и вставками

В трубах с различными вставками и периодическими выступами удастся создать поверхности любой формы и тем самым воздействовать на поток в любом месте по всей длине и сечению трубы [29]. Основными характеристиками поверхностей таких труб со вставками является высота вставок (выступов) и шаг между (расстояние) ними. Основной положительной стороной таких конвективных поверхностей на основе труб является их технологичность и простота в исполнении, поэтому трубы со вставками и выступами являются благоприятным объектом для исследования тепловой эффективности теплообмена в зависимости от форм, относительных размеров и места размещения в трубе вставок либо выступов, а также поиска оптимальных геометрических параметров, обеспечивающих максимальное значение P_3 . С помощью различных видов вставок и выступов в прямых трубах могут реализовываться разные концепции интенсификации теплообмена при вынужденном движении.

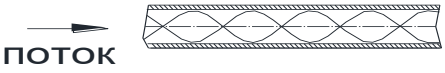
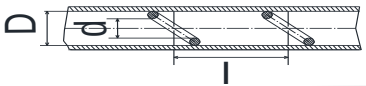
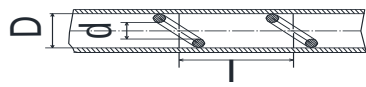
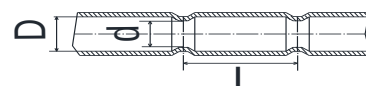
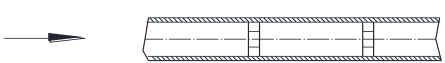
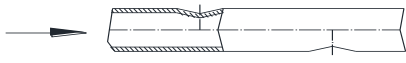
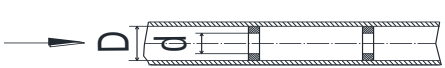
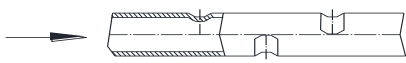
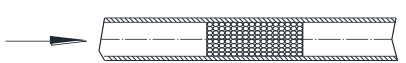
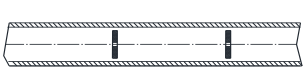
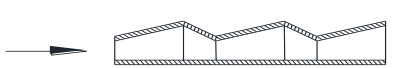
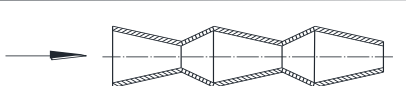
Оценивая тепловую эффективность таких теплообменных поверхностей нагрева по показателям P_3 и $\bar{P}_3$ в зависимости от указанных факторов, в качестве объектов исследования подберем наиболее распространенные и эффективные объекты приведенные в таблице (ТП7, ТП11, ТП12, ТП6, ТП80, ТП8, ТП9, ТП10, ТП13, ТП16, ТП17 ТП 18, ТП19 ,ТП78 и ТП79.) [30]. ТП1 и ТП2 с витой ленточной и спиральной проволоочной вставкой были исследованы по гидродинамике и теплообмену на котлах ВВ-400, КВа-400, КВа- 500 на стенде ТОО «Казкотлосервис».

В первую очередь при выборе эффективных теплообменных поверхностей, основанных на применении прямых труб со вставками и внутренними выступами следует оценить эффект, достигнутый в соответствии с общепринятыми концепциями интенсификации теплообмена.

Первая концепция основана на интенсификации теплообмена за счет безотрывного обновления пограничного слоя, разработанная А.А. Гухманом и реализованная в канале диффузор-конфузор. Наибольшее увеличение показателя P_3 достигнуто в канале диффузор-конфузор со следующими параметрами: угол раскрытия диффузора 12° , отношение диффузорной части к конфузорной 1:2 и 2:1. Для такого типа каналов с круглым поперечным сечением в диапазоне числа Рейнольдса $Re = 10^4 \div 10^5$ интенсивность

теплоотдачи удалось повысить по сравнению с гладкой трубой при прочих равных условиях в 1,6 раза [30, с.104].

Таблица 1.2. – Теплообменные поверхности с различными вставками, выступами, типа конфузور-диффузор и прочие

тп1		тп10	
тп2		тп11	
тп3		тп12	
тп4		тп13	
тп5		тп14	
тп6		тп15	
тп7		тп16	
тп8		тп17	
тп9		тп18	

Примерно такой же результат дали испытания трубы в виде диффузор-конфузора (ТП15), выполненные, Мигаем В.К. и Быстровым П.Г., в диапазоне числа Рейнольдса $Re = 10^4 \div 10^5$ [31, 32]. При этом наибольшее увеличение показателя $\bar{P}_z = 1,64$ для этого типа теплообменной поверхности получены для канала с углом раскрытия диффузора 14° и отношением диффузорной части к конфузорной 1:2.

Выполненный обзор работ и анализ близких по тематике к настоящей работе концепции интенсификации теплообмена при создании отрывных течений в потоке, а также его закрутки как в трубах со спиралевидными вставками осуществлены в остальных теплообменных поверхностях, приведенных в таблице 1.2.

Эффект интенсификации теплообмена, достигнутый в наиболее полно изученных из них и близких аналогов настоящей работы ТП6, ТП7, ТП10 и ТП11.

В приведенных теплообменных поверхностях реализованы разные идеи интенсификации теплообмена. При создании теплообменной поверхности ТП6 закладывалась идея Р. Коха по организации периодического отрыва пристеночной зоны пограничного слоя с возможно большим увеличением касательного напряжения на стенке. Периодический отрыв пограничного слоя осуществлялся в трубе с помощью кольцевых диафрагм с острыми кромками. В теплообменной поверхности ТП7 реализована идея Э.К. Калинина и Г.А. Дрейцера по рациональной интенсификации теплообмена, которую создают отрывные течения на плавно очерченных невысоких выступах [33].

В. Нуннер (W. Nunner) проводил системные экспериментальные исследования по интенсификации теплоотдачи в турбулентном потоке воздуха в шероховатых трубах в конце 50-х годов прошлого века. Он одним из первых систематически исследовал влияние искусственной шероховатости на внутреннюю поверхность труб на интенсификацию теплообмена. Он показал, что создание такой шероховатости приводит к существенному росту теплоотдачи в турбулентном потоке [34].

В теплообменных поверхностях ТП10 и ТП11 реализована идея интенсификации теплообмена, получаемая за счет суммирования двух эффектов, периодический отрыв потока и одновременная закрутка потока [35].

Полученные значения $\bar{P}_3$ для исследуемых поверхностей нагрева практически совпадают и с последними новыми исследованиями. Среднее значение показателя $\bar{P}_3$ примерно равно 1,8. Эта величина достигается в трубах с кольцевыми диафрагмами в случае частого их расположения и небольшой высоты. Для острых и плавно очерченных кромок оптимальными являются следующие геометрические параметры $d/D = 0,92$; $l/D = 0,4 \div 1,0$; $l/h = 10 \div 30$.

В трубах со спиральными пружинными вставками и спиральными выступами $\bar{P}_3$ достигается в случае их редкого расположения и большой высоты. Для острых и плавно очерченных выступов оптимальными являются следующие геометрические параметры $d/D = 0,6$; $l/D = 3,0 \div 3,5$; $l/h = 18$.

Максимальные значения показателя $\bar{P}_3$ при числе Рейнольдса $Re = 10^4$ для других теплообменных поверхностей приведены в следующей таблице 1.3.

Поверхности нагрева, приведенные в таблице 1.3 исследованы недостаточно полно, поэтому полностью нельзя определить для них величину $\bar{P}_3^*$ и провести поиск оптимальных геометрических параметров. Однако, даже с ограниченным числом данных, можно предположить, что для рассмотренных теплообменных поверхностей нагрева максимум $\bar{P}_3$ не будет больше чем 1,8. Такое предположение основывается на том факте, что все воздействия на поток, которые не затрагивают пристеночную область пограничного слоя (ТП8, ТП9) или турбулизирующие поток по всему поперечному сечению канала (ТП10, ТП13, ТП81) не подтверждены физическими предпосылками

интенсификации теплообмена при турбулентном режиме течения среды. Поскольку известно, что основное тепловое сопротивление (до 70-80%) сосредоточено в пограничном слое, а в указанных поверхностях нагрева активного воздействия на пограничный слой с его разрушением не приведено.

Таблица 1.3 – Типы поверхностей [30, с.105]

Тип поверхности	Макс. $\bar{P}_3$	Тип поверхности	Макс. $\bar{P}_3$
ТП8	1,0	ТП18	1,5
ТП9	1,13	ТП19	1,4
ТП10	1,13	ТП78	1,3
ТП13	1,4	ТП79	1,2
ТП16	1,3	ТП80	1,6
ТП17	1,5	ТП81	0,8

Для остальных теплообменных поверхностей нагрева, приведенных в таблице 1.2, имеются тепловые и гидродинамические характеристики с небольшим диапазоном изменения геометрических параметров вставок и выступов. Из-за того, что приведенные в анализе теплообменные поверхности не отличаются принципиально от поверхностей, достигших максимум $\bar{P}_3$, то нет оснований ожидать, что более полное исследование теплообмена и гидродинамики в области $Re=10^4$ может дать результат существенно превышающий $\bar{P}_3=1,8$.

Как показывает более подробный анализ представленных исследований по интенсификации теплообмена в приведенных выше поверхностях теплообмена, с увеличением числа Рейнольдса более 10^4 эффект интенсификации теплообмена посредством воздействия на поток разного рода выступами и вставками постепенно ослабевает.

В переходной и примыкающей к ней ламинарной областях течения $Re = 10^3 \div 10^4$ наибольший эффект интенсификации теплообмена достигается за счет воздействия на поток вставок по всему поперечному сечению трубы. Это трубы со спиральными вставками (рис.1.5), которые более подробно будут исследованы в настоящей работе и вставки из витых стальных лент ТП13. Для перечисленных теплообменных поверхностей нагрева при переходном режиме течения $Re = 2000$ значение $\bar{P}_3$ соответственно составляет $\bar{P}_3 = 4,2$ и $\bar{P}_3 = 3,2$. В этой области значений числа Рейнольдса воздействие только на пристеночную зону пограничного слоя оказалось эффективным лишь в трубах с кольцевыми диафрагмами с острыми кромками, ТП6. Для всех других теплообменных поверхностей, имеющих в турбулентной области течения максимальное значение $\bar{P}_3$, в переходной области по числу Рейнольдса значения $\bar{P}_3$ существенно уменьшились.

В ламинарной области течения при числе Рейнольдса менее 10^3 данных по исследованиям теплообменных поверхностей недостаточно для определения

лучших форм вставок и выступов и их геометрических параметров, обеспечивающих максимальные значения $\bar{P}_3$.

При этом следует отметить, вполне определенную тенденцию, характеризующую тем, что с уменьшением числа Рейнольдса эффект интенсификации теплообмена за счет вставок и выступов падает, а значения показателя P_3 для гладкой прямой трубы и трубы со вставками и выступами сближаются и стремятся к единице.

Физическую картину при ламинарном течении в трубах (каналах) с выступами, Кнудсен, Кац, а затем, Мигай В.К. визуально показали, что (при ламинарном течении) жидкость между выступами застаивается и в нее не проникают возмущения из основного потока, а застойные зоны в среде увеличивают термическое сопротивление и ухудшают теплоотдачу [36, 37].

Результаты данного теоритического исследования эффективности теплообменных поверхностей в трубах с выступами и турбулизаторами показывают, что эффект интенсификации существенно зависит от режима течения потока, формы, размеров и места расположения вставок и выступов.

В турбулентной области течений в диапазоне числа Рейнольдса $Re = 10^4 \div 10^5$ наиболее высокие значения показатель P_3 имеет при воздействии на пристеночную и промежуточную зоны пограничного слоя. Воздействие только на промежуточный пограничный слой, ядро потока и на поток в целом не приводит к существенному повышению эффективности процесса теплообмена.

Наибольшее значение показателя в области числа $Re=10^4$ составляет $\bar{P}_3^* = 1,8$. При этом ни одна из концепций интенсификации конвективного теплообмена, в соответствии с которыми разработаны теплообменные поверхности, дающие максимум $\bar{P}_3$ и близкие к нему значения, не имеет явно выраженного преимущества по сравнению с другими.

Суммарный эффект отрыва потока и его одновременная закрутка не приводит к увеличению теплогидравлического эффекта более чем $\bar{P}_3^* = 1,8$ в области числа $Re=10^4$.

С увеличением числа Рейнольдса более 10^4 и до 10^5 эффект от воздействия выступов и вставок заметно ослабевает. При этом, только для каналов типа диффузор-конфузор, где происходит безотрывное обновление пограничного слоя с увеличением числа Рейнольдса до 10^5 , при этом $\bar{P}_3$ практически остается постоянным для всех исследованных теплообменных поверхностей нагрева с использованием прямых труб [38-40].

Переходная область режима течения при числе Рейнольдса от 10^3 до 10^4 является наиболее благоприятной для интенсификации конвективного теплообмена. Как уже выше отмечалось увеличение показателя $\bar{P}_3 = 4,2$ при этом достигается при числе Рейнольдса равном 2000 в трубах со вставками, которые воздействуют острыми кромками по всему внутреннему периметру труб. Достаточно ощутимый эффект получается при воздействии на промежуточную зону пограничного слоя.

Следует отметить, что при $Re < 1000$ ламинарной области течения интенсификации теплообмена в трубах со вставками и выступами уменьшается и значение теплогидродинамической эффективности $\bar{P}_3$ приближается к единице.

Исследованной более подробно в настоящей работе прямой трубы со спиралевидной проволоочной вставкой и сравнения с более эффективными и широко применяемыми поверхностями нагрева были рассмотрены пучки шахматных труб с поперечным обтеканием. В литературе и в частности, в Нормативном, существенной турбулизацией потока в пучке, которая увеличивает показатель P_3 примерно в 1,5 раза относительно поперечного обтекания одиночной трубы.

Такой результат не является противоречивым при принятом представлении пространства между трубами как единого канала. Увеличение теплогидравлического показателя P_3 для межтрубного пространства является следствием не только интенсификации теплообмена на поверхности труб за счет турбулизации потока, набегающего на трубы, но и следствием оптимальной конструкции пакета шахматных труб, которые пронизаны по всему сечению свободно расположенными теплообменными элементами турбулизирующими весь поток в пространстве между каждыми трубами.

При этом с увеличением расстояния между трубами теплоотдача изменяется слабо, чем непосредственно расход энергии на движение потока между трубами в пучке или снижается гидравлическое сопротивление пучка, что приводит к увеличению теплогидравлического показателя P_3 с увеличением расстояния между трубами в шахматном пучке труб.

Среди пластинчатых теплообменных поверхностей наиболее высокие значения показателя P_3 имеют стерженьковые поверхности ТП55, представляющие собой пучки цилиндрических стержней. Сравнительно высокие значения показателя $\bar{P}_3 = 4 \div 5$ при числе Рейнольдса $Re = 2000$ имеет прерывистые с угловой перфорированной насадкой поверхности ТП57, а также жалюзийного типа. Такие же значения показателя P_3 имеют сетчатые ТП60, ТП61, ТП62, ТП63, ТП69 и ТП70 и шаровые ТП63 поверхности [41- 43].

При сравнении поверхностей нагрева необходимо иметь в виду, что полученные значения теплогидравлических показателей P_3 и $\bar{P}_3$ являются приближенными, они определены без учета данных по погрешностям тепловых и гидродинамических характеристик, т.к. в литературе они в настоящее время отсутствуют.

Многообразие различных типов не является следствием реализации каких-либо новых способов интенсификации конвективного теплообмена. В проанализированных каналах теплообменных поверхностей происходит отрыв потока, его турбулизация, закрутка и т.д., т.е. осуществляется все те воздействия на поток, результаты которых подробно рассмотрены при исследовании эффективности теплообмена в прямых трубах со вставками и выступами и при поперечном обтекании пакетов труб. Поэтому, как и следовало ожидать, ни одна из всех представленных в таблице 1.3 поверхностей

не характеризуется более высокими значениями теплогидравлического показателя P_g , чем предложенная в настоящей работе конструкция конвективных прямых труб со спиралевидными проволочными вставками с периодическим разрушением пограничного слоя.

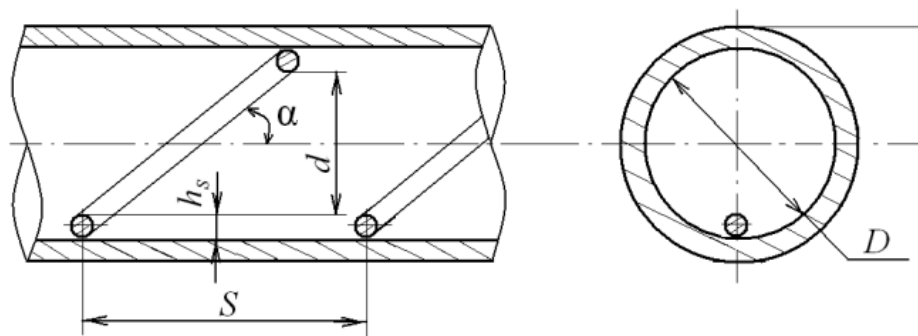


Рисунок 1.6 – Продольное и поперечное сечение трубы со спиральной проволочной вставкой [44]

Проанализированный в данной работе набор типов теплообменных поверхностей охватывает все практически осуществимые варианты форм каналов. Это позволяет приближенно определить области возможной интенсификации процесса теплообмена при вынужденном течении, достигаемой изменением форм каналов ТП, конфигурации теплопередающей поверхности во всем исследованном диапазоне изменения числа Рейнольдса.

Выводы по разделу 1

1. Анализ лучистого теплообмена между высокотемпературным факелом и внутренней стенкой цилиндрической реверсной топки при работе с неподвижным соплом горелки приводит к теплонапряженной работе внутренней стенки на расстоянии двух третей длины топки из-за взаимодействия факела с тупиковой тыльной стенкой реверсивной топки и увеличения статического давления по мере приближения струи к тыльной стенке. Выдвижение сопла горелки (тубуса), позволяет отрегулировать равномерное распределение радиационного теплового напряжения по длине реверсной топки водогрейного котла ВВ-400 конструкции аналогичных котлов.

2. По достигнутому эффекту интенсификации теплообмена при вынужденном течении в каналах различных типов теплообменных поверхностей можно выделить по значению показателя $\xi = 3 \div 4$ в области по числу Рейнольдса $Re = 10^4 - 10^6$ и для случая течения потока внутри труб с выступами и вставками показателя $\xi = 2$.

3. Значения показателя $\xi = 2$ достигается в прямых трубах с кольцевыми выступами при малой их высоте и частом расположении $d/D = 0,93$, $l/D = 0,5 \div 1$. Со спиральными выступами – при большой высоте и редком расположении $d/D = 0,6$, $l/D = 3,5$. При этом максимальное значение достигается как при плавноочерченными, так и при острых кромках выступов.

4. Наибольший эффект интенсификации достигнут при числе $Re = 2000$ для каналов межтрубного пространства пучков труб $n = 11$. Следует отметить что, как правило, использование шахматных пучков труб применяются в основном на больших энергетических и водогрейных котлах, мощностью от 11,6 МВт и в данной работе практически не используются.

1 АНАЛИТИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ С ОТВОДОМ ТЕПЛА ЧЕРЕЗ НАРУЖНУЮ ЦИЛИНДРИЧЕСКУЮ СТЕНКУ РЕВЕРСИВНОЙ ТОПКИ

2.1 Аналитическое решение уравнения теплопроводности с отводом тепла через наружную цилиндрическую стенку реверсивной топки

Определенный научный интерес представляет изучение процессов теплообмена при совместном переносе энергии излучением, теплопроводностью через стенку топки и конвекцией от наружной цилиндрической стенки с незначительным изменением коэффициента теплоотдачи по периметру топки. Особенностью конвективного теплообмена в цилиндрической реверсивной топке является то, что наружная поверхность топки, омываемая водой, находится в разных температурных условиях в зависимости от угла по периметру из-за различной температуры воды. В нижней части цилиндрической реверсивной топки из-за подачи холодной воды 60°C в нижнюю часть температура наружной стенки топки имеет одно значение. В симметричных боковых наружных сторонах цилиндрической топки температура стенки будет иметь большее значение в зависимости от температуры стенки топки в нижней ее части. В верхней части цилиндрической топки температура стенки будет иметь еще большее значение, так как температура в верхней части уже близка к значению температуры воды $110-115^{\circ}\text{C}$ на выходе из котла. Таким образом, в процессе эксплуатации водогрейного котла с цилиндрической реверсивной топкой разница температуры между нижней и верхней частью составит порядка $50-55^{\circ}\text{C}$, что соответственно скажется и на температуре наружной стенки реверсивной топки. Между обогреваемой от факела внутренней стенки цилиндрической топки и наружной стенкой топки охлаждаемой водой происходит теплообмен теплопроводностью через толщину цилиндрической стенки, причем в зависимости от изменения коэффициента теплоотдачи от наружной стенки к поднимающемуся внешнему потоку воды снизу вверх.

Решение рассматриваемой задачи проводится со следующими предположениями:

- процессы наружного обтекания водой, течения и теплообмена установившиеся;
- физические свойства жидкости постоянные;
- перенос тепла вдоль оси за счет теплопроводности незначительный по сравнению с конвективным;
- в потоках отсутствуют внутренние источники тепла.

Дополнительно предполагается, что в реверсивной топке температура факела по длине практически не изменяется. Тепловой поток изменяется по периметру цилиндрической топки в зависимости от угла, оставаясь постоянным по длине.

Проинтегрировав уравнение теплового баланса относительно стенки трубы, после принятых предположениях, можно получить распределение

температуры стенки и коэффициент конвективной теплоотдачи по периметру цилиндрической реверсивной топки. Поэтому для цилиндрической реверсивной топки с относительно малой толщиной стенки будем считать незначительным перепад температуры по толщине стенки, и примем плотности потоков внутреннего источника тепла от факела, распределенными равномерно по толщине. В рассматриваемом случае уравнение распространения тепла можно представить в следующем виде:

$$\frac{\lambda_c \delta}{r_0^2} \frac{d^2 t_c}{d\varphi^2} + q_{\text{л}} - q_c = 0, \quad (2.1)$$

где t_c – температура стенки;

λ_c – теплопроводность стенки;

φ – угловая координата в полярной системе;

δ – толщина стенки цилиндрической реверсивной топки;

$q_{\text{л}}$ – радиационный тепловой поток, поглощенный единицей поверхности стенки топки от соответствующей внутренней цилиндрической полости заполненной факелом;

q_c – тепловой поток, переданный единицей внешней поверхности стенки топки к движущемуся вверх потоку воды;

$r_0 = r_1 + \delta/2$ (r_1 – радиус внутренней стенки цилиндрической топки).

Перед интегрированием уравнения (2.1) определим выражение для радиационного теплового потока, поглощенного единицей внутренней поверхности стенки топки от факела $q_{\text{л}}$. Позаимствовав выражение для лучистого теплового потока из топки $q_{\text{л}}$ в форме интеграла по углу φ из работы [45]:

$$\frac{\lambda_c \delta}{r_0^2} \frac{d^2 t_c}{d\varphi^2} + \frac{\bar{\alpha}}{4} \int_{\varphi}^{2\pi+\varphi} t(\theta) \sin \frac{\theta-\varphi}{2} d\theta = \bar{\alpha} t(\varphi) + q_c, \quad (2.2)$$

где $\bar{\alpha}$ – средний коэффициент теплоотдачи от элементарной наружной поверхности цилиндрической реверсивной топки с координатой φ к воде.

Полученное дифференциальное уравнение распространения тепла по толщине стенки цилиндрической топки будет зависеть от интегрального соотношения, которое получено из схемы расчета лучистого теплового потока от факела к внутренней стенке топки.

Известно, что в котле имеет место основные два вида теплового воздействия на металлические стенки поверхности нагрева топки. Во – первых это высокотемпературное тепловое воздействие факела на внутреннюю цилиндрическую и торцевую тыльную стенку поверхности нагрева топки, при этом происходит тепловой подвод. В цилиндрических котлах с жаровыми трубами с внешней стороны цилиндрической стенки топки происходит теплоотвод – конвективная теплоотдача к омывающей воде (теплоноситель). Результатом совместного действия этих факторов является различная степень

нагрева в разных ее точках по периметру и по толщине стенки топки котла. Различные значения температуры по толщине стенки топки определяются различной интенсивностью теплоподвода из топки и интенсивностью теплоотвода с наружной поверхности стенки топки и величиной теплового сопротивления материала самой стенки δ/λ . Теплопроводность металла стенки цилиндрической реверсивной топки способствует перетокам тепла из внутренних нагретых участков стенки к менее нагретым наружным участкам. Количественной характеристикой в каждой точке стенки определенной процессом теплопроводности является в рассматриваемом случае температура. Механизм образования температурного поля в любой точке (по толщине) стенки цилиндрической топки котла в общем случае определяется интенсивным излучением из объема топки, теплопроводностью стенки и конвекцией с наружной стороны стенки топки, омываемой водой.

В цилиндрическом водогрейном котле с реверсивной топкой с жаровыми конвективными трубами по периметру топки следует выделить две характерные области значений функции распределения тепла $q(\varphi)$ и $q(x, y)$, в отличие от трех характерных областей обычных котлов призматической формы и компоновки с отдельным конвективным газоходом и разделительной стенкой.

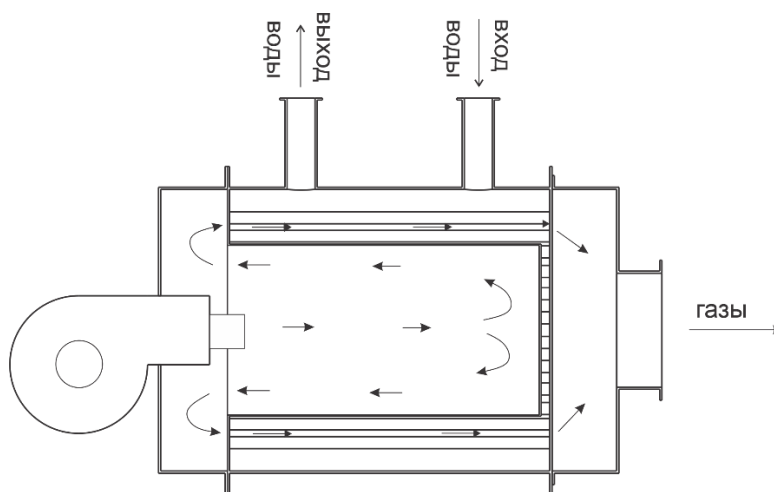
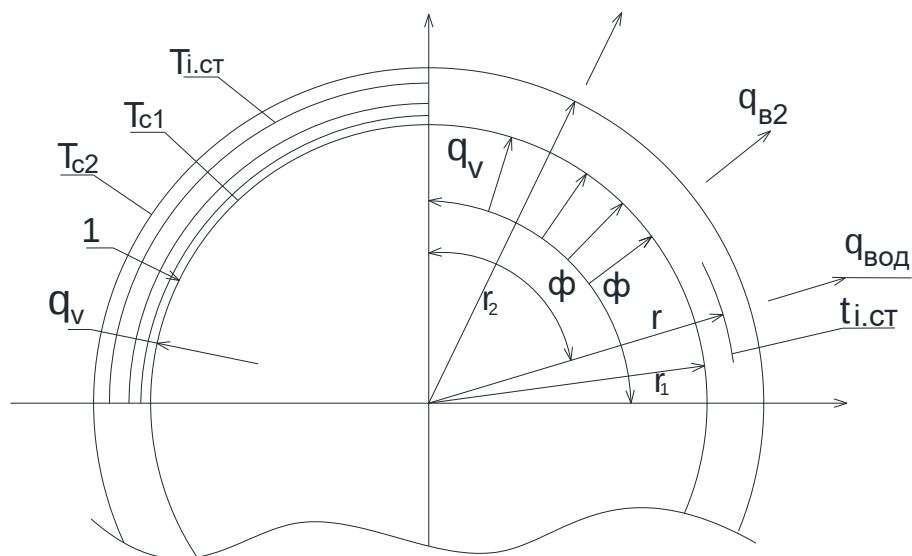


Рисунок 2.1 – Схема течения факела и продуктов сгорания в реверсивной топке котла ВВ-400

В нашем случае первая область характеризуется элементами, расположенными в цилиндрической реверсной топочной камере с тыльной вогнутой стенкой. Условия теплообмена в этой цилиндрической области с вогнутой круглой (360°) стенкой определяются в основном лучистым (радиационным) переносом энергии от факела к внутренней вогнутой круглой стенке цилиндрической топки. При этом одним из главных факторов, определяющим распределение потока воспринятой энергии от факела к внутренней цилиндрической круглой вогнутой стенке реверсной топки, является практически равномерные локальные коэффициенты облученности всех элементов стенки.

Вторая область включает жаровые конвективные трубы со спиралевидными проволочными вставками в форме пружин. Во второй области условия теплообмена в конвективных жаровых трубах со спиралевидными вставками в основном определяются конвективным переносом тепла и более подробно рассматриваются в следующих разделах работы.

В данном разделе рассматривается температурное поле во внутренней цилиндрической стенке реверсивной топки водогрейного котла ВВ-400, которое описывается дифференциальным уравнением Фурье. Для стационарных условий при отсутствии внутренних источников энергии оно сводится к уравнению Лапласа, которое представляет собой линейное дифференциальное уравнение в частных производных, где независимыми переменными являются пространственные координаты, а зависимой переменной выступает температура. На рис.2.2 представлено поперечное симметричное сечение реверсивной топки с направлением плотности потока тепла от факела в топке и противоположное направление роста температуры стенки металла по толщине стенки.



1 – направление роста температуры стенки, q_v – направление плотности теплового потока q_v , $q_{вод}$ – направление плотности теплового потока $q_{вод}$, $T_{i.ст.} = \text{const}$.

Рисунок 2.2 – Схема тепловых потоков в поперечном сечении котла с реверсивной топкой для определения температуры стенки

В случае цилиндрической реверсивной топки, когда отношение длины L к диаметру D превышает 3,43, принято считать, что теплопередача по толщине стенки значительно превосходит теплопередачу по ее длине, поэтому последний процесс пренебрежимо мал и не рассматривается. Поэтому симметричную область решения тепловой задачи можно рассматривать как

двумерной. Тогда уравнение Лапласа для цилиндрической стенки реверсивной топки (кольца) или дифференциальное уравнение теплопроводности при такой постановке можно представить в полярных координатах:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} = 0. \quad (2.3)$$

Для однозначного решения широко известного уравнения теплопроводности оно должно удовлетворять совокупности условий на внутренней цилиндрической границе рассматриваемой области. Здесь на внутренней стенке цилиндрической топки учтем геометрические и теплофизические факторы высокотемпературного факела непосредственно в топке, определяющие механизм образования температурного поля по рис.2.2.

Введем следующие упрощения и предположения, не исключающих физическую суть процесса переноса тепла, но позволяющие получить приемлемые для инженерных расчетов и отражающие главные особенности цилиндрической топки учитывающие основные определяющие связи:

- рассматриваем симметричную двумерную область;
- принимаем конвективный коэффициент теплоотдачи наружной стенки цилиндрической топки к омывающей стенку снаружи равной постоянной величине по всему периметру $\alpha_k = \text{const}$;
- в цилиндрической топочной камере конвективная составляющая тепловосприятия внутренней стенкой пренебрежимо мала по сравнению с радиационной;
- теплопроводность λ металла цилиндрической стенки топки постоянна и не зависит от температуры.

Решение дифференциального уравнения (2.1) должно удовлетворять граничным условиям, которые учитывают принятые допущения:

$$\frac{\partial t}{\partial \varphi} = 0; \quad \text{когда } \varphi = 0, \text{ и } \varphi = \frac{\pi}{2}. \quad \text{условие симметрии} \quad (2.4)$$

$$\lambda \frac{\partial t}{\partial r} = q_v; \quad \text{когда при } r = r_1. \quad \text{граничные условия второго рода} \quad (2.5)$$

$$\alpha \frac{\partial t}{\partial r} = q_2; \quad \text{когда при } r = r_2. \quad \text{граничные условия третьего рода} \quad (2.6)$$

Знак минус перед граничными условиями (2.5) и (2.6) не ставится так как направление теплового потока от факела в топке совпадает с направлением по оси Ог в выбранной в данном случае полярной системе координат.

Общий интеграл дифференциального уравнения (2.3) известен [46]:

$$t(r, \varphi) = (C_0 \ln r + d_0)(a_0 \varphi + b_0) + \sum_{n=1}^{\infty} (C_n r^{K_n} + d_n r^{-K_n}) \times \\ \times (a_n \sin K_n \varphi + b_n \cos K_n \varphi). \quad (2.7)$$

где $C_0, a_0, b_0, C_n, d_n, a_n, K_n, b_n$ – коэффициенты, определяемые краевыми и граничными условиями (2.5) и (2.6).

С учетом граничных условий (2.4) когда $\varphi = 0$ и $\varphi = \pi/2$ определяем:

$$b_0 = 0; d_n = 0; K_n = 2n, \text{ где } n = 1, 2, 3, \dots;$$

$$t(r, \varphi) = C_0 \ln r + d_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (C_n r^{2n} + d_n r^{-2n}) \cos 2n\varphi. \quad (2.8)$$

В соответствие с граничным условием (2.5) определим постоянную C_0 :

$$\alpha \frac{C_0}{r_{\text{вн}}} + \lambda \sum_{n=1}^{\infty} 2n (C_n r_2^{2n-1} - d_n r_2^{2n-1}) \cos 2n\varphi = q_v. \quad (2.9)$$

из граничного условия на внутренней стенке топки (2.9) получим следующие:

$$\alpha \frac{C_0}{r_1} = q_v; \quad C_0 = \frac{q_v r_1}{\alpha}; \quad d_n = C_n r_1^{4n};$$

$$t(r, \varphi) = q_v \frac{r_1}{\lambda} \ln r + d_0 + \sum_{n=1}^{\infty} C_n (r^{2n} + r^{-2n} r_1^{4n}) \cos 2n\varphi. \quad (2.10)$$

Для определения C_n используем внешнее граничное условие (2.6) с q_2 :

$$\frac{q_v r_1}{r_2} + \lambda \sum_{n=1}^{\infty} C_n 2n (r_2^{2n-1} - r_2^{-2n-1} r_1^{4n}) \cos 2n\varphi = q_2. \quad (2.11)$$

Из граничного (2.6) условия получим;

$$\frac{q_v r_1}{r_2} = \frac{4}{\pi} \left[\int_0^{\pi/2} q_2 d\varphi \right]. \quad (2.12)$$

Из (2.12) получается балансовое уравнение, которое представляется в виде:

$$Q_{\text{топ}} = q_2 H_{2.\text{топ}}. \quad (2.13)$$

Интегрируя обе части граничного условия в форме (2.11) симметричные в пределах до $\pi/2$ с учетом отводимого от стен цилиндрической топки тепла q_2 :

$$\int_0^{\pi/2} \lambda C_n 2n (r_2^{-2n-1} - r_2^{-2n-1} r_1^{4n}) \cos^2 2n\varphi d\varphi = \int_0^{\pi/2} q_2 \cos 2n\varphi d\varphi,$$

из этого балансового равенства получается выражение для C_n в виде:

$$C_n = \frac{q_2 \sin 2n\varphi}{\lambda \pi n^2 r_2^{2n-1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{4n}}\right)}, \quad (2.14)$$

где $\beta = r_2/r_1$. Подставим выражение C_n из формулы (2.14) в формулу (2.10):

$$t(r, \varphi) = q_v \frac{r_1}{\lambda} \ln r + d_0 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(q_2 \sin 2n\varphi)}{\lambda \pi n^2 r_2^{2n-1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{4n}}\right)} (r^{2n} + r^{-2n} r_1^{4n}) \cos 2n\varphi. \quad (2.15)$$

Формула (2.15) представляет аналитическое решение дифференциального уравнения по распределению температуры по толщине стенки цилиндрической реверсивной топки с точностью до неизвестного постоянного слагаемого d_0 .

Неизвестное постоянное слагаемое d_0 находим через среднее интегральную температуру внутренней стенки цилиндрической топки, заданную по условию:

$$\bar{t} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} t_i d\varphi = \frac{q_v r_1}{\lambda} \ln r_1 + d_0. \quad (2.16)$$

С учетом значения для d_0 выраженные из $\bar{t}$ и $(q_v r_1/\lambda) \ln r_1$ по условию (2.16) искомое уравнение (2.15) будет иметь вид:

$$t(r, \varphi) = \bar{t} + \frac{q_v r_2}{\lambda} \ln \left(\frac{r}{r_1}\right) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{q_2 \sin 2n\varphi}{\lambda \pi n^2 r_2^{2n-1} \left(1 - \frac{1}{\beta^{4n}}\right)} (r^{2n} + r^{-2n} r_2^{4n}) \cos 2n\varphi. \quad (2.17)$$

Решением уравнения теплопроводности (2.3) являются уравнения баланса (2.13) и (2.17). Два уравнения позволяют определить распределение температуры в стенке цилиндрической реверсивной топки как по ее толщине, так и по периметру, в зависимости от усредненных плотностей радиационных тепловых потоков из топки от факела q_v и усредненных плотностей конвективных тепловых потоков $q_2 = \alpha \Delta T = \alpha(t_{2\text{ст.}} - t_{ж2})$ от наружных стен цилиндрической топки в зависимости от условий обтекания водой по наружному периметру. Таким образом, по приближенному аналитическому решению (2.17) и (2.13) дифференциального уравнения теплопроводности (2.3) с граничными условиями (2.4), (2.5) и (2.6), а также с принятыми дополнительными допущениями применительно к котлам с цилиндрическими реверсивными топками и более равномерным свечением факела по объему топки можно рассчитать температуру металла стенки по толщине.

Под расчетной температурой металла стенки понимается максимальное местное значение температуры внутренней стенки, учитывающая усредненное

радиационное тепловосприятие внутренней цилиндрической поверхности топки по окружности и по длине. С наружной стороны топки учитывается средняя по наружной цилиндрической поверхности и по периметру плотность конвективного потока, зависящая от распределения конвективного коэффициента теплоотдачи α_k по наружной цилиндрической поверхности омываемой водой. Расчетная температура внутренней стенки цилиндрической топки котла рассчитывается для оценки на длительную прочность в течение продолжительной работы котла. Поэтому при определении расчетной температуры металла стенки по формуле (2.15) было бы более точным знание неравномерности тепловосприятия по периметру топки и по ее длине с учетом теплонапряжения торцевой тыльной выпуклой (плоской) стенки реверсной топки. Расчетная температура стенки определяется и проверяется в сечениях цилиндрической реверсной топки с высоким удельным тепловосприятием и сниженной скоростью обтекания водой в определенных участках топки из-за особенностей конструкции и компоновки такого типа котлов.

Правомочность полученного аналитического решения дифференциального уравнения теплопроводности (2.3) можно проверить расчетным сравнением со значениями средней температуры стенки труб водотрубных котлов по формуле (8-01), заимствованной из Нормативного метода [47]:

$$t_{cm} = t + \delta t + \beta \mu q_{\max} \times 10^3 \left(\frac{\delta}{\lambda_m} \frac{1}{1+\beta} + \frac{1}{\alpha_2} \right), ^\circ\text{C} \quad (2.18)$$

заимствованной из Теплового расчета котлов (Нормативного метода по формуле (8-02), только вместо значения 1 принято значение 2 для определения $t_{\text{вн.ст}}$ теплонапряженной внутренней стенки топки:

$$t_{\text{вн.ст}} = t + \delta t + \beta \mu q_{\max} \times 10^3 \left(\frac{\delta}{\lambda_m} \frac{2}{1+\beta} + \frac{1}{\alpha_2} \right), ^\circ\text{C} \quad (2.19)$$

Температуру внутренней и наружной поверхности стенки цилиндрической топки можно рассчитать по формуле (2.15) из результата решения уравнения (2.1).

Зная температуру внутренней поверхности стенки цилиндрической топки по формуле (8-02) из Нормативного метода и приняв в расчете значение 2, можно оценить вероятность образования окалины на внутренней стороне стенки цилиндрической топки и определить предполагаемый срок службы котла.

Принятые в расчетной формуле (2.17) и формулах (2.18) и (2.19) по Нормативному методу обозначения, в основном идентичны:

t – средняя для элемента температура воды в расчетном сечении, $^\circ\text{C}$;

$\bar{t}$ - среднеинтегральная температура стенки топки, $^\circ\text{C}$;

φ – полярный угол, отсчитываемый против часовой стрелки от 0 град;

λ – коэффициент теплопроводности металла стенки, зависящий от марки стали и температуры, определяемой по формуле: $\lambda = A(t_{\text{ст}} - t_{\text{исх}}) + B$, (Вт/(м $\times$ °K));

r_1 – внутренний радиус цилиндрической реверсивной топки, м;
 r_2 – наружный радиус цилиндрической реверсивной топки, м;
 $\beta = \frac{d}{d_1} = \frac{d}{d-2\delta}$ - отношение наружного к внутреннему диаметру трубы,
 δ – толщина стенки цилиндрической топки или трубы по) [п. (8-01) и п.(8-02)];

$q_v, q_{\text{макс}}$ – максимальное удельное лучистое тепловосприятие внутренней стенки цилиндрической топки от высокотемпературного факела, а для водотрубных котлов $q_{\text{макс}}$ в Нормативном методе тепловосприятие развернутой экранной трубы в расчетном сечении, кВт/м²;

q_2 – максимальное удельное конвективное тепловосприятие водой от наружной поверхности цилиндрической реверсивной топки, кВт/м²;

$q_{\text{вод}}$ – удельное конвективное тепловосприятие водой от внутренней стенки экранных труб в водотрубном котле, (α_2) в Нормативном методе, кВт/м²;

δt_T – превышение температуры воды в развернутой экранной трубе над средней в элементе в расчетном сечении, °С, определяется по) [п. (8-07)];

μ – коэффициент растечки тепла в формулах [п.(8-01) и п.(8-02)] для труб;

α_2 – коэффициент теплоотдачи от наружной стенки цилиндрической топки к омываемой воде, а для формул Нормативного метода [п.(8-01) и п.(8-02)] коэффициент теплоотдачи α_2 от внутренней стенки экранной трубы к обогреваемой воде в водотрубных котлах, Вт/(м²°К);

n – номер члена ряда, где n изменяется от единицы до бесконечности в формуле (2.15) решения уравнения теплопроводности (1).

Расчетные значения температур внутренней стенки топки, полученных по результатам аналитического решения по формуле (2.17), а для водотрубных и паровых котлов наружной стенки труб по формулам (2.18) и (2.19) из Нормативного метода дают возможность определить границы, при которых начинается образование окалины и процесс термического разрушения стенок.

Исходными данными для расчета температуры по результатам приближенного аналитического решения для формул (2.17) (2.18) и (2.19) являются геометрические и тепловые параметры, взятые из теплового расчета водогрейного котла с реверсивной цилиндрической топкой ВВ-400. В расчетах использованы результаты теплотехнических испытаний, с использованием пунктов [п.8-01 по 8-10; 6-07 и 6-20].

Расчеты проводились для водогрейного котла с цилиндрической реверсивной топкой ВВ-400 со следующими исходными конструктивными данными из теплового расчета котла.

Температура внешней стенки по методике [48] для теплонапряженной стенки трубы водотрубного котла при заданных исходных параметрах на 52°С выше, чем средняя по толщине температура стенки развернутой трубы.

Расчет температуры внутренней и внешней стенок и средней температуры стенки топочной камеры котла ВВ-400 с принятыми исходными

данными проводится по формулам из аналитического решения уравнения теплопроводности (2.18).

Таблица 2.1 - Расчетные значения температур внутренней стенки топки для оценки окалинообразования

Расчетные величины	Обознач	Способ определения	Размерн.	Числ. значение
Внутренний диаметр топки	$d_{вн}$	Из паспортных данных	м	0,51
Наружный диаметр топки	$d_{вн}$	Из паспортных данных	м	0,53
Отношение наружного диаметра к внутреннему диаметру трубы	β	$\beta = \frac{d_{нар}}{d_{вн}}$	-	1,039
Коэффициент теплоотдачи от наружной стенки к воде	$\alpha_{вод}$	$\alpha_{вод}=q/\Delta T$	Вт/(м ² ·°C)	2000
Макс.удельное лучистое тепловосприятие внутренней стенки топки	$q_{вод}$	$A \cdot (B_p Q_p / F_{a.г.}) \cdot (1 - e^{-B_u}) \cdot (T_a / 100)^2$	МВт/м ²	0,5685
температуру воды	$t_{вод}$	Из теплотехнических испытаний	°C	60
Критерий Бугера	B_u	Из нормативного метода [47, п.6-07]		0,3
Расход топлива	B_p	Из теплотехнических испытаний	кг/час	45,2
Коэффициент	A	Из нормативного метода [47, п.8-08]	-	1
Располагаемое тепло на 1 кг топлива	Q_p^H	Из справочника [48]	МДж	42,69
Площадь стен топки в зоне активного горения	$F_{a.г.}$	$F_{a.г.}=2(a+b) h_{a.г.}$	м ²	2,55
Адиабатическая температура	T_a	Из нормативного метода [47, п. 6-20]	°C	1730
Средняя по толщине температуру стенки разверенной трубы	t_{cm}	$t_{cm} = t + \delta t + \beta \mu q_{макс} \cdot 10^3 \left(\frac{\delta}{\lambda_m} \frac{1}{1 + \beta} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$	°C	407,2
Средняя температура внутренней стенки для оценки окалинообразования	t_{cm}	$t_{cm} = t + \delta t + \beta \mu q_{макс} \cdot 10^3 \left(\frac{\delta}{\lambda_m} \frac{2}{1 + \beta} + \frac{1}{\alpha_2} \right)$	°C	459

2.2 Результаты решения уравнения в зависимости от объемного теплового напряжения в реверсной топке водогрейного котла ВВ-400

Рассматривается цилиндрическая топка, радиус которой меньше по сравнению с ее длиной. Это условие обеспечивает изменение температуры стенки только вдоль радиуса, а по длине этим изменением пренебрегаем.

Внутренние источники тепла равномерно распределены по всему объему реверсной топки. Температура наружной поверхности t_{c2} постоянная и постоянный коэффициент теплоотдачи. При таких принятых условиях температура во всех точках наружной поверхности реверсной топки будет одинаковой.

Тогда для цилиндрической поверхности реверсной топки, задача будет одномерной и в дифференциальном уравнении Лапласа (2.3) с учетом граничного условия (2.4) угловой симметрии третий член второй производной по углу φ можно не учитывать, и задача становится одномерной и принимает вид:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dt}{dr} + \frac{q_v}{\lambda} = 0. \quad (2.20)$$

С граничными условиями Неймана:

$$\text{при } r = r_1 \quad \lambda \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r=r_1} = q_v r_1 = q_0; \quad (2.21)$$

$$\text{при } r = r_2 \quad \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r=r_2} = - \frac{\alpha}{\lambda} (t_{c2} - t_{ж2}). \quad (2.22)$$

Проинтегрируем уравнение (2.20) и произведем замену $dt/dr = u$ получим:

$$\frac{du}{dr} + \frac{u}{r} + \frac{q_v}{\lambda} = 0 \quad \text{или} \quad r du + u dr + \frac{q_v}{\lambda} r dr = 0. \quad (2.23)$$

После интегрирования последнего выражения получим:

$$u + \frac{q_v r}{2\lambda} = \frac{C_1}{r}, \quad \text{или возвращаясь к температуре} \quad \frac{dt}{dr} + \frac{q_v r}{2\lambda} = \frac{C_1}{r}. \quad (2.24)$$

После повторного интегрирования последнего выражения получим:

$$t = - \frac{q_v r^2}{4\lambda} + C_1 \ln r + C_2. \quad (2.25)$$

Используя первое граничное условие (2.21) приравниваем полученное после первого интегрирования уравнение (2.24) получим:

$$\lambda \frac{dt}{dr} = - \frac{q_v r}{2\lambda} + \frac{C_1}{r}. \quad (2.26)$$

Определяем постоянную C_1 с использованием граничного условия (2.21) на внутренней стенке реверсной топки:

при $r = r_1 \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r=r_1} = -\frac{q_v r_1}{2\lambda} + \frac{C_1}{r_1} = \frac{q_v r_1}{\lambda}$, тогда $C_1 = \frac{q_v r_1^2}{\lambda} + \frac{q_v r_1^2}{2\lambda} = \frac{3}{2} \frac{q_v r_1^2}{\lambda}$.

Используя второе граничное условие Неймана (2.22) и значение температуры

по выражению (2.25) при $r = r_2$ на наружной стороне реверсивной цилиндрической топки $t = t_{c2}$ с учетом найденного выражения для C_1 получим:

$$t_{c2} = -\frac{q_v r_2^2}{4\lambda} + \left(q_v r_1 + \frac{q_v r_1^2}{2\lambda} \right) \ln r_2 + C_2. \quad (2.27)$$

С учетом второго граничного условия (3') определяем

$$\text{при } r = r_2 \quad \left(\frac{dt}{dr} \right)_{r=r_2} = -\frac{\alpha}{\lambda} (t_{c2} - t_{ж2}), \quad (2.28)$$

определяем температуру наружной стенки цилиндрической топки:

$$t_{c2} = t_{ж2} + \frac{q_v r_2}{2\lambda} - \frac{q_v r_1^2}{2\alpha r_2}. \quad (2.29)$$

Приравнявая (2.28) и (2.29) определяем вторую постоянную C_2 :

$$C_2 = t_{ж2} + \frac{q_v r_2}{2\alpha} + \frac{q_v r_2^2}{4\lambda} - \frac{q_v r_1^2}{2\alpha r_2} - \frac{3}{2} \frac{q_v r_1^2}{\lambda} \ln r_2. \quad (2.30)$$

Подставляя найденные значения постоянных C_1 и C_2 в уравнении (2.26), получим выражение для температурного поля в цилиндрической стенке:

$$t = t_{ж2} + \frac{q_v r_2}{2\alpha} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + \frac{q_v r_2^2}{4\lambda} \left[1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \frac{3}{2} \ln \left(\frac{r}{r_2} \right) - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (2.31)$$

Известно решение для бесконечно длинной цилиндрической поверхности с внутренним радиусом r_1 , наружным r_2 и постоянным коэффициентом теплопроводности λ полученное в работе [49].

Для бесконечной цилиндрической поверхности задача является одномерной и в дифференциальном уравнении Лапласа (2.20) с учетом первого граничного условия $(dt/dr)_{r=r_1} = 0$, и второго граничного условия (2.22) имеет следующее решение [49, с.301] и принимает следующий вид:

$$t = t_{ж2} + \frac{q_v r_2}{2\alpha} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + \frac{q_v r_2^2}{4\lambda} \left[1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 2 \ln \left(\frac{r}{r_2} \right) - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (2.32)$$

Формулы (2.31) и (2.32) отличаются коэффициентом перед логарифмом, который оказывает влияние на падение температуры в цилиндрической стенке топki.

При задании граничных условий первого рода, когда задается температура наружной цилиндрической поверхности t_{c2} . Получается частный случай рассматриваемых результатов настоящей задачи. При условии увеличения коэффициента теплоотдачи α_2 от наружной цилиндрической стенки к наружной среде и достижения большой величины, например при $\alpha_2 \rightarrow \infty$, температура наружной среды в наших обозначениях $t_{ж2}$ становится равной t_{c2} . В этом случае с граничными условиями первого рода формула (2.31) может быть представлена по аналогии с работой [49, с.350]:

$$t = t_{c2} + \frac{q_v r_2^2}{4\lambda} \left[1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \frac{3}{2} \ln \left(\frac{r}{r_2} \right) - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (2.33)$$

Для температуры наружной стенки топki получим при $r = r_2$ формулу

$$t_{c2} = t_{ж2} + \frac{q_v r_2}{2\alpha} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (2.34)$$

Полученное аналитическое решение (2.31) уравнения теплопроводности (2.20) с граничными условиями (2.21) и (2.22) позволяет определить профиль температуры по толщине стенки цилиндрической топki при равномерном охлаждении водой наружной цилиндрической стенки и представлено в графике.

На рисунке 2.3 показана качественная идеализированная пространственная интерпретация изотермических концентрических поверхностей между внутренней и внешней цилиндрической поверхностями.

На рисунке 2.4 показано поперечное сечение по рисунку 2.3 и представлена качественная идеализированная интерпретация на плоскости изотермических концентрических окружностей между внутренней стенкой с температурой t_{c1} и наружной стенкой с температурой t_{c2} , значения которых рассчитаны по формулам из решения уравнения (2.3) и приведены в приложении Г.

Непосредственно значения температур в каждом цилиндрическом слое $t_{i,ст}$ по рисункам 2.3 и 2.4 определяются решениями уравнения (2.3) по формуле (2.18) и каждое i – тое концентрическое кольцо или каждая i – тая идеализированная изотермическая коаксиальная цилиндрическая поверхность или уровень между внутренней и наружной стенкой реверсивной топki определяется соотношениями $\beta = (r/r_2)$ и $\beta^2 = (r/r_2)^2$ между граничными температурами внутренней и наружной стенками t_{c1} и t_{c2} .

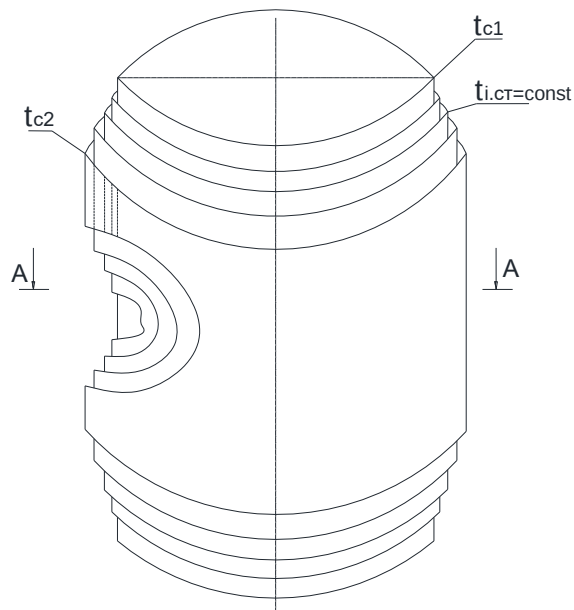
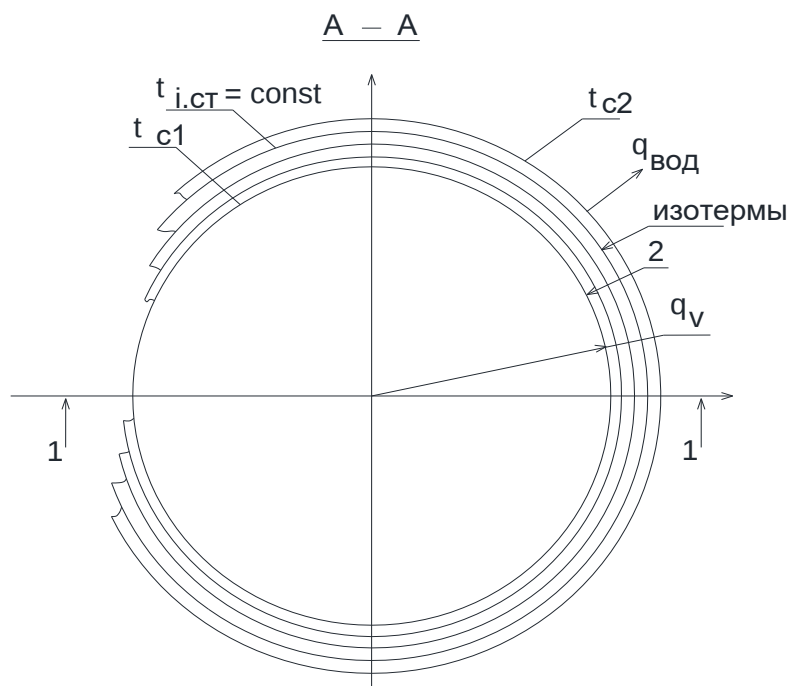


Рисунок 2.3 – Условные цилиндрические поверхности с постоянной температурой в стенке реверсной топки котла



1 – равномерный отвод тепла, 2 – направление роста температуры стенки, q_v – средняя плотность теплового потока q_v .

Рисунок 2.4– Поперечное сечение цилиндрической стенки с концентрическими изотермическими линиями и с постоянной температурой по толщине топки водогрейного котла

Из графика видно, что равномерное охлаждение периметра наружной стенки топки дает возможность представить профили температуры, как концентрические окружности – изотермы по рисунку 2.4. Значение температуры от наружной поверхности стенки t_{c2} по толщине, направленное радиально к цилиндрической оси увеличивается до значения внутренней температуры стенки t_{c1} . При изменении условий охлаждения водой наружной стенки цилиндрической топки по периметру (по углу φ) изменяется и форма изотерм по периметру в большую или в меньшую сторону в зависимости от скорости обтекания водой, а концентрическая конфигурация может соответственно деформироваться. Если по бокам топки скорость омывания водой больше, то больше и коэффициент теплоотдачи α_2 от стенки к воде и следовательно, в этом месте температура наружной цилиндрической топки t_{c2} будет меньше. В симметричных боковых частях цилиндрической поверхности топки, где значения коэффициента теплоотдачи α_2 выше, температура стенки в этих местах будет меньше, чем в местах с меньшей скоростью обтекания. Причем непосредственно значение фактической температуры наружной стенки t_{c2} можно рассчитывать из результата решения уравнения теплопроводности.

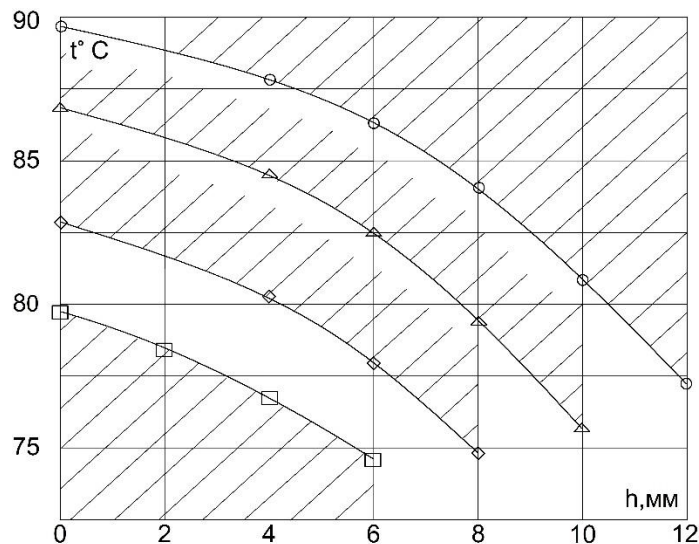
Можно представить частный случай, когда коэффициент теплоотдачи α_2 на наружной поверхности достаточно велик и $\alpha_2 \rightarrow \infty$. В этом случае температура жидкости $t_{ж2}$ будет равна температуре t_{c2} наружной цилиндрической поверхности топки. Учитывая представленное условие в уравнении (2.31), получается формула:

$$t = t_{c2} + \frac{q_v r_2^2}{4\lambda} \left[1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \frac{3}{2} \ln \left(\frac{r}{r_2} \right) - \left(\frac{r}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (2.35)$$

Используя замену t на t_{c1} и заменив текущий радиус цилиндрической топки $r = r_1$ в формуле (2.32), получим перепад температур между внутренней и наружной цилиндрической стенкой $t_{c1} - t_{c2}$, при условии увеличения коэффициента теплоотдачи $\alpha_2 \rightarrow \infty$ и равенства $t_{c2} = t_{ж2}$ температуры наружной цилиндрической стенки температуре наружной охлаждаемой жидкости:

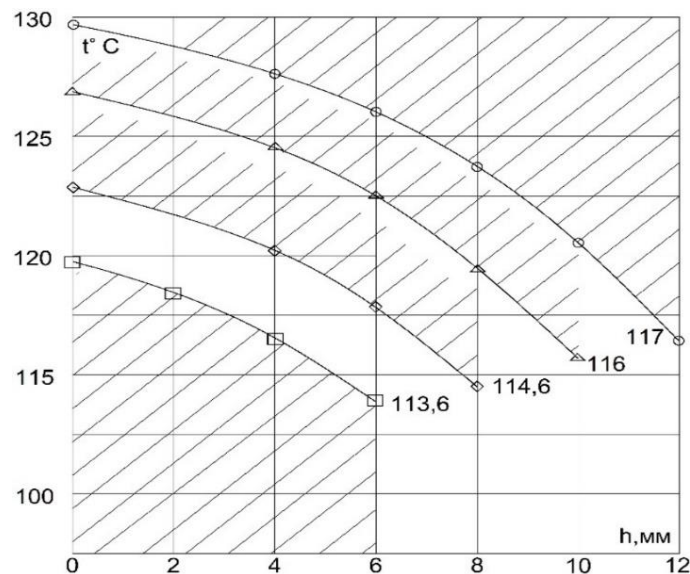
$$t_{c1} - t_{c2} = \frac{q_v r_1^2}{4\lambda} \left[\left(\frac{r_2}{r_1} \right)^2 - \frac{3}{2} \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) - 1 \right]. \quad (2.36)$$

В рисунках ниже приведены результаты решения уравнения теплопроводности (2.31) и (2.32) для температуры внутренней t_{c1} и наружной t_{c2} стенок цилиндрической реверсной топки по данным водогрейного котла ВВ-400.



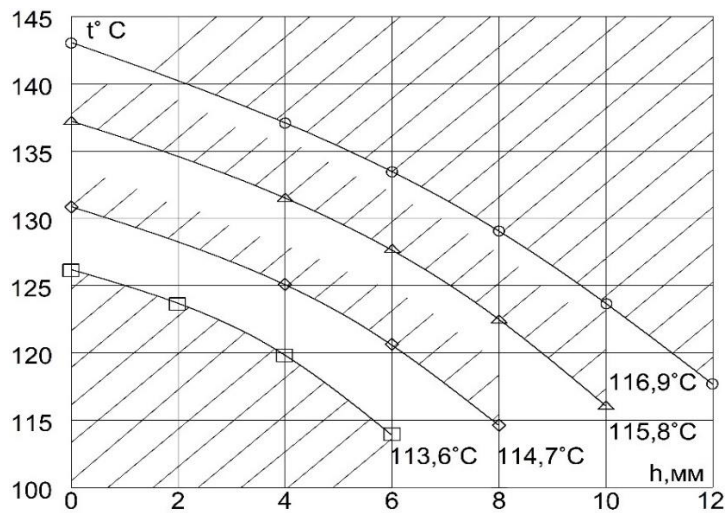
$h=6$ мм, $\Delta t=6,1^{\circ}\text{C}$; $h=8$ мм, $\Delta t=8,2^{\circ}\text{C}$; $h=10$ мм, $\Delta t=10,5^{\circ}\text{C}$; $h=12$ мм, $\Delta t=12,9^{\circ}\text{C}$. Заштрихованная часть толщины цилиндрической стенки $N=425$ МВт. Температура воды с наружной стороны стенки топки, $t_{2ж}=70^{\circ}\text{C}$. $\lambda = 50$ Вт/м $^{\circ}\text{C}$.

Рисунок 2.5 - Профиль температуры по толщине h цилиндрической стенки для стали 20



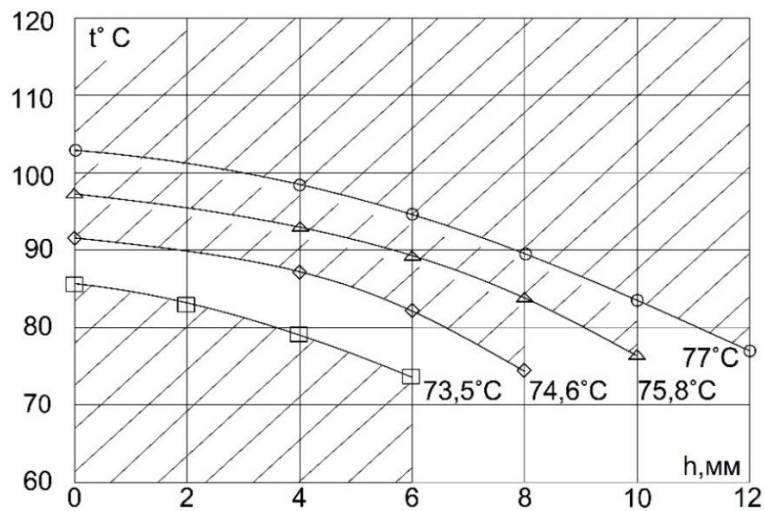
$h=6$ мм, $\Delta t=6,1^{\circ}\text{C}$; $h=8$ мм, $\Delta t=8,3^{\circ}\text{C}$; $h=10$ мм, $\Delta t=10,6^{\circ}\text{C}$; $h=12$ мм, $\Delta t=12,94^{\circ}\text{C}$. Заштрихованная часть толщины цилиндрической стенки $N=452$ МВт. Температура воды с наружной стороны стенки топки $t_{2ж}=110^{\circ}\text{C}$.

Рисунок 2.6 - Профиль температуры по толщине h цилиндрической стенки стали 20



$h=6$ мм, $\Delta t=12,3^{\circ}\text{C}$; $h=8$ мм, $\Delta t=16,6^{\circ}\text{C}$; $h=10$ мм, $\Delta t=21,2^{\circ}\text{C}$; $h=12$ мм, $\Delta t=25,9^{\circ}\text{C}$. Заштрихованна часть толщины цилиндрической стенки $N=452$ МВт. Температура воды с наружной стороны стенки топки $t_{2ж}=110^{\circ}\text{C}$. $\lambda_{\text{НЕРЖ}}=25$ Вт/м $^{\circ}\text{C}$.

Рисунок 2.7 - Профиль температуры по толщине h цилиндрической стенки стали 3X13



$h=6$ мм, $\Delta t=12,3^{\circ}\text{C}$; $h=8$ мм, $\Delta t=16,6^{\circ}\text{C}$; $h=10$ мм, $\Delta t=21,2^{\circ}\text{C}$; $h=12$ мм, $\Delta t=25,9^{\circ}\text{C}$. Заштрихованна часть толщины цилиндрической стенки $N=452$ МВт. Температура воды с наружной стороны стенки топки $t_{2ж}=70^{\circ}\text{C}$.

Рисунок 2.8 - Профиль температуры по толщине h цилиндрической стенки для стали 3X13

В расчетах температурного поля стенки допущено, что теплопроводность для стали марки 20 остается постоянной (50 Вт/м $^{\circ}\text{C}$) в пределах полученной температуры. Это приближение обосновано тем, что согласно данным справочника [50] теплопроводность рассматриваемого материала снижается

примерно на $1,3 \text{ Вт/м}^2\text{С}$ при изменении температуры от 0 до 100°С . Учитывая, что расчетный диапазон температур невелик, а изменение теплопроводности составляет менее 3% от средней величины, теплопроводность принята постоянной, что не вносит существенной погрешности в результат. Для стали марки $3\text{x}13$ согласно [50, с.85], это значение еще меньше, в пределах $1 \text{ Вт/м}^2\text{С}$.

Температура $t_{ж2} = 70^\circ\text{С}$ (343°К) воды, как средняя величина между входной и выходной температурой воды омывающей наружную стенку цилиндрической реверсивной топки принята из теплотехнических испытаний водогрейного котла ВВ-400. Из 2.5 видно, что с увеличением толщины цилиндрической стальной стенки от 6 мм до 12 мм с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 50 \text{ (Вт/м}^2\text{С)}$ увеличивается температура внутренней поверхности t_{c1} от $79,6^\circ\text{С}$ до $89,7^\circ\text{С}$. Температура наружной стенки t_{c2} увеличивается с $73,5^\circ\text{С}$ до 77°С , при этом перепад температур между внутренней и наружной стенками $\Delta t = t_{c1} - t_{c2}$, с увеличением толщины стенки от 6 мм до 12 мм для номинальной тепловой производительности котла ВВ-400 составил от $\Delta t = 6,1^\circ\text{С}$ до $\Delta t = 12,9^\circ\text{С}$.

Контроль температуры на стенке топки критически важен для безопасной и эффективной эксплуатации. Это позволяет предотвратить перегрев и разрушение материала труб, обеспечивая их механическую прочность и долговечность в условиях высоких температур и давлений. Знание температур стенки также необходимо для точной оценки теплового потока и оптимизации теплообмена, выявления возможных загрязнений (накипь, высокотемпературная коррозия), которые ухудшают теплопередачу и способствуют локальному перегреву.

Вывод по разделу 2

В данном разделе рассматривается температурное поле во внутренней цилиндрической стенке реверсивной топки водогрейного котла ВВ-400, которое описывается дифференциальным уравнением Фурье. Для стационарных условий при отсутствии внутренних источников энергии оно сводится к уравнению Лапласа, которое представляет собой линейное дифференциальное уравнение.

Чем меньше толщина стенки топки, тем больше тепло передается к теплоносителю. Но при этом есть проблема с высокими температурами в топке в реверсивных котлах. Стенка топки водогрейного и парового котла с тупиковой тыльной стенкой, подвергается разным тепловым воздействиям, которая в свою очередь приводит к образованию окалины, короблению и даже разрушению металла стенки. Поэтому важно знать температуру на стенке котла для выявления начало образования окалины на поверхности топки.

3 ПОЛУПРОМЫШЛЕННЫЙ СТЕНД ДЛЯ ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ВОДОГРЕЙНОГО КОТЛА ВВ-400 С РЕВЕРСИВНОЙ ТОПКОЙ

3.1 Описание экспериментального стенда и методики для исследований теплообмена и теплотехнических испытаний водогрейных котлов

Изучение вопросов определения тепловой эффективности котельных агрегатов, в частности, жаротрубных и водотрубных водогрейных котлов малой мощности проводилось с использованием натуральных моделей. В качестве моделей выступали серийные котлы фирмы «Buran Boiler LLP» с использованием трехходовых реверсивных топок в сравнении с серией КВа.

Экспериментальная часть работы была осуществлена на территории производственного предприятия энергетического машиностроения в городе Алматы – ТОО «Казкотлосервис» [51] рисунок Д.1 в приложении Д. Предварительная договоренность о сотрудничестве с НАО «АУЭС» способствовала созданию на территории производственной базы с учетом потребностей самого предприятия комплексного испытательного стенда для нужд НИР, НИОКР и проведения типовых испытаний теплоэнергетического оборудования мощностью до 4 МВт.

На новом комплексном стенде была выполнена экспериментальная часть диссертационного исследования и осуществлялся комплекс теплотехнических испытаний водогрейных котлов серии ВВ-400 в сравнении с КВа-400 и КВа-500 с предусмотренными в конструкции коаксиальными двусветными экранами.

Подготовленная испытательная площадка предусматривает установку котельного агрегата на специализированном фундаменте с возможностью одновременной установки нескольких котельных агрегатов для работы в «блоке» или оперативного переключения между собой. На площадке предусмотрена унифицированная секция дымовой трубы с газоходом, который может быть подключен к любому типоразмеру водогрейного котла.

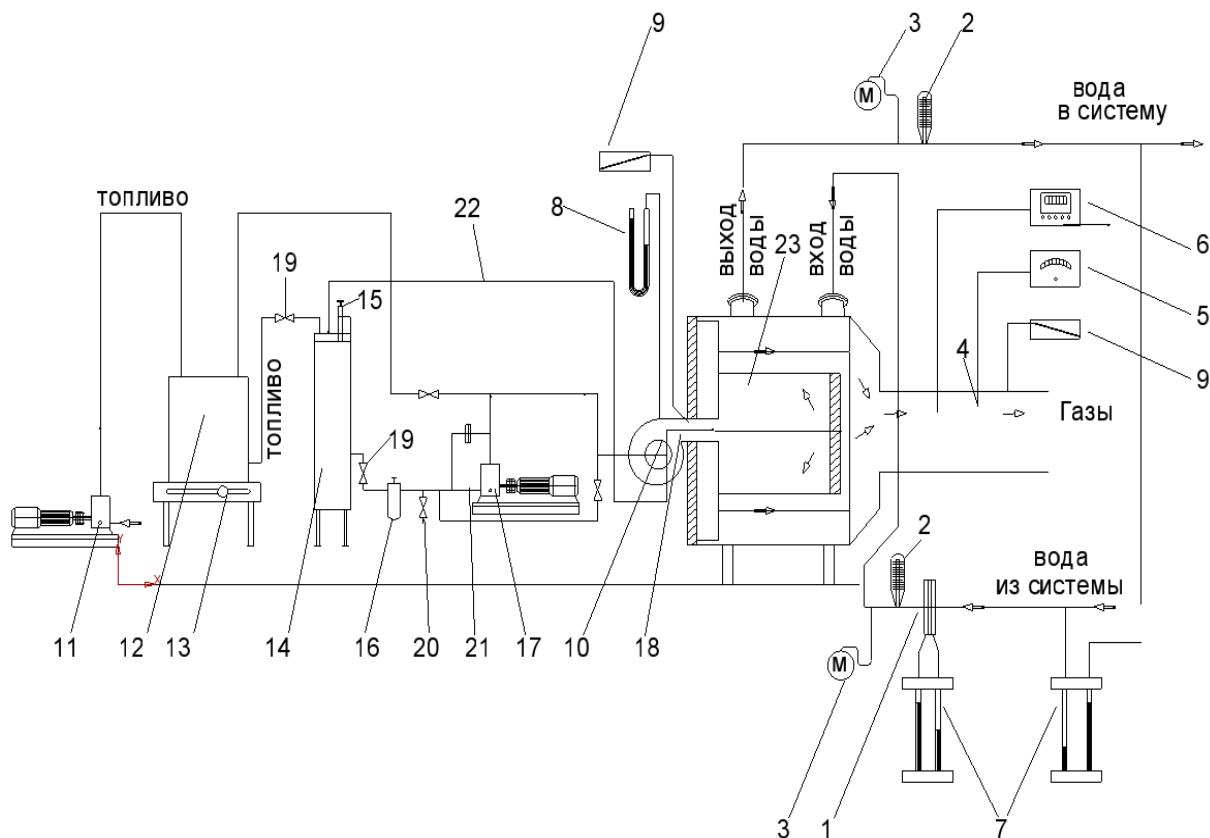
Площадка оборудована двумя емкостями-накопителями для возможности проведения длительных экспериментов и системой водопровода с предвключённой насосной группой для возможности организации требуемых условий проведения наиболее комплексного эксперимента.

Испытательный комплекс с площадкой позволяла организовать два параллельных варианта опытов – в первом варианте открытого типа, организовывалось испытание одной конструкции котла. В комплексный (сложный) эксперимент с тремя подключенными котлами и вспомогательного оборудования беспрепятственно обеспечивался доступ воздуха и жидкое топливо (огневые эксперименты). Поэтому можно было проводить эксперименты поочередно трех котлов, например ВВ-400, КВа-400 и КВа-500. Был предусмотрен вариант с закрытого типа помещением, организованным согласно условиям безопасной эксплуатации энергетических установок и

возможностью подключения к нескольким видам топлива (природный газ, жидкое топливо).

Основная схема испытательного стенда с продольным сечением водогрейного котла с реверсивной топкой серии ВВ-400 с трехходовым движением продуктов сгорания, два хода в реверсивной топке и третий ход по жаровым конвективным трубам.

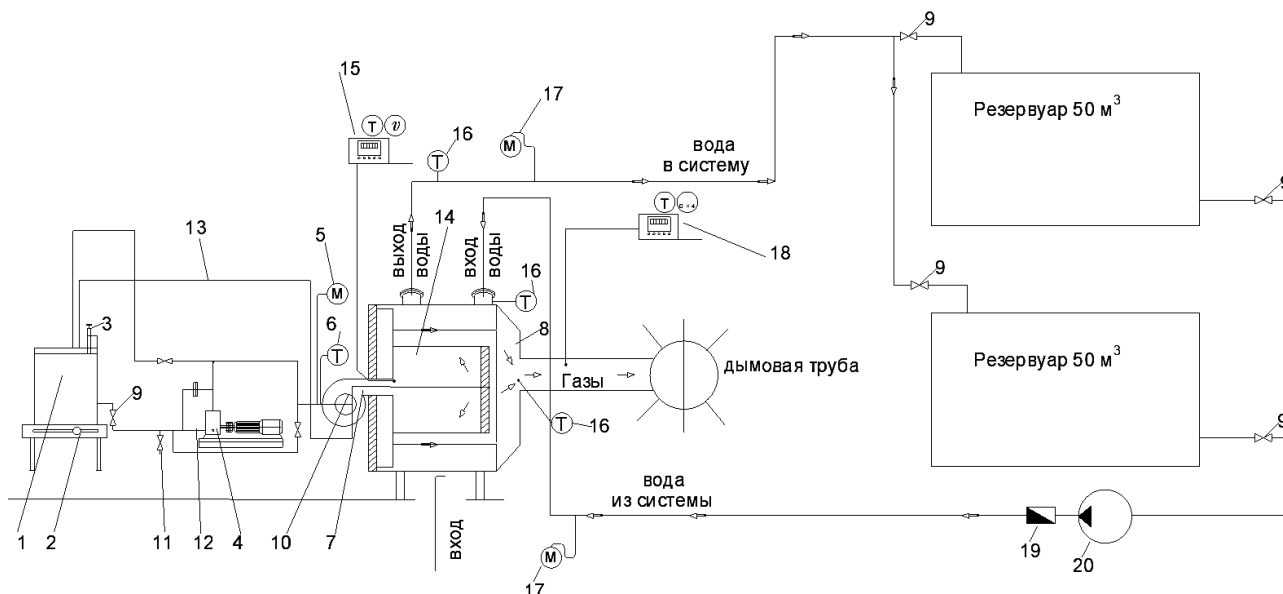
Схема испытательного стенда приведена на рисунке 3.1.



1 – расходомер(диафрагма) или счетчик воды, 2 – термометр (термопара), 3 – манометр, 4 – термопара, 5 – дублирующий зонд газоанализатора для измерения температуры и скорости потока, 6 – газоанализатор, 7 – дифманометр (расходомер), 8 – U-образный манометр (или цифровой манометр), 9 – дифференциальный манометр (измерение тяги), 10 – горелка, 11 – насос для подкачки топлива, 12 – бак расходный, 13 – весы, 14 – промежуточная емкость, 15 – фиксатор уровня, 16 – фильтр тонкой очистки (предустановленный), 17 – рабочий насос форсунки, 18 – форсунка горелки, 19 – вентили, 20 – вентиль для отбора пробы топлива, 21 – перепускной клапан, 22 – линия сброса топлива (если предусмотрена в конкретной горелке), 23 – водогрейный котел ВВ-400 с двухходовой реверсивной топкой.

Рисунок 3.1 - Типовая схема подключения котельных агрегатов на комплексном испытательном стенде (для испытаний на жидком топливе и природном газе)

Для проведения теплотехнических испытаний водогрейного котла ВВ-400 на испытательном стенде предусмотрен ряд штатных измерительных приборов, а также использовались переносные измерительные средства. Оснащение водогрейных котлов измерительными приборами, тепловыми датчиками в соответствии с основными требованиями [52- 55] приведено на рисунке 3.2.



1 – бак расходный, 2 – весы, 3 – фиксатор уровня, 4 – рабочий насос форсунки, 5 – манометр (топливо), 6 – термометр (топливо), 7 – форсунка горелки, 8 – газосборная камера, 9 – вентили, 10 – горелка, 11 – вентиль для отбора проб, 12 – перепускной клапан, 13 – линия сброса топлива, 14 – реверсная топка котла, 15 – анализатор с зондом измерения температуры и скорости потока, 16 – термопара (вода, газы), 17 – манометр (вода), 18 – газоанализатор с зондом для измерения состава уходящих газов, 19 – расходомер (вода), 20 – сетевой насос.

Рисунок 3.2 – Типовая схема комплексного стенда для испытаний котельных агрегатов в контуре с емкостями-охладителями, с обозначениями основных средств измерения (для испытаний на дизеле)

Две установленные емкости (объемом по 50 м³ каждая) позволяли выдерживать требуемую длительность проведения теплотехнических испытаний с условием постоянства температурного режима теплоносителя. Водогрейные котлы ВВ-400 и КВа-400, КВа-500 для проведения экспериментов комплектовались автоматизированными газомазутными горелками типа ID-2800 и PDE-2 [56]. Дымовая труба диаметром 0,53 м и соединительным газоходом с диаметром 0,45 м полностью обеспечивали необходимые условия утилизации дымовых газов. Дизельное топливо для котельного агрегата ВВ-400 и КВа-400, КВа-500 поставлялось в транспортировочных емкостях с последующим потреблением через расходный бак, емкостью 200 литров,

имеющим указатель уровня, установленный на специализированные весы для непрерывного и более точного определения расхода топлива на рисунке Д.2 в приложении Д. Для отбора проб топлива предусматривался вентиль, а также на линии подачи установлены перепускной клапан, дренажный кран, термометр и манометр [57].

Для бесперебойного и надежного обеспечения подачи теплоносителя установлены дублирующие центробежные насосы типа IRG 65-200А с номинальными параметрами: расход $G = 23,5 \text{ м}^3/\text{час}$, напор $H = 44$, при мощности электродвигателя $N = 5,5 \text{ кВт}$. Схема подключения насосов подобрана с учетом параллельной возможности их работы для увеличения суммарного расхода составляющей и с подключением в последовательную цепь для возможного подключения к водопроводу и к удаленному потребителю.

Для фиксации измеряемых параметров на комбинированном специальном стенде предусмотрены все требуемые технические средства для подключения штатных приборов (врезки в газоходах, бобышки с термометрическими и манометрическими гильзами с узлами крепления датчиков, технические отверстия для измерительных зондов на корпусе котла и пр.). На площадке помимо электропитания вспомогательного оборудования, осуществлен подвод электрической энергии для непрерывного питания измерительных приборов при продолжительных испытаниях и необходимости работы приборов, компьютеров, цифровых мониторинговых систем от электрической сети.

В качестве штатных приборов для возможности получения данных температуры для расчетов тепловой производительности и КПД котла по методу обратного баланса установлены термопары: в газоходе на выходе из котла. На входе и выходе по прямой и обратной линиям питания водой, в фронтальной поворотной камере реверсивной топки котла для возможной замены или непрерывного измерения измерительным зондом [57, с.13].

3.2 Описание основных конструкций исследуемых водогрейных котлов ВВ-400 и КВа-400 и КВа-500

Основной объект исследования в диссертационном исследовании представлял стальной водогрейный цилиндрический котел типа ВВ-400 с реверсивной топкой и конвективными трубами внутренним диаметром 40 мм с витыми ленточными вставками которая заменялась на спиральные вставки из проволоки диаметром от 5 мм до 6 мм. Водогрейный котел ВВ-400 комплектуется автоматикой включения и контроля процесса горения в реверсивной топке, тепловой производительностью от 400 кВт для работы на газообразном или жидком топливе. Отличительная особенность водогрейного котла ВВ-400 – это горизонтальное исполнение цилиндрической топки, закрытой с торцевой тыльной стороны, которая обеспечивает второй возвратный ход высокотемпературного факела по периферийной стороне прямого факела. Конвективные жаровые трубы [58] размещены вокруг реверсивной цилиндрической топки и равномерно омываются водяным

контуром. Конструкция водогрейного жаротрубного котла с реверсивной топкой с продольным и поперечным сечениями на рисунке 3.3.

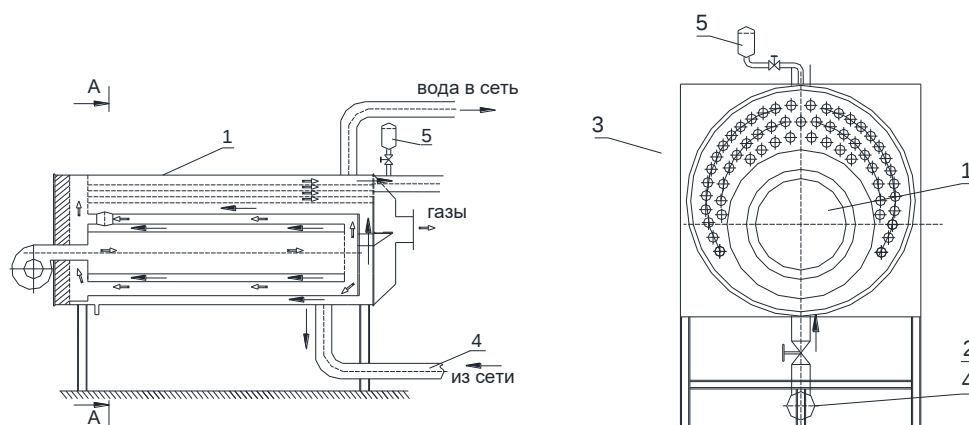
Для сравнения с водогрейным котлом ВВ-400 с реверсивной топкой для проведения экспериментального исследования и сравнения по технико-экономическим показателям были выбраны водогрейные котлы КВа-400 и КВа-500. В настоящем разделе представлено описание конструкций водогрейного котла ВВ-400 и наиболее представительные из серии котлов – КВа-400 и КВа-500. Технические данные котлов приведены в таблице 3.1 и на рисунках 3.3, 3.4. Из представленных в таблице 3.1 стальных водогрейных котлов КВа-400 и КВа-500 [59], оба котла были выбраны для проведения сравнительных межведомственных теплотехнических испытаний с водогрейным котлом ВВ-400.

Таблица 3.1 - Основные технические характеристики котлов КВа-400, КВа-500 и ВВ-400 [60-62]

Наименование показателя	КВа-400	КВа-500	ВВ-400
1.Тепловая мощность, МВт	0,367	0,471	0,423
2.Расход топлива (диз. топливо), кг/час	36,75	43,5	35,1
3.Рабочее давл. воды, МПа,	0,4	0,4	0,4
4.Температура воды на входе, °С	51,14	43,5	63,98
5.То же на выходе из котла, °С	69,88	68,63	72,87
6.Перепад температур воды, °С	18,74	25,13	8,87
7.Гидравл. сопротивл. котла, МПа	0,03	0,01	0,010
8.Температура уходящих газов, °С, ср. за опыт	304	286	300
9.Расход воды через котел, т/ч	18,37	32,5	41,06
10.Объем топки котла, м ³	0,224	0,487	0,332
11.Радиационная поверхность, м ²	2,246	2,679	2,55
12.Конвективная поверхность, м ²	10,354	15,95	10,79
13.Полная поверхность котла, м ²	12,6	18,62	13,34
14. КПД котла: на д.т. расчет по газ. анализу	88,6	88,5	88,4
15. Разрежение в топке. Па (мм.в.ст)	10	10	10
16.Масса котла, кг	1090	1374	1090
17.Удельная металлоемк, т/МВт	2,72	2,18	2,72
18.Габариты котла: м. - длина	2,05	2,05	2,05
- ширина	0,95	1,24	0,95
- высота	1,60	1,86	1,60

Конструктивно водогрейные котлы выполнены разными и отличались не только геометрическими параметрами топки, но и диаметром и количеством конвективных труб.

Водогрейные котлы КВа-400 по рисунку 3.3 и КВа-500 являются цилиндрическими жаротрубными котлами, которые имеют двусветную камеру горения, с наружным прямоугольным кожухом [59, с.37].

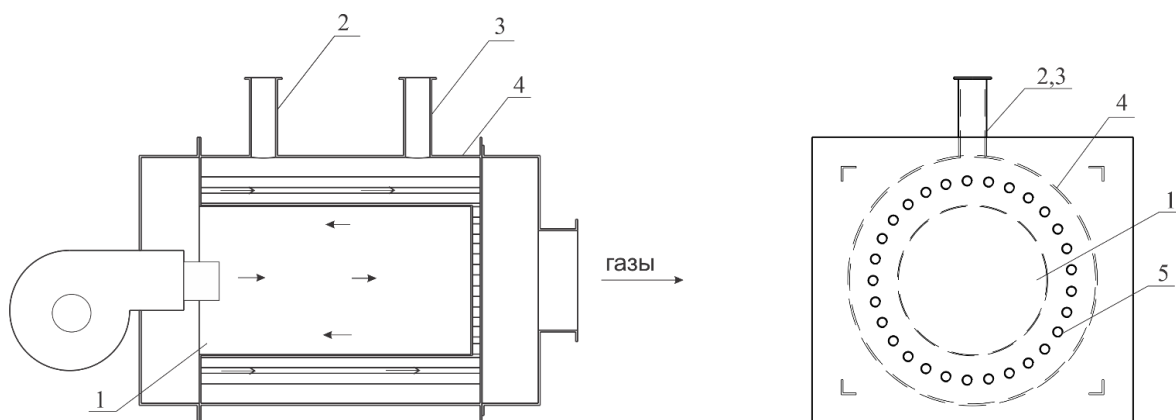


1 – двухцветная камера горения, 2 – жаровые трубы, 3 – внешний корпус котла, 4 – патрубок подвода воды, 5 – взрывной клапан.

Рисунок 3.3 – Основные сечения котла КВа-400 с двухцветной топкой

Особенностью конструкции камеры сгорания водогрейных котлов серии КВа является удлинение факела, с разделением и распределением второй части факела в узкий коаксиальный зазор между наружной стенкой камеры горения и внутренней стенки корпуса обечайки топки. Такое конструктивное решение имеет свои преимущества, при использовании зарубежных горелок, отличающихся небольшой круткой и растянутым по топке факелом. Это обеспечивает полное выгорание топлива, как при сжигании жидкого топлива и природного газа.

Подробное описание и все конструктивные особенности с типоразмерами по ГОСТ двух котлов КВа-400 и КВа-500 двухцветным экраном более подробно были описаны в работе [59, с.36-42].



1 – реверсивная топочная камера сгорания, 2 – патрубок подвода теплоносителя, 3 – патрубок отвода теплоносителя, 4 – корпус котлы, 5 – конвективные трубы.

Рисунок 3.4 – Основные сечения конструкций водогрейного котла типа ВВ с реверсивной топкой

Водогрейный котел с реверсивной топкой типа ВВ фирмы «Buran Boiler LLP» выполнены в цилиндрической форме, с внешней рамой и прямоугольным защитным внешним кожухом. Обечайка корпуса котла выполнена из стали марки Ст3 по ГОСТ 19903-2015 [63]. Трубные доски, также выполненные из стали марки Ст3, приварены к обечайке корпуса по обеим сторонам, и вместе образуют корпус, являющийся водяным объемом котла. Вокруг топочного пространства размещены жаровые (фактически: дымогарные) трубы конвективной части, изготавливаемые из стали марки Ст20 по ГОСТ 8731 [64]. Непосредственно между жаровыми трубами располагается обечайка топки из того же материала (сталь Ст20). При этом вдоль продольной оси реверсивной двухходовой топки с внешней стороны обечайки топки по всему периметру размещаются конвективные жаровые трубы со спиральными проволочными вставками [65]. Жесткость конструкции обеспечивается приваркой обечайки реверсивной цилиндрической топки к фронтальной трубной доске, которая утоплена вглубь корпуса котла от фронтального торца обечайки корпуса. Такая конструкция дает возможность прохождения в образованное расстояние между фронтальной трубной доской и передней теплоизолированной крышкой корпуса котла газового потока, выходящего из наружной части пространства внутри корпуса реверсивной топочной камеры [66].

Внутри обечайки топки по оси при работе котла размещается ядро факела исходящая из сопла горелки и развернувшейся в тыльной стороне топки на 180° попадает в зазор между фронтальной трубной доской и фронтальной теплоизолированной крышкой корпуса котла. Такое исполнение реверсивной топки обусловлено конструктивным исполнением, при котором факел делает два хода и внутренняя стенка камеры воспринимают лучистое тепло факела (рисунок 3.5). При этом большая доля лучистого тепловосприятия приходится на внутреннюю стенку топки, а в зазоре между фронтальной трубной доской и фронтальной теплоизолированной крышкой воспринимается остаточное лучистое тепло факела после его разворота из топки. Реверсивная топка, образующая непосредственно камеру горения, выполнена из стали марки Ст20 по ГОСТ 8732-78. Конвективные жаровые трубы изготовлены из стали марки Ст20 по ГОСТ 8732-78 [67], а спиралевидные проволочные вставки диаметром проволоки от 5 мм до 6 мм установлены во все трубы и изготовлены из Ст3.

Специфика реверсивной топки характеризуется параметрами автоматизированной импортной горелочной установки для полного выгорания и сжигания газообразного и жидкого топлива.

Подвод теплоносителя – воды осуществляется с тыльной верхней стороны корпуса котла ВВ-400 входным патрубком, который проходит через обечайку корпуса котла и приварен к нему. Это позволяет осуществить равномерное и интенсивное обтекание наружной стенки реверсивной топки. В подводящем патрубке теплоносителя – воды, приваренного к обечайке корпуса котла торцы обработаны со скосом под углом 45° для равномерного обтекания и охлаждения нижней цилиндрической части обечайки реверсивной топки котла. Выход воды выполнен с верхней фронтальной части обечайки корпуса, на

расстоянии 260 мм от передней трубной доски, выполненной по внешнему контуру в форме квадрата.



Рисунок 3.5 – Вид котла ВВ-400 с фронта на камеру горения, образующую реверсивное движение факела с конвективными трубами со спиралевидными вставками

Фронтальная трубная доска и фронтальный передний лист в форме квадрата изготовлены из стали марки Ст3 по ГОСТ 19903-2015. Размещенная на фронтальной стороне корпуса котла передняя крышка с внутренней стороны имеет термостойкий изолирующий слой из карборунда, а к стенке фронтальной дверки крепится асбестовый картон КАОН-1-10 по ГОСТ 2850-75 [68], к нему сеткой и проволокой крепится минеральная вата, прессованная толщиной 50 мм. Все угловые части и образуемые в конструкции при сборке котла ВВ-400 щели забиваются асбестовым шнуром ШАМ 32 по ГОСТ 1779-83 [69]. На крышке котла на одной оси с расположением камеры горения располагается отверстие для сопла горелочного устройства. С тыльной стороны корпуса может размещаться взрывной клапан, рассчитанный на срабатывание внутри газосборника.

Продольный разрез водогрейного котла с реверсивной топкой типа ВВ-400 с типоразмером представлен на рисунке 3.6. Продольный разрез водогрейного котла с реверсивной топкой типа КВа-400 с типоразмером представлен на рисунке 3.7.

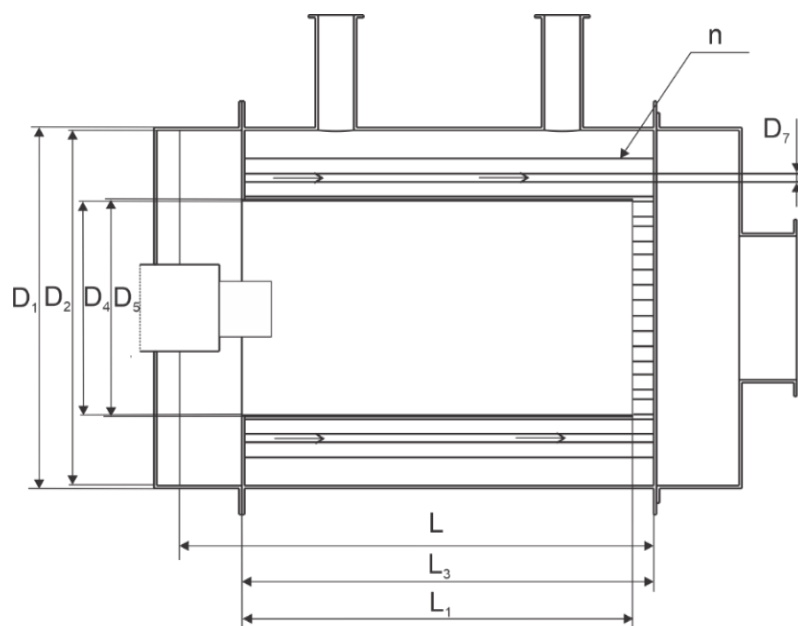


Рисунок 3.6- Продольный разрез водогрейного котла с реверсивной топкой ВВ-400 с типоразмерами

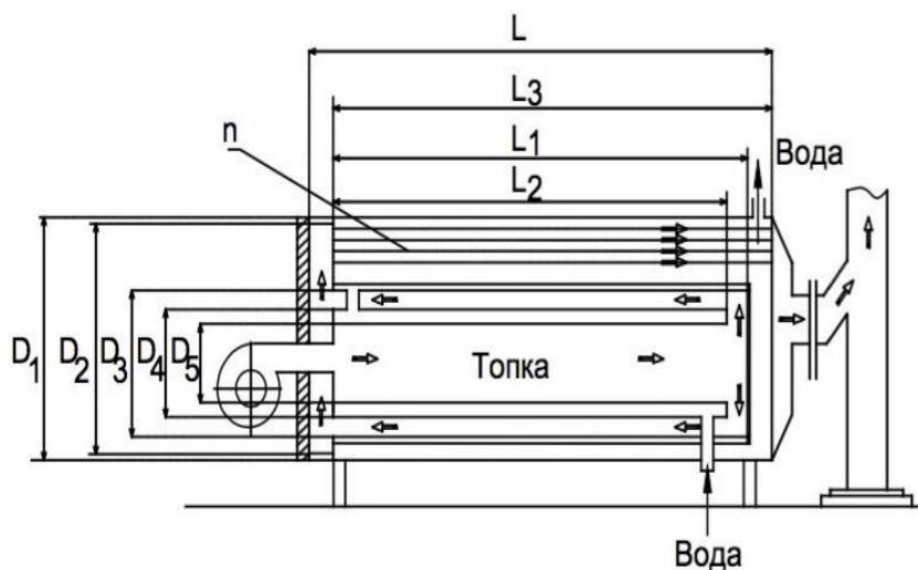


Рисунок 3.7 – Продольный разрез водогрейного котла KBa-400 с типоразмерами

Геометрические характеристики водогрейных котлов приведены в таблице 3.2, они отличаются в геометрических параметрах реверсивной топки, количестве, диаметре и длине конвективных жаровых труб со спиралевидными проволочными вставками и размерами непосредственно корпуса котла [59, с.39].

Конструкции водогрейных котлов, их основные геометрические параметры и технические характеристики также представлены в материалах [59, с.36, 61, с.275] и основных публикациях автора [18, с.191, 56, с.8].

Таблица 3.2 - Геометрические размеры водогрейных котлов КВа-400, КВа-500 и ВВ-400

№	Размеры / котел	КВа-500	КВа-400	ВВ-400
1	H, мм	1200	1000	1000
2	B, мм	1200	950	950
3	L, мм	1600	1600	1600
4	L ₁ , мм	1560	1500	1500
5	L ₂ , мм	1360	1300	-
6	L ₃ , мм	1610	1600	1600
7	D ₁ , мм	1124	1330	1330
8	D ₂ , мм	1054	1260	1260
9	D ₃ , мм	720	530	-
10	D ₄ , мм	534	430	-
11	D ₅ , мм	426	325	-
12	D ₆ , мм	133	125	125
13	D ₇ , мм	57×3,5	57×3,5	48×4
14	D ₈ , мм	140	133	133
15	D ₉ , мм	50	50	50
16	n, штук	38	38	29

Общий вид водогрейных котлов ВВ-400 и КВа-400 и КВа-500 в период монтажа на комплексном специальном испытательном стенде ТОО «Казкотлосервис» приведен на рисунках 3.8-3.9.



Рисунок 3.8 - Общий вид водогрейных котлов ВВ-400, КВа-400 и КВа-500 в период подготовки испытаний на комплексном специальном стенде ТОО «Казкотлосервис»



Рисунок 3.9 - Общий вид водогрейного котла ВВ-400 в период подготовки испытаний на комбинированном специальном стенде ТОО «Казкотлосервис»

3.3 Технические средства измерения и методика проведения экспериментальных исследований

Для выполнения экспериментальной части на специализированном стенде предусмотрены установленные в качестве штатных – регистрирующие средства измерения с цифровым выводом. Дополнительные фиксирующие основные параметры работы котла измерительные приборы исполнены портативными средствами измерений. Все средства измерения являются сертифицированными в ГСИ РК и на момент испытаний имеют калибровки и поверки.

Основной штатный комплексный набор измерительной системы включал: систему измерения температуры газового потока в котле и уходящих газов в дымоходе. Систему измерения температуры воды (теплоносителя) на входе и выходе из котла ВВ-400 и систему регистрации расхода воды (механический счетчик водяной). Систему учета расхода топлива с весами для жидкого топлива и газовый счетчик – для газообразного топлива. Все требуемые правилами эксплуатации и техническими регламентами для котельных установок тарированные манометры и термометры.

Основной перечень штатных регистрирующих средств измерения температуры и расхода представлен в таблице 3.3. Все штатные средства измерения представлены регистрирующим двухканальным блоком измерения типа ОВЕН 2ТРМ1, имеющим универсальный вход и цифровое табло вывода данных.

Таблица 3.3 - Штатные средства измерения и контроля при проведении испытаний котлов [59, с.43]

Тип прибора считывателя	Характеристика	Место измерения
Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1	Датчик 50М (от -50 до +200 гр.С)	T1 – температура воды в подающем трубопроводе (на выходе из котла)
Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1	Датчик 50М (от -50 до +200 гр.С)	T2 – температура воды в обратном трубопроводе (на входе в котел)
Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1	Датчик РТ 100 (от -50 до +500 гр.С)	T4 – температура уходящих газов
Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1	Датчик ХА-68 (от 0 до +1300 гр.С)	T5 – температура газов в поворотной камере сгорания (перед конвективным пучком)
Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1	Датчик ХА-68 (от 0 до +1300 гр.С)	Tг – температура газов внутри камеры горения
Измеритель давления многопредельный (2 единицы)	АДР – 0,25.2 (1) (+/- 0,25 кПа)	P – измерение давления в камере сгорания
Расходомерный счетчик водяной	Счетчик механический	V – расход воды (теплоносителя)

Расходы теплоносителя фиксируются механическим счетчиком холодной воды, установленным на восходящем участке трубы напорной линии для минимизации погрешностей показателя за счет неполного заполнения сечения трубы.

Расходы топлива по схеме на рисунках 3.1-3.2 для проведения испытаний на жидком топливе определяются с помощью тарированных весов и промежуточной емкости, установленной на весах и подключенной непосредственно к топливному насосу. Учет расхода топлива проводился с достаточной точностью согласно требованиям методики испытаний водогрейных котлов при работе на жидком топливе [70].

Все определяемые параметры и характеристики в рамках требований методик определения номинальной тепловой производительности водогрейных котлов [71] в ходе экспериментальных исследований были сведены максимально к нормативным значениям, либо подтверждались дополнительными измерениями с целью утверждения корректировочных коэффициентов отклонения от нормативных значений для нивелирования ошибок измерения второстепенными параметрами.

Отдельно представленные дополнительные измерения, которые в исследованиях выполнены для подтверждения возможности использования нормативных значений – термографические обследования корпуса котла, выполненные по требованиям методик неразрушающего контроля [72]. Корпус котла был обследован с помощью тепловизора testo 880-3 по методу использования контактного термометра для определения с наименьшей погрешностью значения коэффициента излучения ε поверхностей корпуса

котла. В качестве дублирующего контактного прибора использован термометр Fluke-52 II. Отдельно был проведен термографический контроль теплоизоляции торцевых и фронтальных частей корпуса котла при работе в основном режиме (рисунок 3.10).

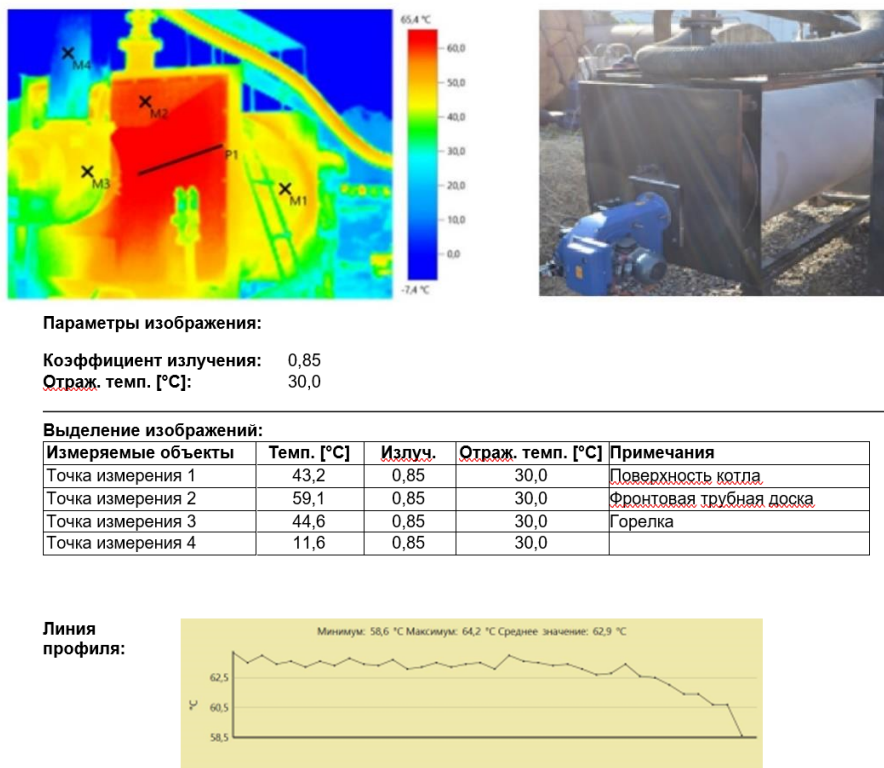


Рисунок 3.10 – Результаты испытаний водогрейного котла ВВ-400 с реверсивной топкой и фрагмент термографического контроля корпуса

Подтвержденные термографическим контролем отсутствующие ненормируемые тепловые потери с наиболее теплонапряженных поверхностей котельного агрегата ВВ-400, суммировались с основными измерениями по всем поверхностям котла и в расчетах принимались по нормируемым значениям. В наиболее теплонапряженных частях корпуса котла (в камере сгорания и поворотной камере в газосборной камере и выходном газоходе) устанавливались термопары для контроля температуры стенок металла котла и температуры газового потока.

Косвенные замеры температуры воздуха окружающей среды, а также температура поступающего воздуха для горения измерены штатными приборами (таблица 3.3).

Для проведения основных замеров концентрации дымовых газов в газоходе на выходе из котла ВВ-400, в газосборной камере, для измерения температуры и скорости газового потока, а также для дублирующих замеров расхода теплоносителя использованы портативные измерительные приборы, представленные в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Специальное портативное измерительное оборудование

Тип прибора	Характеристика	Место измерения
Газоанализатор промышленный Testo-350	Testo-350 (блочный, сенсоры: 0-25% об.д. O ₂ , 0-10000 ппм CO, 0-5000 ппм SO ₂ , 0-4000 ппм NO, 0-500 ппм NO ₂ , 0-4 об.% C _x H _y , с отборным зондом T _{max} = +1000 гр.С)	Концентрации уходящих газов в соединительном газоходе
Многофункциональный прибор – блок анализатор Testo-454 с зондом	Testo-454 – многофункциональный прибор - управляющий модуль с возможностью подключения к блоку газоанализатора, различных зондов. Зонд «Трубка Пито» - зонд измерительный, длина – 1500мм, диаметр – 8мм, нержавеющая сталь, рабочая температура от -40 до +1000°С.	T _т , v - температуры и скорости потока в топке котла, в газоходе
Тепловизор Testo 880-3	Тепловизор Testo 880-3 – тепловизор профессиональный, оптическое поле зрения 32°x24°, встроенная цветная фотокамера с разрешением 640x480 эл., диапазон измеряемой температуры -20°С - +350°С	T _{пов} – температуры поверхности корпуса котла
Пирометр Testo 835-T2 с контактным зондом т/п типа К	Testo-835-T2 – инфракрасный термометр с оптикой 50:1, с 4-х точечным лазерным целеуказателем, диапазон измерений -30 - +1500°С, включая эффективный водонепроницаемый поверхностный зонд с малым измерительным наконечником для измерений на плоских поверхностях, т/п типа К, диапазон измерения -60 - +1000°С	T _{пов} – температуры поверхности корпуса котла
Расходомер-счетчик ультразвуковой ВЗЛЕТ ПРЦ	Взлет-ПРЦ – расходомер-счетчик, для измерения среднего расхода объемного расхода при скорости потока от 0,1 до 20 м/с. Температура измеряемой жидкости от -30 °С до +150°С. Преобразователи электроакустические накладные ПЭА Н-222, ПЭА Н-212	Расход теплоносителя
Термометр Fluke 52 II	Термометр контактный с 2-мя термопарами типа К, хромель-алюмель, спай в виде шарика. Диапазон измеряемых температур от -40°С до 260°С. Погрешность ±1,1°С	Дублирование измерений температур поверхностей корпуса котла
Секундомер СДСпр-1	Класс точности – 2 (0,01 секунды). ГОСТ 5072	Продолжительность испытаний

Все теплотехнические испытания проводились по типовым методикам определения номинальной выходной тепловой мощности водогрейного котла и определения коэффициента полезного действия котла (по прямому и обратному методам) [71, с.5].

Для определения полезного количества тепла, вырабатываемого водогрейным котлом, с наименьшим влиянием погрешностей измерения

максимально придерживались все условия проведения испытаний. Точность измерений обеспечивалась замкнутой циркуляционной системой подачи воды. Система подачи обеспечивала выход на стабильные значения температур в подающем и обратном водопроводах в течение всего комплекса экспериментов по условиям обеспечения теплового равновесия с диапазоном разброса значений не более $\pm 0,5^\circ\text{C}/\text{ч}$. А уровень повышения температуры при определении номинальной теплопроизводительности соответствовал требованиям формулы (3.1) [71, с.75]:

$$\frac{t_V + t_R}{2} - t_L \geq 50,0 \quad (3.1)$$

где:

t_V – температура вытекающего потока, $^\circ\text{C}$;

t_R – температура обратного потока, $^\circ\text{C}$;

t_L – окружающая температура, $^\circ\text{C}$.

Перед проведением основного этапа измерений и фиксации параметров работы котла согласно типовым методикам [53, с.50] были проведены стандартные пуско-наладочные работы, в том числе проверка систем автоматики и установлены требуемые (паспортные) режимы работы горелочного устройства. До начала фиксации каждого следующего комплекса показателей проводился пуск котла, или выход из режима горячего (холодного) резерва с выдержкой времени по стабилизации основных фиксируемых параметров штатных средств измерения.

Основные значения коэффициента полезного действия η_{KA} по методам прямого и обратного балансов определялись с учетом типовых общепринятых формул (3.2-3.3):

$$\eta_{KA} = \frac{Q_N}{Q_B} \quad (3.2)$$

$$\eta_{KA} = 1 - q_A - q_U - q_S \quad (3.3)$$

где:

Q_N – номинальная выходная тепловая мощность, МВт;

Q_B – подведенная тепловая мощность, МВт;

q_A – потери, связанные с теплосодержанием продуктов сгорания;

q_U – потери, связанные с неполным сгоранием топлива;

q_S – потери через излучение, конвекцию и теплопроводность корпуса котла.

Во всех сериях тепловых испытаний были использованы стандартные общепринятые методики определения номинальной выходной тепловой мощности Q_N испытуемого водогрейного котла по формуле (3.4):

$$Q_N = W_1 \cdot c_{w1} \cdot (t_V - t_E) \quad (3.4)$$

где:

W_1 – массовый поток холодной воды, кг/с;

c_{w1} – удельная теплоемкость воды при средней температуре, Дж/(кг·°C);

t_E – температура воды на входе, °C;

t_V – температура воды на выходе, °C.

Данные, фиксируемые по штатным средствам измерения и по данным портативных приборов (газоанализатор, термометры, пирометры), учитывались с шагом времени записи в 1-5 сек (в зависимости от типа прибора). Данные с газоанализатора фиксировались каждую секунду напрямую через подключение к персональному компьютеру с использованием специализированной программы Testo easy emission, а расчеты концентраций дымовых газов проводились с учетом типовых методик [70, с.10].

3.4 Описание математической модели и методика исследования экспериментальной модели

В качестве объекта исследования выбрана топка с реверсивным движением факела на примере котла ВВ-400.

При физико-математической постановке задачи определяются изучаемые процессы и формулируются критерии [73, 74]. В топке происходят процессы сгорания метана с перемешиванием воздуха, конвективный и радиационный теплообмен, турбулентность в среде.

При численном исследовании теплообмена в камере сгорания, используют сложные дифференциальные уравнения для интенсивности теплового излучения, вычисление которых требует огромного количества времени. Для приближенного решения таких уравнений, в частности, используют P1 приближение метода сферических гармоник. Математически процесс теплопереноса излучением в рамках первого приближения метода сферических гармоник для серых излучающих, поглощающих и рассеивающих сред описывается следующими дифференциальными уравнениями:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\sigma l}{3k \partial x_i} \right) = -a(4\sigma T^4 - l); \quad \frac{\partial q_i}{\partial x_i} = a(4\sigma T^4 - l) \quad (3.5)$$

где q_i – компоненты вектора радиационного теплового потока; l – пространственная плотность излучения, Вт/м²; k – коэффициент ослабления среды, м⁻¹; a – коэффициент поглощения, м⁻¹; σ – постоянная Стефана–Больцмана.

Расчет гидродинамики производится численным решением уравнений Навье – Стокса (3.5) и неразрывности (3.6):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (3.6)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (3.7)$$

где i, j – индексы, по которым предполагается суммирование, а член f_i характеризует влияние массовых сил [75].

Для расчета осредненных по времени скоростей используют метод осреднения Рейнольдса, который заключается в замене мгновенных характеристик потока в уравнении Навье – Стокса (3.6) суммами осреднённых и пульсационных составляющих (3.8):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u_i}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_i u_j}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u'_i u'_j}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \quad (3.8)$$

где $\overline{u_1}, \overline{u_2}, \overline{u_3}$ – осредненные по времени значения скоростей; $\overline{u'_1}, \overline{u'_2}, \overline{u'_3}$ – пульсационные составляющие скорости.

В данной диссертационной работе для моделирования турбулентности была выбрана стандартная модель k - ε .

Для математического описания процесса реакций горения в трехмерных спутных потоках топлива и воздуха используется модель Сполдинга EBU-модель (Eddy-Break-Up). Согласно этой модели, скорость химической реакции определяется интенсивностью турбулентного перемешивания. Однако, она не позволяет моделировать горение в потоке с переходными режимами течения, т.к. не учитывает влияние температуры потока на скорость реакции. Для этой цели используется гибридная модель, которая основана на совместном использовании кинетической и EBU-моделей.

Скорость реакции можно определить с помощью уравнения Аррениуса [76]:

$$\overline{w}_{kin} = A \bar{\rho}^2 c_T c_B e^{\left(-\frac{E}{RT}\right)} \quad (3.9)$$

где A -константа, характеризующая частоту столкновений реагирующих молекул, E - энергия активации химической реакции, R - универсальная газовая постоянная, T – температура газовой смеси. Коэффициенты в уравнении Аррениуса принимаются равными $A=0,1 \cdot 10^{10} \text{ м}^3/(\text{кг} \cdot \text{с})$ и $E=1,53 \cdot 10^5 \text{ Дж/моль}$. Турбулентная скорость реакции, может быть определена по известным значениям кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε согласно модели Сполдинга:

$$\overline{w}_T = A \cdot \bar{\rho} \left(\frac{\varepsilon}{k} \right) \cdot \min \left\{ c_T, \frac{c_B}{v} \right\} \quad (3.10)$$

где A – константа (модели Сполдинга), c_t – концентрации топлива, c_v – концентрация воздуха, v – стехиометрический коэффициент.

Гибридная модель, позволяет рассчитывать механизм турбулентного горения в реагирующей среде с асимптотическим переходом к ламинарному механизму при низких значениях турбулентного потока. Гибридная модель расчета турбулентной газодинамики в среде является справедливой для широкого диапазона чисел Рейнольдса.

Химические реакции в этой модели, рассчитываются с помощью решения уравнений для каждого химического вещества, это приводит к значительному увеличению вычислительного времени для моделирования сложного процесса горения и многокомпонентных реагирующих смесей [77]. Поэтому требуется упростить кинетику реакций или состава газовой смеси [78]. Это выполняется посредством выбора упрощенного состава топливовоздушной смеси. Считается, что топочные газы содержат N_2 , O_2 , CO_2 , H_2O и CH_4 . В таком случае математическая модель состоит из уравнения сохранения, с учетом процессов конвекции, диффузии и химических реакций по каждому компоненту, записанные только для одной координаты [79]:

$$\frac{\partial \rho U_i c T}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\left[\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right] c \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + Q_p^n J - \frac{\partial q_i^{rad}}{\partial x_i} \quad (3.10)$$

$$\rho = \frac{p}{R_0 T \left[\frac{c_{O_2}}{M_{O_2}} + \frac{c_{N_2}}{M_{N_2}} + \frac{c_{CH_4}}{M_{CH_4}} + \frac{c_{CO_2}}{M_{CO_2}} + \frac{c_{H_2O}}{M_{H_2O}} \right]} \quad (3.11)$$

U_i – компоненты вектора скорости; C_j – концентрация компонентов; M_j – молекулярный вес компонентов смеси; J – скорость горения топлива (газобразного). Уравнение (3.10) записанная для энергии и (3.11) для состояния [80].

К механизмам реагирования природного газа с произвольным составом является подходящим PDF методика с детальной химией и применением заранее сгенерированной химической таблицы. Основное преимущество химического метода PDF представляет собой предсказание структуры пламени и вредных выбросов CO и NOx [81].

Одним из наиболее распространенных методов численного решения уравнений Навье – Стокса и Рейнольдса является алгоритм SIMPLE. В соответствии с данным алгоритмом, расчет выполняется начиная с задания в виде исходных данных начального приближения. После чего, из уравнения неразрывности вычисляется поле давлений, что подставляется в уравнение Навье-Стокса. Численное решение уравнения в результате предоставляет скорости потока, которые автоматически удовлетворяют уравнению неразрывности [82]. На каждую большую итерацию вычисляются поля характеристик среды на момент времени равном произведению числа итераций на приращение шага по времени. Исходя из алгоритма COUPLED,

предложенного в численное решение уравнений (3.7) и (3.8) для каждой глобальной итерации реализуется не поочередно, а совместно. В целях нахождения полей скоростей и давления применяется алгоритм расщепления, а для других параметров – алгоритм установления. Алгоритм дает возможность составлять устойчивые решения в действительности для задач всех уровней, тем не менее он вызывает многократное увеличение размера матрицы системы линейных алгебраических уравнений и может привести к усложнению ее структуры и алгоритма решения, что, и, как следствие, к увеличению времени на вычисление каждой глобальной итерации.

При математическом моделировании для дискретизации дифференциальных уравнений распространены методы конечных элементов, конечных разностей и метод контрольных объемов. Дискретизация вычислительных областей со сложной геометрией возможна с помощью метода конечных элементов, который одинаково успешно работает как на структурированных, так и на неструктурированных в сетках расчета. Наиболее продуктивным и простым в решении методом является метод конечных разностей, но применять его на неструктурированных расчетных сетках бывает сложно. Метод контрольных объемов обеспечивает закон сохранения для интегральных значений импульса и массового расхода в каждой сетке и имеет высокую плотность расчетной сетки, что является преимуществом данного метода. Современные программные продукты преимущественно используют этот метод вместе с элементами метода конечных элементов [83].

Важной наукоемкой подзадачей является выбор способа дискретизации для свободного члена $\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)$ уравнений (3.7) и (3.8), который характеризует процесс конвективного переноса. При описанных способах дискретизации этого члена точность результатов расчета снижается с увеличением несовпадения между линиями расчетной сетки и линиями тока среды по причине чрезмерно быстрого сглаживания эпюр скорости между соседними слоями потока (т.н. численная диффузия). В для дискретизации члена $\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j)$ разработаны схемы, учитывающие расчетное направление конвективного переноса. Применение подобных схем дискретизации может быть полезно при решении поставленной в настоящей диссертационной работе задачи моделирования аэродинамических процессов в жаровой топке, для которых характерно наличие закрученных и обратных течений.

На основании вышеизложенного, для численной реализации процессов в камерах горения произвольной сложной конструкции наиболее оптимальным является метод конечных объемов на неструктурированных криволинейных неортогональных сетках. Для того, чтобы решить оптимизационные задачи для несжимаемых течений связь полей скорости и давления целесообразным является выполнять с использованием более производительной SIMPLE процедуры. Аппроксимация конвективных потоков в таком случае создается с

помощью последовательного применения схем с точностью первого и второго порядков.

Как правило на входе в расчетную область задаются такие величины, как температура, распределение скорости во входном сечении, а также равенство нулю первых производных (по направлению течения), составляющих скорости в выходном сечении. На выходной границе приводится статическое давление. Давление входит в уравнения (3.7-3.8) только в качестве первых производных, соответственно указание давления только в одной точке расчетной области является достаточным для их решения.

Входное сечение, расположенное довольно далеко от участков интенсивной перестройки потока, дает возможность допустить равномерности потока по входному сечению. При данных условиях для расчета необходимо знать величину только средней скорости или расхода во входном сечении.

Задание граничных условий на обогреваемых непроницаемых стенках не составляет больших трудностей. В данном случае на границе задается лишь температура стенки и условие не прилипания (no slip) – равенства нулю всех компонентов вектора скорости.

В связи с этим, для решения задач, поставленных в настоящей работе, был выбран программный комплекс ANSYS CFX, который имеет возможность использования метода конечных объемов и позволяет проводить решение задач, основываясь на методе Эйлера путем применения неявного алгоритма установления (Pressure Based). Принято, что окисление горючего протекает необратимо в две стадии: $2\text{CH}_4 + 3\text{O}_2 = 2\text{CO} + 4\text{H}_2\text{O} + 1168 \text{ кДж}$; $2\text{CO} + \text{O}_2 = 2\text{CO}_2 + 566 \text{ кДж}$. Для численного исследования протекания химической реакции в турбулентном реагирующем потоке использована гибридная модель.

Исходные данные для моделирования были выбраны: топливо - CH_4 ; окислитель – кислород воздуха; температура топливовоздушной смеси – 293 К; средняя температура воды 343 К, коэффициент теплопроводности стенки – 50 Вт/м°С. Граничные и начальные условия математических моделей задавались в соответствии с паспортными данными [84].

Для исследования влияния выдвижного тубуса горелки топки на ее физические характеристики в процессе компьютерного моделирования рассмотрены несколько вариантов с выдвижением от стандартного расстояния через каждые 5 см. Для каждого варианта с выдвижением сопла эксперимент проводился на двух режимах: при нагрузке на 70 и 100 процентов.

На начальном этапе численного исследования выполняется создание геометрической модели, в которой происходят процессы горения газообразного топлива. Создана геометрическая модель топки по конструктивным данным котла ВВ-400 и поворотную камеру на входе в конвективные трубы, которая построена в соответствии с основными чертежами.

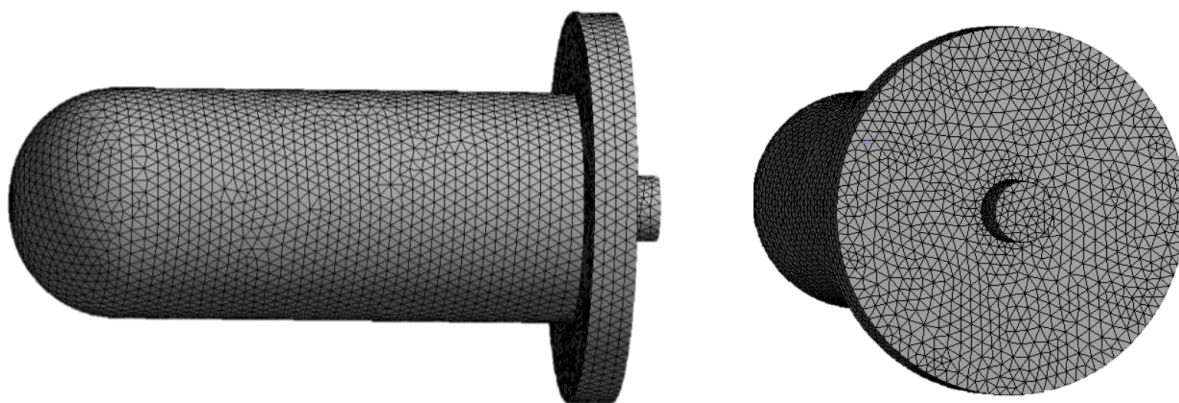


Рисунок 3.11 – Расчетная сетка тупиковой топки котла BB-400

Следующим этапом является построения расчетной сетки Meshing, которая является процессом разбиения расчетной области на множество конечных объемов. В ходе построения сетки следует выбирать фигуры правильных многогранников для предотвращения осложнения в получении сходящегося решения.

Выводы к разделу 3

Экспериментальная часть диссертационного исследования выполнена на комплексном специальном испытательном стенде ТОО «Казкотлосервис». Испытательный полигон полностью оборудован необходимым минимумом комплекса основного и вспомогательного оборудования, средств измерения и организационного пространства. Испытания трех котельных агрегатов одного BB-400 и двух КВа-400 и КВа-500 были организованы одновременно с параллельным включением по газовой стороне на открытой площадке как с подводом жидкого топлива, так и на закрытой площадке с подводом газообразного топлива.

Для проведения испытаний всех трех водогрейных котлов были использованы сертифицированные средства измерения, обеспечивающие минимальную погрешность измерений при получении результатов.

Был испытан серийный котельный агрегат BB-400 (BURAN Boiler LLP) с реверсивной топкой и с жаровыми трубами диаметром труб 40 мм со вставленными спиралевидными проволоочными вставками. Для сравнения тепловой эффективности и теплотехнических характеристик были испытаны трехходовые водогрейные котлы с коаксиальными двусветными экранами КВа-400 и КВа-500.

4 АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ТОПКИ РЕВЕРСИВНОГО КОТЛА

4.1 Результаты экспериментальных исследований водогрейного котла ВВ-400 и сравнение с результатами котлов с двусветным экраном КВа-400 и КВа-500

По итогам проведенных теплотехнических испытаний были собраны результирующие данные, проведен их анализ и сделаны требуемые выводы.

Полученные результаты теплотехнических испытаний водогрейных котлов ВВ-400 и КВа-400 и КВа-500 свидетельствует о необходимости комплексного подхода к решению задачи оптимизации всего котельного агрегата. Тепловые расчеты при номинальной тепловой мощности котельного агрегата ВВ-400 по сравнению с КВа-400 и КВа-500, различных вариантах конструктивных соотношений объема реверсивной топки и двусветного экрана и конвективных поверхностей, показывают необходимость оптимизации параметров по тепловой напряженности и по тепловосприятию.

На основании проведенных испытаний серийных водогрейных котлов получены результаты, опубликованные в ряде научных статей [20, с.20; 56, с.6; 61, с.274; 62, с.173] и представлены на научно-технических конференциях [85-88].

В таблице 4.1 сведены основные расчетные характеристики и измеренные показатели коэффициентов теплопередачи и скорости газовых потоков по результатам испытаний водогрейных котлов КВа-400, КВа-500 с двусветным экраном с витыми ленточными вставками при сжигании жидкого топлива.

Таблица 4.1 – Сводные результаты расчета технических параметров испытанных водогрейных котлов КВа-400, КВа-500 [59, с.57]

Наименование показателя	Ед.изм	Котлы	
		КВа-400	КВа-500
1	2	3	4
1. Тепловая мощность, средняя, не менее	МВт	0,367	0,471
2. Расход дизельного топлива,	кг/час	36,75	43,5
3. Рабочее давление воды	МПа (кгс/см ²)	0,4 (4,0)	0,4 (4,0)
4. Минимальная температура воды - вход в котел,	°С	51	55
5 Разность температур воды на выходе из котла и на входе в котел	°С	18	12
6. Максимальная температура воды - выход из котла	°С	69	68

Продолжение таблицы 4.1

1	2	3	4
7. Номинальное гидравлическое сопротивление при номинал. перепаде температур	МПа (кгс/см ²)	0,03 (0,3)	0,03 (0,3)
8. Температура уходящих газов за котлом	°С	310	286
9. Разрежение в топке	Па (мм вод. ст.)	10 (1,0)	10 (1,0)
10. Расход воды через котел	м ³ /час (кг/с)	18,37 (5,1)	32,5
11. Масса котла, не более	кг	900	1090
12. Габаритные размеры, не более:	м		
Длина		2,30	2,3
Ширина	м	0,95	0,05
Высота	м	1,5	1,5
13. Объем топочной камеры, не менее	м ³	0,224	0,275
14. Время растопки, не менее	ч	0,2	0,2
15. Коэффициент полезного действия (КПД),	%	88,6	88,49
16. Уровень звука в контрольных точках,	дБА	80	80
17. Время срабатывания устройств контроля пламени, не более	секунд	1,5	1,5
18. Температура ограждающих поверхностей, не более	°С	40	40
19. Удельная металлоемкость котла,	т/МВт	2,45	2,31
20. Удельный выброс окислов азота NO _x при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \leq 1,4$,	ppm	82,3	83
21. Удельный выброс диоксида углерода, CO ₂	%	11	10,66

При испытании котла КВа-400 температура уходящих газов при номинальной мощности составила до 310°С. При снижении нагрузки котла температура уходящих газов снижается до 185°С.

Температура уходящих газов за котлом КВа-500 составила 286°С. Такие значения температуры уходящих газов за водогрейным котлом позволяют работать на форсированных режимах с запасом по тепловой мощности до 120%.

В таблице 4.2 по аналогии представлены основные расчетные характеристики и измеренные показатели коэффициентов теплопередачи и скорости газовых потоков по результатам испытаний водогрейных котлов ВВ-400, с реверсивными топками в конструкции и работе на жидком топливе.

Таблица 4.2 – Экспериментальные параметры котлов ВВ-400 с витой ленточной вставкой и со спиральной проволочной вставкой

Наименование показателя	ед.изм	Значение показателя	
		Испытания с витой лентой	Испытания со спиральной
1. Тепловая мощность котла	МВт	0,452	0,423
2.Расход дизельного топлива	кг/час	32,1	35,1
3. Рабочее давление воды	МПа (кгс/см ²)	0,4 (4,0)	0,4 (4,0)
4. Минима-ная темп-тура воды- вход в котел	°С	63	63
5 Разность температур воды на выходе из котла и на входе в котел	°С	8	8
6. Макси-ная темп-ура воды- выход из котла	°С	72	72
7. Номинальное гидравлическое сопротивление при номинал. перепаде темпе-ур,	МПа (кгс/см ²)	0,03 (0,3)	0,03 (0,3)
8. Температура уходящих газов за котлом, средняя	°С	279	184
9. Разрежение в топке, не менее	Па (мм вод. ст.)	10 (1,0)	10 (1,0)
10.Расход воды через котел	т/час	41,6	41,06
11. Масса котла, не более	кг	1090	1090
12. Габаритные размеры, не более:			
Длина	м	1,872	1,872
Ширина	м	0,94	0,94
Высота	м	1,190	1,190
13. Объем топочной камеры, не менее	м ³	0,332	0,332
14. Время растопки, не менее	ч	0,2	0,2
15. Коэффициент полезного действия (КПД брутто) при сжигании дизтоплива,	%	88,4	93,4
16. Уровень звука в контрольных точках, не более	дБА	80	80
17. Время срабатывания устройств контроля пламени, не более	секунд	1,5	1,5
18. Температура ограждающих поверхностей, не более	°С	40	40
19. Удельная металлоемкость котла,	т/МВт	2,31	2,31
20. Удельный выброс окислов азота NO _x при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \leq 1,4$	ppm	84	83,4
21. Удельный выброс диоксида углерода, CO ₂	%	11,22	11,69

Звуковой уровень котла с горелочным блоком составляет – 80 Дб, что соответствует нормативным требованиям [89].

Время срабатывания защитных устройств системы защиты в аварийных ситуациях в пределах требований Правил по технике безопасности (ТБ) [90],

ГОСТ 30735-2001 и «Правил обеспечения промышленной безопасности при эксплуатации оборудования, работающего под давлением».

Температура ограждающих поверхностей водогрейного котлов находится на уровне требований [91], а также ниже уровня 45°C вокруг основной поверхности и мест обслуживания водогрейного котла.

Удельные выбросы окислов азота NO_x при коэффициенте избытка воздуха $\alpha \leq 1,4$ (расчет $\alpha = 1,3$) и номинальном режиме работы котлов составляют не более 84 ppm, меньше предельных норм по выбросам. Содержание СО в уходящих газах на всех режимах при номинальной нагрузке котлов по тепловой производительности практически отсутствовало.

Ограничением времени работы на протяжении всех опытов была температура воды на входе в котел, которая не должна была увеличиваться, так как в этом случае возникала потребность в мощном дополнительном охладителе, дополнительно к системе из двух цистерн по 50 м³. В процессе проведения испытаний при температуре окружающего воздуха $t_{\text{oc ср}} \sim +18^\circ\text{C}$ с поверхности цистерн при естественном конвективном теплообмене с окружающей средой обеспечивался требуемый уровень снижения температуры.

По результатам теплотехнических расчетов КПД, для номинальной нагрузки водогрейного котла КВа-400 получились ниже, чем результаты, полученные при теплотехнических испытаниях ВВ-400. Это объясняется тем, что реальные тепловые потери q_2 у заводского котла КВа-400 с витыми ленточными вставками немного больше, прежде всего из-за того, что в трубах диаметром $\varnothing 48 \times 4$ мм с спиральными проволочными вставками диаметром 6 мм и относительным шагом закрутки спирали $l/D = 1,5$ происходит периодический отрыв потока и с указанной частотой происходит присоединение потока к стенке с высоким коэффициентом теплоотдачи.

При проведении сравнения конструкций котлов КВа с двусветным экраном с серийными жаротрубными котлами с цилиндрической топкой (реверсивные, двух и трехходовые) аналогичного типоразмера и тепловой мощности отмечается большая теплопроизводительность и уровень тепловосприятости поверхностями нагрева при неизменных габаритах. Кроме того, известно из работ других исследователей, что при схожих условиях эксплуатации реверсивные топки оказываются в более теплонапряженных условиях и происходит перегрев торцевой части топки и ограничение нагрузки по условиям надежности. К утверждению об эффективности двусветного экрана необходимо отметить снижение температуры на 70-90°C на входе в жаровые трубы конвективной части, что говорит об увеличении тепловосприятости радиационной поверхностью - непосредственно двусветным экраном.

При проведении эксперимента в котле ВВ-400 витые ленточные вставки заменялись на спиральные проволочные вставки. Результаты опыта приведены в таблице 4.2 для 2 этапов (с разной вставкой). Опыты показали, что с витыми ленточными вставками котел ВВ-400 с реверсивной топкой не превосходит

тепловую мощность 0,4 МВт котла КВа-400 и практически не имеет преимуществ ни по тепловой мощности, ни по КПД [56, с.7].

Выполнение второго реверсного хода в котлах серии ВВ оправдывает высокую эффективность выгорания топлива во втором реверсном ходе продуктов сгорания вокруг высокотемпературного ядра факела движущегося навстречу реверсному ходу. При этом высокие значения температуры газов в реверсном потоке, с внешней стороны ядра факела у фронтальной дверки и последующее попадание газов в конвективные жаровые трубы по всему периметру топки существенно увеличивает температурный напор между водой и газовым потоком в трубах со спиральными проволочными вставками. А отнесение в тепловых расчетах суммарной поверхности нагрева реверсивной топки к конвективной поверхности труб со спиральными проволочными вставками, как это показано в таблице 4.2 показывает высокие значения КПД котла и правомочность выбора такого решения. При сравнительных тепловых испытаниях водогрейного котла ВВ-400 и двух водогрейных котлов КВа-400 и КВа-500 расчетные величины по КПД котлов были подтверждены экспериментально и увеличение КПД у котла ВВ-400 составило порядка 2,5-3,5 %. Для испытанного водогрейного котла ВВ-400 температура уходящих газов составила около 100°C ниже значений температуры уходящих газов водогрейных котлов КВа-400 и КВа-500 [20, с.25; 56, с.10].

4.2 Обобщение результатов эксперимента по сопротивлению и теплообмену в конвективной части со спиральными проволочными и витыми ленточными вставками котла ВВ-400

В ходе проведенных испытаний было показано, что спиралевидные вставки из проволоки диаметром 6 мм в трубы с внутренним диаметром 40 мм имеют качественный эффект на повышение эффективности работы котла. В то же время, ленточные вставки также дают эффект и отличаются большей стабильностью режимов работы котла. Однако, если стабильность режима при работе с ленточными завихрителями была определена ранее [59, с.38], то больший интерес представляют процессы интенсификации за счет вставки спиралевидных завихрителей. На основе полученных данных были проведены расчеты для канала со спиралевидными и вставками.

В данной модели за основу принималось отрывное течение по всему периметру внутреннего диаметра трубы, а также закрутка части отрывного потока, находящегося в пределах за диаметром проволоки спиралевидной вставки и практически играющего основную роль как в основном вкладе в гидравлическое сопротивление, так и во вкладе в интенсификацию теплообмена. В пользу такого положения говорит факт существенного превышения толщины периодически проводимой по всему периметру отрывной области на всей длине трубы над толщиной зоны внешней области пограничного слоя, толщина которой составляет примерно 3/4 общей толщины всего пограничного слоя на стенке трубы [39, с.35].

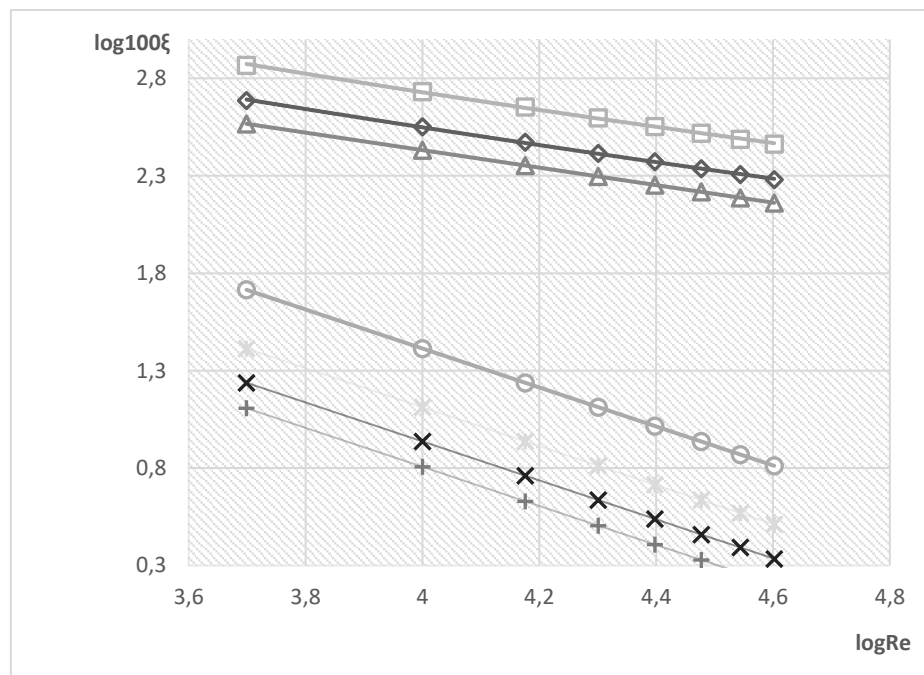
На основании экспериментальных данных обобщающие зависимости для расчета величин коэффициента гидравлического сопротивления и теплоотдачи при течении потока в трубах со спиральными проволочными вставками в диапазоне чисел Рейнольдса $Re = 10^3 - 10^4$:

$$\xi = 62,094 \cdot Re^{-0,449} \cdot \left(\frac{p}{d}\right)^{-0,818} \cdot \left(\frac{e}{d}\right)^{0,406} \quad (4.1)$$

$$Nu = 1,8357 \cdot Re^{0,457} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{p}{d}\right)^{-0,1596} \cdot \left(\frac{e}{d}\right)^{0,1356} \quad (4.2)$$

При течении жидкости в трубах со спиральной проволочной вставкой геометрическими параметрами являются: e - диаметр вставок, p - шаг между выступами, d - внутренний диаметр канала.

При расчете коэффициента теплоотдачи и сопротивления для спиральной проволочной вставки определялось с шагом закрутки 30 мм, 50 мм, 70 мм. Диаметр спиральной проволочной вставки равен 6 мм, внутренний диаметр канала 40 мм.

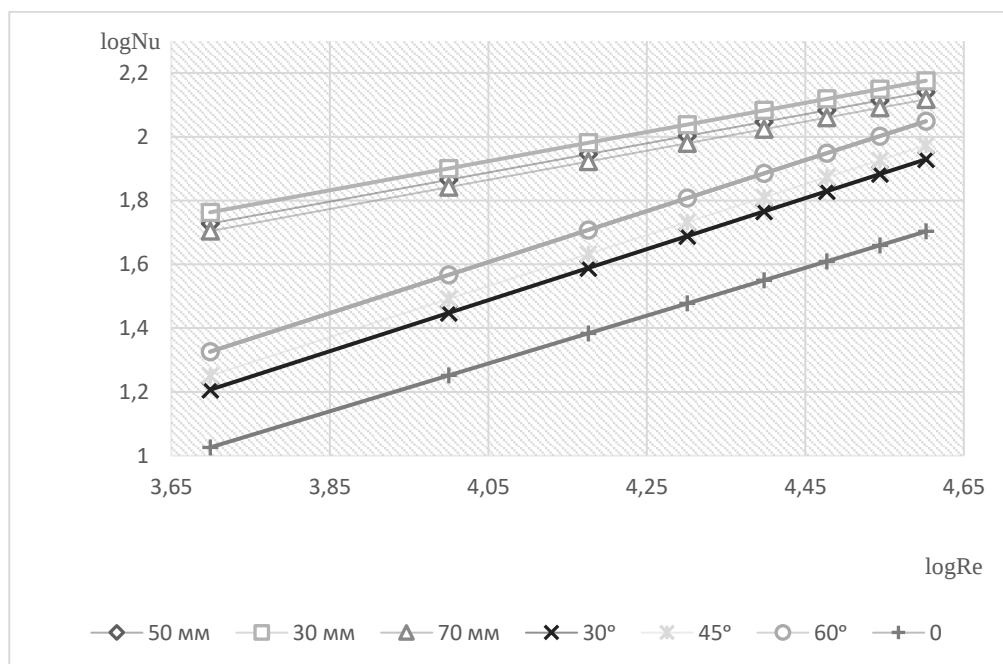


где: $\square$ – со спиральной вставкой с шагом закрутки 30 мм, $\diamond$ – со спиральной вставкой с шагом закрутки 50 мм, Δ – со спиральной вставкой с шагом закрутки 70 мм, $\circ$ – с витой лентой с углом закрутки 60° , $\star$ – с витой лентой с углом закрутки 45° , $\times$ – с витой лентой с углом закрутки 30° , $+$ – для прямой трубы без вставки.

Рисунок 4.1 – Коэффициент сопротивления в трубе со спиральной проволочной, с витой ленточной вставкой и в трубе без вставки

Расчеты коэффициента теплоотдачи или числа Нуссельта для трубы со спиральной проволоочной вставкой и витой ленточной вставки описывает экспериментальные данные на натурных моделях для газов в конвективной части с погрешностью в пределах $\pm 10\%$ в диапазоне чисел Рейнольдса от $Re = 5\,000$ до $Re = 40\,000$.

На основании экспериментальных данных по теплоотдаче в прямых конвективных трубах с витыми ленточными вставками использовалась формула из работы [59, с.58], определяющая коэффициент гидравлического сопротивления и коэффициент теплоотдачи $\alpha_{лент}$ (число Нуссельта).



где: $\square$ – со спиральной вставкой с шагом закрутки 30 мм, $\diamond$ – со спиральной вставкой с шагом закрутки 50 мм, Δ – со спиральной пружинной вставкой с шагом закрутки 70 мм, $\circ$ – с витой лентой с углом закрутки 60° , ж – с витой лентой с углом закрутки 45° , $\times$ – с витой лентой с углом закрутки 30° , + – для прямой трубы без вставки.

Рисунок 4.2 – Коэффициент теплоотдачи в трубе со спиральной проволоочной, с витой вставкой и в трубе без вставки

Анализ экспериментальных данных показал что: как видно из рисунка 4.2, применение спиральных проволоочных вставок позволяет значительно интенсифицировать процесс теплообмена по всей длине трубы за счет периодического разрушения пограничного слоя и его обновления на внутренней стенке конвективных труб с частотой равной шагу закрутки проволоочной спирали и дополнительно закрутки потока. Значение числа Нуссельта для спиральной вставки, существенно превышают значения для витой ленточной и гладкой трубы.

Рисунок 4.1 демонстрирует влияние вставок на гидравлическое сопротивление. Ожидаемо, что введение турбулизаторов в конвективные трубы приводит к увеличению коэффициента гидравлического сопротивления, и для спиральных проволочных вставок сопротивление выше по сравнению с витой.

Теплогидравлический эффект от турбулизатора определяется:

$$P_{\text{э}} = \frac{(Nu/Nu_0)}{(\xi/\xi_0)^m} \quad (4.3)$$

где Nu и ξ – число Нуссельта и коэффициент гидравлического сопротивления в трубе со вставкой; Nu_0 и ξ_0 – для гладкой трубы, m – эмпирический показатель степени, который учитывает влияние затрат энергии на теплообмен. Для турбулентных потоков $m \approx 0,33$.

Теплогидравлический эффект для нашей конструкции, а именно для спиральной проволочной вставки с шагом закрутки 50 мм составит 1,17, что улучшает теплообмен на 17% по сравнению с гладкой трубой без вставки при учете гидравлических затрат. То есть, эффективность теплообмена выросла в 2,51 раза, а затраты выросли в 2,14 раза. Если $E > 1$, то интенсификация оправдана с точки зрения гидравлических затрат.

4.3 Анализ точности измерений

Во время испытания были использованы штатные приборы: термометры сопротивления (термопары) и пирометры для измерения температуры среды и поверхности нагрева, врезные дифманометры для измерения давления. Погрешность этих показателей, полученных в результате обработки данных измерений, не должна превышать значений, указанных в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Допустимые погрешности измерения

Наименование	Погрешность
Расход и средняя массовая скорость среды в контуре, %	±5
Температура на входе и выходе из контура, °C	±2
Температура на входе и выходе из элементов контура, °C	±2
Недогрев до кипения, °C	±2
Давление на входе и выходе из контура, %	±4
Перепад давлений в контуре, %	±5

Погрешность статических измерений, определяющаяся разницей между температурой рабочей среды и температурой датчика, должна быть небольшой [92].

Экспериментальной часть диссертационной работы проводилось в испытательном стенде на площади ТОО «Казкотлосервис» в осеннее время. При опыте были установлены штатные приборы и использованы переносные оборудования.

Определение погрешности штатных приборов:

1.Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 с Датчиком 50М (от -50 до +200 гр.С) для измерения Т1 – температуры воды в подающем трубопроводе (на выходе из котла).

Для прибора Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 предел допускаемой основной приведенной (от диапазона измерений) погрешности измерения, не более 0,25%. Диапазон измерений датчика – 250°C.

$$\Delta = \pm 0,25\% \cdot 250 = \pm 0,62^{\circ}\text{C}$$

Температура воды на выходе из котла (из экспериментальных данных) – 72,85°C. Абсолютная погрешность датчика

$$\Delta = \pm (0,3 + 0,005 \cdot 72,85) = \pm 0,664^{\circ}\text{C}.$$

Общая погрешность составит:

$$\Delta = \sqrt{0,62^2 + 0,664^2} \approx 0,9^{\circ}\text{C}$$

2.Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 с Датчиком 50М (от -50 до +200 гр.С) для измерения Т2 – температура воды в обратном трубопроводе (на входе в котел).

Для прибора Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 предел допускаемой основной приведенной (от диапазона измерений) погрешности измерения, не более 0,25%. Диапазон измерений датчика – 250°C.

$$\Delta = \pm 0,25\% \cdot 250 = \pm 0,62^{\circ}\text{C}$$

Температура воды на входе в котел (из экспериментальных данных) – 63,98°C. Абсолютная погрешность датчика

$$\Delta = \pm (0,3 + 0,005 \cdot 63,98) = \pm 0,619^{\circ}\text{C}.$$

Общая погрешность составит:

$$\Delta = \sqrt{0,619^2 + 0,664^2} \approx 0,9^{\circ}\text{C}$$

3. Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 с датчиком РТ 100 (от -50 до +500 гр.С) для измерения Т4 – температуры уходящих газов.

Для прибора Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 предел допускаемой основной приведенной (от диапазона измерений) погрешности измерения, не более 0,25%. Диапазон измерений датчика – 550°C.

$$\Delta = \pm 0,25\% \cdot 550 = \pm 1,375^{\circ}\text{C}$$

Температура уходящих газов со спиральными вставками - 184°C (из экспериментальных данных). Абсолютная погрешность датчика

$$\Delta = \pm (0,3 + 0,005 \cdot 184) = \pm 1,22^{\circ}\text{C}.$$

Общая погрешность составит:

$$\Delta = \sqrt{1,375^2 + 1,22^2} \approx 1,83^{\circ}\text{C}$$

4. Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 с датчиком ХА-68 (от 0 до +1300 гр.С) для измерения Т5 – температуры газов в поворотной камере сгорания (перед конвективным пучком).

Для прибора Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 предел допускаемой основной приведенной (от диапазона измерений) погрешности измерения, не более 0,25%. Диапазон измерений датчика – 1300°C.

$$\Delta = \pm 0,5\% \cdot 1300 = \pm 3,25^{\circ}\text{C}$$

Температуры газов в поворотной камере сгорания (перед конвективным пучком, из экспериментальных данных) – 900°C. Типовая погрешность по ГОСТ Р 8.585-2001 (класс точности II) для термопары типа К:

$$\Delta = \pm 0,0075 \cdot 900 = \pm 6,75^\circ\text{C}.$$

Общая погрешность составит:

$$\Delta = \sqrt{6,75^2 + 3,25^2} \approx \pm 7,49^\circ\text{C}$$

5. Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 с датчиком ХА-68 (от 0 до +1300 гр.С) T_r – температура газов внутри камеры горения.

Для прибора Измеритель-регулятор ОВЕН 2ТРМ1 предел допускаемой основной приведенной (от диапазона измерений) погрешности измерения, не более 0,25%. Диапазон измерений датчика – 1300°C.

$$\Delta = \pm 0,5\% \cdot 1300 = \pm 3,25^\circ\text{C}$$

Температура газов внутри камеры горения - 1280°C. Типовая погрешность по ГОСТ Р 8.585-2001 (класс точности II) для термопары типа К:

$$\Delta = \pm 0,0075 \cdot 1280 = \pm 9,6^\circ\text{C}.$$

Общая погрешность составит:

$$\Delta = \sqrt{9,6^2 + 3,25^2} \approx \pm 10,2^\circ\text{C}$$

6. Измеритель давления многопредельный (2 единицы) АДР – 0,25.2 (1) (+/- 0,25 кПа). Класс точности прибора: 0,25%. Верхний предел измерения - 0,25кПа.

Абсолютная погрешность:

$$\Delta = \pm \frac{K \cdot I_{\text{вп}}}{100} = \pm 0,625 \text{ Па}$$

Относительная погрешность:

$$\Delta_{\text{отн}} = \frac{\Delta}{I} = \frac{0,625}{10} \cdot 100\% = \pm 6,25\%$$

7. Механические водяные счетчики имеют класс точности по ГОСТ 50193.2-2009 по классу В, при расходе в диапазоне от 0,1 Q_H до $Q_{\text{макс}}$ - $\pm 2\%$, при расходе ниже 0,1 Q_H - $\pm 5\%$.

Погрешности измерений параметров по портативным приборам

1. Газоанализатор промышленный Testo-350

Погрешность измерения 0-4000 ппм NO - ± 5 ппм или 5% от значения;

Погрешность измерения 0-500 ппм NO₂ - ± 10 ппм или 10% от значения.

2. Многофункциональный прибор – блок анализатор Testo-454 с зондом «Трубка Пито». Погрешность измерения скорости составляет $\pm(1,5-3\%)$ при нормальных условиях.

3. Тепловизор Testo 880-3. Паспортная погрешность прибора - $\pm 2^\circ\text{C}$ или ± 2 .

Температура поверхности не более 40°C, погрешность 0,8°C что меньше 2°C.

4. Пирометр Testo 835-T2 с контактным зондом т/п типа К. Погрешность для измерения с контактным зондом типа К - $\pm 0,75^\circ\text{C}$ или $\pm 1\%$ от измеренного значения. При температуре поверхности полученной с экспериментальных данных погрешность составит $\pm 0,75^\circ\text{C}$.

5. Расходомер-счетчик ультразвуковой ВЗЛЕТ ПРЦ. Погрешность измерений: $\pm 3,0 \%$ при скоростях потока от 0,1 до 1,0 м/с; $\pm 1,5 \%$ при скоростях потока от 1,0 до 20 м/с. Берем значение погрешности с меньшей скоростью потока. Расход теплоносителя составляет 41,6 т/ч. Погрешность составит $\pm 1,248$ т/ч.

6. Термометр Fluke 52 II. Погрешность $\pm 1,1^{\circ}\text{C}$. Дублирование температуры поверхности котла.

7. Секундомер СДСпр-1. Класс точности – 2 (0,01 секунды) по ГОСТ 5072.

Теплотехнические испытания водогрейных котлов проведены в соответствии с типовыми методиками [92, 93] с использованием штатных и портативных средств измерений.

4.4 Результаты по численному моделированию с помощью программного продукта ANSYS.

В разделе с помощью использования программного продукта ANSYS CFX была получена подробная картина параметров топочной среды котла ВВ-400 при сжигании природного газа, которая является пригодной для качественного анализа особенностей газодинамики в жаровых трубах с реверсивным движением факела. Процесс сжигания топлива и ее движение в топочном объеме является трехмерным. Наиболее характерной и определяющей является газодинамическая структура в продольной плоскости [94].

Отметим специфику движения слабо закрученного факела из сопла горелки: факел бьет в тыльную тупиковую стенку реверсивной топки и после соударения об тыльную стенку факел разворачивается на 180 градусов и охватывая с внешней стороны ядро факела движется к фронтальной дверке.

Требуется, чтобы длина жаровой топки была больше длины факела горелки в целях устранения его наброса на днище цилиндрической трубы.

В соответствии теоретическим данным, покидающие факел продукты сгорания будут иметь максимальную температуру [95]. В топочном объеме, где топочная среда движется по линейным траекториям от горелки к выходу, температурный максимум сосредотачивается в определенной области границы факела. По мере увеличения тепловой нагрузки ядро горения смещается по длине топочной камеры без существенного преобразования теплоотвода от реакционной зоны. Температура факела в проточной топке с увеличением нагрузки горелки изменяется не так значительно, как это бывает при реверсивной организации сжигания. Статическое давление в топочном объеме в продольном сечении жаровой трубы повышается от фронта к тылу котла.

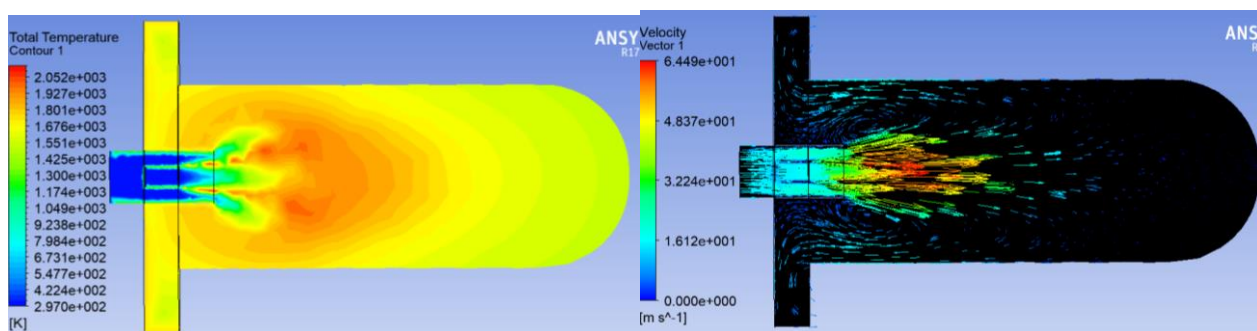


Рисунок 4.3 - Температурное поле и скорость потока в топке при продольном сечении модели топки без выдвигания тубуса сопла горелки

По результатам моделирования представлены продольные сечения топки, где изображены температурное поле и скорость факела с направлением движения газового потока.

При использовании обычных горелок на входе в топку наблюдается статическое разряжение. Чем больше наблюдаемое статическое разряжение на начальном участке за горелкой, тем меньше длина этого участка и тем выше статическое давление за его пределами. Что доказывается по рисунку 4.4 где сопло горелки имеет стандартную конструкцию. Ядро факела находится в начальной части топки, и температура при приближении к днищу топки уменьшается, скорость потока в этой части стремится к 0 м/с.

На рисунке 4.4 показано как, формируется факел по длине топки и распределяется поле температур. Можно проанализировать и определить нахождение макимальных температур по рисункам. В идеале факел должен занимать весь топочный объем и не касаться стенок.

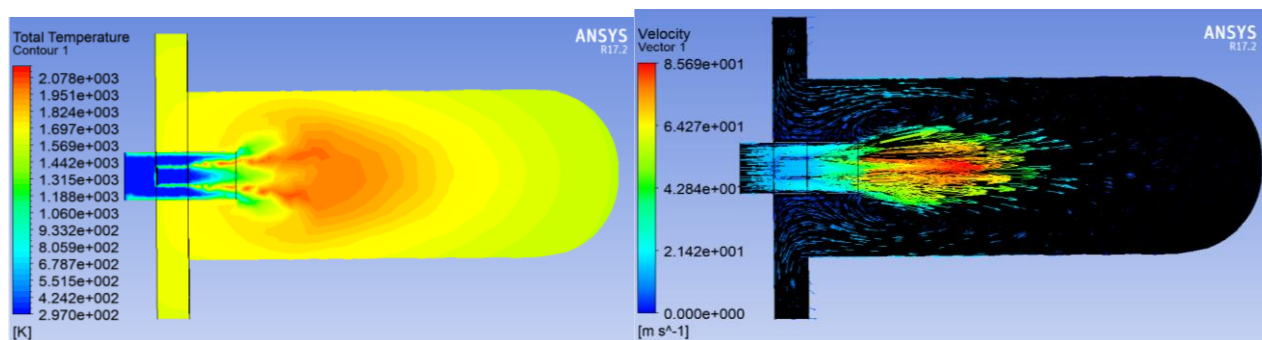


Рисунок 4.4 - Температурное поле и скорость потока в топке при продольном сечении модели топки с выдвигением тубуса сопла горелки на 50 мм

В рисунке 4.5 представлен вариант сопла горелки с выдвигением на 50 мм от стандартного размера. Здесь можно заметить, что ядро факела перемещается к центру топки, но все еще есть максимальные температуры на стенке 2/3 части топки.

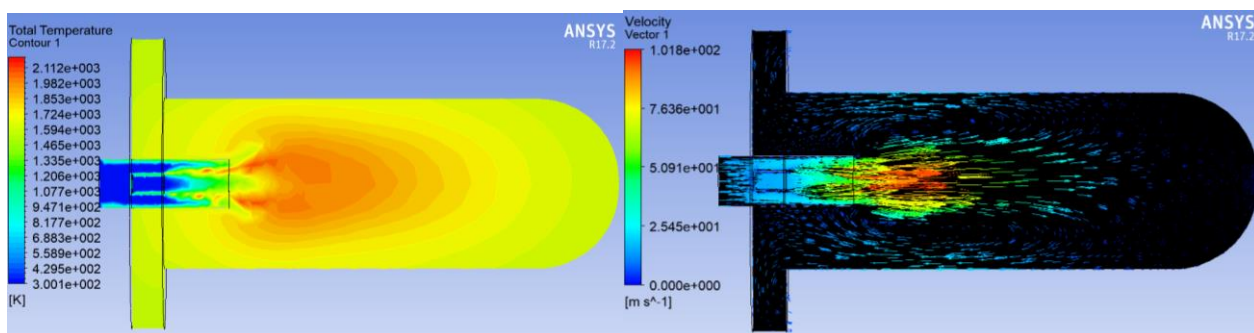


Рисунок 4.5 - Температурное поле и скорость потока в топке при продольном сечении модели топки с выдвижением тубуса сопла горелки на 100 мм

На данном рисунке выдвижение сопла горелки на 100 мм. Факел удлинится по топочному объему за счет перемещения ядра факела вглубь топки.

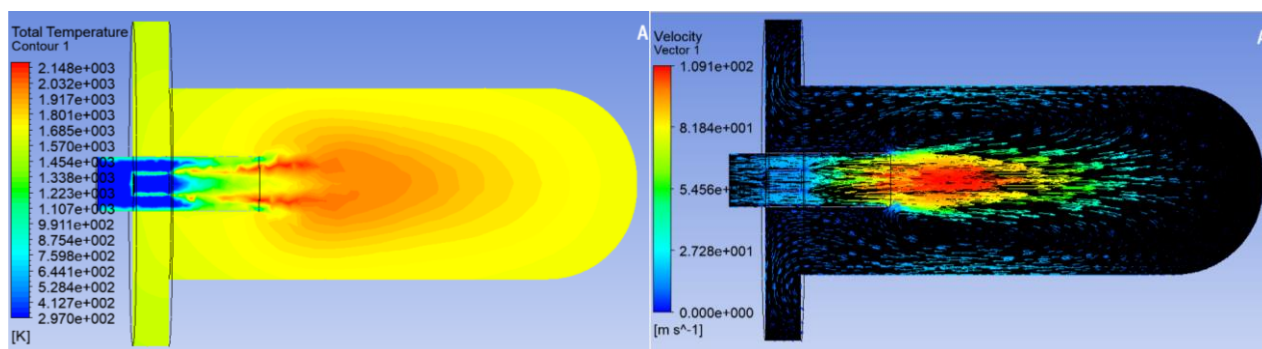


Рисунок 4.6 - Температурное поле и скорость потока в топке при продольном сечении модели топки с выдвижением тубуса сопла горелки на 150 мм

На рисунке с вариантом выдвижения сопла горелки на 150 мм, можно заметить равномерный факел, не имеются локальные температурные воздействия на стенку топки.

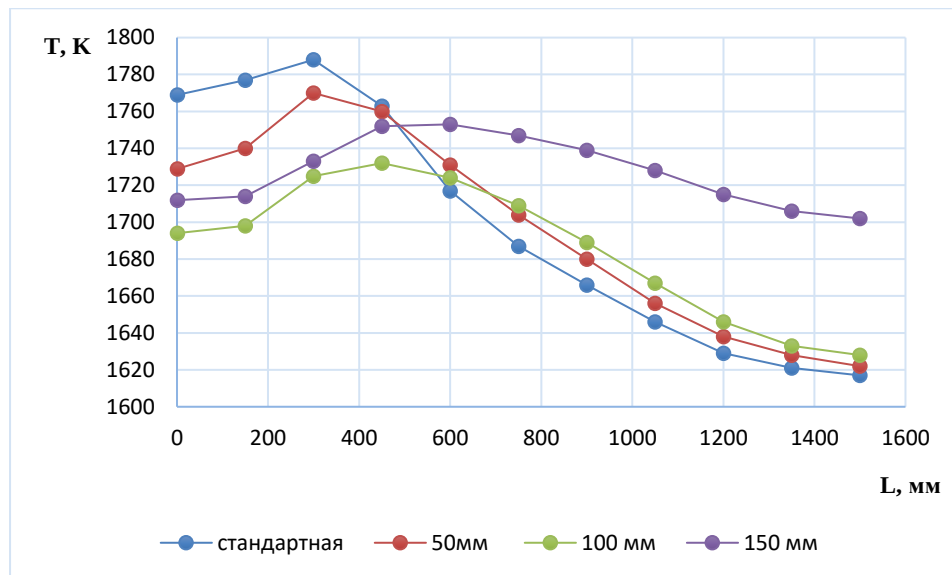


Рисунок 4.7 - График зависимости температуры в пристеночной области топки от длины топки при номинальной мощности

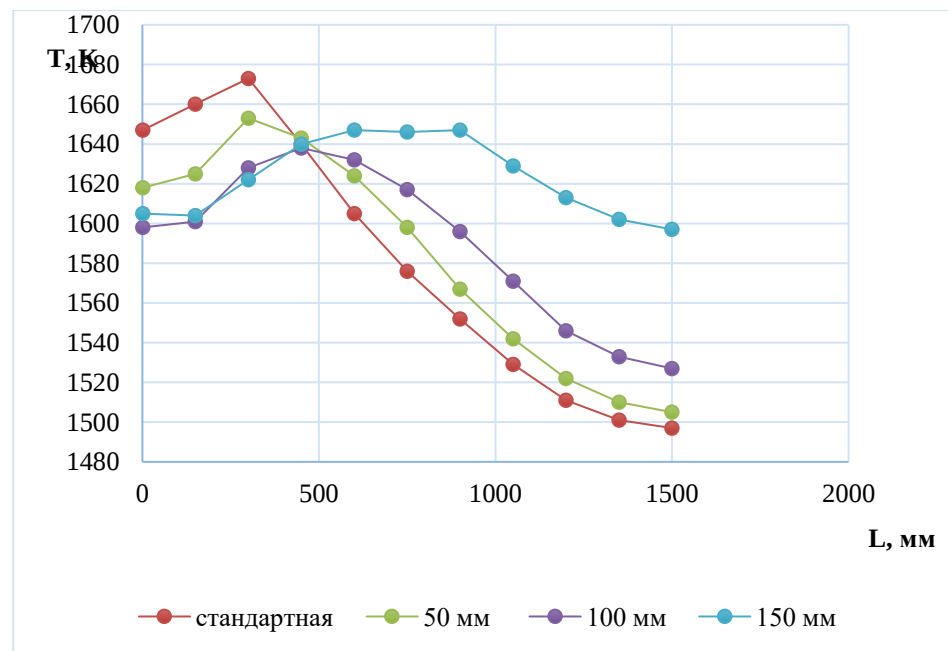


Рисунок 4.8 - График зависимости температуры в пристеночной области топки от длины топки при нагрузке 70%

На графиках представлены зависимости температуры на пристеночной области топки от длины топки при номинальной нагрузке и нагрузке на 70%.

При моделировании топки с вариантом выдвижного сопла горелки была задача получить более равномерное температурное поле по объему топки, где значительно меньше локальных максимальных температур. Так как, стандартная горелка не позволяет котлу работать в широком диапазоне, особенно для реверсивных топок, где идет возврат потока. Динамика движения

в реверсивной топке играет достаточно важную роль, потому что снижение скоростных напоров в одном объеме топочной камеры и возврата формирует неравномерность потоков в реверсе и появляются очень холодные зоны в топке. Это приводит к тому, что на стенке топки из-за неравномерности температурного поля появляются зоны с повышенной температурой, что в свою очередь приводит к разным температурным воздействиям на стенку топки.

На основании анализа эксплуатационных данных, представленных в работах [17, с.21; 24, с.44; 26, с.59], установлено, что для обеспечения надежной работы жаротрубных котлов необходимо соблюдать ряд условий. В частности, требуется глубокое умягчение питательной воды и поддержание расчетного расхода теплоносителя, обеспечивающего эффективную рециркуляцию. Для предотвращения образования накипи и низкотемпературной коррозии нижней части котла, также и на поверхностях нагрева.

Также важно поддерживать давление воды в котле не ниже 0,4 МПа, чтобы исключить вскипание теплоносителя. Кипение способствует отложению взвешенных частиц, увеличивает толщину накипи и ухудшает теплоотдачу. При давлениях ниже 0,4 МПа возрастает риск нестабильной работы, что требует перехода на двухконтурную схему с промежуточным теплообменником. Это, в свою очередь, значительно увеличивает стоимость и усложняет конструкцию котельной установки.

Вывод к разделу 4

В данном разделе представлены результаты экспериментального исследования и численного моделирования.

При сравнительных тепловых испытаниях водогрейного котла ВВ-400 и двух водогрейных котлов КВа-400 и КВа-500 расчетные величины по КПД котлов были подтверждены экспериментально и увеличение КПД у котла ВВ-400 составило порядка 2,5-3,5 %. Для испытанного водогрейного котла ВВ-400 температура уходящих газов составила около 100°C ниже значений температуры уходящих газов водогрейных котлов КВа-400 и КВа-500. Сравнение результатов при смене турбулизаторов в котле ВВ-400 показал, что использование спиральных проволоочных вставок дает температуру ниже на 95°C по сравнению с витой ленточной вставкой.

В работе проведен расчет коэффициента сопротивления и теплообмена в прямых трубах со спиральной пружинной вставкой и с витыми ленточными вставками с различными соотношениями углов закрутки ленты и разных шагов спирали.

Была смоделирована топка с выдвижным соплом горелки с помощью программы Ansys CFX с конструктивными и экспериментальными данными котла ВВ-400. Расчеты проводились в двух режимах, при нагрузке 70% и 100%. При выдвижении сопла горелки на 150 мм получены более равномерные температуры на пристеночной области топки.

По экспериментальным данным был произведен анализ погрешности измерений.

5 РАЗРАБОТКА НОВЫХ ПАРОВЫХ И ВОДОГРЕЙНЫХ КОТЛОВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ

5.1 Оптимизационные расчеты водогрейного котла ВВ-400 со спиральной проволочной вставкой и витой ленточной вставкой.

Тепловой расчет для котла ВВ-400 со спиральными проволочными вставками Ø6 мм в трубу с внутренним диаметром 40 мм приведен в таблицах 5.1, 5.2, 5.3, 5.4. Количество конвективных труб в данном расчете увеличена до 33 шт, диаметр труб составляет - Ø48×4мм.

Таблица 5.1 -Тепловой расчет котла ВВ-400

Расчетные величины	Обознач	Способ определения	Размерн.	Числ. значение
Теплотворность природного газа. (дизтоплива).	Q_p^p	Из исходных данных	ккал/кг	10198
Физ. тепло топлива	i_T	$c_T \cdot t_T$	ккал/кг	$0,24 \cdot 20 = 4,8$
Располагаемое тепло	Q_p^p	$Q_p^p + i_T$	ккал/кг	10203
Температура уход. газов	ϑ_{yx}	Принять посл.уточнением с	°C	180*
Энтальпия уход. газов	I_{yx}	По табл. Норматив. Метода	ккал/кг	725
Энтальпия теор. воздуха	I_{xb}	$c_b \cdot t_b \cdot V_0$ при $t_b = 20^\circ\text{C}$	ккал/кг	73,6
Потери с уходящ газами	q_2	$(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{xb}) \cdot 100 / Q_p^p$ $\alpha_{yx} = 1,2$	%	6,2
Потери от хим. недожога	q_3	Из Нормативного метода	%	0
Потери от мехнедожога	q_4	Из Нормативного метода	%	0
Потери в окруж. среду	q_5	Из Нормативного метода	%	0,5
Сумма тепловых потерь	Σq	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5$	%	6,7
КПД котла	η_k	$100 - \Sigma q$	%	93,3
Кэф. сохранен. тепла	ϕ	$1 - (q_5/100)$	-	0,995
Энтальпия воды на выходе из котла	i''	Из табл. термодин. данных	ккал/кг	50,3
Энтальпия воды на входе	i'	Из табл. термодин. данных	ккал/кг	32,3
Расход воды через котел	D	$(Q / i'' - i') \cdot 1000$	т/ч	22,2
Расход топлива, номинал	B_p	$Q \cdot 100 / Q_p^p \cdot \eta_k$	кг/ч	45,2
Видимое тепловое напряжение объема топки	Q / V_T	$B_p \cdot Q_p^p / V_T$	ккал/м³ч	$1,388 \cdot 10^6$
Примечание: *Звездочкой данные взяты из теплотехнических испытаний.				

Таблица 5.2 - Расчет теплообмена в топке водогрейного котла ВВ-400

Расчетные величины	Обозначения	Способ определения	Размерн.	Числ. значение
Объем топочной камеры	V	Из конструкции котла	м ³	0,332
Полная радиационная поверхность котла	ζH_p	Из конструкции котла	м ²	2,55
Полная поверхность стен Топки (лицевоспринимающ	F _{ст}	Из конструкции котла	м ²	2,55
Усло степен экран топки	$\psi \times \zeta$	Из конструкции котла КВа		0,86·0,6=0,516
Характер пламени	-	-	-	Светящийся
Эфф толщ излу сло факел	s	$3,6 \cdot V_T / F_{ст}$	м	0,7088
Температура газов на выходе из топки	ϑ_T'	Из экспериментальных данных	°С	1100
То же в гр. Кельвинах	T_T'	$\vartheta_T' + 273$	°К	1373
Объем доля вод паров	γ_{H_2O}	Из табл. объемов газов	-	0,108
Сум вод. паров трехат газ	γ_n	Из табл. объемов газов	-	0,235
Сум. погл. сп пар. 3-х газ	ρ_{nS}	ρ_{nS} , при (p = 1 ат)	-	0,235·2,6=0,6
Коэфф-нт ослабл. лучей	k _г	Номограмма IX, Норматив.	-	0,5
Сила погл топоч средой	k p _s	k _г γ_{nS} , при (p = 1 ат)	м×ат	0,5·0,6=0,30
Степ. черн. несв част фак.	a _г	Номограмма XI, Норматив	-	0,251
Степ черн. свет част факе	a _{св}	Нормативный метод s≥2,5м	-	0,9
Коэффи-ент вида сжиган.	m	То же	-	0,8
Степень черноты топки	a _т	$a_{\phi} / [a_{\phi} + (1-a_{\phi}) \psi \cdot \zeta]$	-	0,82
Относ мест. макс темпер	χ	Нормативный метод	-	0,3
Расчетный коэффицент	M	Нормативный метод	-	0,43
Коэфф. избытка в топке	α_T	Из расчета	-	1,3
Темпер. возд. в топку	t _в	Из исходных данных	°С	20
Тепло, внос. возд в топку	Q _в	$\alpha_T \cdot c_{в} \cdot t_{в} \cdot V_0$ 1,20,31520.10,1	ккал/кг	76,7
Полезн тепловыд-ие в топке на 1 кг топлива	Q _т	$Q_p^p (100-q_3/100) + Q_{в}$	ккал/кг	10203
Теорет темп-ра сгор топл.	ϑ_a	По таблице теплосодержан	°С	1730
Температура газов на выходе из топки	ϑ_T'	$T_a / [Bu^{0,3} M(4,9 \zeta H_{лаТ} T^3 / 10^8 \phi B_p \cdot V_{ср})^{0,6} + 1] - 273$	°С	1100
Энтальпия газов на выход	I _т ^{''}	По таблице теплосодержан	ккал/кг	4970
Тепло, переданное излучением в топке котла	Q _л	$\phi (Q_T - I_T'')$	ккал/кг	5206

Таблица 5.3 - Расчет конвективной части водогрейного котла ВВ-400

Тепловые излучатели винт.	l/h	Спиралевидная проволока Из конструкции	за 1 оборот	Длина труб 2,0м+0,498-
1	2	3	4	5
Диаметр труб	$d \times s$	Из конструкции котла	мм	48×4
Расположение труб	-	По конструкции (внутри тр. спиральная пров. встав)	шт	Продольное +4 33
Относит. шаги (рад)	-	Из конс. с шагом (R)	мм	-
Поверхн. нагрева конвек.	H_k	Из конструкции $H_{тр} +$ $H_{гор}$	m^2	10,79
Живое сечение для газов	F_r	Из конструкции котла	m^2	0,0414
Живое сечение для воды	F_v	Из конструкции котла	m^2	0,27
Эфф толщина излуч слоя	s	Из конструкции котла	м	0,057
Расчетн. расход топлива	B_p	Из теплового баланса	кг/час	45,2
Средний объем газов	$V_{газ}$	Из расчета продукт. сгоран	$m^3/кг$	12,93
Объем доля трехатом газ	r_n	Из расчета продукт. сгоран	-	0,227
Объем доля водян паров	r_{H_2O}	То же	-	0,1045
Темп. газов на входе труб	ϑ'	Из расчета топки	$^{\circ}C$	1100
Энтальпия газов перед конвективными трубами	I'	Из расчета топки	ккал/кг	4970
Тепло присосов (воздуха)	$I_{пр}$	Из расчета топки	ккал/кг	4,8
Темпер. газов на выходе	ϑ''	Принято предварительно	$^{\circ}C$	180
Энтал газов на выходе	I''	По I – ϑ таблице	ккал/кг	725
Тепловоспр по балансу	Q_6	$\varphi (I' - I'' + I_{пр})$	ккал/кг	4228
Температура воды на входе	t'	Из испытаний котла Из теплового расче. топки	$^{\circ}C$	32*
Температура воды на выходе из котла	t''	Из испытаний котла Из теплового расче. топки	$^{\circ}C$	50*
Больший температурный напор	Δt_6	$\vartheta' - t'$	$^{\circ}C$	1068
Наименьший температур-ный напор	Δt_m	$\vartheta'' - t''$	$^{\circ}C$	130

Продолжение таблицы 5.3

1	2	3	4	5
Средн. температур. напор	Δt_{cp}	$(\Delta t_6 - \Delta t_m) / 2,3 \lg(\Delta t_6 / \Delta t_m)$	°C	446
Средн. температ-а газов	ϑ_{cp}	$0,5(\vartheta' + \vartheta'')$	°C	640
Секундный расход газов	$V^{сек}$	$V_{гp}(\vartheta_{cp} + 273) / 3600 \cdot 273$	м³/с	0,542
Средняя скорость газов	$w_{г}$	$V^{сек} / F_{г}$	м/с	13,11
Коэффициент теплоотдач при продольном течении	α_k	Номограмма 11, [96]	ккал/м²ч	35,8
С учетом отрыва и вращ. потока пруж.вставками	α_k 2,0* 1,87	Номограмма 11 Л.	ккал/м²ч	71,6*
Тепле напор конв. поверх.	q_k	$B_p \times Q_6 / H_k$	ккал/чм²	17711
Коэффициент загрязне-я	ε	Задается для топлив	м²ч·гр/кк	0,013
Темп нар. загр стен труб	t_3	$t_{в} + \varepsilon \cdot q_k$	°C	271
Коэф теплоотд. излуч.	$\alpha_{л}$	$a \cdot c_s \cdot \alpha^H$	ккал/м²ч гр	8,2
Коэф. теплопер газ к вод	k	$(\alpha_{л} + \alpha_k) / 1 + \varepsilon (\alpha_{л} + \alpha_k)$	ккал/м²ч	39,3
Тепловос по урав теплопе	$Q_{г}$	$k H_k \Delta t / B_p$	ккал/кг	4184
Примечание: *Звездочкой данные взяты из теплотехнических испытаний.				

Таблица 5.4 - Оценка теплового расчета котла ВВ-400

Расхождение с принятым ранее значением для конвективной части		$(Q_6 - Q_{г}) / Q_{г} \cdot 100$	%	-1,05
1	2	3	4	5
Полез исп. тепло от расп	Q''	$Q_{гp}^p \cdot \eta_k \cdot 0,01$	ккал/кг	9519
Полез исп. тепло в топке	$Q_{л}$	Из расчета	ккал/кг	5206
То же в конвекти-ой част	$Q_{г}$	Из расчета	ккал/кг	4184
Суммарное полезн. тепло	Q	ΣQ	ккал/кг	9390
Расч. невяз. тепл. баланса	ΔQ	$Q'' - Q[(1 - q_4)/100]$	ккал/кг	-129
Отн невяз тепл. баланса	$\Delta Q / Q_p$	$(\Delta Q / Q_p) \cdot 100\%$	%	1,26

Продолжение таблицы 5.3

1	2	3	4	5
Номинальная мощность (расчетная) 0,433 МВт (0,371 Гкал/час)	N	Из конструкции котла $Q_T/Q=44,5; Q_L/Q=55,5$	МВт	0,433 (0,37Гкал/ч)
Уточн. расход солянки	В _р	Уточненный расчет	кг/час	45,2
Примечание: *звездочкой отмечены данные из эксперимента.				

В таблицах выше рассчитаны для мощности 0,37 Гкал/ч, при температура уходящих газов $\vartheta''=180^{\circ}\text{C}$.

Учитывались спиральные проволочные вставки в конвективных трубах диаметром $\varnothing 48 \times 4$ при оптимальной скорости газового потока порядка $13,11 \text{ м/с} \pm 5\%$.

Спиральные проволочные вставки (в виде - пружины) в таких котлах работают с эффективностью порядка от 180 до 200% и учтены в последнем столбце таблицы 5.3.

Сопротивление труб $\varnothing 48 \times 4$ мм составляет более - $\Delta h = 51,5$ мм. вод. столба. +12%, при оптимальной скорости газового потока $w=13,84 \text{ м/с} \pm 5\%$ и совпали с теорией авторов.

Расчет сопротивления трения для газов проводился по формуле Нормативного метода:

$$\Delta h = \lambda(1/d_{\text{вн}}) (w^2/2)\rho. \quad (5.1)$$

По авторским расчетам для получения номинальной тепловой мощности 400 Гкал/ч (464 МВт) длину котла ВВ-400 нет необходимости увеличивать.

Для поддержания номинальной мощности, и равнонагруженной работы цилиндрической реверсивной топки следует увеличить выдвижения тубуса горелки в топку на 150 мм для удлинения факела до тыльной стенки.

Количество конвективных труб можно увеличить до 33 штук вместо 29 для снижения гидравлическое сопротивление и оптимизации продольной скорости газов в конвективных трубах диаметром $\varnothing 48 \times 4$ мм со спиральными проволочными вставками диаметром до 5 мм и для улучшения растопки котла ВВ-400 из холодного состояния.

Диаметр спиральной проволочной вставки можно уменьшить до 3-4 мм с получением такого же теплового эффекта при одновременном снижении сопротивления.

Калорийность дизельного топлива в опытах 10198 ккал/кг.

Расчетная мощность котла ВВ-400 с конвективными 33-мя трубами диаметром $\varnothing 48 \times 4$, при 464 МВт определена с относительной ошибкой в пределах $\pm 1,26\%$ при эффективности спиральных вставок порядка от 180 до 200%, полученных из экспериментальных данных.

В данном расчете за счет светимости факела при горении дизельного топлива соотношения тепла, полученного конвективным путем и лучистым составило $Q_{\text{т}}/Q=44,5$; $Q_{\text{л}}/Q=55,5$.

Для водогрейного котла ВВ-400 с витыми вставками: тепловой расчет для котла ВВ-400 с витыми ленточными вставками из стального листа $\delta=1$ мм с примерным шагом навивки ленты $L=200-250$ мм представлена в таблицах 5.5, 5.6, 5.7, 5.8. Количество конвективных труб увеличена до 33 штук, диаметр труб составляет - $\varnothing 48 \times 4$.

Таблица 5.5 - Тепловой расчет для котла ВВ-400.

Расчетные величины	Обозначения	Способ определения	Размерн.	Числ. значение
1	2	3	4	5
Теплотворность природного газа. (дизтоплива).	$Q_{\text{п}}$	Из исходных данных	ккал/кг	10198
Физ. тепло топлива	$i_{\text{т}}$	$c_{\text{т}} \cdot t_{\text{т}}$	ккал/кг	$0,24 \cdot 20 = 4,8$
Располагаемое тепло	$Q_{\text{р}}$	$Q_{\text{п}} + i_{\text{т}}$	ккал/кг	10203
Температура уход. газов	$\vartheta_{\text{ух}}$	Принять посл. уточнением	$^{\circ}\text{C}$	250
Энтальпия уход. газов	$I_{\text{ух}}$	По табл. Норматив метод	ккал/кг	1016
Энтальпия теор. воздуха	$I_{\text{хв}}$	$c_{\text{в}} \cdot t_{\text{в}} \cdot V_0$ при $t_{\text{в}} = 20^{\circ}\text{C}$	ккал/кг	73,6
Потери тепла с уходящими газами	q_2	$\alpha_{\text{ух}} = 1,25 - 92$ $(I_{\text{ух}} - \alpha_{\text{ух}} I_{\text{хв}}) \cdot 100 / Q_{\text{р}}$	%	9,05
Потери тепла от хим. нед.	q_3	Из	%	0
Потери т. мех-го недожога	q_4	По табл. Норматив метод	%	0
Потери в окруж. среду	q_5	По табл. Норматив метод	%	0,5
Сумма тепловых потерь	Σq	$q_2 + q_3 + q_4 + q_5$	%	9,55
КПД котла	$\eta_{\text{к}}$	$100 - \Sigma q$	%	90,45
Коэф. сохран. тепла	ϕ	$1 - (q_5/100)$	-	0,995
Энтальпия воды на выходе из котла	i''	Из табл. термодин. Данных [97]	ккал/кг	75,7
Энтальпия воды на входе	i'	Из табл. термодин. Данных [97, с.20]	ккал/кг	67,6
Расход воды через котел	D	$(Q / i'' - i') \cdot 1000$	т/ч	48,0
Расход топлива, номинал	$B_{\text{р}}$	$Q \cdot 100 / Q_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{к}}$	кг/ч	43,3
Видимое тепловое напряжение объема топki	$Q / V_{\text{т}}$	$B_{\text{р}} \cdot Q_{\text{п}} / V_{\text{т}}$	ккал/м ³ ч	$1,358 \cdot 10^6$

Таблица 5.6 - Расчет теплообмена в топке водогрейного котла ВВ-400

Расчетные величины	Обозначения	Способ определения	Размерн.	Числ. значение
1	2	3	4	5
Объем топочной камеры	V	Из конструкции котла КВа	м ³	0,332
Полная радиационная поверхность котла	ζH_p	Из конструкции котла КВа	м ²	2,55
Полная поверхность стен Топки (лучевосприн)	F _{ст}	Из конструкции котла КВа	м ²	2,55
Условная степень экранирования топки	$\psi \cdot \zeta$	Из конструкции котла КВа		0,86·0,6=0,516
Характер пламени	-	-	-	Светящийся
Эфф толщ. излуч сл. факл	s	$3,6 \cdot V_T / F_{ст}$	м	0,468
Температура газов на выходе из топки	ϑ_T	Принять с последующим уточнением	°С	1180
То же в гр. Кельвинах	T _T	$\vartheta_T + 273$	°К	1453
Объемная доля водяных паров	γ_{H_2O}	Из табл. объемов газов	-	0,108
Сумма вод. паров и трех-атомных газов	γ_n	Из табл. объемов газов	-	0,235
Сумм. погл. способ паров и трехатомных газов	p_{ns}	$p_{\gamma ns}$, при (p = 1 ат)	-	0,235·2,6=0,6
Кoeff-нт ослабл. лучей	k _г	Номограмма IX, [47]	-	0,5
Сила погл топочн средой	k p _s	k _г γ_{ns} , при (p = 1 ат)	м×ат	0,5·0,6=0,30
Степ черн несвет факела	a _г	Номограмма XI Норматив метод	-	0,251
Степень черн свет факела	a _{св}	Нормативный метод s≥2,5м	-	0,9
Кoeffи-ент вида сжиган.	m	То же	-	0,8
Степень черноты топки	a _т	$a_{\phi} / [a_{\phi} + (1 - a_{\phi}) \psi \cdot \zeta]$	-	0,82
Отн. место Макс. темпер	χ	из Нормативного метода	-	0,3
Расчетный коэффициент	M	из Нормативного метода	-	0,43
Кoeffф. избытка в топке	α_T	Из расчета	-	1,3
Температ. возд. в топку	t _в	Из исходных данных	°С	20

Продолжение таблицы 5.6

1	2	3	4	5
Тепло, вносе возд в топку	Q_B	$\alpha_T \cdot c_B \cdot t_B \cdot V_0$ 1,20,31520.10,1	ккал/кг	76,7
Полезное тепловыделение в топке на 1 кг топлива	Q_T	$Q_p(100-q_3/100) + Q_B$	ккал/кг	10280
Теоретическая темпера-ра сгорания топлива	ϑ_a	По таблице теплосодержан	°C	1730
Температура газов на выходе из топки	ϑ_T	$T_a/[Bu^{0,3} M(4,9 \zeta_{H_{лаТ}} T^3/10^8 \phi B_p \cdot V_{ср})^{0,6+1}] - 273$	°C	1180
Энтальпия газов на выход	I_T''	По таблице [97]	ккал/кг	5370
Тепло, переданное излучением в топке котла	Q_L	$\phi (Q_T - I_T'')$ (0,997)	ккал/кг	<u>4910</u>

Таблица 5.7 - Расчет конвективной части водогрейного котла ВВ-400

Тепловые излучатели винт.	l/h	Из конструкции	за 1 оборот	Длина труб 2,0м+0,498-
1	2	3	4	5
Диаметр труб	d·s	Из конструкции котла	мм	48×4
Расположение труб	-	По констр (вн ст. спир. в форме пружины)	шт	Продольное –+433
Относит. шаги (рад)	-	Из конс. с шагом (R)	мм	-
Поверхн. нагрева конвек.	H_K	Из конструкции $H_{тр} + H_{тор}$	м ²	10,79
Живое сечение для газов	F_G	Из конструкции котла	м ²	0,0414
Живое сечение для воды	F_B	Из конструкции котла	м ²	0,29
Эффективная толщина излучающего слоя	s	Из конструкции котла	м	0,057
Расчетн. расход топлива	B_p	Из теплового баланса	кг/час	43,3
Средний объем газов	$V_{газ}$	Из расчета продукт. сгоран	м ³ /кг	12,93
Объемная доля трехатом- ных газов	γ_n	Из расчета продукт. сгоран	-	0,227
Объем доля водян паров	γ_{H_2O}	То же	-	0,1045
Темп газов на входе в 33-ри трубы Ø48×4	ϑ'	Из расчета топки	°C	1180

Продолжение таблицы 5.7

1	2	3	4	5
Энтал газов перед конвективными трубами	I'	Из расчета топки	ккал/кг	5370
Тепло присосов (воздуха)	$I_{пр}$	Из расчета топки	ккал/кг	4,8
Темпер. газов на выходе	ϑ''	Принято предварительно	$^{\circ}\text{C}$	250
Энтал газов на выходе	I''	По I – ϑ таблице	ккал/кг	1016
Тепловоспр по балансу	Q_6	$\varphi (I' - I'' + I_{пр})$ 0,997	ккал/кг	4354
Температура воды на входе	t'	Из испытаний котла Из теплового расче. топки	$^{\circ}\text{C}$	67,6
Температура воды на выходе из котла	t''	Из испытаний котла Из теплового расче. топки	$^{\circ}\text{C}$	75,7
Большой температурный напор	Δt_6	$\vartheta' - t'$	$^{\circ}\text{C}$	1113
Наименьший температурный напор	Δt_m	$\vartheta'' - t''$	$^{\circ}\text{C}$	175
Средн. температур. напор	$\Delta t_{ср}$	$(\Delta t_6 - \Delta t_m) / 2,31 \lg(\Delta t_6 / \Delta t_m)$	$^{\circ}\text{C}$	507
Средн. температур. газов	$\vartheta_{ср}$	$0,5(\vartheta' + \vartheta'')$	$^{\circ}\text{C}$	715
Секундный расход газов	$V_{сек}$	$V_{г} B_p (\vartheta_{ср} + 273) / 3600 \times 273$	$\text{м}^3/\text{с}$	0,574
Средняя скорость газов	$w_{г}$	$V_{сек} / F_{г}$ 982800	м/с	13,9
Коэффициент теплоотдачи при продольном течении	α_k	Номограмма XI Норматив метод	ккал/ $\text{м}^2\text{ч}$	35,0
Учет отрыва и вращения потока пруж. вставками	$\alpha_k \cdot 2,2$	Номограмма XI Норматив метод	ккал/ $\text{м}^2\text{ч}$	54,25
Тепло напря конв. поверхности	q_k	$B_p \times Q_6 / H_k$	ккал/ чм^2	12304
Коэффициент загрязнения	ε	Задается для топлив	$\text{м}^2\text{ч} \cdot \text{гр} / \text{кк}$	0,013
Темпер. нар. Загр. стен труб	t_3	$t_{в} + \varepsilon \times q_k$	$^{\circ}\text{C}$	231
Коэфф теплоот. излуч.	$\alpha_{л}$	$a \times c_s \times \alpha^H$	ккал/ $\text{м}^2\text{ч}^{\circ}\text{C}$	8,2
Коэф. теплоот. от газ к вод	k	$(\alpha_{л} + \alpha_k) / 1 + \varepsilon (\alpha_{л} + \alpha_k)$	ккал/ $\text{м}^2\text{ч}$	34,6
Тепловоспр по уравн теплопер	$Q_{т}$	$k H_k \Delta t / B_p$	ккал/кг	4371

Таблица 5.8 - Оценка теплового расчета котла ВВ-400

Расхождение с принятым ранее значением для конвективной части	-	$(Q_6 - Q_T) / Q_T \cdot 100$	%	-0,39
Полезно использованное тепло от располагаемого	Q''	$Q_{p.p} \cdot \eta_k \cdot 0,01$	ккал/кг	9228
Полезно использованное тепло в топке	Q_L	Из расчета	ккал/кг	4910
То же в конвекти-ой част	Q_T	Из расчета	ккал/кг	4371
Суммарное полезн. тепло	Q	ΣQ	ккал/кг	9281
Расчетная невязка теплового баланса	ΔQ	$Q'' - Q[(1 - q_4)/100]$	ккал/кг	-53
Относительная невязка тепло. баланса	$\Delta Q / Q_p$	$(\Delta Q / Q_p) \cdot 100\%$	%	-0,52
Номинальная мощность (расчетная) 0,464 МВт (0,400 Гкал/час)	N	Из конструкции котла $Q_T / Q = 52,7; Q_L / Q = 47,3$ левая $Q_T / Q = 52,7; Q_L / Q = 47,3$ прав.	МВт	0,400 0,464 МВт (0,4 Гкал/ч)
Уточнен. расход топлив	B_p	Уточненный расчет	кг/час	43,3

Левый и правый столбцы таблиц рассчитаны для мощности 0,4 Гкал/ч $\theta' = 180^\circ \text{C}$.

Учитывались витые ленточные вставки в конвективных трубах $\varnothing 48 \times 4,0$ при оптимальной скорости газового потока порядка 13,9 м/с +5%.

Витые ленточные вставки в таких котлах работают с эффективностью порядка 200-220 % и учтены во 2-ом столбце таблицы 5.6 и 5.7.

Соппротивление труб $\varnothing 48 \times 4$ мм составляет не более - $\Delta h = 43,5$ мм.в.ст.+10%, при оптимальной скорости газового потока $w=13,84$ м/с +5%

При этом (витые ленточные вставки) по расчетам для получения номинальной тепловой мощности 400 Гкал/ч (464 МВт) длину котла ВВ-400 следует увеличить на + 498 мм (+ 0,5 м) с увеличенным количеством труб до 33 штук вместо 29 для увеличения теплоотдачи в конвективных трубах диаметром $\varnothing 48 \times 4$ мм с витыми ленточными вставками. Калорийность диз. топлива принята 10198 ккал/кг.

Расчетная мощность котла ВВ-400 с конвективными трубами диаметром $\varnothing 48 \times 4$, при 464 МВт определена с относительной ошибкой в пределах $\pm 0,52$ до 1,0 % при эффективности витых ленточных вставок порядка менее 150%.

5.2 Паровые жаротрубные котлы КПАж

До 1991 года цилиндрические паровые котлы с жаротрубными трубами применялись крайне ограниченно, так как коэффициент конвективной теплоотдачи в прямых трубах по сравнению с поперечным обтеканием практически в три раза ниже и соответственно тепловая эффективность была крайне низкой. Основной парк паровых котлов на трех видах топлива (природный газ, жидкое и твердое топливо) паровой производительностью от 0,6 до 20 -25 т/ч выпускался Бийским котельным заводом. В последние годы жаротрубные паровые котлы КМ-2,5-6 [98] паровой производительностью от 2,5 т/ч изготавливались на Белгородском заводе энергетического машиностроения для технологических и отопительных нужд.

Жаротрубный паровой котел КМ-2,5-6 – горизонтальный, комбинированного типа, трехходовой по газам, состоит из цилиндрического корпуса диаметром 2800 мм, толщиной стенки 10 мм и длиной 3848 мм. Котел собран из двух волнистых жаровых труб. Днище жаровой трубы является передней трубной доской для дымогарных труб диаметром 60×3мм из стали 20. Вместе с пучками дымогарных труб две волнистые жаровые трубы образуют топочное пространство котла, которые, при необходимости, можно извлекать из цилиндрического корпуса для проведения ревизии и ремонтных работ. С этой целью две волнистые жаровые трубы с дымогарными трубами своими фланцами примыкают к фланцам, выполненным в обоих днищах, и крепятся к ним шпильками с гайками.

Непосредственно над жаровыми трубами располагается второй дымогарный пучок из 110 труб диаметром 60×3мм. С фронтальной и тыльной стороны жаровых труб установлены перепускные короба. Верхняя полость цилиндрического корпуса котла до уровня воды над верхним рядом дымогарных труб является паровым объемом.

Паровой котел КМ-2,5-6 приведенной конструкции получался громоздким с диаметром наружного цилиндрического корпуса 2800 мм. Верхняя отметка по предохранительным клапанам располагалась на уровне 3846 мм, уровень верхней обслуживающей площадки располагался на высоте 2600 мм.

После теплотехнических испытаний серии цилиндрических водогрейных котлов, в том числе и цилиндрического водогрейного котла с реверсивной топкой ВВ-400, была предложена к разработке серия паровых котлов КПАж паровой производительностью до 6,0 т/час. Проект технического задания составлялся ТОО «Казкотлосервис» (г. Алматы) и первый комплект рабочих чертежей первого головного образца парового котла КПАж-1,0 был передан в производственный отдел ТОО «Казкотлосервис». В дальнейшем на кафедре ТЭУ НАО «АУЭС имени Гумарбека Даукеева» продолжилась отработка конструкций и паровых жаротрубных котлов с реверсивной топкой паровой производительностью от 0,5 т/ч и до 6,5 т/ч соответственно: КПАж-0,5; КПАж-1,0; КПАж-1,5; КПАж-2,5; КПАж-4,0, и КПАж-6,5 с разработкой проекта новых

Казахстанских стандартов и проектов технических условий в качестве инициативной работы.

В процессе исследования в настоящей работе проведен подробный анализ существующих жаротрубных паровых котлов с реверсными топками, выявлены положительные эксплуатационные качества новых конструкций. При разработке парового котла серии КПАж особое внимание уделялось безопасности и автоматизированным системам защиты и регулирования в процессе эксплуатации жаротрубных паровых котлов при работе на природном газе и жидком топливе с зарубежными автоматизированными горелочными блоками. Разработка выполнялась в соответствии и с соблюдением с существующих ГОСТов и нормативных документов РК. Исследование и разработка новой конструкции включал поиск аналогичных конструкции, разработка рабочих чертежей котла, изготовление головного образца и наработка парового котла в условиях эксплуатации.

В паровом котле КПАж-6,5 цилиндрическая реверсивная топка изготавливалась из листовой стали 20 ГОСТ1050-74 толщиной стенки 20 мм.

Электродуговая сварка листа по окружности с наружным диаметром топки 1270 мм выполнялась из трех листов шириной 1500 мм, 1500 мм и 1498 мм с обработкой кромок для производства сварки с двух сторон под углом $\sim 45^{\circ}$ - 50° .

Сварной шов первого листа, закатанного диаметром 1270 мм по образующей смещен относительно шва второго закатанного листа на 90° для обеспечения равномерного распределения остаточного напряжения в стенке цилиндрической топки. По аналогичной технологической схеме выполнялась сварка реверсивных топок для паровых котлов КПАж-0,5; КПАж-1,0; КПАж-1,5; КПАж-2,5; КПАж-4,0. Такая технологическая схема устраняла возможные перекосы и увеличивала прочность корпуса реверсивной топки при условии соблюдении технологии сварки.

Корпус парового котла КПАж-6,5 выполняется из листовой стали 20 ГОСТ 1050-74 толщиной стенки 10 мм. Электродуговая сварка шва между листами по окружности корпуса выполняются из четырех листов шириной 1500 мм, 1500 мм, 1000 мм и 650 мм.

Кромки для сварки обрабатывались с двух сторон под углом $\sim 30^{\circ}$ - 35° . Сварной шов каждого листа диаметром 2270 мм по образующей смещен относительно соседнего сварного шва по образующей на 30° . Корпус котла и топки разворачивают перед сборкой с трубными досками таким образом, чтобы сварные швы располагались в верхней части.

По периметру топки размещены 136 дымогарных труб диаметром 57×3 мм и длиной 4733 мм. Центры отверстий для дымогарных труб расположены вокруг топки по шести незамкнутым концентрическим окружностям.

Центр концентрических окружностей смещен вниз на 200 мм относительно продольной центральной оси цилиндрического корпуса котла.

Радиусы шести окружностей проходящие через центры дымогарных труб составляют соответственно: 705 мм, 790 мм, 875 мм, 960 мм, 1045 мм.

Непосредственно под цилиндрической топкой дымогарные трубы размещены в два ряда с разрывом, и относительно вертикальной оси соседние дымогарные трубы расположены на 335 мм друг от друга. С левой и с правой стороны над топкой дымогарные трубы размещены по шести concentрическим окружностям, и относительно вертикальной оси топки соседние трубы разведены на 738 мм друг от друга.

Шахматная компоновка 136-ти дымогарных труб слева и справа от топки внутри корпуса котла обусловлена оптимальной теплоотдачей к воде от горячих стенок. Во фронтальной трубной доске дымогарные трубы выдвинуты на 3-5 мм, в тыльной трубной доске дымогарные трубы выдвинуты на 10 мм. С наружной стороны трубы привариваются непосредственно к трубным доскам.

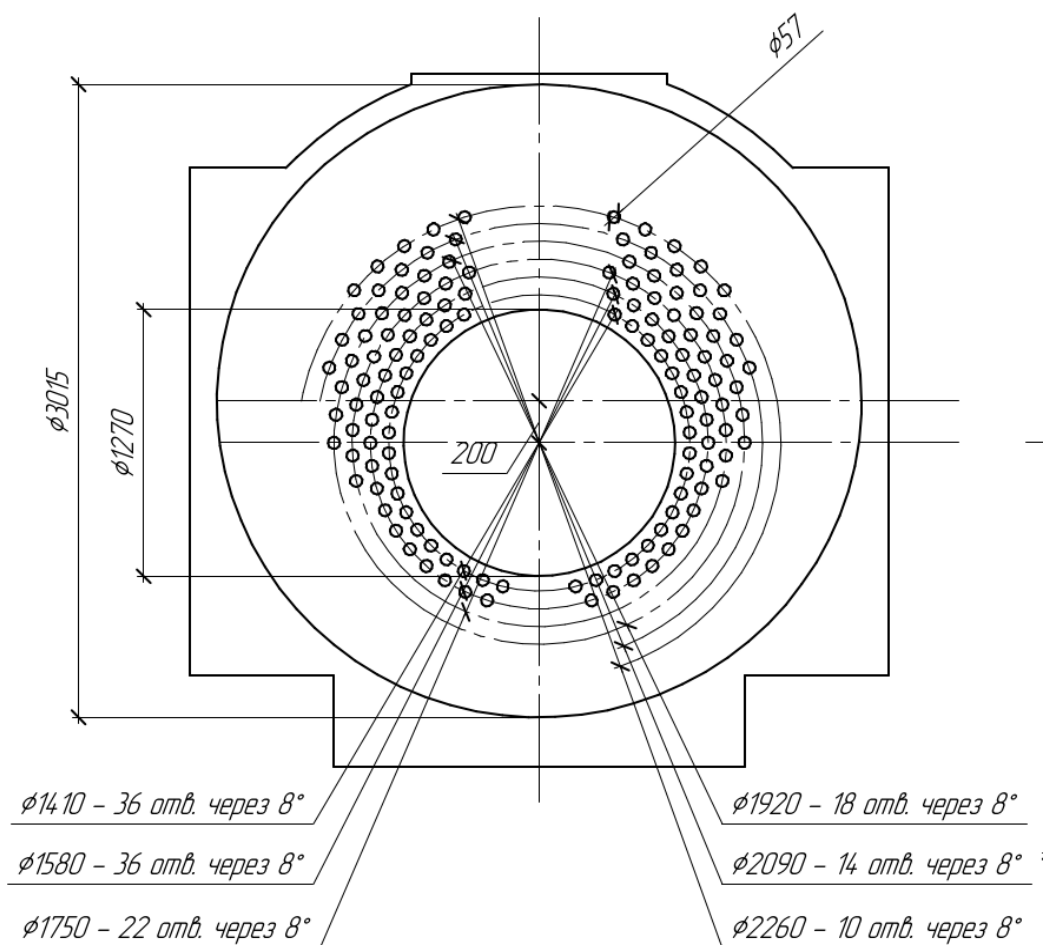


Рисунок 5.12 – Схема фронтальной трубной доски котла КПАж-6,5

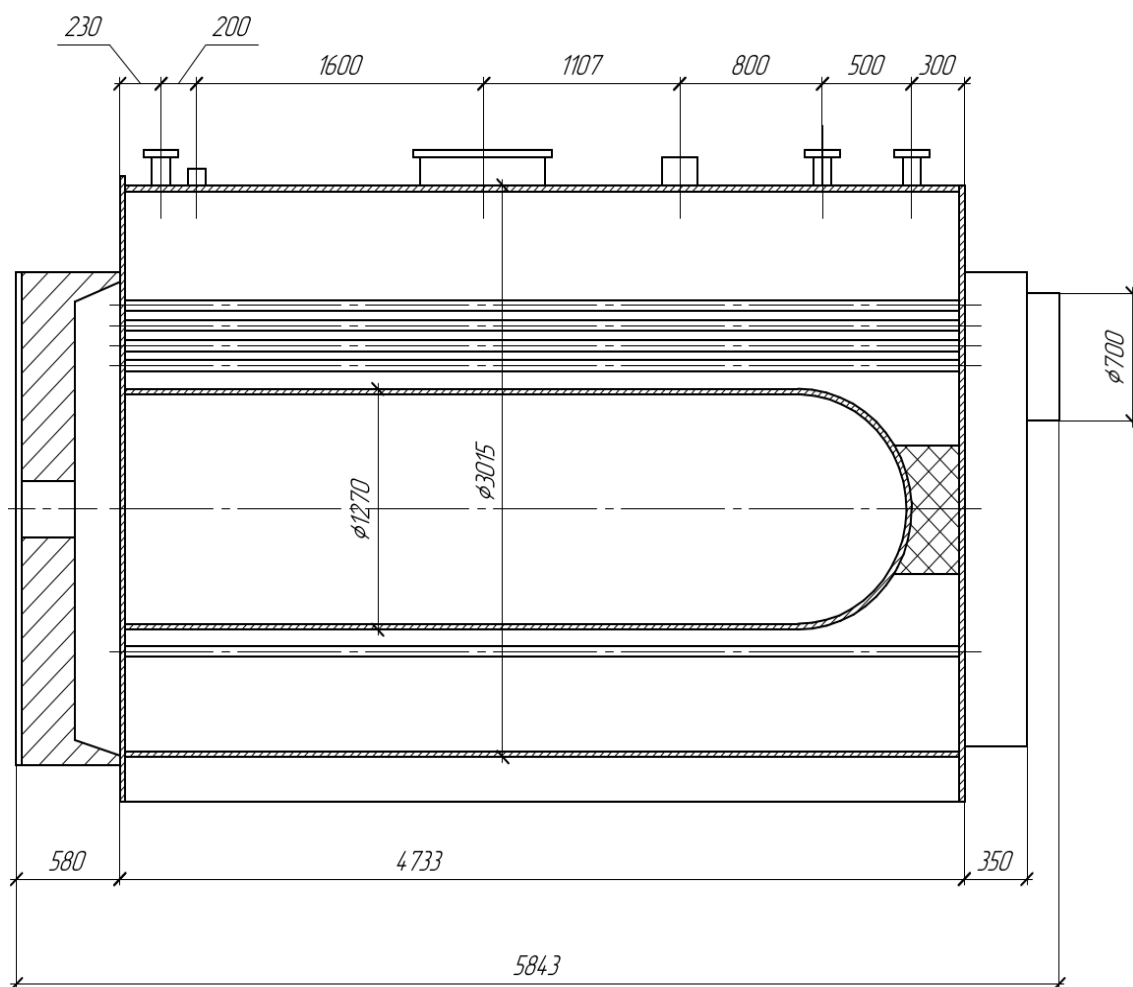


Рисунок 5.13- Схема продольного разреза парового котла КПАж-6,5

Разбивка 136-ти отверстий для дымогарных труб в тыльной и фронтальной трубных досках выполнялась в точках пересечения смежных дуг радиусом 85 мм, центры которых располагались по осям двух соседних отверстий предыдущего ряда отверстий.

Над дымогарными трубами фронтальная и тыльная доска изнутри приваривается треугольными косынками из листовой стали к корпусу парового котла. Для парового котла КПАж-6,5 шесть треугольных косынок на каждой стороне выполняются длиной каждого катета по 600 мм и толщиной 15 мм. Прямой угол косынок срезан на расстоянии 80 мм для обеспечения циркуляции пара в верхней части парового объема корпуса котла.

Крепление трубных досок к корпусу котла косынками и между собой 136-ю трубами и топкой позволяет выдерживать пробное давление по воде в корпусе котла до 1,0 МПа (10 кгс/см²).

Разработанные новые технические и технологические решения по сборке топки и корпуса КПАж-6,5 учитывают и последние новшества, реализованные на серийных образцах известных котлостроительных фирм и производителей.

Таблица 5.9 - Теплотехнические характеристики парового котла КПАЖ-6,5

Производительность котла по пару	т/ч	6,5
Температура пара на выходе из котла	К (С°)	453 (180)
Давление пара в корпусе: рабочее, не более	МПа (кгс/см ²)	0,8 (8,0)
Номинальное давление газа перед горелкой	МПа (кгс/см ²)	0,03(0,3)
Давление мазута на входе в горелку, не менее	МПа (кгс/см ²)	0,3 (3)
Удельный расчетный расход условного топлива, Газ ($Q_{н^p}=8620$ ккал/м ³)	кг/ (т/час)	91,5
Мазут ($Q_{н^p}=9260$ ккал/кг)	кг/ (т/час)	92,5
Поверхность нагрева: радиационная конвективная	м ²	18,32 113,2
Габаритные размеры котла, (Д×Ш×В) Транспортабельный вариант	мм	5060×3266× 3298 6850×3266× 3298
Коэффициент полезного действия, газ (мазут)	%	89 (87,5)
Масса котла (без воды), не более	кг	12750

В паровом котле КПАЖ-2,0 рисунок 5.14, 5.15 с тыльной стороны реверсивная топка закрывается плоским стальным листом толщиной 20 мм диаметром 1230 мм. Плоское днище реверсивной топки крепится к тыльному днищу корпуса парового котла двенадцатью шпильками диаметром 28 мм каждая.

Одним из решений по устранению зон перегрева, снижении тепловых потерь и обеспечение устойчивости пламени оптимизируют геометрию тыльной стенки. Используются выпуклые(круглые) и сферические стенки. В новом паровом котле с тыльной стороны реверсивная топка закрывается выпуклым днищем, которое кронштейном свободно крепится к тыльному днищу парового котла и может свободно расширяться при разогреве.

Диаметр окружности с отверстиями для установки крепежных шпилек днища реверсивной топки составил 1030 мм, а разделка кромки отверстий выполнялась под углом 45°. В днище реверсивной топки и тыльной трубной доски выполнены два одинаковых отверстия диаметром 520 мм. Отверстие с тыльной стороны котла служит для осмотра и технического контроля, а на период работы котла герметично закладывается огнеупорным шамотным раствором с нанесением огнестойкой обмазки со стороны реверсивной топки.

Карборундовая огнестойкая обмазка наносится с внутренней стороны фронтальной дверки, которая одновременно является поворотной камерой для топочных газов, покидающих реверсивную топку котла. Огнестойкая обмазка на внутренней стороне фронтальной дверки наносится на змеевик, охлаждаемый водой, и снижает воздействие высокотемпературного факела из реверсивной топки на фронтальную дверку.

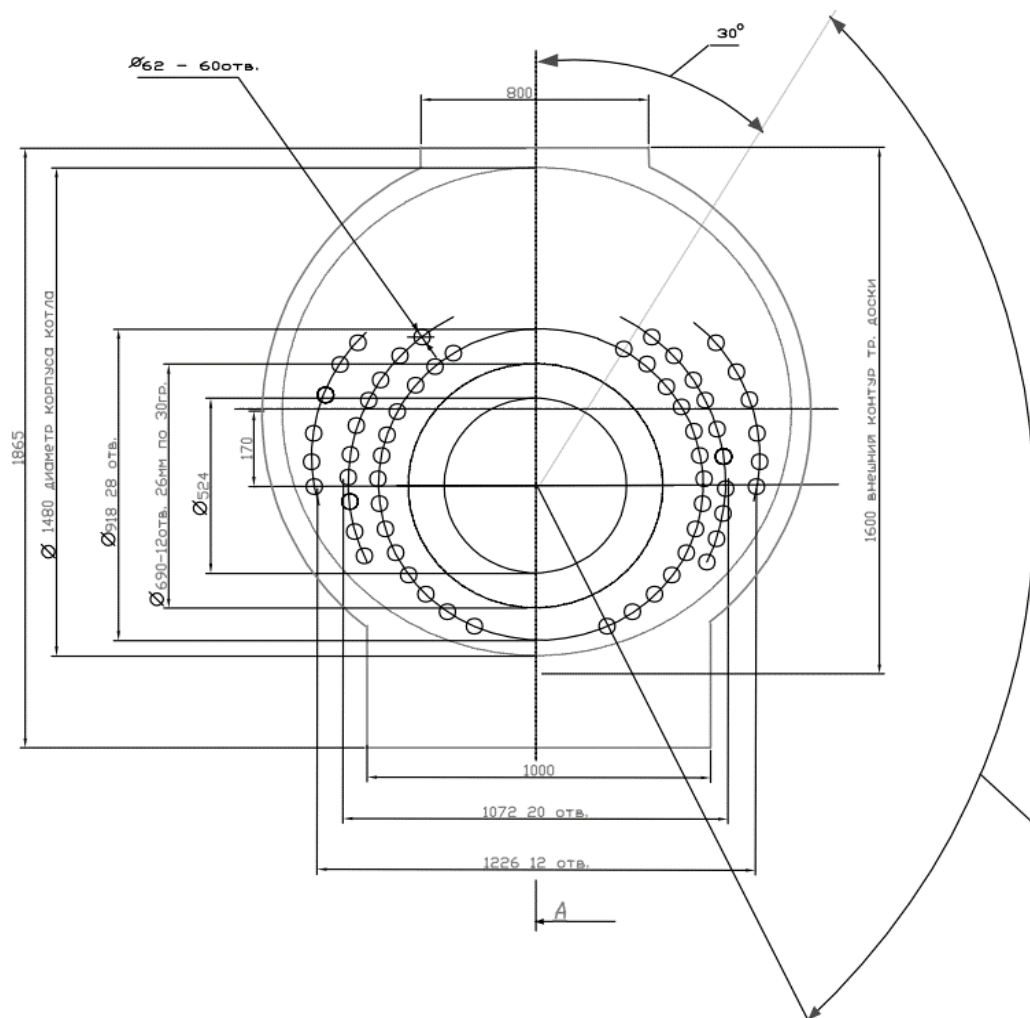


Рисунок 5.14 – Схема фронтальной трубной доски парового котла КПАж-2

На верхнем корпусе расположены два предохранительных клапана, один из которых контрольный. На котле имеется по два водоуказательных прибора прямого действия. Соединительные трубки между приборами разделены плоскостью на высоте 830 мм от оси топki между паровым и водяным пространствами котла.

В верхней части корпуса котла установлен манометр. На патрубке периодической продувки установлены два запорных вентиля или запорный и регулирующий вентили.

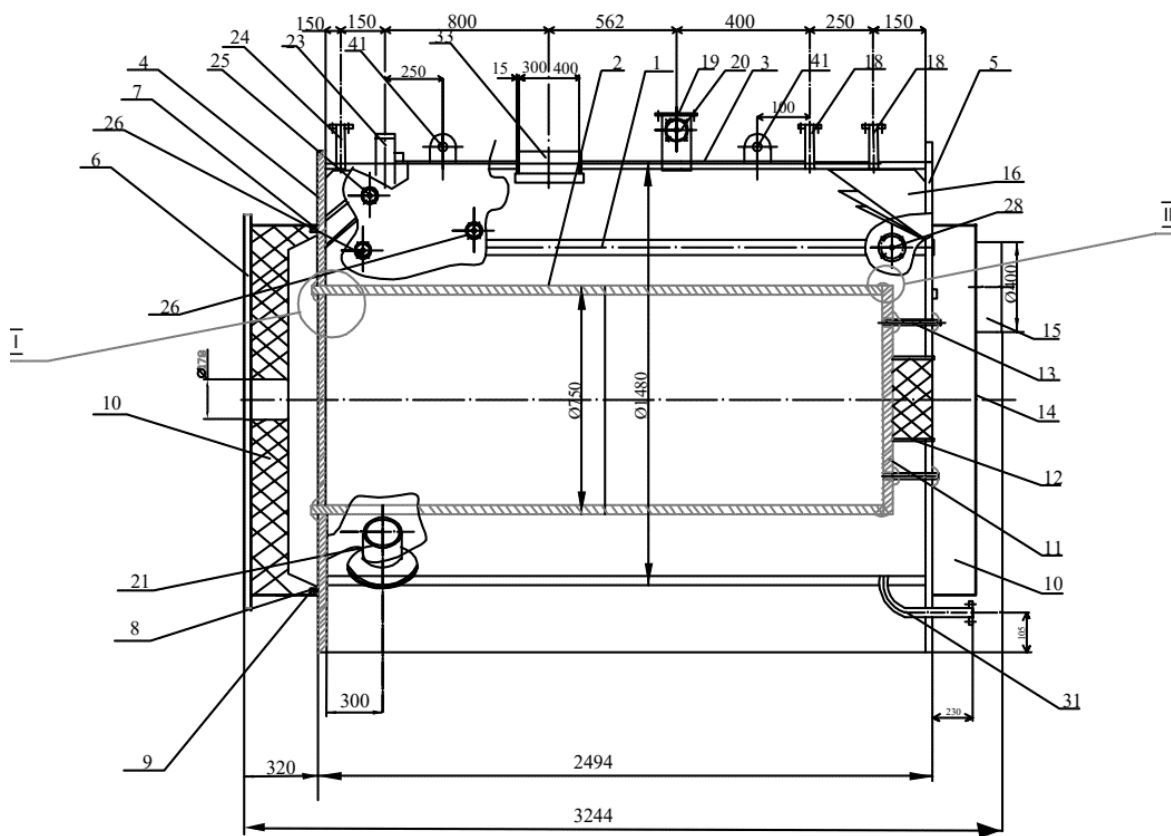


Рисунок 5.15 – Продольный разрез парового котла КПАЖ-2

На верхней части корпуса котла размещается главный паровой вентиль или задвижка, вентили для отбора проб пара, отбора пара на собственные нужды (обдувку). Ближе к середине корпуса котла сверху расположен люк-лаз для внутреннего осмотра котла. Патрубки для датчиков уровнемера, подачи питательной воды и патрубков дренажа. На питательном трубопроводе устанавливается обратный клапан и запорный вентиль. Перед обратным клапаном расположен регулирующий клапан питания, который соединяется с исполнительным механизмом автоматики котла.

В качестве турбулизатора для котла КПАЖ-6,5 на основе экспериментальных данных выбрана конструкция спиральных проволочных вставок. Геометрические характеристики спиральной проволочной вставки показан в таблице Д.3 Приложении Д.

Система автоматики газогорелочного блока обеспечивают регулирование длины выдвижения сопла (тубуса) горелки в зависимости от паровой производительности котла. Самое важное в таких конструкциях паровых котлов, это быстрое срабатывание защит всего комплекса основных рабочих параметров котла, предусмотренных существующими правилами по технике безопасности и правил эксплуатации паровых котлов.

Реверсивное движение факела в паровых жаротрубных котлах оказывается достаточно проблемной, потому что вдоль длины топочной камеры появляется разница температур. Ядро факела формируется в передней части

топки, что приводит к появлению большой доли парообразования, которая приводит к короблению поверхности стенки и даже разрушению. По внутренней части топки при сжигании жидкого топлива появляются спекшиеся отложения, которые усугубляют процесс окалинообразования на этом участке реверсивной топки. На протяжении достаточно длительного времени конструкторы решали проблему равномерного распределения температуры факела по длине реверсивной топки.

При понижении нагрузки в водогрейных и паровых жаротрубных котлах с реверсивным движением потока для распределения факела по топочному объему и равномерности температур предлагается использовать выдвижной механизм сопла горелки с жаропрочной конструкцией.

Подготовлена к разработке рабочая документация на жаротрубные паровые котлы с конвективными трубами и спиралевидными вставками производительностью пара 6,5 т/час. Подготовлены проекты технической и нормативной документации, отработана технология производства жаротрубных паровых котлов и подготовлено к производству линейки паровых котлов от КПАж-0,5 до КПАж-6,5.

Выводы по разделу 5

В разделе приведены рекомендации с расчетами по повышению эффективности котла ВВ-400 с использованием витых ленточных вставок и спиральных проволочных вставок в конвективные трубы, а также по выдвижению сопла горелки. Были проведены расчеты увеличив количество труб до 33 вместо 29 для повышения теплоотдачи в конвективных трубах диаметром $\varnothing 48 \times 4$ мм с витыми ленточными вставками и спиральными проволочными вставками. Для поддержания номинальной мощности, и равнонагруженной работы цилиндрической реверсивной топки следует увеличить выдвижения тубуса горелки в топку на 150 мм для удлинения факела до тыльной стенки.

Разработаны новые технические и технологические решения по сборке топки и корпуса КПАж.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненные исследования позволяют обобщить и использовать результаты работы в конструкциях котлов с цилиндрическими реверсивными топками и спиралевидными проволочными вставками в конвективных трубах, повышающими экономичную работу водогрейных и паровых котлов. В Приложении В размещен полученный акт внедрения от компании производителя водогрейных и паровых котлов и комплектующего оборудования.

По результатам выполненных работ сделаны следующие выводы:

Выполнен полный комплекс теплотехнических испытаний на серийном жаротрубном водогрейном котле ВВ-400 с реверсивной топкой тепловой мощностью 400 кВт на жидком дизельном топливе.

Проведен анализ конструкций и опыта эксплуатации существующих водогрейных жаротрубных котлов малой тепловой мощности с реверсивными топками позволил выявить резервы и дополнительные возможности по увеличению технико-экономических показателей. Более конкретный анализ и отработка предложений в рамках данного исследования представлено в виде конструктивного решения для передвижного тубуса (сопла) комбинированных горелок котла ВВ-400. Что позволило выбрать оптимальный вариант длины выдвижного тубуса (сопла) горелки для котла ВВ-400 с реверсивной топкой и с разными геометрическими параметрами спиралевидных проволочных вставок в конвективные трубы с улучшением технико-экономических и экологических показателей котла.

Приложенным Актом внедрения подтверждается, что результаты диссертационного исследования докторанта кафедры ТЭУ НАО «АУЭС имени Гумарбека Даукеева» на тему: «Разработка и исследование высокоэффективных водогрейных котлов малой мощности» являются актуальными, представляют практический и научный интерес в научных и прикладных вопросах котельной техники, эффективности, энергосбережения в системе децентрализованного теплоснабжения и соответствует современным требованиям и трендам по декарбонизации в нашей стране.

В диссертационной работе получены прикладные результаты аналитических и экспериментальных натурных исследований на действующих в Казахстане цилиндрических современных водогрейных котлах:

1. Выполнено аналитическое решение дифференциального уравнения теплопроводности Лапласа применительно к круглой реверсивной топке цилиндрического водогрейного котла ВВ-400. Результаты приближенного аналитического решения позволяют определять и оценивать уровень и поле температур по толщине стенки топки в зависимости от теплового радиационного потока на внутреннюю стенку топки. Определение интегральных температур сечения стенки топки (температурного поля) позволяет оценить поле напряжений, а знание предельных значений

температуры внутренней стенки реверсивной топки, определить начало на внутренней стенке топки окалинообразования.

2. Проведено экспериментальное исследование и анализ результатов котлов ВВ-400 с реверсивной топкой, КВа-400 и КВа-500 с двусветными экранами с использованием витых ленточных и спиральных проволочных вставок в конвективные трубы. По результатам экспериментального исследования были получены хорошие результаты при использовании спиральных проволочных вставок в конвективные трубы котла ВВ-400. Температура уходящих газов была ниже на 95°C со спиральными проволочными вставками по сравнению с витыми ленточными вставками.

3. Результаты натурных теплотехнических испытаний цилиндрического водогрейного котла с реверсивной топкой ВВ-400 со спиралевидными проволочными вставками и витыми ленточными вставками в конвективных трубах проведен расчет коэффициента гидравлического (аэродинамического) сопротивления ξ и коэффициента теплоотдачи α (Nu) в зависимости от числа Рейнольдса (Re) с обобщением для различной геометрии вставок в конвективные трубы котла. По результатам регрессионного анализа установлена высокая степень зависимости между переменными. Значение коэффициента детерминации $R^2=0,98$, что свидетельствует о высокой адекватности модели и позволяет использовать ее для прогнозирования.

4. По результатам численного моделирования на компьютерной программе ANSYS реверсивной топки котла на примере ВВ-400 с выдвижением сопла горелки получены картины температурного и скоростного поля потока. А также зависимость температуры в пристеночной области стенки топки от выдвижения сопла горелки по длине. По результатам диссертационной работы предлагается использовать выдвижное сопло горелки в водогрейных и паровых котлах для устранения неравномерного теплового напряжения во второй трети длины реверсивной цилиндрической топки от среза сопла горелки, где наблюдается высокотемпературное воздействие на стенку по внутреннему периметру. Для поддержания номинальной мощности, и равнонагруженной работы цилиндрической реверсивной топки следует увеличить выдвижения тубуса горелки в топку на 150 мм для удлинения факела до тыльной стенки.

6. На основе экспериментального и численного исследования выполнены расчеты по модернизации конструкции для повышения эффективности котла ВВ-400 со спиралевидными проволочными вставками и витыми ленточными вставками в конвективные трубы. Рекомендуются увеличить количество конвективных труб до 33 вместо 29 для уменьшения сопротивления и повышения теплоотдачи в конвективных трубах диаметром $\text{Ø}48\times4$ мм с витыми ленточными вставками и спиральными проволочными вставками. Для поддержания номинальной мощности, и равнонагруженной работы цилиндрической реверсивной топки следует увеличить выдвижения тубуса горелки в топку на 150 мм для удлинения факела до тыльной стенки.

7. По результатам комплексных исследований и конструктивных решений разработаны рабочие чертежи для организации производства парового котла КПАж с спиралевидными вставками в конвективные трубы производительностью пара 6,5 т/час в Республике Казахстан.

8. Основные результаты диссертационной работы отражены в 15 научных публикациях и докладах МНТК, в том числе: 4 научные статьи в отечественных изданиях из списка рекомендованных КОКСОН; 4 научных докладов в сборниках в международных научно-технических конференций; 1 статья (Article) в журнале *Polityka Energetyczna – Energy Policy Journal* индексируемая в базе данных Scopus с процентилем на момент публикации 55% по разделу «Общая энергетика». В качестве соавтора результаты научно-исследовательской деятельности были зафиксированы в: 3 Патентах РК на изобретение по тематике конструкций водогрейных котлов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Ходанова Т.В. Паровые и водогрейные котлы: учебное пособие (для студентов высших уч.заведений спец «Теплоэнергетика») – М.:Издательский дом Академии Естествознания, 2017. – 320 с.
- 2 Орумбаев Р.К. «Исследование, разработка и организация серийного производства водогрейных котлов нового поколения»: дисс... д.т.н. – Алматы, 2002. – 253 с.
- 3 ТОО «Алматытеплокоммунэнерго»: <https://atke.kz/> 05.06.2022
- 4 Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Коробков М.С., Ходанова Т.В. Повышение эффективности и надежности газомазутных водогрейных котлов систем теплоснабжения // Монография. - Алматы: АУЭС, 2017. – 257 с.
- 5 Дукенбаев К.Д. Энергетика Казахстана и пути ее интеграции в мировую экономику. – Алматы: Гылым, 1996. – 530 с.
- 6 Обзор государственной политики Республики Казахстан в области энергосбережения и повышения энергоэффективности // Ассоциация KazEnergy, Секретариат энергетической Хартии. - Брюссель, 2014.
- 7 Хаванов П.А. Водогрейные котлоагрегаты малой мощности. Теплотехнические особенности применения // АВОК. – 2011. – № 5. – С. 66-76.
- 8 Орумбаев Р.К., Орумбаева Ш.Р. Оценка экономического и экологического эффекта при замене морально устаревших водогрейных котлов в Республике Казахстан // Actual Problems of Economics. - Киев. – 2012. - №5. – С. 38 – 43.
- 9 ICI Caldaie: <https://ici-caldaie.com/> 20.12.2021.
- 10 Buderus: <https://www.buderus.com/> 20.12.2021.
- 11 Viessmann: <https://www.viessmann.kz/kk/industria.html>. 20.12.2021.
- 12 Bosch: <https://www.bosch.kz/> 20.12.2021.
- 13 Водогрейные котлы // Официальная интернет страница ОАО «Дорогобужкотломаш». http://www.dkm.ru/upload/iblock/197/1979_b29c210b69c5dfe988d6851bc44b.pdf. 20.05.2022.
- 14 Бийский котельный завод: <http://www.bikz.ru/> (дата обращения 20.12.2021).
- 15 Российский завод котельного оборудования <https://ziosab.ru/> (дата обращения 20.12.2021).
- 16 Низамутдинов М.И., Низамова А.Ш. Современные водогрейные котлы российских и зарубежных производителей // Приоритетные направления инновационной деятельности в промышленности (Казань, 28-29 февраля 2020 г.). - Казань: Издательство ООО "Конверт", 2020. - С.135-136.
- 17 Хаустов С.А., Заворин А.С. Современные тенденции проектирования жаротрубных котлов // Вестник науки Сибири. - 2014. - №2 (12) – С. 21-28.
- 18 Жекенов Е.Л., Сейдалиева А.Б., Коробков М.С., Орумбаев Р.К. Технологии повышения энергоэффективности водогрейных котлов малой

мощности // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии // Атомная энергетика: материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной памяти профессора Данилова Н. И. (1945–2015) – Даниловских чтений (Екатеринбург, 10–14 декабря 2018 г.). — Екатеринбург : УрФУ, 2018. — С. 191-194.

19 Соколов Б. А. Паровые и водогрейные котлы малой и средней мощности / Б. А. Соколов –М.: Издательский центр "Академия", 2008. –128 с.

20 Орумбаев Р.К., Касимов А.С., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. Исследование спиральных турбулизаторов для интенсификации конвективного теплообмена водогрейных котлов малой мощности // Вестник Алматинского университета энергетики и связи– 2019. –№2 (45). - С. 20-27.

21 Мунц В.А., Павлюк Е.Ю., Прошин А.С. Котельные установки и парогенераторы: учебное пособие / М-во науки и высш.обр.РФ – Екатеринбург: Изд-во Урал.ун-та, 2020. – 208 с.

22 Хаустов С.А., Заворин А.С. Численное исследование аэродинамики топочной среды в жаротрубном котле типа "Турботерм". Промышленная энергетика. - 2014. - №1. - С. 11-14.

23 Хрустов С.А., Заворин А.С. Дальнобойность факела в жаровых трубах котлов // Промышленная энергетика. - 2014. - №10. - С. 16-20

24 Бабанков В.А., Добриков С.А. Анализ тепловых характеристик газовых топков с тупиковой жаровой камерой //Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел.: Госуниверситет-УНПК. – 2015. – Т. 304. - № 5. – С.43-46.

25 Каменецкий Б.Я. Надежность топочных экранов водогрейных котлов // Теплоэнергетика. – 2008. - № 9. – С.57-60.

26 Верес А.А., Сапунов О.Г. О расчете теплообмена в топках жаротрубных паровых и водогрейных котлов // Энергосбережение и водоподготовка. – 2011 – Т.73. - № 5. – С.58-60.

27 Zavorin A.S., Khaustov S.A., Zaharushkin N.A. Computer simulation of processes in the dead-end furnace, IOP Conf. Series // Materials Science and Engineering. - 2014. - №66. – 12029 p.

28 Шифф В.К. Математическое моделирование радиационного переноса в топочной камере // Теплоэнергетика. – 2003. - № 8. – С.49-53.

29 Красникова О.К. Показатели эффективности конвективных теплообменных поверхностей / Сб. докладов на 3-ей Всесоюзной наuchнотехнической конференции «Криогенная техника -82», 1983. - С. 13-19.

30 Красникова О.К. Исследование эффективности теплообмена при вынужденной конвекции в зависимости от формы канала, его характерного размера и свойств теплоносителя. – М: Энергомаш, 1986. - 128 с.

31 Мигай В.К., Быстров П.Г. Теплообмен в профильных трубах // Теплоэнергетика. - 1981. –№3. - С. 55-59.

32 Мигай В.К., Быстров П.Г. Интенсификация теплообмена в волнистых трубах // Теплоэнергетика. - 1976. - № 11. - С.74-76.

- 33 Калинин Э.К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М.:Машиностроение, 1981. – 205 с
- 34 Nunner W., Wärmeübergang und Druckabfall in rauhen Rohren VDJ // Forschungsheft, 1956. - №455.- 127 р Гухман А.А., Кирпиков В.А., Гутарев В.В., Цирельман Н.М. Исследование теплообмена и гидравлического сопротивления при турбулентном течении газа в поле продольного знакопеременного градиента давления // ИФЖ. - 1969. - №4. С. 581-691.
- 35 Зыков А.К. Паровые и водогрейные котлы: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 128 с.
- 36 Knudsen J.G., Katz D.J. Heat transfer and pressure drop in annuli Chem // Eng. Progr. - 1950. - №46. – 490 р.
- 37 Мигай В.К. Повышение эффективности современных теплообменников. - Л.: Из-во «Энергия», 1980. - 157 с.
- 38 Левченко Г.И., Лисейкин И.Л., Копелиович А.М., Мигай В.К., Назаренко В.С. Оребренные поверхности нагрева паровых котлов. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
- 39 Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. - М.: Наука, 1974. - 711 с.
- 40 Исследование и разработка широкой линейки перспективных водогрейных котлов тепловой мощностью от 0,63 МВт и до 145 МВт на природном газе, жидком и твердом топливе для собственного промышленного производства в Казахстане»: отчет о НИР (промежуточный): ИРН АР05133388 / Алматинский университет энергетики и связи; рук. Орумбаев Р.К.; исполн.: Кибарин А.А. - Алматы, 2019. -151 с.
- 41 Koch R. Druckverlust und Wärmeübergang, bei einer Wirbelströmung, VDJ // Forschungs – heft. 1958. - №469. - р.118.
- 42 Скрыпник А.Н. Гидравлическое сопротивление и теплоотдача труб с внутренним спиральным оребрением при однофазном течении теплоносителя: дисс. канд.техн.наук. – Казань, - 2020.-195 с.
- 43 Патанкар С., Лью С., Спэрроу Е.М. Полностью развитые течение и теплообмен в каналах с периодическим изменением площади сечения в продольном направлении // Теплопередача. 1977. - Т. 99, №2. - С. 21-29.
- 44 Лаптев А.Г., Николаев Н.А., Башаров М.М. Методы интенсификации и моделирования тепломассообменных процессов: учебно-справочное пособие. – М.: «Теплотехник», 2011. – 335 с.
- 45 В.П. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. Теплопередача. Учебник для вузов, Изд. 3-е., «Энергия», 1975. - 488 с.
- 46 Гольберг А.И., Корягин В.С., Мочан С.И., Тынтарев Э.М. Расчет и проектирование цельносварных экранов котельных агрегатов. - Л.: «Энергия», 1975. – 272 с.
- 47 Тепловой расчет котлов (Нормативный метод). – СПб.: Издательство НПО ЦКТИ, 1998. – 256 с.
- 48 Роддатис К.Ф., Полтарецкий А.Н. Справочник по котельным установкам малой производительности / под. ред. К.Ф. Роддатиса. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.

- 49 Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. 1960 г. — М. : ЭКОЛИТ, 2011. — 720 с.
- 50 Справочное руководство для расчетов и проектирования. 2-е издание, Казанцев Е.И. - М., «Металлургия», 1975. - 368 с.
- 51 ТОО «Казкотлосервис»: <https://kazkotloservis.satu.kz/> 20.12.2020.
- 52 Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник. Кн. 2. – М.: Энергоатомиздат, 1988. - 559 с.
- 53 Трёмбовля В.И. Фингер Е.Д. Авдеева А.А. Теплотехнические испытания котельных установок. - М.: Энергия, 1977. – 296 с.
- 54 «Методы теплотехнических измерений и испытаний при сжигании газа». Справочное руководство.- Ленинград: Недра, 1972.
- 55 Атрошенко Ю.К., Иванова Е.В. Теплотехнические измерения и приборы: учебное пособие / Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 151 с.
- 56 Орумбаев Р.К., Бахтияр Б.Т., Отынчиева М.Т, Сейдалиева А.Б. Повышение эффективности водогрейных котлов // Вестник Алматинского университета энергетики и связи. - 2020. –№ 1 (48). - С. 6-12.
- 57 Жекенов Е.Л., Искаков Д.О., Сейдалиева А.Б. Методика проведения экспериментального изучения возможностей интенсификации на примере теплотехнических испытаний водогрейных котлов малой мощности // Научная дискуссия современной молодежи: Актуальные вопросы, достижения и инновации: сборник статей IX Международной научно-практической конференции. – Пенза: МЦНС «Наука и Просвещение». – 2019. – С. 11-14.
- 58 ТОО «Буран Бойлер»: <https://buran.kz/> 15.01.2020.
- 59 Коробков М.С. Разработка высокоэффективных водогрейных котлов с коаксиальными двусветными экранами: дисс. ... докт. филос. АУЭС им.Г.Даукеева. - 2021.– 112 с.
- 60 Исследование и разработка широкой линейки перспективных водогрейных котлов тепловой мощностью от 0,63 МВт и до 145 МВт на природном газе, жидком и твердом топливе для собственного промышленного производства в Казахстане»: отчет о НИР (промежуточный): ИРН AP05133388 / Алматинский университет энергетики и связи; рук. Орумбаев Р.К.; исполн.: Кибарин А.А. - Алматы, 2018. -130 с
- 61 Искаков Д.О., Жекенов Е.Л., Сейдалиева А.Б. Методика проведения теплотехнических испытаний поверхностей нагрева котельных агрегатов // Актуальные вопросы современной науки и образования. Монография. – Пенза: Мцнс «Наука и просвещение». – 2020. - С. 274 – 287.
- 62 Seidaliyeva A., Kabdushev Sh., Baipakbayeva S., Kopishev E., Suleimenov I. The diversification of energy sources in Kazakhstan as a way to dampen the consequences of a predicted crisis // Polityka Energetyczna – Energy Policy Journal. - 2024. - № 27(1). - P.173-188.
- 63 ГОСТ 19903-2015 «Прокат листовой горячекатаный. Сортамент
- 64 ГОСТ 8731-74 (СТ СЭВ 1482-78) трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Технические требования

- 65 ГОСТ 30735-2001. Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью от 0,1 до 4,0 МВт. Общие технические условия.
- 66 Каменецкий Б.Я. Надежность топочных экранов водогрейных котлов // Теплоэнергетика. – 2008. - № 9. – С.57-60.
- 67 ГОСТ 8732-78 Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент
- 68 ГОСТ 2850-75 Картон асбестовый.
- 69 ГОСТ 1779-83 Шнуры асбестовые. Технические условия
- 70 Преображенский В.П. Теплотехнические измерения и приборы. – М., 1978. - 699 с.
- 71 Свешникова Т.В. Отв. Аронов Д.И., Методика определения номинальной теплопроизводительности отопительных котлов теплопроизводительностью от 0,1 до 3,15 МВт. - М., 1983. - 74 с.
- 72 Шкуратник В.Л. Измерения в физическом эксперименте: Учебник для вузов. – М.: Издательство «Горная книга», 2006. – 335 с.
- 73 Кочин Н.Е., Кибель И.А., Розе Н.В. Теоретическая гидродинамика. М.: Физматгиз. 1963. - Т.2. - 727 с.
- 74 Математическое моделирование. Методология и методы разработка математических моделей механических систем и процессов. Часть 1. Моделирование систем и процессов. Издание третье, переработанное и дополненное: учебное пособие. – М.: МГТУ ГА, 2004. – 108 с.
- 75 Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей в 2-х т. – М.: Мир, 1991. – 1056 с.
- 76 Хаустов С.А. Совершенствование конструктивных схем жаротрубных котлов на основе численного моделирования процессов горения и теплообмена: дисс. ... канд.техн.наук. - Томск – 2016. – 159 с.
- 77 CFD Experts. Simulate the Future // Ansys CFX-Pre User's Guide. - Canonsburg. – 2021. –488 p.
- 78 Daly B.J. and Harlow F.H. Transport equations in turbulence // Phys. Fluids. – 1970. – vol. 13. - № 11. – P.2634-2649. Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Коробков М.С., Ходанова Т.В., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. Опыт длительной эксплуатации водогрейного котла кв-гм-7,56-95 // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2019. – № 10-1. – С. 169-174.
- 79 Вулис Л.А., Ярин Л.П., Аэродинамика факела. – Л.: Энергия, 1978. – 216 с.
- 80 Бубенчиков А.М., Старченко А.В. Численные модели динамики и горения аэродисперсных смесей в каналах. – Томск:Изд-во Том.ун-та, 1998. – 236 с.
- 81 Sarlej M., Petr P., Hajek J. and Stehlik P. Computational support in experimental burner design optimization // Appl. Therm. Eng. – 2007. – Vol. 27. – P. 2727-2731.

- 82 Четверушкин Б.Н. Математическое моделирование задач динамики изучающего газа. – М.: Наука: Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 304 с.
- 83 Launder B.E., Spalding D.B. The Numerical Computation of Turbulent Flows // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – Vol. 3. – P. 269-289.
- 84 Westbrook C.K., Dryer F.L. Simplified reaction mechanisms for the oxidation of hydrocarbon fuels in flames // Combust. Sci. technol. – 1981. – vol. 27. - № 1-2. – P.31-43.
- 85 Котлы стальные водогрейные. Руководство по эксплуатации и паспорт. Buran Boiler LLP. – Алматы. – 32 с.
- 86 Орумбаев Р.К., Бахтияр Б.Т., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. Повышение эффективности водогрейных котлов // Вестник КазНУ №4 (134) 2019 г.С 470-474.
- 87 Р.К. Орумбаев, Б.Т. Бахтияр, М.Т. Отынчиева, А.Б. Сейдалиева. Повышение эффективности водогрейных котлов. Вестник Алматинского университета энергетики и связи № 1 (48) 2020. – с. 6-12.
- 88 Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т., Жекенов Е.Л., Исаков Д.О. Теплотехнические испытания водогрейных котлов КСГН-1,16 и КСГН-3,15. Вестник науки и образования. - М., 2019. - № 14 (68). – Ч. 1. - С. 29-33.
- 89 Приказ Министра сельского хозяйства Республики Казахстан от 7 октября 2015 года № 18-02/899 «Об утверждении норм шумовых и иных акустических воздействий искусственного происхождения».
- 90 Приказ Министра энергетики Республики Казахстан от 20 февраля 2015 года № 122. Зарегистрирован в Министерстве юстиции Республики Казахстан 29 апреля 2015 года № 10859. «Об утверждении Правил техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей».
- 91 Приказ Министра по инвестициям и развитию Республики Казахстан от 30 декабря 2014 года № 358. «Об утверждении Правил обеспечения промышленной безопасности при эксплуатации оборудования, работающего под давлением» (с изменениями по состоянию на 09.03.2024 г.).
- 92 Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений., перераб.и доп. Л. : Энергоатомиздат, - 1991.- 304 с.
- 93 Анцыферов С.С. Общая теория измерений: учеб.пособие / под ред.Н.Н.Евтихиева. - М.: Горячая линия- Телеком, 2007. – 176 с.
- 94 Глазнев В.Н., Запрягаев В.И., Усков В.Н. и др. Струйные и нестационарные течения в газовой динамике. □ Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2000. - 200 с.
- 95 Сидельковский Л.Н. Котельные установки промышленных предприятий / Л.Н. Сидельковский, В.Н. Юренев – М.: Энергоатомиздат, 1988.
- 96 Тепловой расчет котлоагрегатов: Учеб. пособие /Акимов Ю.И., Васильев А.В., Антропова Г.В. Саратов. госуд. технич. университет, Саратов, 2006. 95 с

97 Термодинамические свойства воды и водяного пара: Справочник. Рек. Гос. службой стандартных справочных данных-2-е изд., перераб. и доп.- М.: Энергоатомиздат, 1984. - 80 с.

98 Белгородский завод энергетического машиностроения
<https://omk.ru/units/omk-energomash/> 09.05.2024.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Патенты



КАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ **РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН**

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ
PATENT

№ 34490

ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION



(21) 2019/0404.1

(22) 03.06.2019

(45) 30.07.2020

(54) Су жылытатын қазан
Водогрейный котел
Hot water boiler

(73) Коробков Максим Сергеевич (KZ); Орумбаев Рахимжан Кабиевич (KZ); Отынчиева Маржан Турепашовна (KZ); Кибарин Андрей Анатольевич (KZ)
Korobkov Maksim Sergeyevich (KZ); Orumbayev Rakhimzhan Kabiyeich (KZ); Otynchiyeva Marzhan Turepashovna (KZ); Kibarin Andrey Anatolyevich (KZ)

(72) Орумбаев Рахимжан Кабиевич (KZ) Orumbayev Rakhimzhan Kabiyeich (KZ)
Отынчиева Маржан Турепашовна (KZ) Otynchiyeva Marzhan Turepashovna (KZ)
Кибарин Андрей Анатольевич (KZ) Kibarin Andrey Anatolyevich (KZ)
Коробков Максим Сергеевич (KZ) Korobkov Maksim Sergeyevich (KZ)
Касимов Арман Салемович (KZ) Kassimov Arman Salemovich (KZ)
Орумбаева Шолпан Рахимжановна (KZ) Orumbayeva Sholpan Rakhimzhanovna (KZ)
Бахтияр Балжан Төрепашкызы (KZ) Bakhtiyar Balzhan Torepashkyzy (KZ)
Сейдалиева Айғаным Булаткызы (KZ) Seidaliyeva Aiganym Bulatkyzy (KZ)



ЭЦҚ кол қойылды
Подписано ЭЦП
Signed with EDS

Е. Куантыров
Е. Куантыров
Y. Kuantyrov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМК директоры
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ



РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ PATENT

№ 34827

ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION



(21) 2019/0738.1

(22) 08.10.2019

(45) 08.01.2021

(54) Су қыздырушы қазан
Водогрейный котел
Hot water boiler

(73) «Ғұмарбек Дәукеев атындағы Алматы энергетика және байланыс университеті» коммерциялық емес акционерлік қоғамы (KZ)
Некоммерческое акционерное общество «Алматынский университет энергетик и связи имени Гумарбека Даукеева» (KZ)
«Almaty University of Power Engineering and Telecommunications named after Gumarbek Daukeyev» Non-Commercial Joint-Stock Company (KZ)

(72) Орумбаев Рахимжан Кабиевич (KZ)
Кибарин Андрей Анатольевич (KZ)
Орумбаева Шолпан Рахимжановна (KZ)
Касимов Арман Салемович (KZ)
Коробков Максим Сергеевич (KZ)
Бахтияр Балжан Төрепашкызы (KZ)
Ходанова Татьяна Викторовна (KZ)
Сейдалиева Айғаным Бұлаткызы (KZ)
Отынчиева Маржан Түрепашовна (KZ)

Orumbayev Rakhimzhan Kabiyeovich (KZ)
Kibarin Andrey Anatolyevich (KZ)
Orumbayeva Sholpan Rakhimzhanovna (KZ)
Kassimov Arman Salemovich (KZ)
Korobkov Maxim Sergeyevich (KZ)
Bakhtiyar Balzhan Torepashkyzy (KZ)
Khodanova Tatyana Viktorovna (KZ)
Seidaliyeva Aiganym Bulatkyzy (KZ)
Otyunchiyeva Marzhan Turepashovna (KZ)



ЭЦҚ қол қойылды
Подписано ЭЦП
Signed with EDS

Е. Оспанов
Е. Оспанов
Y. Ospanov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМҚ директоры
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ



РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН

REPUBLIC OF KAZAKHSTAN

ПАТЕНТ PATENT

№ 35284

ӨНЕРТАБЫСҚА / НА ИЗОБРЕТЕНИЕ / FOR INVENTION



(21) 2020/0466.1

(22) 10.07.2020

(45) 17.09.2021

(54) Су жылытатын қазан
Водогрейный котел
Hot water boiler

(73) «Ғұмарбек Дәукеев атындағы Алматы энергетика және байланыс университеті» коммерциялық емес акционерлік қоғамы (KZ)
Некоммерческое акционерное общество «Алматинский университет энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева» (KZ)
«Almaty University of Power Engineering and Telecommunications named after Gumarbek Daukeyev» Non-profit Joint-Stock Company (KZ)

(72) Орумбаев Рахымжан Кабиевич (KZ)
Кибарин Андрей Анатольевич (KZ)
Ходанова Татьяна Викторовна (KZ)
Сейдалиева Айғаным Булатқызы (KZ)
Отынчиева Маржан Түрепашовна (KZ)
Кумаргазина Мадина Бакытжановна (KZ)
Искаков Ділшат Озатұлы (KZ)
Жекенов Елдос Лесбекұлы (KZ)

Orumbayev Rakhimzhan Kabiyeovich (KZ)
Kibarin Andrey Anatolyevich (KZ)
Khodanova Tatyana Viktorovna (KZ)
Seidaliyeva Aiganym Bulatkyzy (KZ)
Otyunchiyeva Marzhan Turepashovna (KZ)
Kumargazina Madina Bakytzhanovna (KZ)
Iskakov Dilshat Ozatuly (KZ)
Zhekenov Yeldos Lesbekuly (KZ)



ЭЦҚ қол қойылды
Подписано ЭЦП
Signed with EDS

Е. Оспанов
Е. Оспанов
Y. Ospanov

«Ұлттық зияткерлік меншік институты» РМҚ директоры
Директор РГП «Национальный институт интеллектуальной собственности»
Director of the «National Institute of Intellectual Property» RSE

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Акт внедрения

ҚАЗАҚСТАН РЕСПУБЛИКАСЫ
«КАЗКОТЛОСЕРВИС»
Жауапкершілігі шектеулі серіктестігі

050048, Алматы қ., Қарасу ш/а,
Боралдай тас жолы, 1-ші км
тел. +7 (727) 299 -42-15
факс: +7 (727) 299 -39-04
www.kazkotloservis.kz
kazkotloservis@mail.ru



РЕСПУБЛИКА КАЗАХСТАН
Товарищество с ограниченной
ответственностью
«КАЗКОТЛОСЕРВИС»
050048, г. Алматы, мкр. Карасу,
Бурундыйское шоссе, 1-й км
тел. +7 (727) 299 -42-15
факс: +7 (727) 299 -39-04
www.kazkotloservis.kz
kazkotloservis@mail.ru

АКТ

внедрения научных положений, научной новизны и прикладных
результатов диссертационной работы «Разработка и исследование
высокоэффективных водогрейных котлов малой мощности»

докторанта Сейдалиевой Айганым Булатовны

Настоящим Актом внедрения подтверждается, что результаты диссертационного исследования докторанта кафедры ТЭУ НАО «АУЭС имени Гумарбека Даукеева» на тему: «Разработка и исследование высокоэффективных водогрейных котлов малой мощности» являются актуальными, представляют практический и научный интерес в научных и прикладных вопросах котельной техники, эффективности, энергосбережения в системе децентрализованного теплоснабжения и соответствуют современным требованиям и трендам декарбонизации в Республике Казахстан.

В диссертационной работе докторанта Сейдалиевой А.Б. получены существенные прикладные результаты научного и теплотехнического натурного исследования на действующих в Казахстане современных цилиндрических водогрейных котлах:

1. Выполнено аналитическое решение дифференциального уравнения теплопроводности Лапласа применительно к реверсивной топке цилиндрического водогрейного котла, позволяющие определить не только профили и поля температур в стенке реверсивной топки, но и поля напряжений в цилиндрической стенке применительно к котлу ВВ-400.

2. По результатам выполненных теплотехнических испытаний и экспериментальных изотермических исследований цилиндрического водогрейного котла ВВ-400 с реверсивной топкой и проволоочными спиралевидными вставками в конвективных трубках при работе на дизельном топливе, получены приемлемые показатели по тепловой эффективности котла.

3. По результатам теплотехнических натурных испытаний цилиндрического водогрейного котла с реверсивной топкой и спиралевидными

проволочными вставками получены аналитические зависимости для расчета коэффициента гидравлического (аэродинамического) сопротивления ξ и коэффициента теплоотдачи α (Nu) в зависимости от числа Рейнольдса (Re) с обобщением для различной геометрии спиралевидных проволочных вставок в конвективные трубки котла.

4. Выполнены тепловые расчеты по типовой методике и на основе математической модели в специализированном программном комплексе «BOILER DESIGNER» при работе на природном газе и дизельном топливе для водогрейного котла ВВ-400 с реверсивной топкой, и проведены сравнения основных теплотехнических параметров с цилиндрическим трехходовым водогрейным котлом КВа-400 с двусветным экраном.

5. Результаты диссертационной работы доведены до конкретных рекомендаций по регулированию и установке длины сопла горелки для устранения неравномерного теплового напряжения во второй трети длины реверсивной цилиндрической топки от среза сопла горелки, где наблюдается высокотемпературное воздействие на стенку по внутреннему периметру.

6. Результаты диссертационной работы в части исследования паровых котлов доведены до разработки рабочей документации с применением современных программных продуктов 3D проектирования для начала серийного производства паровых котлов с реверсивной топкой серии КПАж и дальнейшей коммерциализации проекта.

7. Техническая документация водогрейного котла с реверсивной топкой ВВ-400 и парового котла серии КПАж-1,0 прошла предварительную техническую и технологическую экспертизу завода изготовителя и получено положительное заключение на серийное изготовление таких типов котлов.

При принятии решения на изготовление эффективных цилиндрических паровых и водогрейных котлов указанных серий для замены устаревших аналогичных конструкций, внедрение результатов настоящей диссертационной работы не вызывает сомнений.

При наличии соответствующего финансирования для начала выпуска новых водогрейных рассмотренной серии ВВ и паровых котлов серии КПАж паровой производительностью до 6 т/час, наше предприятие готово оказать всяческую практическую поддержку диссертанту.

Директор ТОО «Казкотлосервис»

Q. Bor
Ф. Волков



ПРИЛОЖЕНИЕ В

Список научных трудов, опубликованных по теме диссертации

Статья в базе Web of Science:

1. A.Seidaliyeva, Sh.Kabdushev, S.Baipakbayeva, E.Kopishev, I.Suleimenov. The diversification of energy sources in Kazakhstan as a way to dampen the consequences of a predicted crisis // Polityka Energetyczna – Energy Policy Journal 2024; 27(1). pp.173-188. DOI: <https://doi.org/10.33223/epj/171442>

Журналы КОКСОН Республики Казахстан:

2.Орумбаев Р.К., Бахтияр Б.Т., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. Повышение эффективности водогрейных котлов // Вестник КазННТУ №4 (134) 2019 г.С 470-474. ISSN1680-9211

3.Орумбаев Р.К., Касимов А.С., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. Исследование спиральных турбулизаторов для интенсификации конвективного теплообмена водогрейных котлов малой мощности. Вестник Алматинского университета энергетики и связи №2 (45). – 2019. – с. 20-27. ISSN1999-9801

4.Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Сейдалиева А.Б., Катранова З.Г. К вопросу зависимости коэффициента тепловой эффективности поверхности нагрева и коэффициента загрязнения от скорости запыленного потока. Вестник Алматинского университета энергетики и связи № 3(54). – 2021. – с.16-24. ISSN 1999-9801

5.Р.К. Орумбаев, Б.Т. Бахтияр, М.Т. Отынчиева, А.Б. Сейдалиева. Повышение эффективности водогрейных котлов. Вестник Алматинского университета энергетики и связи № 1 (48) 2020. – с. 6-12. ISSN1999-9801

Публикации в зарубежных научных журналах, включая материалы зарубежных международных конференций

6. Otynychieva M.T., Orumbayev R. K., Kulymbaeva M.S., Seidaliyeva A. B., Munts V. A. Experimental study of the hydraulic resistance of turbulent flow in the packed bed // Periodico Tche Quimica, 2020, 17(36), pp.1212-1224. ISSN 1806-0374

7. Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Коробков М.С., Ходанова Т.В., Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т. Опыт длительной эксплуатации водогрейного котла кв-гм-7,56-95 // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. – 2019. – № 10-1. – С. 169-174.

8. Сейдалиева А.Б., Отынчиева М.Т., Жекенов Е.Л., Искаков Д.О. Теплотехнические испытания водогрейных котлов КСГН-1,16 и КСГН-3,15. Вестник науки и образования 2019. № 14 (68). Часть 1. - Москва. – с. 29-33.

9. Жекенов Е.Л., Искаков Д.О., Сейдалиева А.Б. Методика проведения экспериментального изучения возможностей интенсификации на примере теплотехнических испытаний водогрейных котлов малой мощности // Научная дискуссия современной молодежи: Актуальные вопросы, достижения и инновации: сборник статей IX Международной научно-практической конференции. – Пенза: МЦНС «Наука и Просвещение». – 2019. – с. 11-14.

10. Сейдалиева А.Б., Айдаболова А.С., Жекенов Е.Л. Технико-экономическая оценка модернизации ТЭЦ-1 ГТУ надстройкой // Open innovation. Сборник статей XII Международной научно-практической конференции, Состоявшейся 23 апреля 2020г. в г. Пенза сборник статей XII Международной научно-практической конференции, Состоявшейся 23 апреля 2020г. в г. Пенза. – Пенза: Мцнс «Наука и просвещение». – 2020. – с. 39-44.

11. Исаков Д.О., Жекенов Е.Л., Сейдалиева А.Б. Методика проведения теплотехнических испытаний поверхностей нагрева котельных агрегатов // Актуальные вопросы современной науки и образования. Монография. – Пенза: Мцнс «Наука и просвещение». – 2020. С. 274 – 287.

12. Seidaliyeva A.B., Niyazova G.B., Kopishev E.E., Vitulyova E.S., Kabdushev S.B., Baipakbayeva S.T., Bakirov A.S., Suleimenov I.E. Small green energy: Implementation through gamification of the educational process. Proceedings of the 7th World Congress on New Technologies (NewTech'21). – 2021.

13. Е. Л. Жекенов, А. Б. Сейдалиева, М. С. Коробков, Орумбаев Р.К. Технологии повышения энергоэффективности водогрейных котлов малой мощности // Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Атомная энергетика: материалы Меж.научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной памяти профессора Данилова Н. И. (1945–2015) – Даниловских чтений (Екатеринбург, 10–14 декабря 2018 г.). — Екатеринбург: УрФУ, 2018. — С. 191-194.

Патенты Республики Казахстан

14. Отынчиева М.Т., Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Касимов А.С., Бахтияр Б.Т., Коробков М.С., Сейдалиева А.Б., Орумбаева Ш.Р. Водогрейный котёл // Патент РК на изобретение №34490, опубл. в бюл. №30 от 30.07.2020

15. Отынчиева М.Т., Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Касимов А.С., Бахтияр Б.Т., Коробков М.С., Сейдалиева А.Б., Орумбаева Ш.Р., Ходанова Т.В. Водогрейный котёл // Патент РК на изобретение №34827, опубл. в бюл. №1 от 08.01.2021

16. Отынчиева М.Т., Орумбаев Р.К., Кибарин А.А., Кумаргазина М.Б., Ходанова Т.В., Сейдалиева А.Б., Исаков Д.О., Жекенов Е.Л. Водогрейный котёл // Патент РК на изобретение №35284, опубл. в бюл. №37 от 17.09.2021

Другие публикации

17. Орумбаев Р.К., Отынчиева М.Т., Сейдалиева А.Б. Снижение выбросов диоксида серы при сжигании каменных углей на колосниковой решетке с тонким слоем. XI Международная научно-техническая конференция «Энергетика, инфокоммуникационные технологии и высшее образование» посвященная 45-летию образования Алматинского университета энергетики и связи имени Гумарбека Даукеева. Материалы конференции 16-18 октября, 2020г. с.59-61.

18. Орумбаев Р.К., Касимов А.С., Сейдалиева А.Б., Кумаргазина М.Б., Исаков Д.О., Жекенов Е.Л. К вопросу эффективности теплообмена в водяных теплообменниках с витыми профилированными трубками. XI

Международная научно-техническая конференция «Энергетика, инфокоммуникационные технологии и высшее образование» Материалы конференции 16-18 октября, – 2020г. с.70-72.

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

Решение уравнения теплопроводности для теплонапряженной цилиндрической стенки реверсивной топки

Таблица Г.1 - Для толщины стенки 8 мм

Расчетная величина	Обозначение, размерность	Мощность котла, кВт				
		385	348	323	298	266
Радиационный тепловой поток	q_v , (Вт/м ³)	1704,1	1543,34	1429	1321,8	1178,94
Расход топлива	B_p , (кг/час)	47,7	43,2	40,0	37	33
Поверхность топки	H_p , (м ²)	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55
Объем топки	V_T , (м ³)	0,332	0,332	0,332	0,332	0,332
Коэффициент теплоотдачи	α , (Вт/м ² °C)	2500	2500	2500	2500	2500
Коэффициент теплопроводности	λ , (Вт/м°C)	50	50	50	50	50
Радиус внутренней стенки топки	r_1 , (м)	0,257	0,257	0,257	0,257	0,257
Радиус наружной стенки топки	r_2 , (м)	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265
Отношение радиусов	β	0,969	0,969	0,969	0,969	0,969
Температура внутренней стенки	t_1 , (°C) (31)	82,93	81,71	80,84	80,02	78,94
Температура наружной стенки	t_2 , (°C) (29)	74,66	74,22	73,91	73,61	73,22
Температура воды	$t_{ж2}$ (°C) эксп	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0
Максимальное удельное лучистое тепловосприятие	$q_{рад}$, (Вт/м ²)	45560	41262	38206	35340	31520
Радиационный тепловой поток	q_v , (ккал/ч×м ³)	1 465 194	1 326 968	1 228 675	1 136 524	1 013 656
Количество полезно используемого тепла	$Q_{полезн}$, Вт	384805	348503	322688	298486	266217
Радиационная составляющая котла	$Q_{радиац}$, Вт	212027	192025	177801	164465	146685
Конвективная составляющая тепла	$Q_{конвек}$, Вт	172778	156478	144887	134021	119532
Максимальное удельное конвективное тепловосприятие	$q_{конв}$, (Вт/м ²)	16013	14502	13428	12420,8	11078
Максимальное удельное лучистое тепловосприятие	$q_{рад}$, (Вт/м ²)	83148	75304	69726	64496	57523

Таблица Г.2 - Для толщины 6 мм

Расчетная величина	Обозначение, размерность	Мощность котла, кВт				
		385	348	323	298	266
1	2	3	4	5	6	7
Радиационный тепловой поток	q_v , (Вт/м ³)	1704,1	1543,34	1429	1321,8	1178,94
Расход топлива	B_p , (кг/час)	47,7	43,2	40,0	37	33
Количество полезно используемого тепла	$Q_{полезн}$, (кВт)	384805	348503	322688	298486	266217
Радиационная составляющая котла	$Q_{радиац}$, (кВт)	212027	192025	177801	164465	146685

Продолжение таблицы Г.1

1	2	3	4	5	6	7
Конвективная составляющая тепла	$Q_{\text{конвек}}$ (кВт)	172778	156478	144887	134021	119532
Максимальное удельное конвективное тепловосприятие	$q_{\text{конв}}$ (Вт/м ²)	16013	14502	13428	12421	11078
Максимальное удельное лучистое тепловосприятие	$q_{\text{рад}}$ (Вт/м ²)	83148	75304	69726	64496	57523
Радиус внутр. стенки топки	r_1 , (м)	0,259	0,259	0,259	0,259	0,259
Радиус нар. стенки топки	r_2 , (м)	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265
Отношение радиусов	$\beta = r_1/r_2$	0,977	0,977	0,977	0,977	0,977
Температура внутр.стенки топки	t_1 , (°C) (31)	79,7	78,78	78,13	77,53	76,71
Температура нар.стенки топки	t_2 , (°C) (29)	73,57	73,23	72,99	72,77	72,47
Температура воды	$t_{\text{ж2}}$ (°C) эксп	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0
Максимальное удельное лучистое тепловосприятие	$q_{\text{рад}}$ (Вт/м ²)	45560	41262	38206	35340	31520
Радиационный тепловой поток	q_v , (ккал/ч×м ³)	1 465 194	1 326 968	1 228 675	1 136 524	1 013 656

Таблица Г.3 - Для толщины стенки 10 мм

Расчетная величина	Обозначение, размерность	Мощность котла, кВт				
		385	348	323	298	266
1	2	3	4	5	6	7
Радиационный тепловой поток	q_v , (Вт/м ³)	1704,1	1543,34	1429	1321,8	1178,94
Расход топлива	B_p , (кг/час)	47,7	43,2	40,0	37	33
Количество полезно используемого тепла	$Q_{\text{полезн}}$ (кВт)	384805	348503	322688	298486	266217
Радиационная составляющая котла	$Q_{\text{радиац}}$ (кВт)	212027	192025	177801	164465	146685
Конвективная составляющая тепла	$Q_{\text{конвек}}$ (кВт)	172778	156478	144887	134021	119532
Максимальное удельное конвективное тепловосприятие	$q_{\text{конв}}$ (Вт/м ²)	16013	14502	13428	12421	11078
Тепловой поток излучения	$q_{\text{рад}}$ (Вт/м ²)	83148	75304	69726	64496	57523
Вн.радиус стенки топки	r_1 , (м)	0,255	0,255	0,255	0,255	0,255
Нар.радиус стенки топки	r_2 , (м)	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265
Отношение радиусов	$\beta = r_1/r_2$	0,962	0,962	0,962	0,962	0,962

Продолжение таблицы Г.3

1	2	3	4	5	6	7
Температура внутренней стенки топки	$t_1, (^{\circ}\text{C})$ (31)	86,31	84,77	83,68	82,66	81,28
Температура наружной стенки топки	$t_2, (^{\circ}\text{C})$ (29)	75,74	75,2	74,82	74,46	73,97
Температура воды	$t_{ж2} (^{\circ}\text{C})$	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0
Максимальное удельное лучистое тепловосприятие	$q_{\text{рад}} (\text{Вт/м}^2)$	45560	41262	38206	35340	31520
Радиационный тепловой поток	$q_v, (\text{ккал/ч}\times\text{м}^3)$	1465194	1326968	1228675	1136524	1013656

Таблица Г.3 - Для толщины стенки 12 мм

Расчетная величина	Обозначение, размерность	Мощность котла, кВт				
		385	348	323	298	266
Радиационный тепловой поток	$q_v, (\text{Вт/м}^3)$	1704,1	1543,34	1429	1321,8	1178,94
Расход топлива	$B_p, (\text{кг/час})$	47,7	43,2	40,0	37	33
Количество полезно используемого тепла	$Q_{\text{полезн}} (\text{кВт})$	384805	348503	322688	298486	266217
Радиационная составляющая котла	$Q_{\text{радиац}} (\text{кВт})$	212027	192025	177801	164465	146685
Конвективная составляющая тепла	$Q_{\text{конвек}} (\text{кВт})$	172778	156478	144887	134021	119532
Максимальное удельное конвективное тепловосприятие	$q_{\text{конв}} (\text{Вт/м}^2)$	16013	14502	13428	12421	11078
Максимальное удельное лучистое тепловосприятие	$q_{\text{рад}} (\text{Вт/м}^2)$	83148	75304	69726	64496	57523
Вн.радиус стенки топки	$r_1, (\text{м})$	0,253	0,253	0,253	0,253	0,253
Нар.радиус стенки топки	$r_2, (\text{м})$	0,265	0,265	0,265	0,265	0,265
Отношение радиусов	$\beta = r_1/r_2$	0,962	0,962	0,962	0,962	0,962
Температура внутренней стенки	$t_1, (^{\circ}\text{C})$ (31)	89,94	87,88	86,55	85,31	83,65
Температура наружной стенки	$t_2, (^{\circ}\text{C})$ (29)	76,99	76,33	75,86	75,42	74,83
Температура воды	$t_{ж2} (^{\circ}\text{C})$ эксп	70,0	70,0	70,0	70,0	70,0
Максимальное удельное лучистое тепловосприятие	$q_{\text{рад}} (\text{Вт/м}^2)$	45560	41262	38206	35340	31520
Радиационный тепловой поток	$q_v, (\text{ккал/ч}\times\text{м}^3)$	1 465 194	1 326 968	1 228 675	1 136 524	1 013 656

ПРИЛОЖЕНИЕ Д

Расчет парового котла КПАж

Таблица Д.1 - Тепловой расчет для котла КПАж-6,5

Расчетные величины	Обозначения	Способ определения	Размерн.	Числ. значение
Теплотворность природного газа	Q_p^p	Из исходных данных	ккал/кг	11000
Физ. тепло топлива	i_t	$c_t \cdot t_t$	ккал/кг	$0,52 \cdot 20 = 10,4$
Располагаемое тепло	Q_p^p	$Q_p^p + i_t$	ккал/кг	11010,4
Температура уход. газов	ϑ_{yx}	Из Нормативного метода	°C	259
Энтальпия уход. газов	I_{yx}	По табл. Норматив. Метода	ккал/кг	1020
Энтальпия теор. воздуха	$I_{хв}$	$c_v \cdot t_v \cdot V_0$ при $t_v = 20^\circ\text{C}$	ккал/кг	75,7
Потери тепла с уходящими газами	q_2	$(I_{yx} - \alpha_{yx} I_{хв}) \cdot 100 / Q_p^p$	%	11,8
Потери в окруж. среду	q_5	Из Нормативного метода	%	0,8
Сумма тепловых потерь	Σq	$q_2 + q_5$	%	11
КПД котла	η_k	$100 - \Sigma q$	%	89
Коэф сохран. тепла	ϕ	$1 - (q_5/100)$	-	0,995
Энтальпия пара на выходе из котла	i''	Из табл. термодин. данных	ккал/кг	664
Энтальпия воды на входе	i'	Из табл. термодин. данных	ккал/кг	25
Тепловая мощность котла	Q	$D \cdot (i'' - i')$	ккал/ч	4166500
Расход топлива, номинал	B_p	$Q \cdot 100 / Q_p^p \cdot \eta_k$	кг/ч	225
Видимое тепловое напряжение объема топки	Q / V_t	$B_p \cdot Q_p^p / V_t$	ккал/м³ч	$7 \cdot 10^5$

Таблица Д.2 - Расчет теплообмена в топке парового котла

Расчетные величины	Обозначения	Способ определения	Размерн.	Числ. значение
1	2	3	4	5
Объем топочной камеры	V	Из конструкции котла	м³	6,62
Полная радиационная поверхность котла	ζH_p	Из конструкции котла	м²	20
Полная поверхность стен Топки (лучевосприн)	$F_{ст}$	Из конструкции котла	м²	20
Характер пламени	-	-	-	Светящийся
Эфф толщ. излуч сл. факл	s	$3,6 \cdot V_t / F_{ст}$	м	1,19
Объемная доля водяных паров	γ_{H_2O}	Из табл. объемов газов	-	17,07
Сумма вод. паров и трех-атомных газов	γ_n	Из табл. объемов газов	-	8,975
Коэфф-нт ослабл. лучей	k_r	Номограмма IX, Норматив.	-	0,5
Сила погл топочн средой	k_{ps}	$k_r \gamma_n s$, при $(p = 1 \text{ ат})$	м×ат	$0,5 \cdot 0,6 = 0,30$
Степ черн несвет факела	a_r	Номограмма XI, Норматив	-	0,251

Продолжение таблицы Д.2

1	2	3	4	5
Степень черн свет факела	$a_{св}$	Нормативный метод $s \geq 2,5m$	-	0,9
Коэффици-ент вида сжиган.	m	То же	-	0,8
Степень черноты топки	a_T	$a_{ф}/[a_{ф}+(1-a_{ф}) \psi \cdot \zeta]$	-	0,82
Отн. место Макс. темпер	χ	Нормативный метод	-	0,3
Расчетный коэффициент	M	Нормативный метод	-	0,43
Коэфф. избытка в топке	α_T	Из расчета	-	1,3
Температ. возд. в топку	t_b	Из исходных данных	°C	20
Тепло, вносе возд в топку	Q_b	$\alpha_T \cdot c_b \cdot t_b \cdot V_0$	ккал/кг	76,7
Полезное тепловыделение в топке на 1 кг топлива	Q_T	$Q_{p_p}(100-q_3/100) + Q_b$	ккал/кг	10833
Теоретическая температура сгорания топлива	ϑ_a	По таблице теплосодержан	°C	1730
Температура газов на выходе из топки	ϑ_T''	$T_a/[Bu^{0,3} M(4,9 \zeta H_{лаТ} T^3/10^8 \phi B_p \cdot V_{ср})^{0,6}+1] - 273$	°C	1180
Энтальпия газов на выход	I_T''	По таблице теплосодержан	ккал/кг	5370
Тепло, переданное излучением в топке котла	$Q_{л}$	$\phi (Q_T - I_T'') (0,997)$	ккал/кг	<u>4930</u>

Таблица Д.3 - Расчет конвективной части парового котла

Тепловые излучатели	l/h	Спиралевидная проволока Из конструкции	за 1 оборот	97,58
1	2	3	4	5
Диаметр труб	$d \cdot s$	Из конструкции котла	мм	57теп×3
Расположение труб	-	По констр (вн ст. спир. в форме пружины)	шт	136
Относит шаг крути	-	Из конс. с шагом (R)	мм	110
Поверхн. нагрева конвек.	H_k	Из конструкции $H_{тр} + H_{тор}$	m^2	115,3
Живое сечение для газов	F_r	Из конструкции котла	m^2	0,277
Живое сечение для воды	F_b	Из конструкции котла	m^2	5,87
Эффективная толщина излучающего слоя	s	Из конструкции котла	м	2,5
Расчетн. расход топлива	B_p	Из теплового баланса	кг/час	42,38
Темп газов на входе в -ри трубы Ø57×3	ϑ'	Из расчета топки	°C	1000
Энтал газов перед конвективными трубами	I'	Из расчета топки	ккал/кг	5200
Тепло присосов (воздуха)	$I_{пр}$	Из расчета топки	ккал/кг	4,8
Темпер. газов на выходе	ϑ''	Принято предварительно	°C	200
Энтал газов на выходе	I''	По I – ϑ таблице	ккал/кг	980
Тепловоспр по балансу	Q_6	$\phi (I' - I'' + I_{пр}) 0,997$	ккал/кг	4212
Температура воды на входе	t'	Из теплового расче. топки	°C	25
Температура пара на выходе из котла	t''	Из теплового расче. топки	°C	180
Боль темпер-ый напор	Δt_6	$\vartheta' - t'$	°C	975
Наимен темпер-ый напор	Δt_m	$\vartheta'' - t''$	°C	20

Продолжение таблицы Д.3

1	2	3	4	5
Средн. температур. напор	Δt_{cp}	$(\Delta t_6 - \Delta t_m) / 2,3 \lg(\Delta t_6 / \Delta t_m)$	°C	246
Средн. температ-а газов	ϑ_{cp}	$0,5(\vartheta' + \vartheta'')$	°C	600
Секундный расход газов	$V^{сек}$	$V_r B_p (\vartheta_{cp} + 273) / 3600 \times 273$	м³/с	7,47
Средняя скорость газов	w_r	$V^{сек} / F_r$	м/с	26,9
Коэффициент теплоотдач при продольном течении	α_k	Номограмма 11, с.228	ккал/м²ч	35,0
Учет отрыва и вращен потока пруж.вставками	$\alpha_k 2,2$	Номограмма XI Норматив метод	ккал/м²ч	54,25
Тепле напря конв пов-ти	q_k	$B_p \times Q_6 / H_k$	ккал/чм²	1600
Коэфф теплоот. излуч.	$\alpha_{л}$	$a \times c_s \times \alpha^H$	ккал/м²ч°C	38,7
Коэф. теплоп от газ к вод	k	$(\alpha_{л} + \alpha_k) / 1 + \varepsilon (\alpha_{л} + \alpha_k)$	ккал/м²ч	33,7
Тепловоспр по уравн теплопер	Q_T	$k H_k \Delta t / B_p$	ккал/кг	4234

Таблица Д.4 - Оценка теплового расчета котла

Расхождение с принятым ранее значением для конвективной части		$(Q_6 - Q_T) / Q_T \cdot 100$	%	-0,51
Полезно использованное тепло от располагаемого	Q''	$Q_p \cdot \eta_k \cdot 0,01$	ккал/кг	9790
Полезно использованное тепло в топке	$Q_{л}$	Из расчета	ккал/кг	4930
То же в конвекти-ой част	Q_T	Из расчета	ккал/кг	4234
Суммарное полезн. тепло	Q	ΣQ	ккал/кг	9164
Расчетная невязка теплового баланса	ΔQ	$Q'' - Q [(1 - q_4) / 100]$	ккал/кг	6,62
Относительная невязка тепло. баланса	$\Delta Q / Q_p$	$(\Delta Q / Q_p) \cdot 100\%$	%	0,06
Номинальная мощность (расчетная)	N	Из конструкции котла $Q_T / Q = 46,2; Q_{л} / Q = 53,7$	МВт	4,1МВт

ПРИЛОЖЕНИЕ Ж
Фотографии с испытательной площадки



Рисунок Д.1 - Исполнители на фоне экспериментальной установки при проведении испытаний



Рисунок Д.2 – Бак дизельного топлива емкостью 200 литров с указателем уровня, установленный на специализированные весы



Рисунок Д.3 – Фронтальная часть котла КВа-400 со вставленными витыми ленточными вставками